

# В

для грузов

## ГРУЗО- ПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ

ББК 39.9  
Г90  
УДК 621.86/87 (075.8)

*М. П. Александров, Л. Н. Колобов, Н. А. Лобов,  
Т. А. Никольская, В. С. Полковников*

Рецензенты: кафедра «Подъемно-транспортные машины» Ленинградского политехнического института и д-р техн. наук проф. *Н. И. Харитонов*

**Грузоподъемные машины: Учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудование»/ М. П. Александров, Л. Н. Колобов, Н. А. Лобов и др.: — М.: Машиностроение, 1986 — 400 с., ил.**

**В пер.: 1 р. 30 к.**

Рассмотрены устройство, принцип действия, назначение, области применения и основные направления развития конструкций кранов различных типов, мостовых перегружателей, подъемников, промышленных роботов.

Изложены основы расчета и конструирования наиболее важных узлов и вопросы динамики грузоподъемных машин. Большое внимание уделено соблюдению норм техники безопасности, регламентированных Правилами Госгортехнадзора СССР.

Второе издание (1-е изд., 1973 г.) написано в соответствии с новой программой, дополнено разделом «Промышленные роботы».

Г  $\frac{3601030000-295}{038 (01)-86}$  295-86

ББК 39.9  
6П5.6

© Издательство «Высшая школа», 1973 г.  
© Издательство «Машиностроение», 1986 г., с изменениями

В создании материально-технической базы значительная роль отводится подъемно-транспортному машиностроению, перед которым поставлена задача широкого внедрения во всех областях народного хозяйства комплексной механизации и автоматизации производственных процессов, ликвидации ручных погрузочно-разгрузочных работ и исключения тяжелого ручного труда при выполнении основных и вспомогательных производственных операций.

Современные поточные технологические и автоматизированные линии, межцеховой и внутрицеховой транспорт, погрузочно-разгрузочные операции органически связаны с применением разнообразных грузоподъемных машин и механизмов, обеспечивающих непрерывность и ритмичность производственных процессов.

Правильный выбор грузоподъемного оборудования является основным фактором нормальной работы и высокой эффективности производства. Нельзя обеспечить устойчивый ритм производства на современной ступени его интенсификации без согласованной и безотказной работы современных средств механизации внутрицехового и межцехового транспортирования сырья, полуфабрикатов и готовой продукции на всех стадиях обработки и складирования.

Успешно осуществляется переход от применения отдельных видов подъемно-транспортной техники к внедрению высокопроизводительных комплексов. Создаются принципиально новые системы грузоподъемных машин для комплексной механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ.

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

Первыми средствами механизации были рычаги, катки и наклонные плоскости. Рычажные подъемники, которые можно считать прототипами современных стреловых кранов, использовали для подъема воды еще за 30 веков до н. э. В VII в. до н. э. появились блоки, а во II в. до н. э. — ворота с червячной и зубчатыми передачами с ручным 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 топчачовых 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 Петербурге промышленное применение подъемно-транспортных устройств известно с 1703 г. В 1769 г. был перемещен на большое расстояние каменный монолит размерами  $15 \times 9 \times 7$  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.

Долгое время в России не изучался и не обобщался опыт развития подъемно-транспортных машин, и только в 1872 г. был издан первый курс грузоподъемных машин проф. И. А. Вышнеградского (1831—1895), а в 1882 г. — работа проф. М. Н. Петрова, систематизирующая и обобщающая опыт механизированной перегрузки массовых грузов.

Начало отечественного краностроения относится к 1900 г., когда впервые были построены краны на Брянском, Старокраматорском и Путиловском заводах. В 1913 г. годовой выпуск кранов на Брянском и Старокраматорском заводах составлял 70 шт.

После Великой Октябрьской социалистической революции были созданы условия для быстрого развития подъемно-транспортного машиностроения, развития механизации тяжелых и трудоемких работ, механизации и автоматизации производства. Подъемно-транспортное машиностроение выделилось в самостоятельную отрасль, были созданы специализированные заводы по выпуску подъемно-транспортного оборудования; Ленинградский завод подъемно-транспортного оборудования им. С. М. Кирова, Уральский завод тяжелого машиностроения им. С. Орджоникидзе, Новокраматорский машиностроительный завод им. В. И. Ленина и др.

Создан Всесоюзный научно-исследовательский институт подъемно-транспортного машиностроения ВНИИПТмаш, занимающийся конструированием и изучением новой подъемно-транспортной техники.

Большой вклад в развитие грузоподъемных машин внесли проф. д-р техн. наук Л. Г. Кифер и проф., д-р техн. наук И. И. Абрамович.

За последние годы для механизации подъемно-транспортных и погрузочно-разгрузочных работ специализированные проектные организации совместно с машиностроительными заводами создали ряд новых высокопроизводительных, экономичных и удобных в эксплуатации машин. Созданы электро- и автопогрузчики, различные разгрузочные машины для штучных и сыпучих грузов, а также различные штабелирующие и другие подъемные средства и лифты, которые позволили осуществить комплексную механизацию на многих предприятиях черной и цветной металлургии, машиностроительной, угольной, химической промышленности и в других отраслях народного хозяйства. Разработаны уникальные конструкции плавающих кранов большой грузоподъемности; созданы новые конструкции мостовых электрических кранов грузоподъемностью 5—50 т, значительно улучшившие технико-экономические показатели благодаря изменению форм металлоконструкций кранов и применению

прогрессивных профилей проката металлов и качественной термической обработке деталей механизмов.

Из основных конструктивных тенденций в подъемно-транспортном машиностроении следует отметить следующие:

создание качественно новых грузоподъемных машин и механизмов, а также широкую модернизацию существующих машин и установок для обеспечения механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ во всех областях народного хозяйства;

повышение грузоподъемности грузоподъемных машин при одновременном значительном снижении их массы благодаря применению новых кинематических схем, более совершенных методов расчета, новых рациональных профилей металла, новых материалов — легированных сталей, легких сплавов и пластмасс, а также новой прогрессивной технологии машиностроения;

увеличение производительности по различным видам оборудования благодаря применению широкого регулирования скоростей механизмов, автоматического, полуавтоматического и дистанционного управления, специальных захватных и других подъемных агрегатов, а также создание улучшенных условий труда крановщиков благодаря применению установок для охлаждения и очистки воздуха в кабинах и других мероприятий;

повышение надежности работы машин и долговечности их элементов путем разработки новых конструктивных решений, применения новых уточненных методов расчета и материалов с улучшенными физико-механическими свойствами.

Современное производство грузоподъемных машин основывается на создании блочных и унифицированных конструкций (редукторов, муфт, тормозов и др.), позволяющих получить наиболее высокий технико-экономический эффект при изготовлении и эксплуатации этих машин. Блочной 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 простой оборудования и позволяет осуществить высококачественный ремонт в специализированных ремонтных цехах. Кроме того, применение блочных кон-

струкций дает возможность максимально унифицировать отдельные узлы и детали, что увеличивает количество выпускаемых изделий.

Унификация 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.

Грузоподъемные машины по назначению и конструктивному исполнению весьма разнообразны. В данном учебнике рассмотрены только грузоподъемные машины общего назначения, относящиеся к подъемно-транспортным машинам периодического действия.

Введение, гл. 2, 7 и § 14.1 написаны М. П. Александровым; § 1.1, 1.2, 1.3, 1.7, 1.8, гл. 3, 8, 12 и 14 — Н. А. Лобовым; § 1.4, 1.6, гл. 4 и 5 — Т. А. Никольской; § 1.5, гл. 6, 10, 11 и 13 — В. С. Полковниковым; гл. 9 — Л. Н. Колобовым.

## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ, КЛАССИФИКАЦИЯ И КОНСТРУКЦИИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

---

### 1.1. 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.

Грузоподъемные машины весьма разнообразны по назначению, принципам действия и конструктивному исполнению.

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 учебнике 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.

Кроме того, грузоподъемные машины в зависимости от конфигурации обслуживаемой рабочей площади можно разделить на следующие группы: подъемные механизмы, подъемники — определенная точка рабочей площади; тележки, тали — рабочая площадь в виде прямолинейной или криволинейной полосы; стационарные поворотные краны — рабочая площадь в виде узкого кольца; стреловые краны, манипуляторы — рабочая площадь в виде широкого кольца или сектора; краны мостового типа, кабельные, краны-штабелеры, манипуляторы — рабочая площадь в виде прямоугольника; погрузчики, манипуляторы, самоходные краны — рабочая площадь произвольной конфигурации.

### 1.2. ПОДЪЕМНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

#### 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 отли-

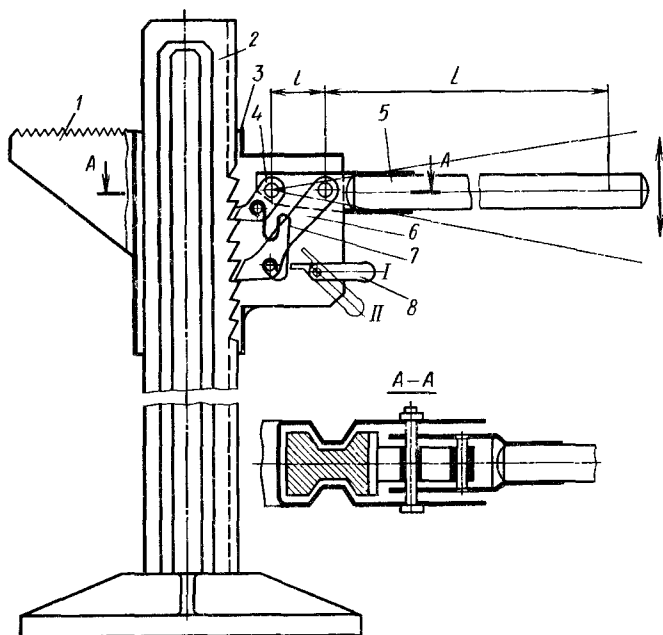


Рис. 1.1. Рычажно-реечный домкрат

чие домкратов от других грузоподъемных машин состоит в том, что подъем груза домкратами производится без 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* имеют всегда ручной привод. Их грузоподъемность составляет 0,5—10 т. Они бывают рычажно- и зубчато-реечными. Рассмотрим в качестве примера конструкцию рычажно-реечного домкрата.

**Рычажно-реечный домкрат** (рис. 1.1) состоит из рейки 2 с упорными зубьями, обоймы 3, скользящей вдоль рейки по направляющим, приводного рычага 5 и системы собачек 4 и 6, расположенных внутри обоймы. Лапа 1, жестко соединенная с обоймой домкрата, является опорой для поднимаемых грузов. При подъеме груза реверсирующий рычаг 8 устанавливают в положение I. При нажатии приводного рычага вниз в зуб рейки упирается большая собачка 6; обойма вместе с грузом поднимается вверх, и малая собачка 4 заходит за очередной зуб. При подъеме приводного рычага малая собачка удерживает груз от самопроизвольного опускания, а большая собачка, скользя по зубу, прижимается к нему пружиной 7. За одно качание рычага обойма поднимается на высоту, равную шагу зуба.

Для опускания груза рычаг 8 устанавливают в положение II небольшим нажатием вниз, в результате чего внешний упор с пружины снимают. При этом малая собачка выходит из зацепления с рейкой и под действием веса груза обойма опускается до упора малой собачки в следующий зуб, а рычаг перемещается вверх, придерживаемый рукой рабочего во избежание удара рейки по малой собачке.

Рычажно-реечные домкраты имеют высокий КПД (0,95—0,97). Эти домкраты часто используют для ремонта железнодорожных путей и автомобилей. Недостаток рычажно-реечных домкратов — прерывистость действия и самопроизвольное падение груза вследствие быстрого изнашивания собачек.

Усилие, прикладываемое к рычагу рычажно-реечного домкрата,

$$F = G_{гр} l / (\eta L),$$

где  $G_{гр}$  — вес груза;  $l$  — длина малого плеча рычага;  $\eta$  — КПД домкрата;  $L$  — длина большого плеча рычага (до оси вращения).

*Винтовые домкраты* 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. Простейший винтовой домкрат (рис. 1.2) состоит из корпуса 1, винта 2, головки 3, шарнирно соединенной с винтом, гайки 4 и приводной рукоятки 5 с собачкой 6 храпового механизма. При качательных движениях приводной рукоятки храповое колесо поворачивается совместно с винтом, что приводит к выдвигению винта из корпуса. В более простых винтовых домкратах винт поворачивается не рукояткой с храповым колесом, а простым рычагом, который устанавливают в одно из отверстий в верхней части винта. Для предотвращения самопроизвольного опускания груза резьбу винтовых домкратов выполняют самотормозящейся (трапецеидальной или упорной), при этом угол подъема винтовой линии  $\alpha$  должен быть меньше угла трения резьбы  $\rho$ . При подъеме груза коэффициент полезного действия винтового домкрата

$$\eta = \operatorname{tg} \alpha / [\operatorname{tg} (\alpha + \rho)].$$

Основным критерием, характеризующим работоспособность винтового домкрата, является износостойкость резьбы. Винт должен быть проверен на устойчивость. Усилие  $F$ , необходимое для подъема груза весом  $G$  и прикладываемое к рукоятке длиной  $l$ ,

$$F = \frac{G}{2l} [d_p \operatorname{tg} (\alpha + \rho) + f d_{ср}],$$

где  $d_p$  — средний диаметр резьбы;  $f$  — коэффициент трения между головкой и винтом;  $d_{ср}$  — средний диаметр поверхности трения торца головки домкрата по винту.

Основными недостатками винтовых домкратов является низкий КПД и малая скорость опускания груза.

*Гидравлические домкраты* выполняют с ручным и машинным приводами. Для этих домкратов, как для винтовых, характерны плав-

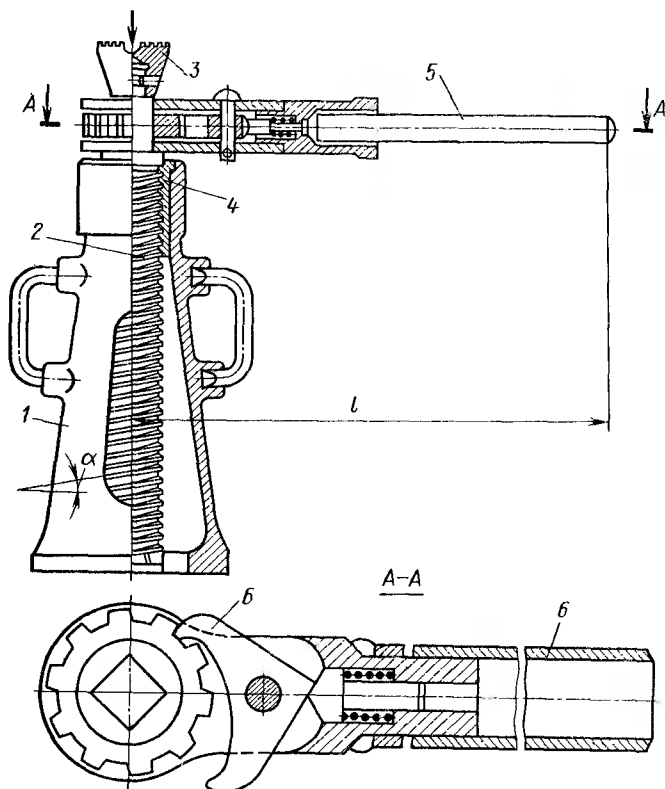


Рис. 1.2. Винтовой домкрат

ность 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, которая составляет до 750 т.

Домкрат с ручным приводом, показанный на рис. 1.3, состоит из гидроцилиндра 2, плунжера 1, ручного поршневого насоса 4 с приводной рукояткой 5 и бачка для масла 6. При качании рукоятки 5 масло из бачка поступает под плунжер, в результате чего плунжер поднимается вместе с грузом. Для опускания груза или плунжера следует повернуть вентиль 3, тогда полость гидроцилиндра будет соединена с бачком и плунжер начнет опускаться под действием собственного веса или груза. Скорость опускания регулируется степенью открытия спускного вентиля.

Усилие рабочего, создаваемое на рукоятке поршневого насоса гидравлического домкрата,

$$F = Qg \left( \frac{d}{D} \right)^2 \frac{l}{L\eta},$$

где  $Q$  — грузоподъемность домкрата;  $g$  — ускорение свободного падения;  $d$  — диаметр поршня насоса;  $D$  — диаметр гидроцилиндра;  $L$  и  $l$  — плечи рычага (рис. 1.3);  $\eta \approx 0,8$  — КПД домкрата.

Скорость подъема груза гидродомкратом

$$u = \beta s m \left( \frac{d}{D} \right)^2,$$

где  $\beta = 0,9 \dots 0,95$  — коэффициент, учитывающий утечки масла через уплотнения;  $s$  — ход поршня насоса;  $m$  — число двойных ходов поршня насоса в единицу времени.

Скорость подъема груза ручными гидравлическими домкратами очень мала (от 0,001 до 0,002 м/с), что является их основным недостатком. Для увеличения скорости подъема груза гидродомкраты снабжают насосами, работающими от электродвигателя. Давление рабочей жидкости (обычно масла) в гидравлических домкратах, определяемое грузоподъемной силой и площадью плунжера, составляет не более 5000 МПа. Обычно высота подъема гидравлических домкратов 0,15—0,7 м. Для плавного подъема крупногабаритных тяжелых грузов применяют несколько гидравлических домкратов, соединенных с одним насосом.

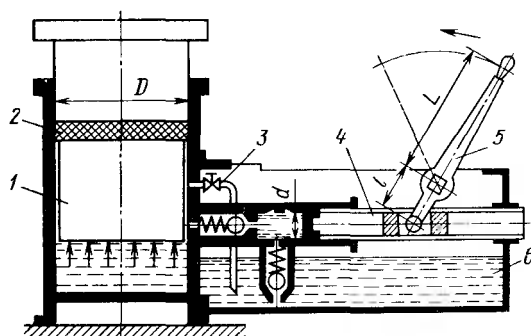


Рис. 1.3. Схема гидравлического домкрата с ручным приводом

скорости подъема груза гидродомкраты снабжают насосами, работающими от электродвигателя. Давление рабочей жидкости (обычно масла) в гидравлических домкратах, определяемое грузоподъемной силой и площадью плунжера, составляет не более 5000 МПа. Обычно высота подъема гидравлических домкратов 0,15—0,7 м. Для плавного подъема крупногабаритных тяжелых грузов применяют несколько гидравлических домкратов, соединенных с одним насосом.

## Тали

Таль — грузоподъемное устройство (лебедка) с ручным, электрическим или пневматическим приводом, подвешиваемое к балкам или специальным тележкам, перемещающимся по подвесному монорельсовому пути.

*Ручные тали* (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.

Различают червячные и шестеренные ручные тали.

**Червячная таль** с пластинчатой грузовой цепью, образующей двукратный полиспаст, имеет (рис. 1.4) верхнюю обойму 6, в которой размещен приводной механизм, и крюковую подвеску 1 с подвижной звездочкой 2, подвешенной на пластинчатой шарнирной цепи 10. Приводной механизм состоит из червяка 9, на котором закреплена приводная звездочка 4 с калиброванной сварной бесконечной цепью 3, и из червячного колеса 7, выполненного литьем со звездочкой 5 или жестко соединенного с ней. Звездочка приводит в движение грузовую пластинчатую цепь, от длины которой зависит высота подъема груза. Червячная передача для увеличения КПД выполнена несамотормозящейся с двухзаходным червяком с углом подъема винтовой линии 15—20°. Поэтому для предотвращения самопроизвольного опускания груза она имеет дисковый грузоупорный тормоз 5. Грузоподъемность червячных талей составляет 0,5—10 т, а КПД — 0,55—0,7.



Шестеренная ручная таль показана на рис. 1.5. Крутящий момент тали от тягового колеса 5 передается на приводной вал с шестерней 3, находящейся в зацеплении с двумя зубчатыми колесами 4, и далее через еще одну зубчатую передачу — на звездочку 2, осуществляющую привод грузовой пластинчатой цепи 1.

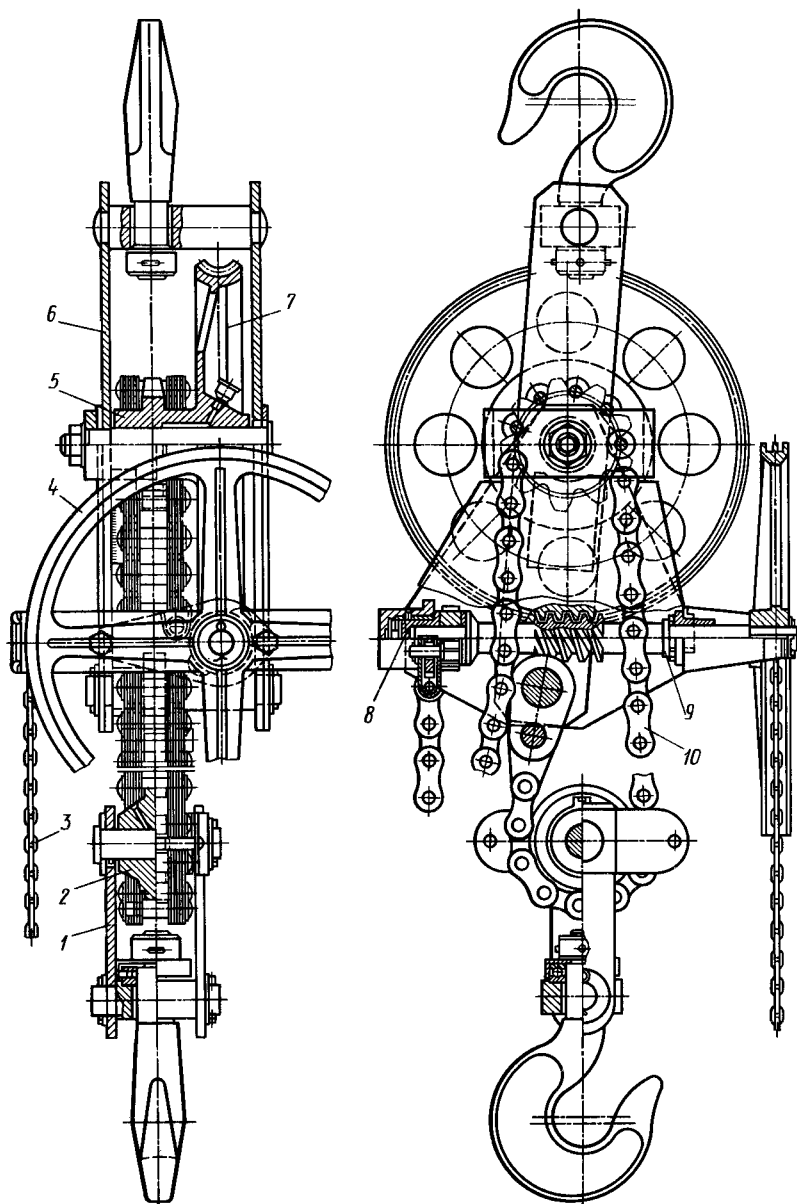


Рис. 1.4. Червячная ручная таль

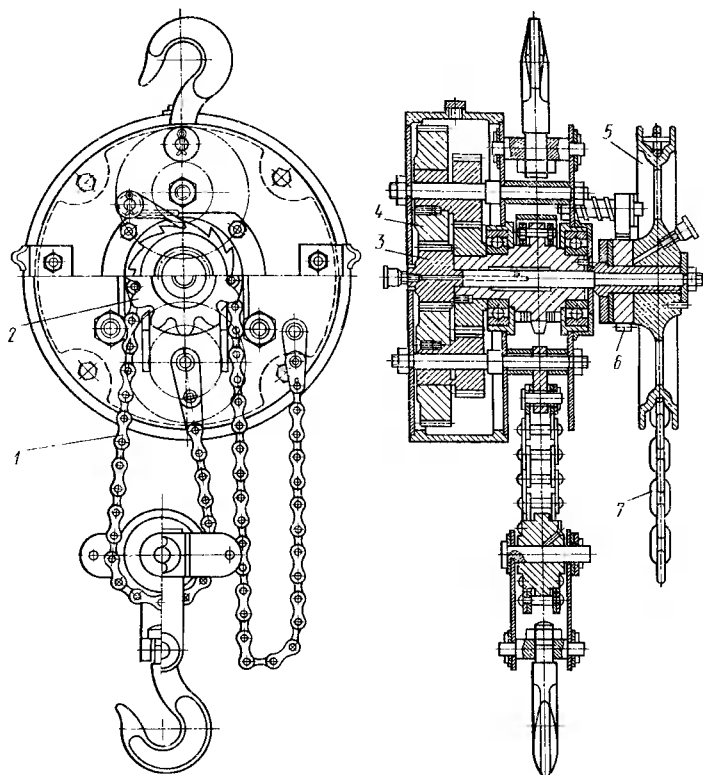


Рис. 1.5. Шестеренная ручная таль

Подъемный механизм приводится в действие бесконечной калиброванной сварной цепью 7, огибающей тяговое колесо 5. Таль снабжена дисковым грузоупорным тормозом 6, встроенным в тяговое колесо. Грузоподъемность шестеренных талей составляет 0,25—10 т, а КПД — 0,7—0,9. Кроме червячных и шестеренных талей с приводом от тягового колеса применяют тали с приводом от качающейся рукоятки.

*Электрическая таль (с электрическим приводом).* Отличительным признаком электроталей является компактность. Электротали подвешивают к неподвижным опорам (балкам, колоннам, стенам и т. д.) с помощью болтов или крюков или к тележкам, перемещающимся по монорельсовому пути. Управление механизмом подъема электротали производят с пола с помощью двухкнопочного поста управления, подвешенного к тали. Токоподвод выполнен в виде троллей или гибкого кабеля. Грузоподъемность электроталей составляет 0,1—15 т. Высота и скорость подъема груза соответственно не более 30 м и 0,05—0,15 м/с. При необходимости (например, при выполнении монтажных работ) электротали кроме основной скорости подъема могут иметь еще дополнительную, так называемую «поса-

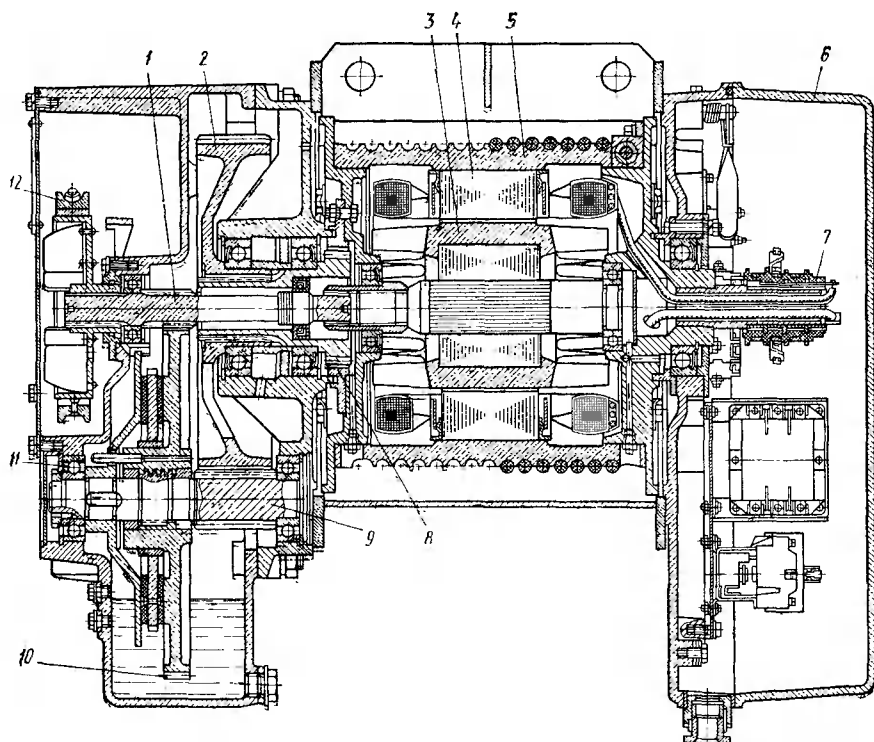


Рис. 1.6. Электроталь с двигателем, встроенным в барабан

дочную» скорость, которая может быть в несколько раз меньше основной скорости.

Электротали могут быть использованы в качестве самостоятельных грузоподъемных машин или в качестве механизмов подъема в более сложных машинах (монорельсовых тележках, мостовых однобалочных кранах, настенных консольных кранах и т. д.). Большинство электроталей имеют в качестве гибкого грузового элемента стальной канат и реже сварную или пластинчатую цепь. Конструкции канатных электроталей весьма разнообразны, причем различаются они между собой взаимным расположением барабана и электродвигателя. По этому признаку электротали разделяют с фланцевым двигателем, установленным на одной оси с барабаном, с двигателем, встроенным в барабан, и с параллельным расположением двигателя и барабана.

Электротали с фланцевым двигателем, расположенным на одной оси с барабаном, имеют большую длину; распространения не получили.

Электротали с двигателем, встроенным в барабан (рис. 1.6), серии ТЭ имеют грузоподъемность 0,5; 1; 2; 3,2; 5; 8; 12,5 и 16 т.

Статор асинхронного двигателя 4 этих электроталей запрессован в барабан 5. С одной стороны (слева) от барабана расположен двухступенчатый соосный редуктор с шестернями 1, 9 и зубчатыми колесами 10, 2, грузоупорный винтовой тормоз 11 и колодочный электромагнитный тормоз 12, а с другой стороны (справа) — шкаф 6 с электроаппаратурой управления. Момент от редуктора передается через зубчатую муфту 8. Ввиду того, что статор двигателя вращается вместе с барабаном, для подвода электроэнергии к статору талей снабжают кольцевым токоприемником 7. Для обеспечения стабильности коэффициента трения диски грузоупорного тормоза расположены в масляной ванне редуктора. Исходными данными для определения частоты вращения барабана являются частота вращения ротора относительно статора  $n_{12-1}$  при номинальной нагрузке тали и направление вращения ротора относительно статора (барабана). Частоту вращения  $n_{12-1}$  определяют по каталогу на электродвигатели. Из рис. 1.6 видно, что ротор 3 и статор 4 вращаются в одну и ту же сторону, тогда справедливы уравнения

$$n_{12-1} = n_{12} - n_1; u_p = n_{12}/n_1 = z_7 z_{11}/(z_6 z_{10}),$$

где  $n_{12}$  — частота вращения ротора;  $n_1$  — частота вращения барабана;  $u_p$  — передаточное число редуктора.

Частота вращения барабана

$$n_1 = (n_{12-1})/(u_p - 1).$$

Вследствие максимальной компактности талей рекомендуется их зубчатые передачи изготавливать из хромоникелевых, хромистых и других высококачественных легированных сталей, а шестерни выполнять с малым числом зубьев.

В качестве привода в электроталях используют только асинхронные короткозамкнутые двигатели. Если требуется применение двухскоростного механизма подъема, то используют многоскоростные асинхронные двигатели или специальный дополнительный микропривод.

Рассмотрим конструкцию передвижной электрической тали. В этих талях механизм подъема подвешен к тележке, перемещающейся по монорельсовому подвесному пути и выполненной приводной или неприводной.

На рис. 1.7 показана электроталь 2, подвешенная к четырехколесной неприводной тележке 1, передвигающейся с помощью приводной тележки 4. Управление талью и приводной тележкой осуществляется с пола при помощи четырехкнопочного поста управления 3.

Приводная тележка (рис. 1.8) имеет два приводных 2 и два нажимных фигурных ролика 3. Профиль роликов близок к профилю полки двутавровой балки, по которой перемещается тележка. Приводные ролики получают вращение от электродвигателя 5 через двухступенчатый редуктор 1. Необходимое сцепление приводных роликов с подвесным путем осуществляется прижатием нажимных

роликов двумя пружинами 4 к полке этого пути, а также собственным весом приводной тележки.

Скорость передвижения приводной тележки менее 0,5 м/с, поэтому он не снабжен тормозом.

**Пневматические тали** используют для работы во взрывоопасной среде, в которой использование электродвигателей не допускается.

Пневматическая таль имеет механизм подъема, установленный на неприводной монорельсовой тележке, и приводную монорельсовую тележку, шарнирно соединенную с неприводной тележкой, с помощью которой она перемещается по подвесному монорельсовому пути.

Механизм подъема пневматической тали, показанный на рис. 1.9, имеет корпус 1, пневматический ротационный лопастной двигатель 4 с встроенным дисковым тормозом 6, соосный трехступенчатый планетарный редуктор 13, барабан 2 с канатоукладчиком 3 и блок аппаратуры управления 8. Для уменьшения габарита тали пневмодвигатель с тормозом располагают в полости барабана. Одной опорой двигателя является выходной вал, который опирается на входной вал редуктора. Другой опорой двигателя служит кронштейн 11, который с одной стороны прикреплен к заднему фланцу двигателя, а с другой — к корпусу тали с помощью упругих втулок 9. Сжатый

воздух к двигателю подается через коллектор 5.

Барабан механизма подъема одним концом с помощью реборды 12 со шлицами соединен с выходным валом редуктора, а другим концом с помощью наборного роликового подшипника 10 оперт на фланец корпуса тали.

Аппаратура управления пневматической талью смонтирована на панели 7, которая закреплена на коллекторе двигателя.

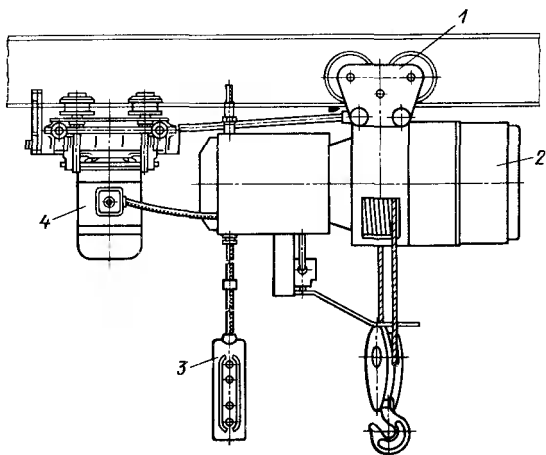


Рис. 1.7. Электроталь с механизмом передвижения

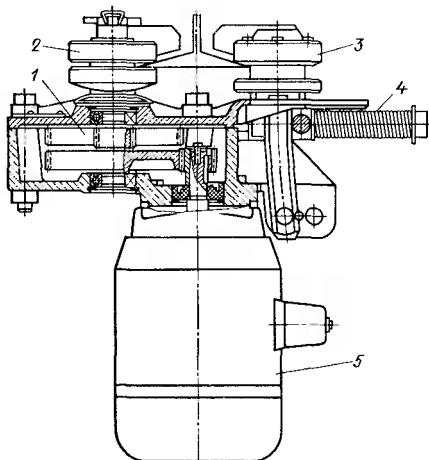


Рис. 1.8. Механизм передвижения электротали

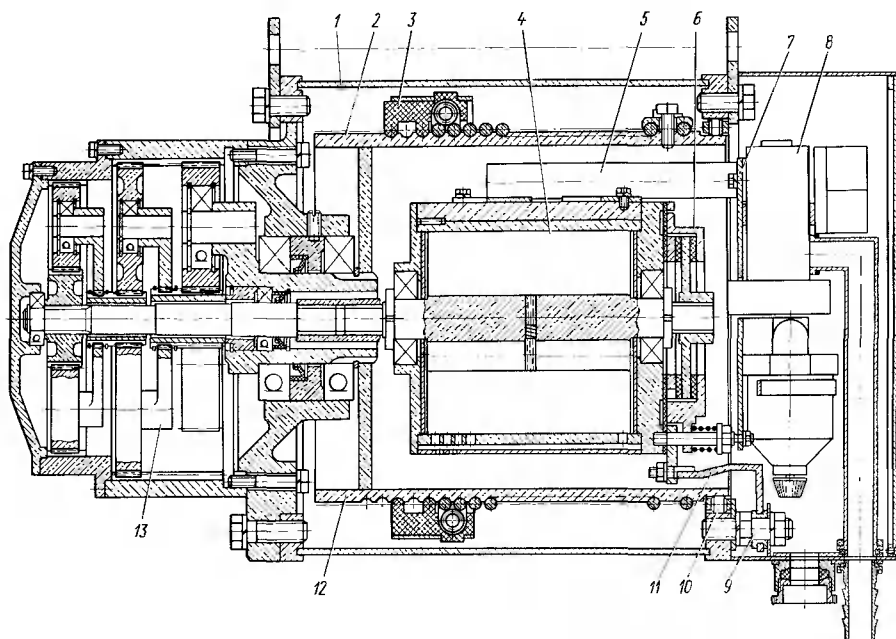


Рис. 1.9. Механизм подъема пневматической тали

## Лебедки

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, строительно-монтажных 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.

Методика расчета лебедок определяется условиями их применения. Если они предназначены для подъема груза по вертикали или для перемещения его по наклонному пути, то их рассчитывают как механизмы подъема кранов (см. гл. 8). Если лебедки предназначены для перемещения грузов по горизонтали, то их рассчитывают как механизмы передвижения груза с канатным тяговым элементом (см. гл. 9).

Различают лебедки с *ручным или машинным приводом* от электродвигателей, двигателей внутреннего сгорания, реже от гидравлических, пневматических и паровых.

Лебедки могут быть выполнены *напольными*, прикрепленными с помощью болтов к фундаментам, опорным рамам или плитам, либо

настенными, прикрепленными к стенам, колоннам и т. д. Узел крепления лебедок с любым типом привода должен быть таким, чтобы обеспечивалась их устойчивость при натяжении каната (или цепей), превышающем в 2 раза номинальное значение.

*Лебедки с ручным приводом* обычно выполнены барабанными. Они имеют станину в виде двух щитов, между которыми расположен приводной зубчатый механизм и барабан.

Барабанные лебедки с ручным приводом имеют приводную рукоятку с тормозом, гладкий барабан для многослойной навивки каната без канатоукладчика, в основном открытые зубчатые или червячные несамотормозящиеся передачи, подшипники скольжения, смазываемые консистентной смазкой, шестерни с малым числом зубьев (11—14) для обеспечения компактности.

*Рычажная ручная лебедка* (рис. 1.10, а, б) выполнена без органа навивки каната. Принцип работы ее основан на протягивании каната через тяговый механизм с помощью двух пар зажимов. Лебедка имеет тяговый механизм 2 для каната 3 и телескопический рычаг 1.

Тяговый механизм (рис. 1.10, б) имеет корпус 8, рукоятки переднего 4 и заднего 5 хода, штырь 19, с помощью которого лебедка прикрепляется к анкерному (якорному) устройству, рассчитанному на увеличенное в 2 раза расчетное натяжение рабочего каната, переднего 6 и заднего 10 захватов, рычага 7, предназначенного для освобождения каната от зажимов. Каждый захват состоит из двух щек, внутри которых расположены два зажима 9, осуществляющие захват каната, пружин 14, серьги с одним ушком 13 и серьги с двумя ушками 12. Каждая серьга, состоящая из двух пластин, имеет фигурные отверстия в виде полуокружностей, в которые входят фигурные выступы зажимов (сухарей) 9. Зажимы имеют полукруглую канавку для протягиваемого каната. Усилие, зажимающее канат, создается пружинами 14, которые сжимаются между щеками зажима с одной стороны и правой серьгой соответствующего захвата с другой стороны. При повороте каждой серьги вокруг собственной оси 11 при движении по часовой стрелке вследствие давления серег на фигурные выступы зажимов происходит зажим каната, а при повороте серег против движения часовой стрелки происходит сжатие пружин и освобождение каната. Оба захвата с помощью тяг и рычагов соединены с рукояткой переднего хода.

Для протягивания каната вперед, т. е. справа налево, на рукоятку переднего хода надевают телескопический рычаг и совершают вращательные движения. При движении рукоятки против часовой стрелки поводок 17 с помощью шатуна 18 поворачивается по часовой стрелке. Верхняя часть поводка соединена со щеками переднего захвата короткой тягой 16, а нижняя часть поводка — со щеками заднего захвата длинной тягой 15. Поэтому при повороте поводка (по часовой стрелке) передний захват перемещается вправо, причем канат освобождается от захвата, а задний захват движется влево вместе с зажатым канатом. При движении рукоятки переднего хода в обратную сторону (по часовой стрелке)

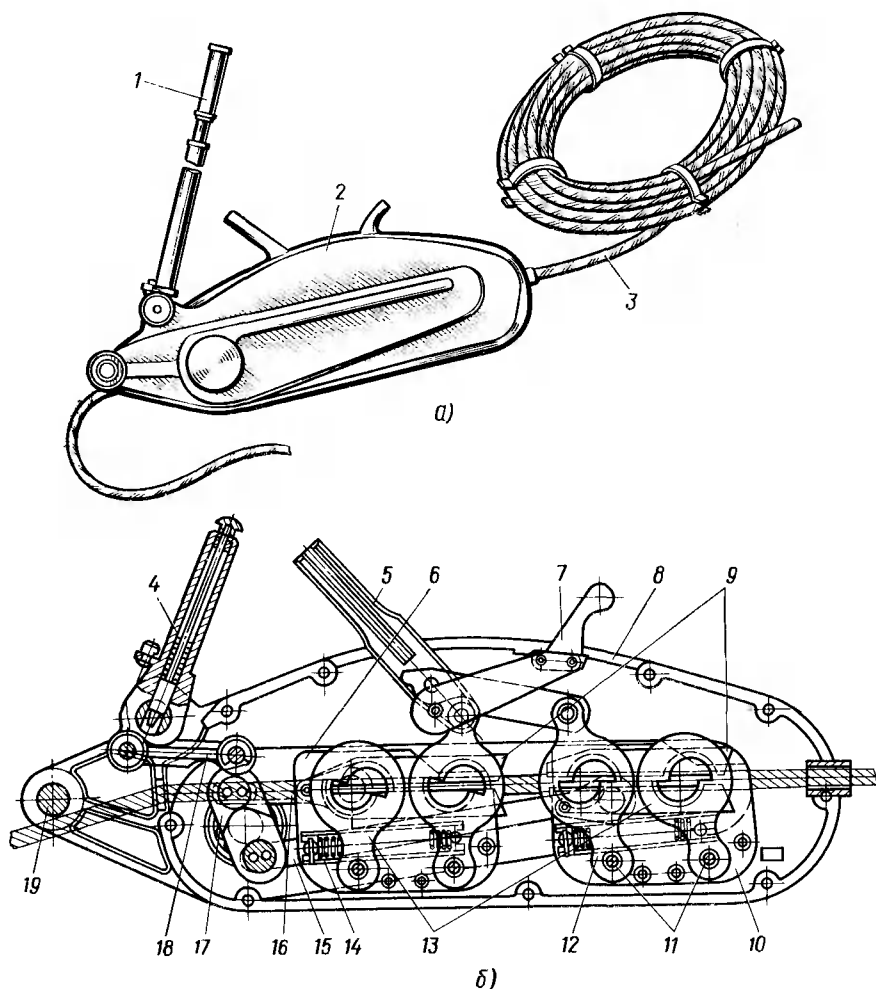


Рис. 1.10. Рычажная лебедка:

а — общий вид; б — тяговый механизм

передний захват с канатом подтягивается влево, а задний разжатый захват перемещается вправо. Для освобождения каната от захватов рычаг 7 поворачивают против часовой стрелки.

Лебедки с машинным приводом бывают нереверсивными или реверсивными, фрикционными или с жесткой связью каната и барабана, однобарабанные и двухбарабанные, односкоростные и двухскоростные, с цилиндрическими или коническими барабанами и т. п.

В однобарабанных фрикционных лебедках с приводом от электродвигателя или от двигателей внутреннего сгорания барабан с двигателем соединен фрикционной муфтой, управ-



ляемой вручную, причем рукоятка управления муфтой заблокирована с тормозом так, что при включении муфты тормоз лебедки размыкается, а при выключении он замыкается. Таким образом, управление лебедкой осуществляется при непрерывно работающем двигателе. Для опускания грузозахватного приспособления или груза производится растормаживание лебедки при помощи педали. Ввиду повышенной опасности при эксплуатации применение фрикционных лебедок с электрическим приводом для подъема груза правилами Госгортехнадзора запрещено. Поэтому находят применение подъемные лебедки, в которых барабан жестко соединен с двигателем.

Электрические реверсивные однобарабанные лебедки согласно ГОСТ 2914—80 имеют тяговое усилие 4,0; 6,3; 10,0; 12,5; 20,0; 32,0; 50,0 кН.

Электрическая реверсивная однобарабанная лебедка показана на рис. 1.11. Ее используют при строительных и монтажных работах, а также для комплектации подъемников.

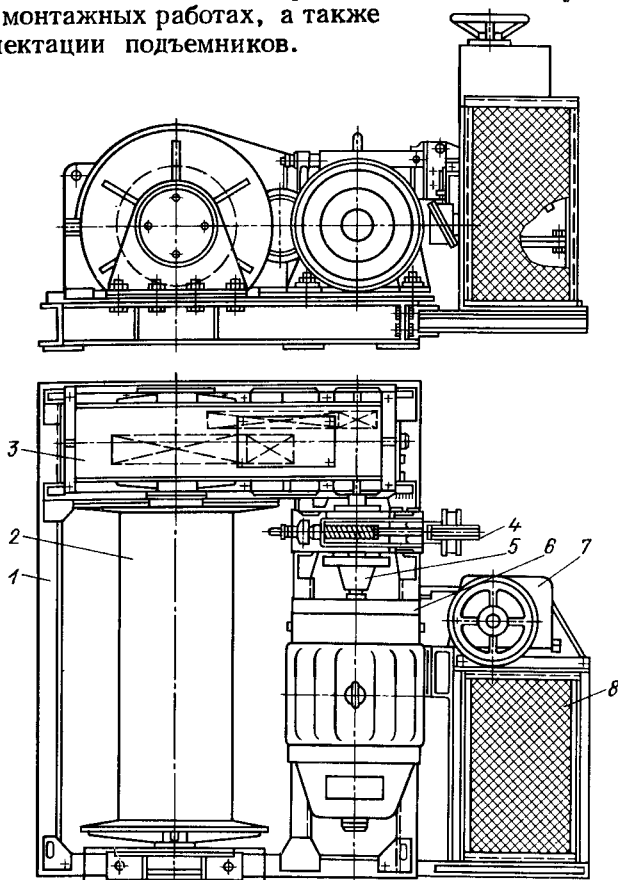


Рис. 1.11. Электрическая реверсивная однобарабанная лебедка

Реверсивная однобарабанная лебедка смонтирована на раме 1. Привод осуществляется от асинхронного двигателя с фазным ротором 6. Барабан 2 с редуктором 3 соединен с помощью зубчатой муфты внутри барабана. Двигатель с редуктором соединен упругой разъемной муфтой 5, одна из частей которой (со стороны редуктора) используется в качестве тормозного шкива. Тормоз 4 двухколодочный с короткоходовым магнитом переменного тока. Управление электродвигателем производится контроллером 7. На раме лебедки установлены также пускорегулирующие резисторы 8. Для опускания груза в электрических подъемных лебедках двигатель включается в сторону опускания груза. Если при этом момент от веса груза больше момента от сил трения в передачах лебедки, то двигатель работает в режиме генераторного торможения. Опускание груза реверсированием двигателя обеспечивает безопасность при работе лебедки.

Строительно-монтажные однобарабанные лебедки должны иметь несколько скоростей подъема: малую скорость при посадке груза и большие скорости при подъеме и опускании груза. Наиболее часто их применяют с двухдвигательным приводом и планетарной муфтой или редуктором.

Применение однобарабанных реверсивных лебедок для подтягивания железнодорожных вагонов в цехах, для откатки вагонеток и т. п. является нецелесообразным, так как разматывание каната осуществляют вручную. В этих случаях лебедки выполняют двухбарабанными, на один барабан навивается грузовая ветвь каната, а с другого в это время сматывается другая ветвь каната. Для обеспечения передвижной (нестационарной) двухбарабанной лебедки универсального применения, т. е. возможности изменения соотношения длины прямой и обратной ветвей каната, она должна иметь два двигателя или соединение двух барабанов с ведущим валом приводного двигателя должно быть выполнено с помощью фрикционных конусных или ленточных муфт. Торможение барабана производится ленточным тормозом. Одновременно с размыканием тормоза осуществляется включение муфты.

Лебедки с фрикционными конoidalными барабанами, имеющими вертикальную ось вращения (шпили или кабестаны) или горизонтальную (брашпили), используют для маневровых работ с вагонами, для подтягивания грузов к краям и судов к причалам и т. д. В этих лебедках тяговое усилие передается благодаря силам трения между канатом и барабаном.

Наибольшее распространение получили шпили с электроприводом, в которых канат не закреплен на барабане, а наматывается на него несколькими (до пяти) витками.

Тяговое усилие шпиля

$$S = S_0 e^{f\alpha},$$

где  $S_0$  — натяжение обегавшей ветви каната;  $\alpha$  — угол обхвата барабана канатом;  $f$  — коэффициент трения между барабаном и канатом.

Если принять  $f = 0,185$ , то при рекомендуемом усилии рабочего  $S_0 = 160$  Н и пяти витках каната на барабане максимальное тяговое усилие шпиля

$$S = 160e^{0,185 \cdot 10\pi} \approx 54\,000 \text{ Н}.$$

Поскольку при работе шпиля происходит непрерывное перемещение витков каната на ту часть барабана, которая имеет минимальный диаметр, и интенсивное скольжение витков, канат в таких лебедках изнашивается очень быстро. Для уменьшения изнашивания каната рационально увеличивать тяговое усилие шпилей путем увеличения коэффициента трения  $f$ , а не угла обхвата  $\alpha$ .

Для обеспечения большой высоты подъема груза или значительного пути перемещения в горизонтальной плоскости применяют лебедки с фрикционными цилиндрическими барабанами. В этих лебедках можно создать большое тяговое усилие при малом натяжении сбегавшей ветви каната. В фрикционной лебедке, показанной на рис. 1.12, сбегавшая ветвь каната наматывается на барабан 7. Фрикционные барабаны 1 выполнены с несколькими кольцевыми канавками, соответствующими числу ветвей каната, находящихся на барабанах. Число канавок может составлять до десяти. Сбегавшая ветвь каната натяжением  $S_0$  при подъеме груза наматывается на барабан 7 с многослойной навивкой с помощью винтового канатопкладчика 8. При подъеме груза барабан 7 приводится в действие через цепную передачу 3 и фрикционную муфту 5, причем передаточное число цепной передачи выбирается таким, чтобы частота вращения звездочки 6, связанной с ведущими дисками фрикционного механизма, была больше максимальной частоты вращения канатосборного барабана (при навивке первого ряда каната) примерно на 10 %. Это обеспечивает работу муфты с постоянным проскальзыванием дисков и, следовательно, постоянное натяжение сбегавшей ветви каната  $S_0$ , необходимого для передачи тягового усилия фрикционными барабанами. Значение  $S_0$  устанавливается путем регулирования степени сжатия дисков фрикционной муфты. Чтобы между фрикционными и канатосборными барабанами при опускании груза не образовывалась слабина каната, фрикцион снабжен храповым механизмом 4 с двумя собачками. Храповое колесо 9 соединено с ведущими (от звездочки) фрикционными дисками. Одна собачка 10 — подвижная связана со звездочкой 6, другая собачка 11 — неподвижная. При подъеме груза вращение с фрикционных барабанов передается через цепную передачу и храповой механизм на ведущие диски и канатосборный барабан. При опускании груза храповое колесо застопоривается неподвижной собачкой, а подвижная собачка скользит по зубьям храпового колеса. Таким образом, при опускании груза натяжение каната, сматываемого с канатосборного барабана, определяется усилием фрикционного механизма и оно равно натяжению  $S_0$  каната, наматываемого на канатосборный барабан при подъеме груза.

Натяжение каната  $S_0$ , во-первых, должно быть достаточным для преодоления сопротивлений жесткости каната при навивке его на канатосборный барабан, и, во-вторых, оно должно быть таким, чтобы обеспечивалась передача фрикционными барабанами необходимого окружного усилия  $F = S_n - S_0$  при подъеме груза (здесь  $S_n$  — максимальное натяжение набегающей ветви каната). Чтобы

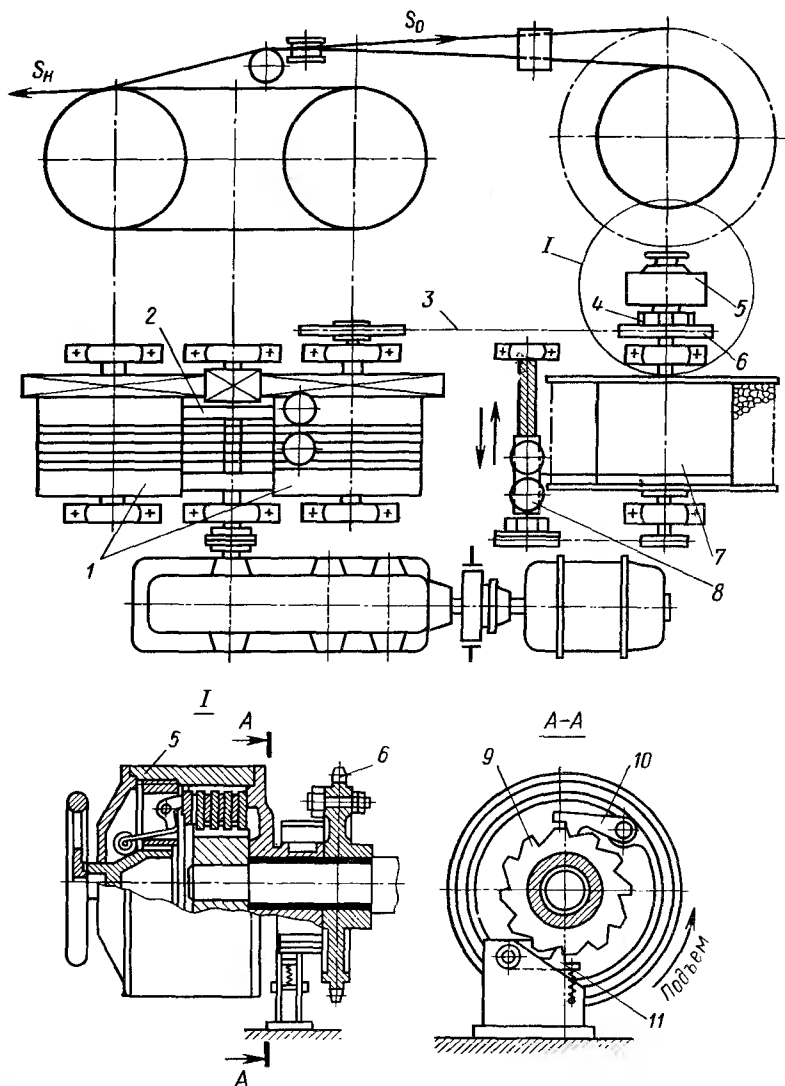


Рис. 1.12. Фрикционная лебедка с канатосборным барабаном

удовлетворить второе требование, необходимо соблюсти следующее условие:

$$S_0 \geq \frac{Fk}{e^{2\pi n f} - 1}$$

или

$$S_0 \geq \frac{S_H k}{e^{2\pi n f} - 1 + k},$$

где  $n$  — число кольцевых канавок на каждом фрикционном барабане;  $k = 1, 1..1, 2$  — коэффициент запаса сцепления каната с барабаном;  $f$  — коэффициент трения каната по барабану.

Для опускания пустого крюка необходимо, чтобы натяжение сбегавшей ветви каната удовлетворяло условию

$$S_{сб} > \frac{S_0}{e^{2\pi f}}.$$

Для уменьшения усилия на оси фрикционных барабанов от натяжения ветвей канатов между барабанами установлены распорные катки 2 (см. рис. 1.12).

### 1.3. ПОДЪЕМНИКИ

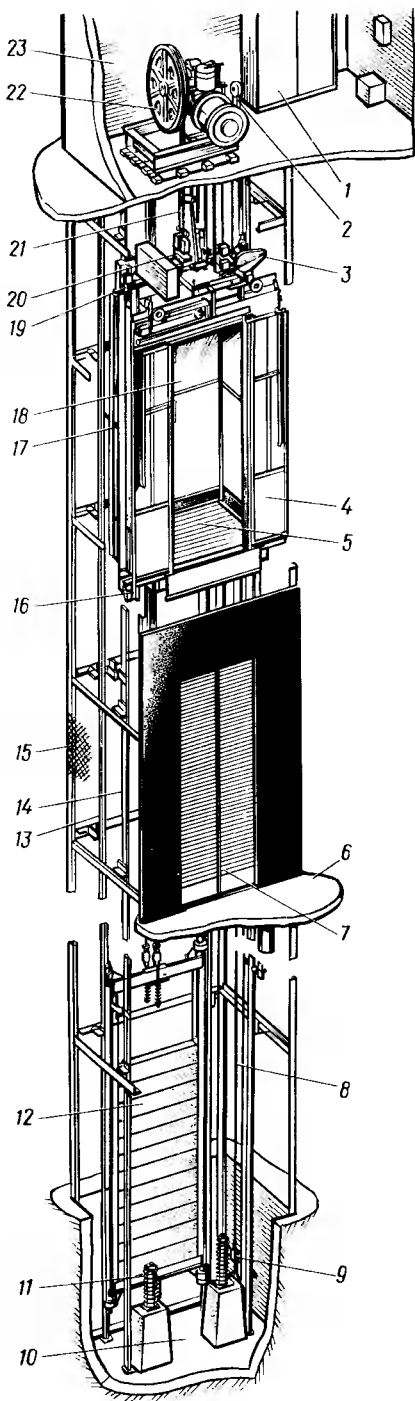
Подъемником называют грузоподъемную машину прерывного (циклического) или непрерывного действия для подъема груза и людей в специальных грузонесущих устройствах, движущихся по жестким вертикальным (иногда наклонным) направляющим или рельсовому пути. По способу передачи воздействия от привода к грузонесущим устройствам различают канатные, цепные, реечные, винтовые и плунжерные подъемники. Преимущественное распространение получили канатные подъемники, в которых грузонесущие устройства подвешены на стальных канатах, огибающих канатоведущие шкивы или навиваемых на барабаны подъемных лебедок. В подъемниках с канатоведущими 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 нагрузку на привод.

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

**Лифты.** Подъемник прерывного действия с вертикальным движением кабины или платформы по жестким направляющим, установленным в огражденной со всех сторон шахте, называют лифтом.

По назначению различают лифты *пассажирские* (обычные и скоростные), предназначенные для транспортирования людей; *больничные* — для транспортирования больных на больничных транспортных средствах с сопровождающим персоналом; *грузовые с проводником* — для транспортирования грузов и лиц, сопровождающих груз, и *грузовые малые без проводника* — для транспортирования только груза.

Пассажирский лифт (рис. 1.13) имеет кабину 18, двери 4, открывающиеся и закрывающиеся автоматически с помощью специального привода 3. Кабина с помощью подвески 20 закреплена на подъемных канатах 21, которые огибают канатоведущий шкив лебедки 22, расположенной в машинном помещении 23. Для уравнивания кабины и части полезного груза служит противовес 12. Кабина и противовес перемещаются в шахте 15, которая со стороны этажных площадок 6 оборудована дверями 7. Внутри шахты закреплены направляющие 13, 14 соответственно для противовеса и кабины.



В верхних и нижних частях кар-  
касов кабины и противовеса уста-  
новлены башмаки 16, которые,  
охватывая с трех сторон рабочую  
часть направляющих 13 и 14, не  
позволяют кабине и противовесу  
смещаться в горизонтальной плос-  
кости. В аварийных случаях, когда  
кабина лифта начинает двигаться  
со скоростью выше допустимой  
или при ослаблении хотя бы одно-  
го подъемного каната, срабатывают  
ловители 19 кабины, а иногда ло-  
вители противовеса. Ловители,  
захватывая направляющие, удер-  
живают кабину или противовес  
от падения. Срабатывание лови-  
телей при превышении расчетной  
(предельной) скорости происходит  
с помощью ограничителя скоро-  
сти 2, приводимого в действие  
канатом 8, соединенным с каби-  
ной и натяжным устройством 9.  
Для предотвращения жесткого  
удара кабины в приямке 10 шах-  
ты в аварийных случаях преду-  
смотрены пружинные буфера 11.  
Для регистрации вошедшего в ка-  
бину пассажира пол кабины 5  
выполнен подвижным. Автомати-  
ческая остановка кабины на за-  
данном этаже происходит с по-  
мощью отводки 17, взаимодейст-  
вующей с этажными переключа-  
телями. В машинном помещении  
23 размещены подъемная лебедка,  
ограничитель скорости и станция  
управления 1.

**Патерностеры.** Подъемники не-  
прерывного действия для подъема  
пассажиров в открытых кабинах,  
прикрепленных к вертикально  
движущимся цепям, называют  
патерностерами. Вход и выход  
пассажиров патерностера проис-  
ходит при движении кабины.

Рис. 1.13. Общий вид пассажирского  
лифта

**Фуникулеры.** Рельсовый наклонный путь с канатной тягой для перевозки пассажиров или грузов в вагонах по крутым подъемам называют фуникулером.

**Скиповый подъемник.** Передвижную или стационарную установку для подъема сыпучих грузов в скипах (специальных ковшах) по наклонным или вертикальным направляющим называют скиповым подъемником. Скиповые подъемники находят применение в шахтах, рудниках, карьерах, для загрузки доменных печей и т. п. В верхнем разгрузочном пункте скип автоматически разгружается через откидное дно или опрокидыванием.

**Строительный подъемник.** Подъемник, выполненный в виде перемещающейся по вертикальным направляющим платформы (кабины) и предназначенный для подъема груза и людей на этажи строящихся зданий и сооружений, называют строительным.

#### 1.4. 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.

Грузоподъемные краны могут быть классифицированы по конструктивному исполнению, конструкции грузозахватного устройства, виду перемещения, конструкции ходового устройства, по виду привода механизмов, степени поворота и способу опирания.

*По конструктивному исполнению* грузоподъемные краны разделяют на краны: мостового типа, к которым относятся мостовые, козловые и мостовые перегружатели, кабельные и мостокабельные; 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; грейферные — 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, пневмоколесные, гусеничные, канатные, шагающие, плавучие.

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

ским, с приводом от двигателя внутреннего сгорания, паровым и комбинированным.

По степени поворота стрелы краны разделяют на полноповоротные, неполноповоротные и неповоротные.

По способу опирания на крановый путь краны бывают опорные и подвесные.

### Краны мостового типа

Краны мостового типа предназначены для обслуживания в основном площадок прямоугольной формы.

Наиболее распространенными кранами мостового типа являются мостовые, козловые и мостовые перегружатели, кабельные и мостокабельные.

**Мостовые краны.** Эти краны находят широкое применение в различных отраслях народного хозяйства для внутрицеховых и внутрискладских погрузочно-разгрузочных работ.

В зависимости от назначения мостовые краны можно разделить на следующие основные группы: *общего назначения*, *специального назначения* (с поворотной тележкой, с выдвижной поворотной и неповоротной стрелой и др.), *металлургические* (мульдозавалочные, литейные, штыревые, для раздевания слитков, ковочные, колодезные, 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.

Мостовые краны состоят из двух основных узлов: моста, передвигающегося вдоль цеха, и крановой тележки или тали, передвигающихся по мосту.

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 с двумя концевыми балками. Наиболее распространены двухбалочные мостовые краны.

По способу опирания на крановый путь различают мостовые краны *опорного* и *подвесного* типа. К мостовым кранам *опорного типа* относят краны, опирающиеся ходовыми колесами на краевой рельс, закрепленный на подкрановой балке, установленной на колоннах цеха, эстакадах. Мостовые краны *подвесного типа* ходовыми колесами опираются на нижние полки двухтавровых балок, подвешенных к потолочным конструкциям цеха.

По типу привода мостовые краны выполняют с *ручным* или *электрическим* приводами. Наибольшее применение нашли краны с электрическим приводом. Краны с ручным приводом механизмов приме-



няют при вспомогательных подъемно-транспортных операциях, при ремонте и монтаже оборудования и других работах, для выполнения которых не требуются большие скорости подъема и передвижения грузов.

Основной характеристикой мостовых кранов является *пролет* — расстояние между осями крановых рельсов (ГОСТ 534—78).

Управление кранами в большинстве случаев осуществляют из кабины. В некоторых случаях управление производят с пола с помощью выносного пульта управления. При этом для безопасности работы скорости передвижения моста и тележки значительно снижены. Управление мостовыми кранами, работающими в цехах, содержащих пары кислот, щелочей и других вредных примесей, осуществляется дистанционно.

Рассмотрим конструкции мостовых кранов подвешенного и опорного типа.

*Мостовые краны подвешенного типа.* Эти краны выполнены с ручным и электрическим приводами, однобалочными или двухбалочными.

Мостовые краны подвешенные однобалочные с ручным приводом (ГОСТ 7413—80) имеют грузоподъемность 0,5—5,0 т и длину 3,6—11,4 м. В качестве механизма подъема груза в этих кранах применяют ручные передвижные червячные тали (ГОСТ 1106—74).

Мостовые краны подвешенные однобалочные с электрическим приводом (ГОСТ 7890—73) выполнены двух-, трех- и четырехопорными, имеют грузоподъемность 0,25—5,0 т, длина двухопорных кранов 3,6—18,0 м, трехопорных 16,2—27,0 м, четырехопорных 28,2—34,8 м, скорость подъема груза 0,133 м/с, скорость передвижения электрической тали 0,33 м/с, скорость передвижения крана 0,53 м/с. Управление краном осуществляют с пола. Для подъема и передвижения груза используются электрические тали. Механизм передвижения крана аналогичен механизму передвижения электрических талей.

Главная балка этих кранов выполнена из обычной двутавровой балки или так называемого разнесенного двутавра, полученного из обычного двутавра и обладающего при той же массе, что и балка, большей прочностью. Главная балка прикреплена к концевой жестко или с одной стороны жестко, а с другой подвижно.

На рис. 1.14 показан подвешенный двухопорный однобалочный кран. Главная балка 1 к левой концевой балке 3 прикреплена жестко с помощью болтов (узел I), а к правой балке 2 — подвижно (узел II). Главная балка опирается на два сферических подшипника, что дает возможность увеличивать или уменьшать пролет крана. С помощью однобалочных подвешенных кранов можно транспортировать груз из одного пролета в другой, не используя напольный транспорт. В этом случае главные балки двух кранов, находящихся в соседних пролетах, соединены между собой специальными переходными мостиками, закрепленными на главных балках стыковыми замками.

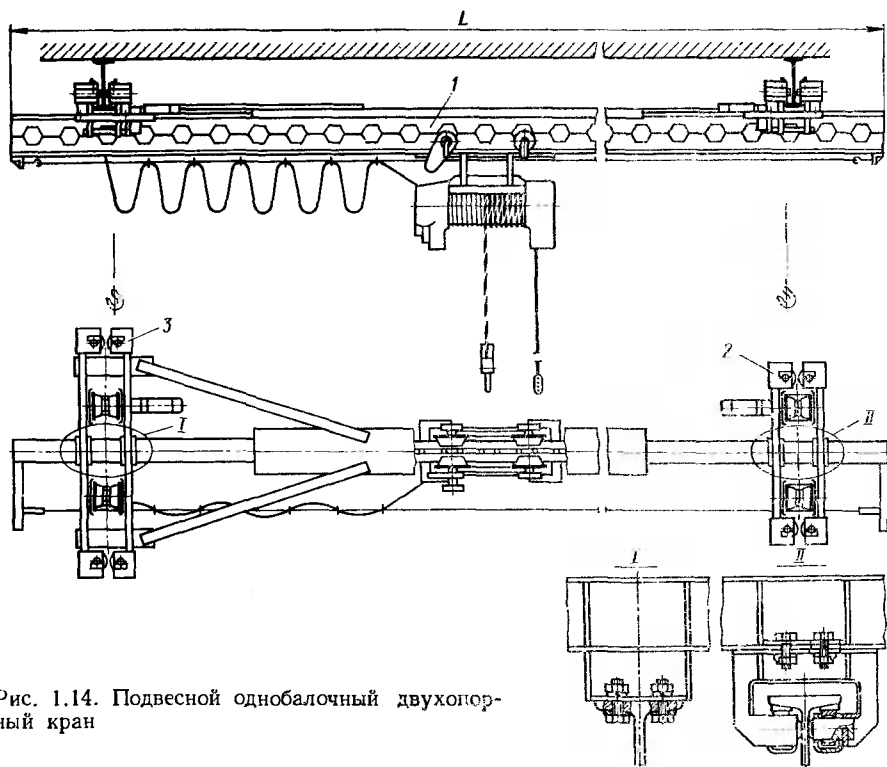


Рис. 1.14. Подвесной однобалочный двухопорный кран

Мостовые краны подвесные двухбалочные многоопорные предназначены для транспортирования крупногабаритных изделий. Пролеты этих кранов не более 96 м. Кран оборудован двумя тележками с двумя механизмами подъема грузоподъемностью до 20 т.

*Мостовые краны опорного типа.* Эти краны выполнены с ручным и машинным приводом однобалочными и двухбалочными.

Мостовые краны опорные однобалочные с ручным приводом (ГОСТ 7075—80) имеют грузоподъемность 3,2; 5,0 и 8,0 т, пролет 4,5—16,5 м; двухбалочные краны имеют грузоподъемность 12,5 и 20 т и пролет 7,5—16,5 м. В качестве механизма подъема груза применяют ручные передвижные червячные тали (ГОСТ 1106—74).

Мостовые краны опорные однобалочные с электрическим приводом (ГОСТ 22045—82) имеют грузоподъемность 1—5 т, скорость подъема груза 0,133 м/с, скорость передвижения электрической тали 0,33 и 0,53 м/с, скорость передвижения крана 0,40; 0,63; 1,0 м/с, высоту подъема 6, 12 и 18 м, пролет 4,5—25,5 м. Главная балка моста однобалочного крана выполнена из двутавровой балки. Размеры двутавра выбирают в зависимости от грузоподъемности крана с учетом прочности и условной проходимости электротали по полкам двутавра. Пространственная ком-

поновка главной балки зависит от грузоподъемности и размера пролета.

В качестве примера на рис. 1.15 представлен общий вид однобалочного мостового крана опорного типа, у которого необходимая жесткость в горизонтальной плоскости обеспечена установкой с одной стороны подкосов 1 в плоскости верхнего сжатого пояса двутавра, а с другой — решетчатой связи 2 по всей длине двутавра.

Мостовые краны общего назначения опорные двухбалочные с электрическим приводом (ГОСТ 25711—83) грузоподъемностью 5—50 т имеют скорость подъема груза 0,05—0,32 м/с, скорость передвижения тележки 0,32—0,63 м/с, скорость передвижения крана 0,40—2,5 м/с, высоту подъема груза 12,5 м, пролет 10,5—34,5 м. Эти краны опираются на четыре ходовых колеса. Такие же краны (ГОСТ 6711—81) с грузоподъемностью механизма главного подъема 80—500 т и грузоподъемностью механизма вспомогательного подъема 20—80 т имеют высоту подъема главного механизма 25 и 32 м, вспомогательного 27 и 34 м. Они в зависимости от грузоподъемности и пролета могут быть выполнены с восьмью или шестнадцатью ходовыми колесами.

Мост двухбалочного мостового крана состоит из двух отдельных пространственно жестких балок, называемых главными. Главные балки соединены с концевыми балками, образуя с ними горизонтальную раму. В концевых балках моста установлены ходовые колеса крана.

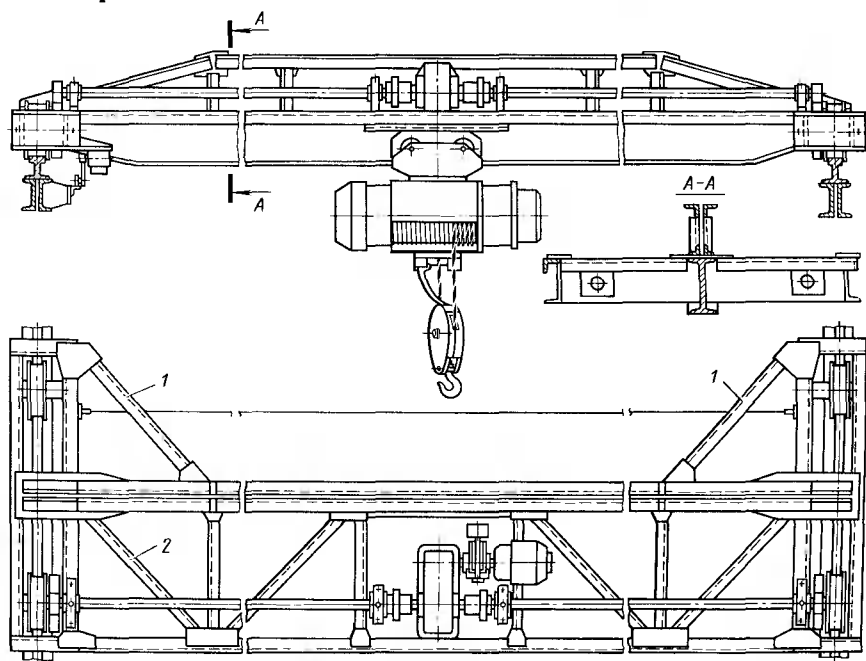


Рис. 1.15. Однобалочный мостовой кран опорного типа

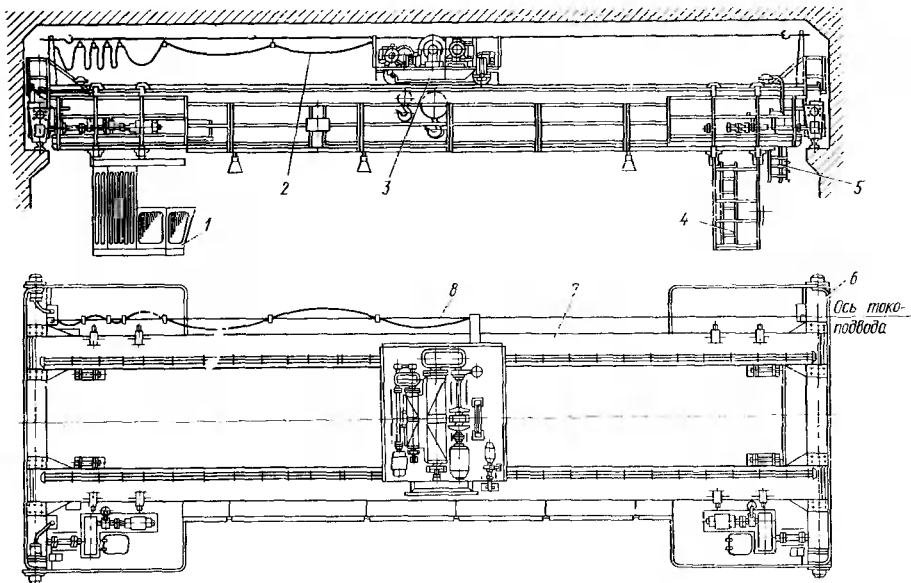


Рис. 1.16. Двухбалочный мостовой кран опорного типа

На рис. 1.16 показан двухбалочный мостовой кран опорного типа с главным и вспомогательными механизмами подъема груза. Главные балки 7 и концевые балки 6 составляют мост крана. На крановой тележке 3 установлены главный и вспомогательный механизмы подъема груза и механизм передвижения тележки. К мосту крана прикреплена кабина управления 1, которая в зависимости от условий работы может быть выполнена открытой или закрытой. Питание механизмов крана электроэнергией производится с помощью специальных токоведущих шин (троллеев) 5, установленных вдоль стен цеха со стороны моста крана, свободной от установки кабины управления. Облегченная специальная кабина управления 4 предназначена для осмотра троллеев. Подача электроэнергии на механизмы подъема груза и передвижения тележки осуществлена с помощью гибкого кабеля 2, перемещающегося на катках по натянутой проволоке 8.

Главную балку двухбалочного мостового крана наиболее часто выполняют коробчатого сечения с симметрично расположенным рельсом (рис. 1.17). Она состоит из двух вертикальных стенок 1 и двух горизонтальных поясов (верхнего 2 и нижнего 3). Усилия ходовых колес грузовой тележки действуют равномерно на каждую вертикальную стенку. Местная устойчивость стенок и пространственная жесткость сечения может быть обеспечена установкой по всей длине диафрагм 5. Для уменьшения прогиба рельса и обеспечения местной устойчивости стенок установлены промежуточные малые диафрагмы 4. Для предварительного выбора размеров главных балок коробчатой конструкции рекомендуется принимать высоту главных балок  $h =$

$= (1/14 \dots 1/18) L_{\text{кр}}$  (здесь  $L_{\text{кр}}$  — пролет крана), ширину горизонтальных поясов  $b = (1/40 \dots 1/50) L_{\text{кр}}$ . К наружным вертикальным листам главных балок прикреплены консольные площадки  $б$  с сплошным настилом. Площадки предназначены для установки с одной стороны моста троллеев или гибкого кабеля, а с другой — для установки механизма передвижения крана и прохода обслуживающего персонала при осмотре и ремонте крана.

Концевые балки рассматриваемых мостов изготавливают также коробчатыми, обладающими достаточной пространственной жесткостью.

При работе мостовых кранов возможно возникновение больших прогибов мостов, особенно при подъеме максимальных грузов. Поэтому при проектировании и изготовлении крановых мостов главным балкам заранее придают выгиб вверх, называемый строительным подъемом. Создание строительного подъема моста листовой конструкции достигается специальным раскроем вертикальных листов. При пролете моста более 17 м строительный подъем  $f = 0,00125 L_{\text{кр}}$ .

*Крановые тележки* мостовых кранов предназначены для установки механизма подъема груза и механизма передвижения тележки. Поперечные размеры тележки зависят в основном от длины барабана механизма подъема груза. Металлоконструкция тележки выполнена из листовой стали. Рама тележки выполнена сварной из продольных и поперечных балок и с сплошным настилом. Широко используют гнутые профили, что позволяет значительно увеличить жесткость рамы тележки без увеличения ее массы. При проектировании тележек мостовых кранов необходимо обеспечить удобный доступ ко всем механизмам.

На рис. 1.18 показана крановая тележка грузоподъемностью 5 т. Механизм подъема этой тележки имеет сдвоенный двукратный полиспаст  $4$  и двигатель  $8$ , соединенный с редуктором  $6$  с помощью промежуточного вала  $7$ , благодаря чему сила тяжести узлов механизма подъема равномерно действует на ходовые колеса тележки  $3$ .

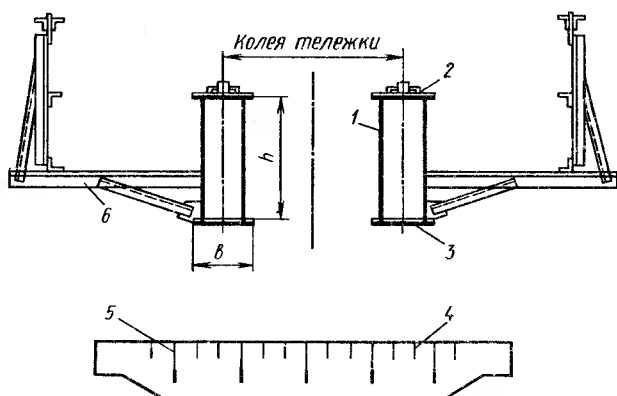


Рис. 1.17. Главная балка коробчатой конструкции двухбалочного мостового крана

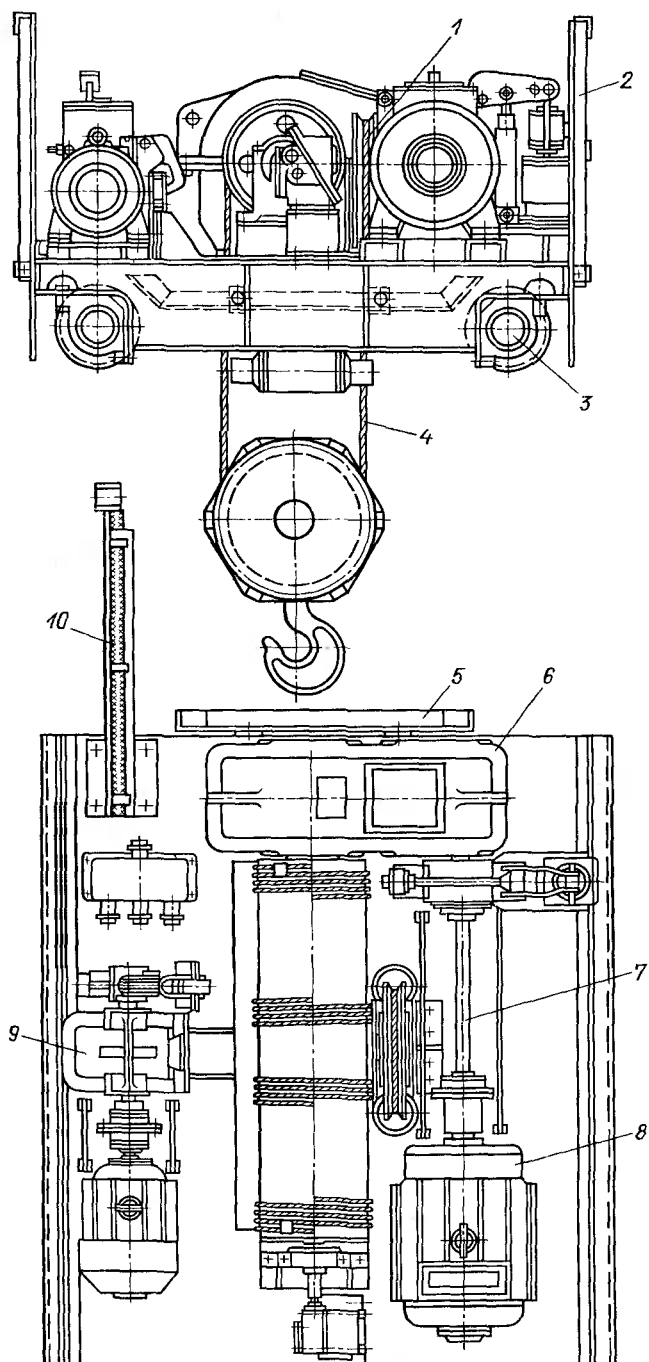


Рис. 1.18. Крановая тележка с одним механизмом подъема груза

Уравнительный блок 1 установлен на кронштейне, смонтированном сверху рамы тележки. Токосвод к тележке выполнен в виде гибкого кабеля 10. Механизм передвижения тележки имеет вертикальный редуктор 9, смонтированный в середине тележки. Для выключения двигателя механизма передвижения при подходе тележки к крайним положениям по концам главных балок установлены концевые выключатели, приводимые в действие специальной линейкой 5, закрепленной на раме тележки, снабженной перилами 2.

На рис. 1.19 показана крановая тележка грузоподъемностью 20/5 т. Главный механизм подъема груза расположен ближе к ведущим колесам тележки, что обеспечивает наибольший сцепной вес и силу сцепления между ведущими колесами и рельсом. Механизм передвижения тележки выполнен с вертикальным навесным редуктором.

**Козловые краны и мостовые перегружатели.** Козловые краны и мостовые перегружатели имеют пролетное строение, соединенное с опорами, опирающимися на ходовые тележки крана, в которых установлены ходовые колеса крана. По конструктивному исполнению эти краны не имеют существенных отличий. Различаются они между собой следующими показателями: назначением, пролетом, грузозахватным приспособлением, рабочими скоростями и группами режима работы. У козловых кранов скорости всех механизмов являются рабочими, т. е. механизм передвижения крана и механизм передвижения тележки могут работать с поднятым грузом.

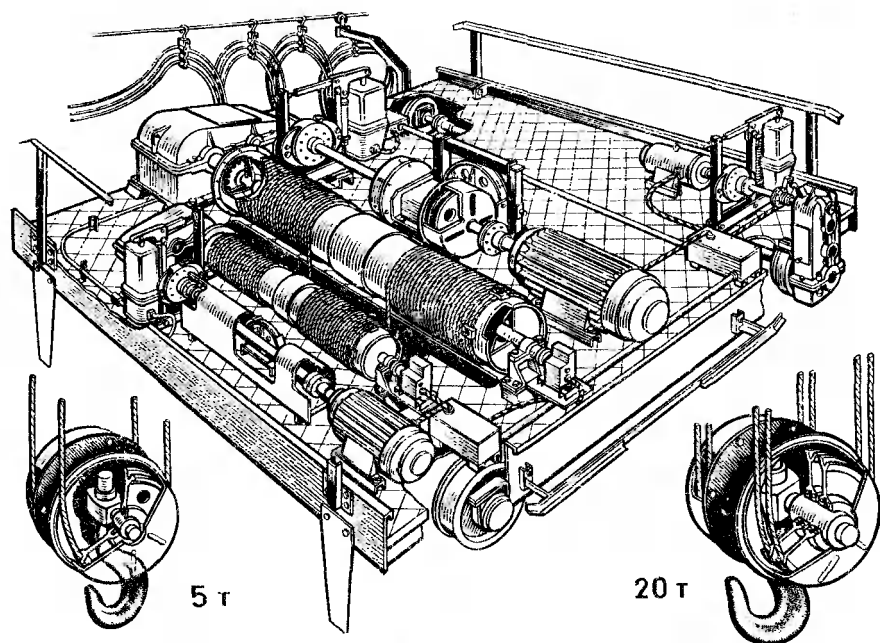


Рис. 1.19. Крановая тележка с двумя механизмами подъема груза

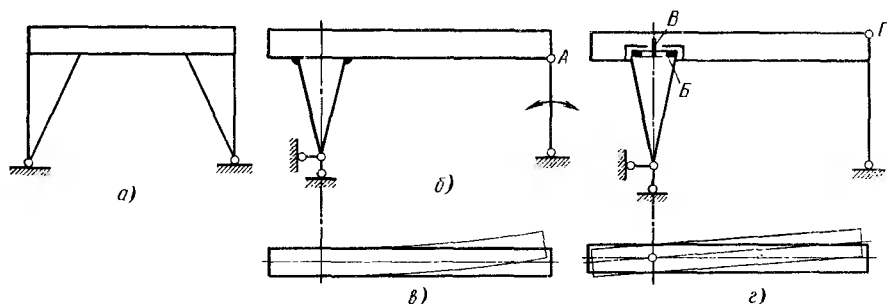


Рис. 1.20. Схемы опорных конструкций козловых кранов и мостовых перегружателей

У мостовых перегружателей скорость механизма передвижения крана является установочной, а скорость механизма подъема груза и передвижения тележки — рабочей.

Управление козловыми кранами и мостовыми перегружателями обычно осуществляют из кабины, которая выполнена стационарной или подвижной. При наличии подвижной кабины обеспечивается лучший обзор места погрузки и разгрузки, однако создается дополнительная подвижная нагрузка на пролетное строение, что приводит к увеличению его сечения. Стационарную кабину крепят к опоре. В этом случае при больших пролетах значительно ухудшается обзор обслуживаемого участка.

Опоры козловых кранов и мостовых перегружателей с пролетом до 30 м жестко соединены с пролетным строением (рис. 1.20, а). С увеличением пролета, т. е. более 30 м, одна опора должна быть выполнена жесткой, а другая гибкой (рис. 1.20, б). При такой схеме исключается возникновение распорных усилий, которые могут возникнуть при изменении температуры или возможных погрешностях укладки пути. Различают две схемы соединения жесткой опоры с пролетным строением. По одной схеме одна опора жестко соединена с пролетным строением, а другая — с помощью цилиндрического шарнира (точка А), ось которого расположена в горизонтальной плоскости. Гибкая опора в этом случае имеет возможность отклониться на угол не более  $5^\circ$  в обе стороны (на рисунке показано стрелками). По этой схеме при забегании одной из опор пролетное строение изгибается.

По другой схеме пролетное строение свободно опирается на опоры (рис. 1.20, в). При этом жесткая опора соединена с пролетным строением с помощью опоры скольжения (узел В), допускающей относительный поворот пролетного строения вокруг центрального вертикального штыря (узел В) жесткой опоры, гибкая опора соединена с пролетным строением с помощью сферического шарнира (узел Г), обеспечивающего поворот во всех направлениях. В этом случае при забегании одной опоры относительно другой пролетное строение не изгибается.



**Козловые краны.** По назначению эти краны разделяют на краны общего назначения, строительно-монтажные и специального назначения.

**Козловые двухконсольные краны общего назначения** (ГОСТ 7352—81) используют на открытых складах и погрузочных площадках, обслуживаемых средствами наземного рельсового и безрельсового транспорта. Эти краны имеют гибкую подвеску грузового крюка, грузоподъемностью 3,2—32,0 т, пролет 10—32 м, высоту подъема груза 7,1—10 м.

**Строительно-монтажные краны** предназначены для монтажа промышленных предприятий, энергетических установок и др. Грузоподъемность их составляет 300—400 т, пролеты 60—80 м и высота подъема груза 20—30 м.

Краны специального назначения предназначены для обслуживания гидротехнических сооружений и др. Грузоподъемность их составляет 25—630 т, пролеты 5—20 м. К кранам специального назначения можно также отнести козловые контейнерные краны (ГОСТ 24390—80) грузоподъемностью 20 и 32 т с пролетами 16 и 25 м и высотой подъема 6—11 м; краны оборудованы специальным автоматическим захватом (спредером).

На рис. 1.21 показан самомонтирующийся козловой кран, имеющий пролетное строение 2 листовой конструкции трапецидальной формы, грузовую тележку 3 с механизмом подъема груза, передвигающуюся по уложенным на боковых сторонах пролетного строения рельсам. Опоры 5 выполнены коробчатого сечения, причем одна из них (левая) соединена с пролетным строением жестко, а другая (правая) — шарнирно. При монтаже крана пролетное строение собирают на специальных подставках на небольшой высоте от опорной поверхности. Обе половины каждой опоры вместе с ходовыми тележками 6 устанавливают на крановые рельсы и с помощью монтажных лебедок, закрепленных на ходовых тележках, каждую опору стягивают, пролетное строение поднимают до рабочего положения, после чего устанавливают специальную стяжку 7, а монтажную лебедку устраняют. Для уменьшения силы тяжести и габаритов тележки механизм передвижения тележки 1 установлен не на тележке, а над жесткой опорой. Усилие от механизма тележке передается с помощью тягового каната. Управление краном осуществляется из подвижной кабины 4.

Контейнерный козловой кран грузоподъемностью 32 т, предназначенный для механизации работ на морских и речных причалах, показан на рис. 1.22. Этот кран может быть оборудован контейнерным захватом 1 грузоподъемностью 20 и 32 т, грейфером 2 для сыпучих материалов и гидравлическим захватом 3 для длинномерных грузов. Подача электроэнергии на кран осуществлена гибким кабелем, наматываемым на кабельный барабан 4.

В зависимости от профиля обслуживаемой площадки ходовые тележки опор могут быть расположены на одинаковых или разных уровнях. В некоторых случаях одна из ходовых тележек может быть установлена на уровне пролетного строения. Такие краны называют полукозловыми.

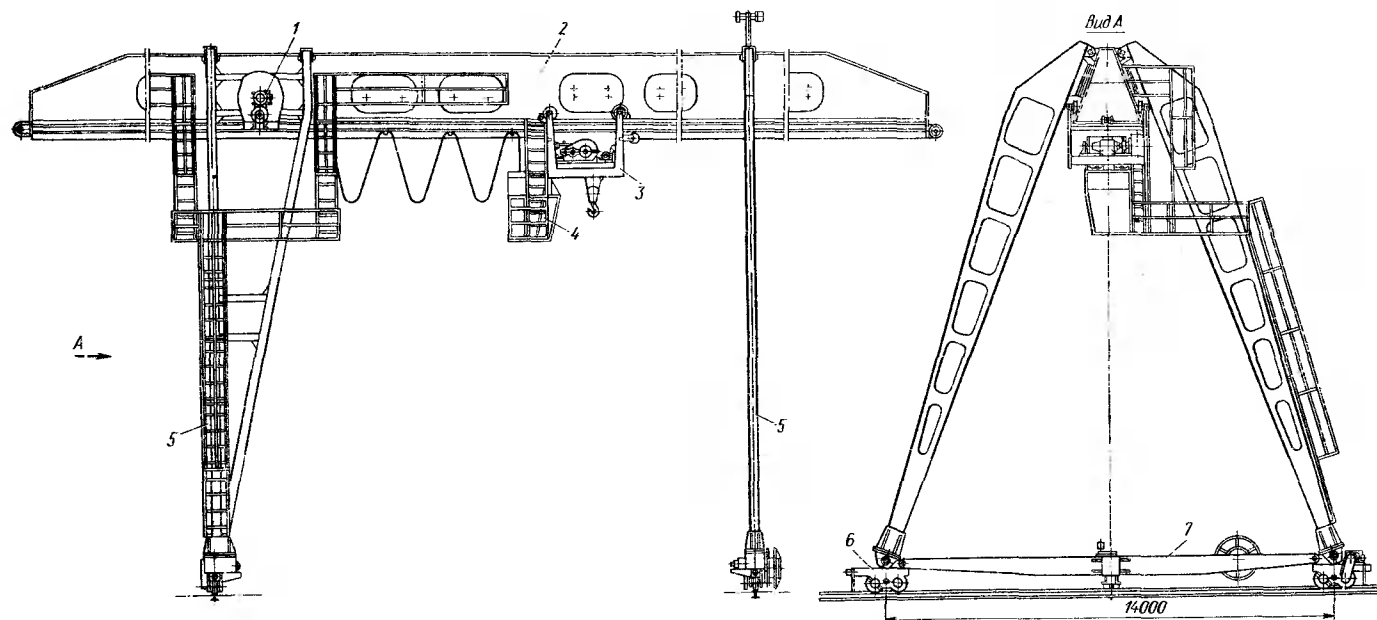


Рис. 1.21. Самомонтирующийся козловой кран

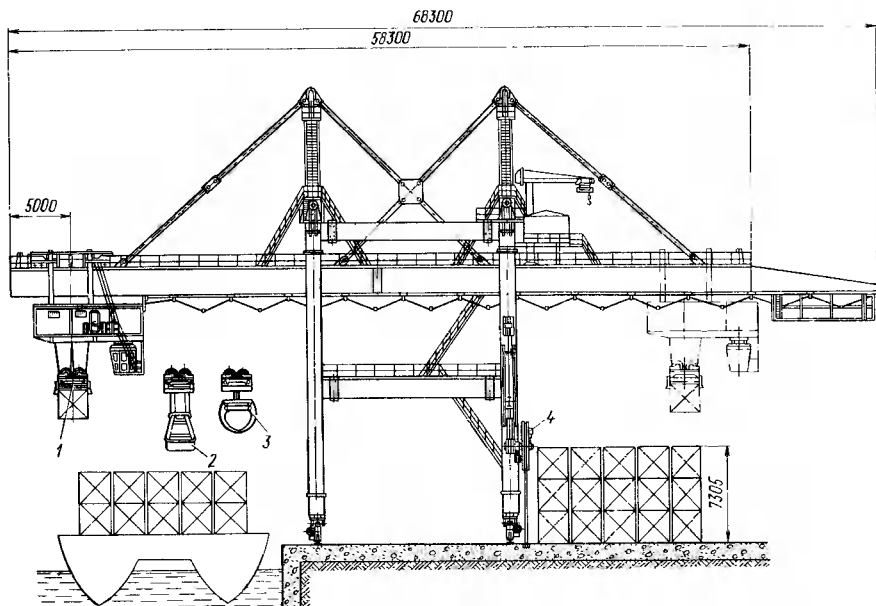


Рис. 1.22. Контейнерный козловой кран

*Мостовые перегружатели.* Эти краны предназначены для обслуживания открытых складов насыпных грузов. Они снабжены специальными грузозахватными приспособлениями — грейферами. Пролеты их составляют 115 м.

Двухконсольный мостовой грейферный перегружатель (рис. 1.23) имеет пролетное строение 2, опирающееся на жесткую опору 3 и гибкую 4, которые установлены на балансирные ходовые тележки 5, передвигающиеся по рельсовому пути. Для погрузки материала в открытые вагоны перегружатель снабжен подвесными бункерами 1, перемещающимися на специальных тележках. Грузовая тележка 6 с кабиной крановщика передвигается по пролетному строению.

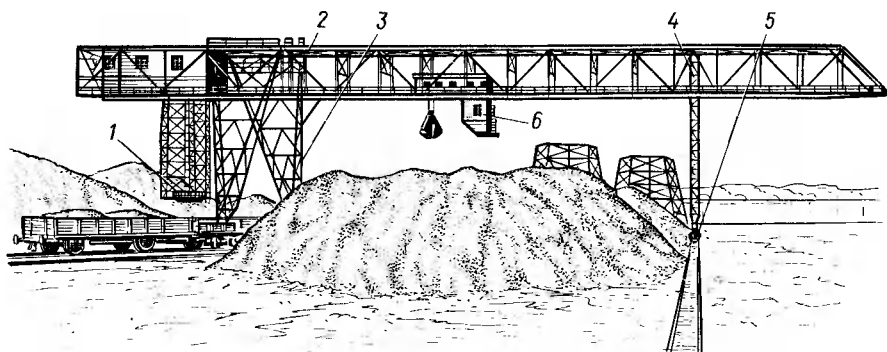


Рис. 1.23. Мостовой грейферный перегружатель

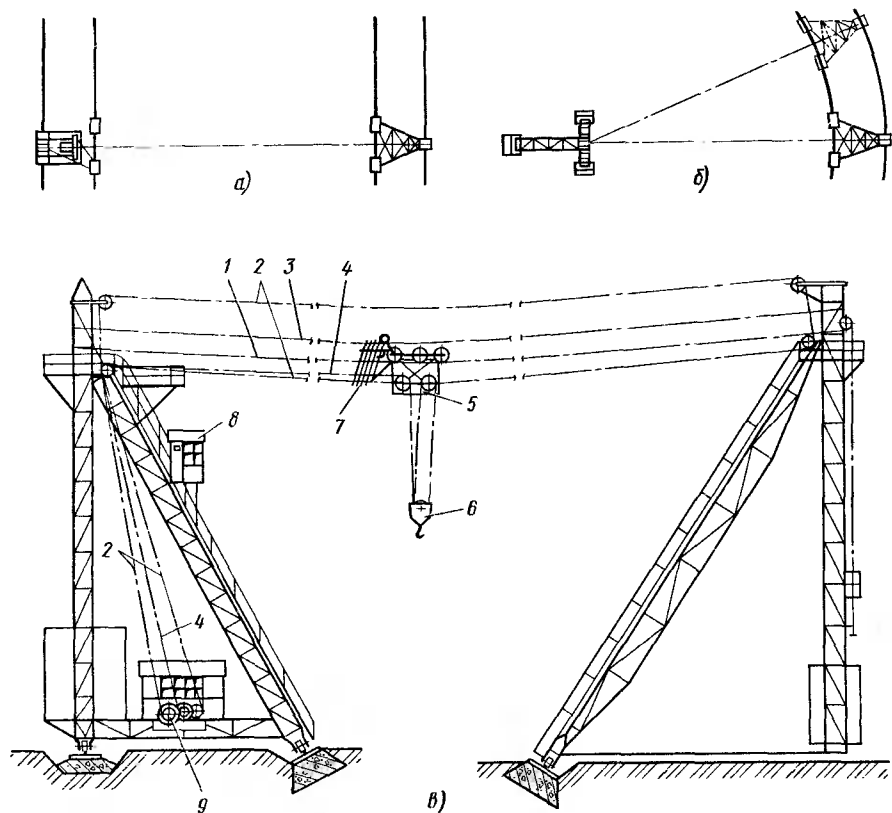


Рис. 1.24. Схемы кабельных кранов

Металлоконструкция пролетного строения и опор выполнена в виде ферм.

**Кабельные и мостокабельные краны.** Эти краны предназначены для обслуживания больших производственных площадей (судостроительных верфей, плотин, шлюзов, лесных складов, бетонных заводов и др.).

**Кабельные краны.** Эти краны состоят из двух башен с натянутым между ними несущим канатом, по которому передвигается грузовая тележка. По характеру выполняемой работы кабельные краны бывают стационарными и передвижными. Передвижные краны, у которых обе башни передвигаются по параллельным путям (рис. 1.24, а), обслуживают площадки прямоугольной формы. Если одна башня крана является стационарной, а другая перемещается по кольцевому рельсу, то такой кран обслуживает площадь в виде сектора (рис. 1.24, б) и его называют радиальным. Кабельные краны, оборудованные крюковыми подвесками или грейферами, имеют грузоподъемность 3—25 т, иногда 150 т. Пролеты кабельных кранов в основном 300—600 м, иногда 1000 м. Высота башен 25—40 м, иногда 60—70 м. Высота подъема груза колеблется от 150 до 250 м

и более. Скорости подъема груза 1,5—2,5 м/с, передвижения башен 0,08—0,4 м/с, передвижения грузовой тележки 3,3—6,0 м/с и в отдельных случаях достигают 6,6—10 м/с.

Управление кабельными кранами производится из кабины, которую размещают на подвижной башне на высоте 20—25 м от опорной поверхности. В кабине машиниста установлены указатели положения груза и взаимного расположения башен. При плохой видимости применяется двусторонняя радиосвязь; может быть использовано дистанционное управление с переносного пульта, размещенного около рабочего места.

Кабельный кран, представленный на рис. 1.24, в, имеет башни, передвигающиеся по параллельным крановым путям. Между башнями натянут несущий канат 1, по которому с помощью тягового каната 2 перемещается грузовая тележка 5. На тележке установлены блоки подъемного каната 4, один конец которого закреплен на грузовой тележке, а другой — на барабане механизма подъема груза. Механизм 9 подъема груза и передвижения тележки, кабина управления 8 установлены на одной из башен. Для ограничения провисания подъемного и тягового канатов предназначены поддержки 7, установленные на специальном канате 3. Кран оборудован крюковой подвеской 6.

**Мостокабельный кран.** Основное назначение — обслуживание складов лесоматериалов и сыпучих грузов. В этом кране несущие канаты закреплены на концах пролетного строения, установленного на опорах (рис. 1.25). Пролет составляет менее 150 м. Грузовая тележка перемещается по несущему канату. Этот кран может обслуживать площадку шириной до 250 м.

### Краны-штабелеры

Они предназначены для механизированных складов с многоярусными стеллажами высотой 25 м и более. Краны-штабелеры бывают *мостовые* и *стеллажные* (ГОСТ 16553—82).

По способу опирания на рельсовый путь краны-штабелеры бывают *опорными* или *подвесными*.

Механизмы подъема кранов-штабелеров выполнены канатными или цепными. Наибольшее применение получили канатные механизмы подъема. К достоинствам цепных приводов относится компактность и малые габариты, к недостаткам — относительно высокая стоимость цепи и трудность контроля состояния цепи. Часто в механизмах подъема этих кранов устанавливают двухскоростные двигатели.

Механизмы передвижения кранов-штабелеров и тележек в основном снабжены двухскоростными двигателями, обеспечивающими основную рабочую скорость и малую установочную.

Управление кранами-штабелерами осуществляется с пола, из кабины или с центрального пульта управления. Краны, управляемые с пола, более просты по конструктивному исполнению. Максимальная высота подъема кранов-штабелеров, управляемых с пола, равна 4—5 м. При большей высоте подъема груза управление кранами-

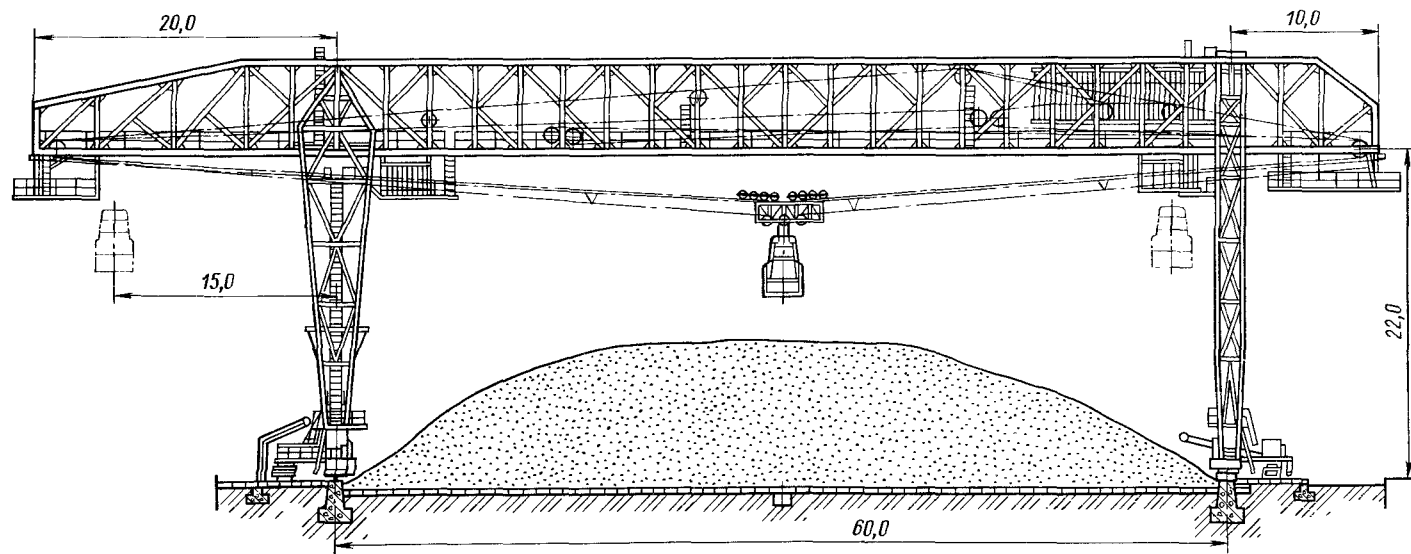


Рис. 1.25. Мостокабельный край

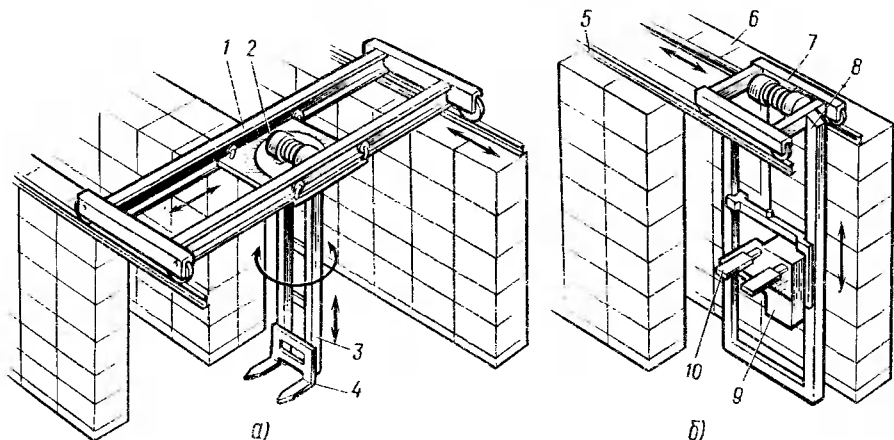


Рис. 1.26. Схемы кранов-штабелеров

штабелерами осуществляется из кабины, которая, как правило, выполнена подвижной.

**Мостовые краны-штабелеры.** Они имеют грузоподъемность 0,125—12,5 т, пролет 5,1—28,5 м, высоту подъема грузозахватного органа 4,8—13,2 м, скорость подъема 0,125—0,3 м/с. Мостовой опорный кран-штабелер (рис. 1.26, а) состоит из моста 1, по которому передвигается тележка 2 с вертикальной поворотной колонной 3. Колонна выполнена с направляющими, по которым передвигается каретка с грузовым захватом 4.

Тележки мостовых кранов-штабелеров могут быть выполнены опорными или подвесными. Опорные тележки, как правило, применяют в опорных кранах-штабелерах большой грузоподъемности. Существенным отличием тележек мостовых кранов-штабелеров от обычных мостовых кранов является наличие поворотной платформы, к которой жестко прикреплена колонна. Наиболее часто применяют тележки с опорно-поворотным кругом 1 (рис. 1.27). Механизм поворота 3 установлен на неподвижной тележке с помощью шарнира 4 и состоит из электродвигателя, тормоза, редуктора и приводного обремененного колеса 2, прижимающегося пружиной к вращающейся платформе. Механизм передвижения 5 тележки имеет электродвигатель, вертикальный редуктор и приводные колеса.

Колонны мостовых кранов-штабелеров могут быть выполнены жесткими или телескопическими (выдвижными).

Металлоконструкция мостов подвесных и опорных кранов-штабелеров принципиально не отличается от мостов обычных кранов.

**Стеллажные краны-штабелеры.** Они имеют грузоподъемность 0,16—12,5 т, наибольшую высоту подъема 18 м, скорость подъема 0,2—0,5 м/с, скорость передвижения крана 1,0—2,5 м/с, скорость выдвижения захвата 0,125—0,25 м/с.

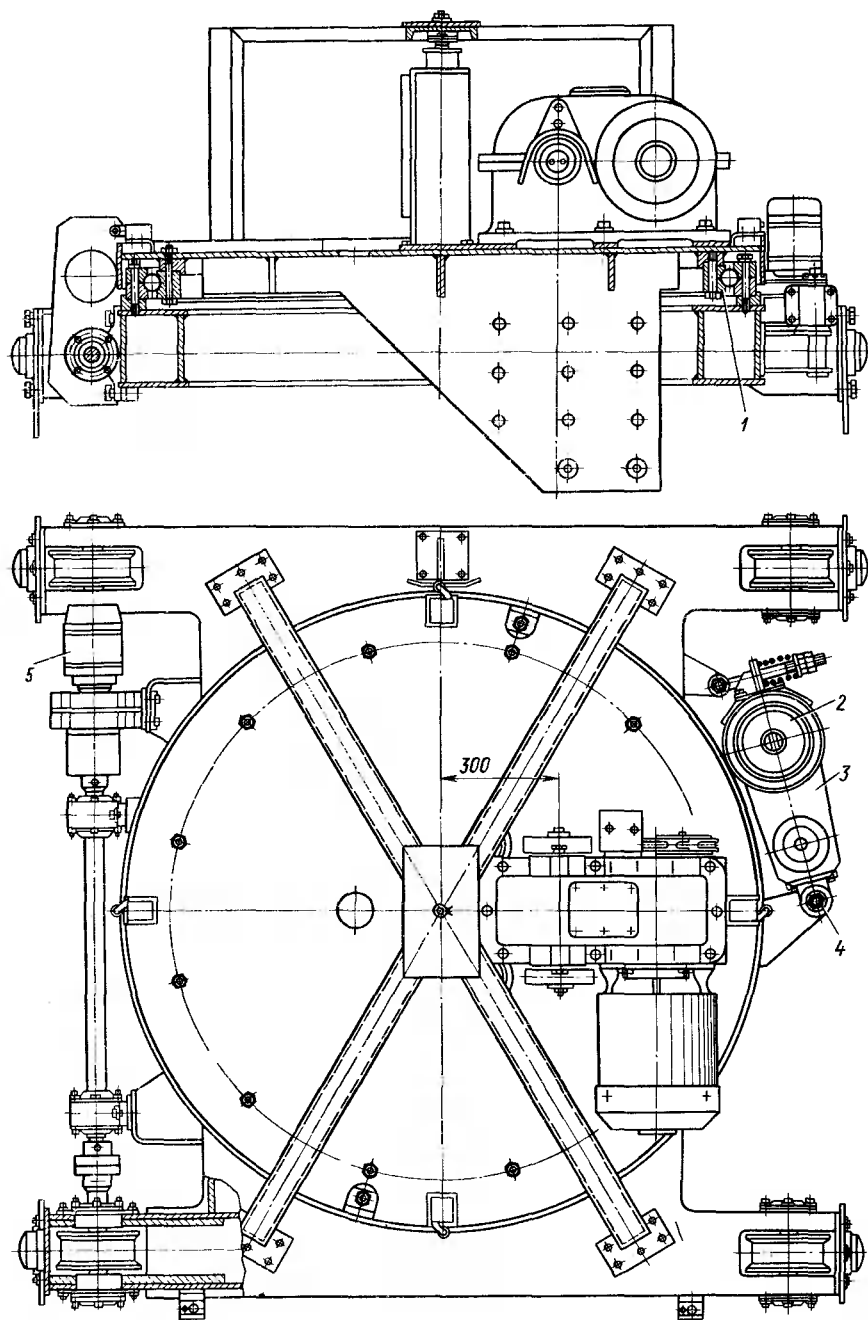


Рис. 1.27. Тележка крана-штабелера с опорно-поворотным кругом



По способу опирания ходовой тележки эти краны разделяют на подвесные, опирающиеся на нижнюю полку двутавровой балки, подвешенной к потолочной конструкции склада; стеллажные, опирающиеся на два рельсовых пути, расположенных на стеллажах; напольные, передвигающиеся по рельсу на полу склада.

Стеллажный кран-штабелер (рис. 1.26, б) имеет тележку 7, передвигающуюся по рельсовым путям 5, установленным на стеллажах 6. С тележкой жестко соединена вертикальная колонна 8, оборудованная направляющими для подъемной каретки 9, на которой установлен выдвижной захват 10.

Наибольшее распространение получили напольные стеллажные краны-штабелеры, так как при их применении возможно максимально использовать высоту складов.

### Краны стрелового типа

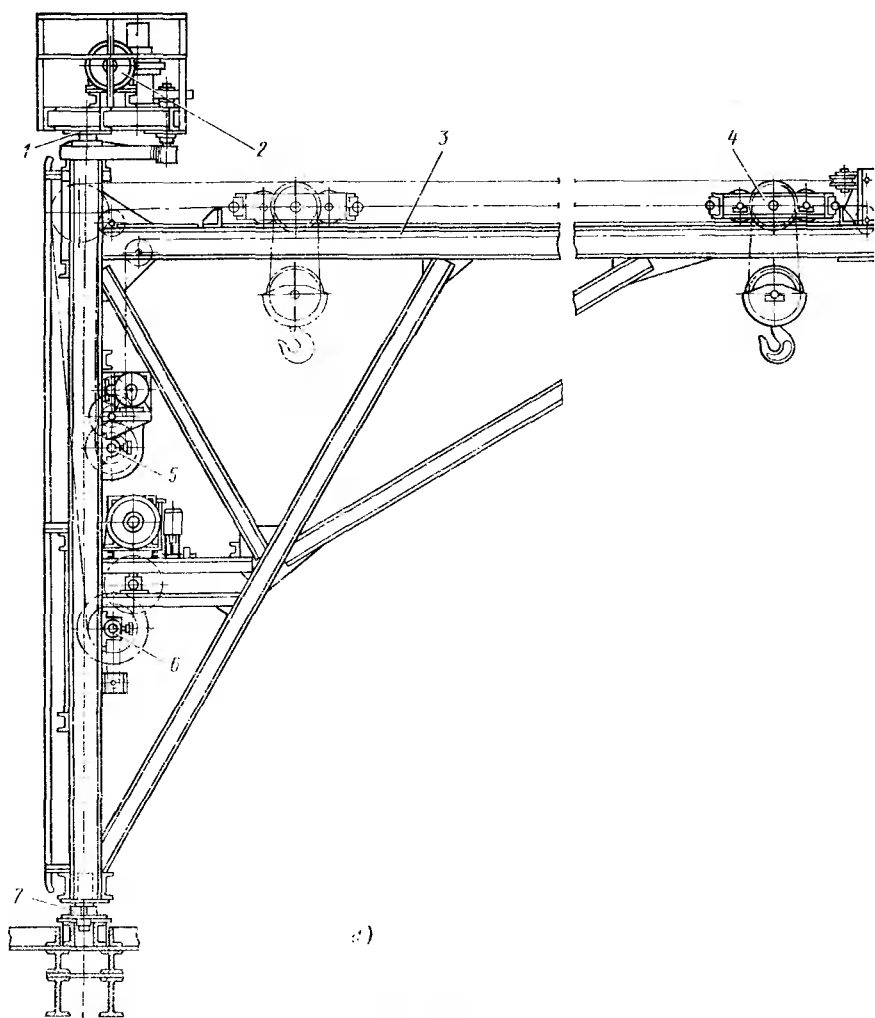
В кранах стрелового типа грузозахватное устройство подвешено к блокам на концевой части стрелы или на грузовой тележке, перемещающейся по стреле.

По возможности перемещения эти краны могут быть выполнены стационарными или передвижными. Передвижные краны в зависимости от условий эксплуатации оборудуют различными ходовыми устройствами (самоходные краны).

**Стационарные краны.** Наиболее распространенными стационарными кранами являются *поворотные краны с внешними опорами* (рис. 1.28, а, б). Одна из опор 1 (верхняя) воспринимает горизонтальные нагрузки, а другая (нижняя) 7 — горизонтальные и вертикальные нагрузки. Кран имеет металлоконструкцию 3, на которой расположены механизмы подъема груза 6, механизм передвижения тележки 5, механизм поворота крана 2 и тележка 4. По верхней балке металлоконструкции перемещается тележка 4 с подвешенным к ней грузозахватным устройством. Грузовая тележка представляет собой раму, установленную на ходовые ролики и несущую блоки грузовых канатов. Тележка перемещается с помощью каната, наматываемого на барабан механизма передвижения тележки.

Краны с внешними опорами могут быть закреплены на стенах производственного здания или колоннах (рис. 1.28, б). Эти краны имеют подвешенную на роликах электрическую таль, в которой объединены механизмы подъема груза и передвижения электротали, благодаря чему кран становится более легким и совершенным. Все другие элементы крана, включая опоры, металлоконструкцию и механизм поворота, по конструктивному исполнению и расположению аналогичны элементам крана с внешними опорами.

Достаточно широкое применение находят *стационарные краны на колонне*. Металлоконструкция этих кранов может быть выполнена аналогично кранам с внешними опорами, но в качестве опор использована неподвижная или вращающаяся колонна (рис. 1.29, а, б).



а)

**Самоходные краны.** Эти краны классифицируют по грузоподъемности, конструкции ходового устройства, типу привода, виду стреловых устройств.

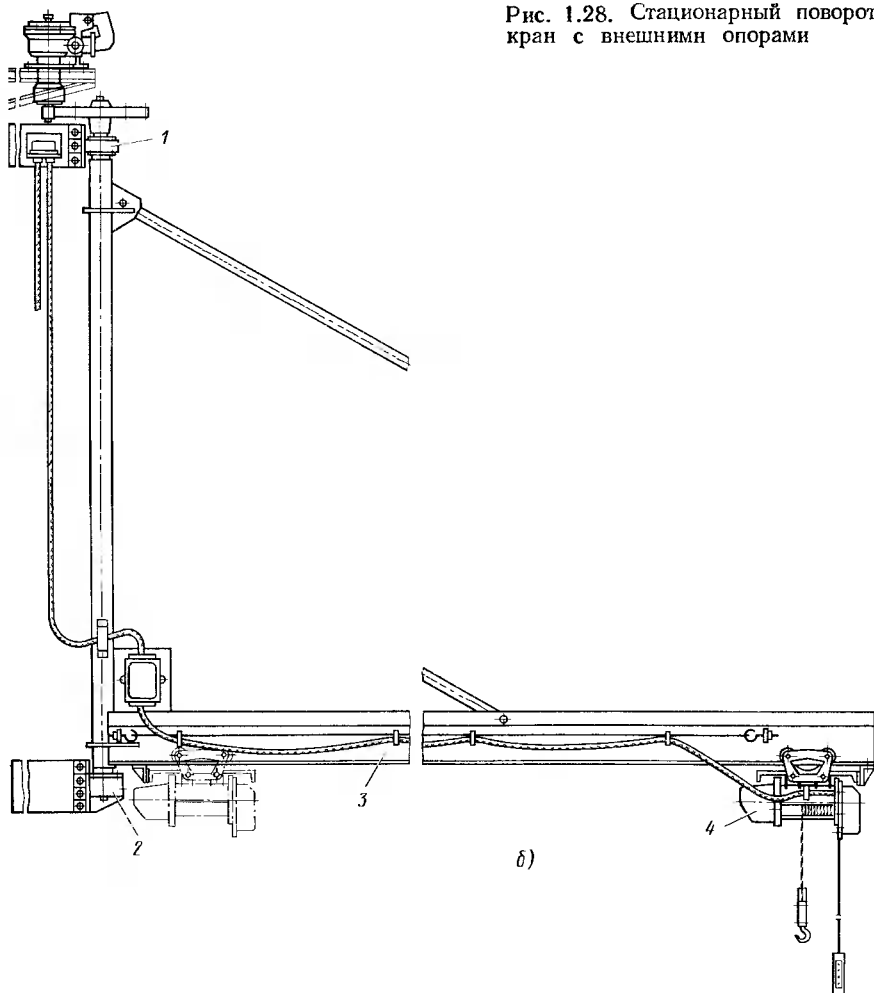
**Грузоподъемность** стреловых кранов в основном зависит от вылета стрелы с учетом устойчивости крана от опрокидывания и прочности его элементов.

**По конструкции ходового устройства** эти краны разделяют на гусеничные (рис. 1.30), автомобильные (рис. 1.31), пневмоколесные и с рельсово-колесным ходом.

**По типу привода** самоходные краны бывают с механическим, электрическим, гидравлическим или смешанным приводами.

При использовании группового механического привода все механизмы крана получают движение от дизеля или другого двига-

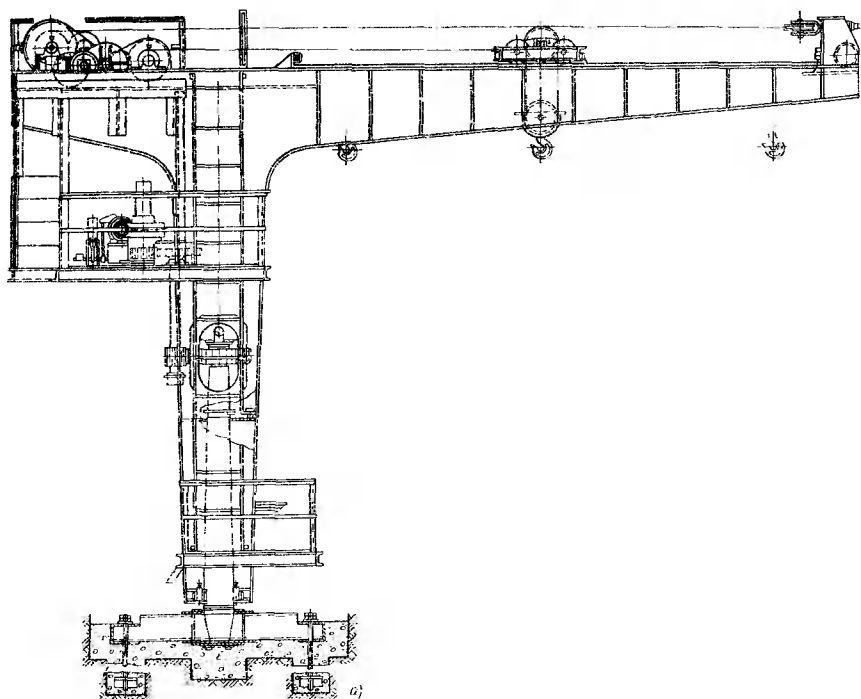
Рис. 1.28. Стационарный поворотный кран с внешними опорами



теля внутреннего сгорания; при использовании электрического многодвигательного привода каждый механизм имеет индивидуальный электродвигатель; при использовании гидропривода каждый механизм оснащен индивидуальным гидродвигателем.

На самоходных кранах устанавливают следующие стреловые устройства: невыедвжное (решетчатая стрела, секции которой жестко соединены одна с другой); выдвжное (стрела с одной или несколькими выдвжными секциями для изменения ее длины).

Прямые решетчатые стрелы (см. рис. 1.30 и 1.31) применяют на кранах, предназначенных для выполнения разнообразных работ. При этом могут быть случаи, когда на малых вылетах стрелы при наибольшей грузоподъемности крана пространство под стрелой становится недостаточным для подъема крупногабаритных грузов.



Для увеличения пространства под стрелой иногда применяют непрямолинейные стрелы, которые подвешивают на стреловом полиспасте в зоне перегиба стрелы. В этих случаях размеры поднимаемого груза могут быть достаточно большими, однако стрела испытывает значительный изгибающий и крутящий (при повороте крана) моменты.

На кранах значительной грузоподъемности стрелы выполняют из нескольких вставок, что позволяет применять прямые стрелы большой длины.

Широкое применение находят шарнирно-сочлененные стрелы, представляющие собой стреловое устройство, состоящее из основной стрелы и шарнирно закрепленного на ней гуська (см. рис. 1.32). Гусек позволяет существенно увеличить вылет стрелы при значительном пространстве под стрелой, но при уменьшенной грузоподъемности крана.

Некоторой разновидностью этой конструкции стрелового устройства является башенно-стреловое оборудование. В этом случае на поворотной раме вместо наклонной стрелы установлена пространственная ферма (башня), в верхней части которой шарнирно закреплена стрела с изменяющимся углом наклона (рис. 1.32).

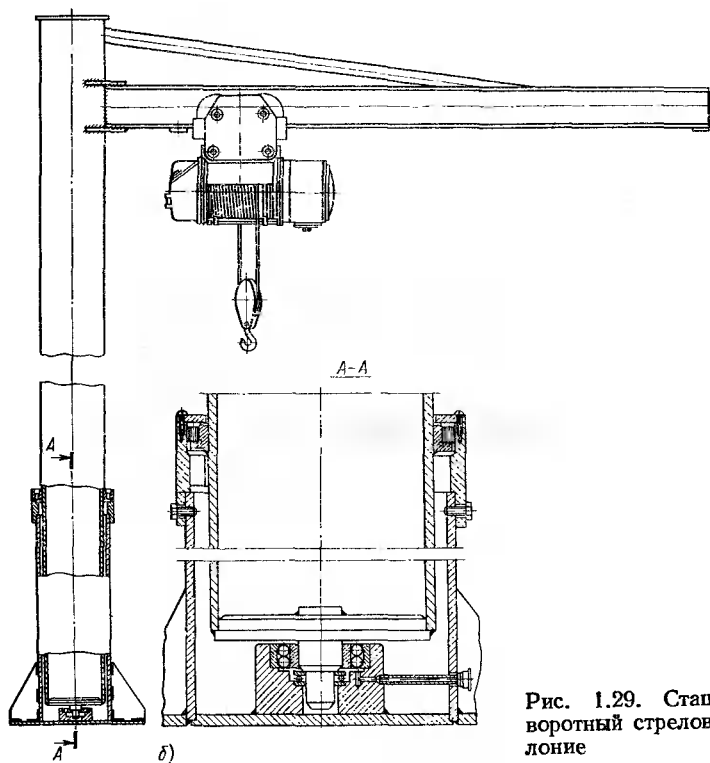


Рис. 1.29. Стационарный поворотный стреловой кран на колоние

Для обеспечения устойчивости от опрокидывания на пневмоколесных кранах применяют выносные опоры (аутригеры), увеличивающие опорную базу крана.

Самоходный кран состоит из неповоротной и поворотной частей. Неповоротная часть представляет собой раму, опирающуюся на соответствующие движители или выносные опоры. Поворотная часть, установленная посредством опорно-поворотного устройства на неповоротной раме, имеет поворотную раму, на которой установлены силовая установка, механизмы подъема груза, изменения вылета стрелы, поворота крана, стрела, кабина и противовес. Большая часть самоходных кранов оборудована вспомогательными механизмами подъема груза и гуськами, шарнирно закрепленными на конце основной стрелы.

Опорно-поворотное устройство является промежуточным звеном между поворотной и ходовой рамами. Оно выполнено с катками, роликами или шарами.

На продольных балках поворотной рамы закреплена двухстоечная опора, в верхней части которой установлены блоки стрелового полиспаста. В передней части рамы расположены кронштейны, к которым шарнирно прикреплена стрела. На концевой части поворотной рамы установлен двигатель внутреннего сгорания.

Рис. 1.30. Гусеничный кран со стрелой

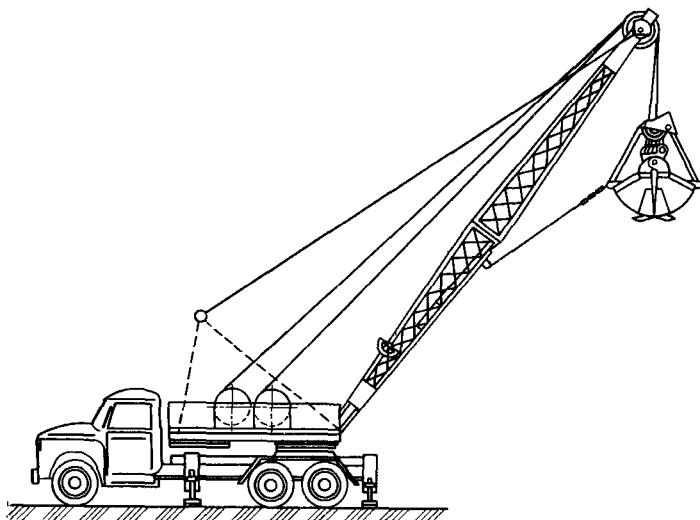
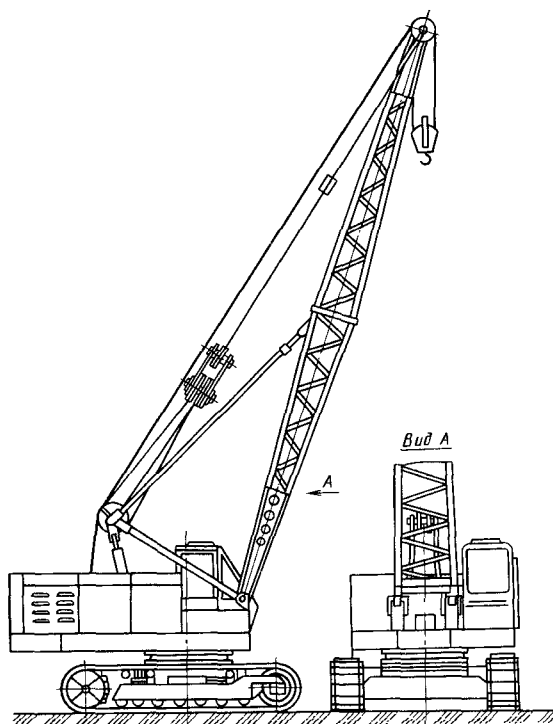


Рис. 1.31. Автомобильный кран с прямой стрелой и выносными опорами

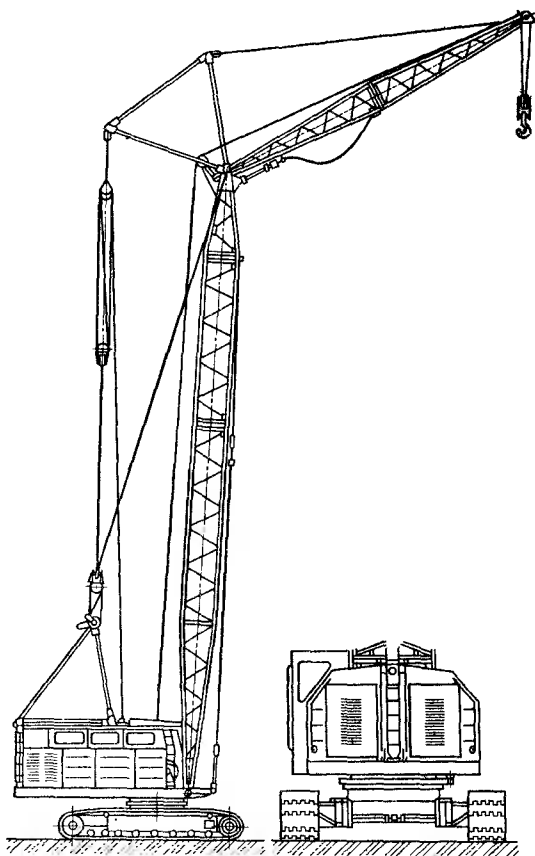


Рис. 1.32. Башенно-стреловое оборудование крана

**Башенные краны.** Башенными кранами называют полноповоротные краны со стрелой, шарнирно закрепленной в верхней части вертикально расположенной башни. Эти краны предназначены для механизации строительно-монтажных работ при возведении различных зданий и гидротехнических сооружений.

По конструкции башни различают краны с *поворотной* и *неповоротной башней*, а по конструкции стрелы — с *подъемными* и *балочными стрелами*. Подъемные стрелы могут быть выполнены маневровыми, допускающими изменение угла наклона стрелы с грузом, и установочными, допускающими изменение угла наклона стрелы только без груза.

В кранах с установочной стрелой груз в горизонтальном направлении можно перемещать только механизмами поворота и передвижения, что увеличивает цикл работы крана. В кранах с маневровой стрелой груз в горизонтальном направлении можно перемещать механизмами поворота, передвижения и подъема стрелы.

При эксплуатации перемещение груза производят только механизмами поворота и подъема стрелы, что существенно повышает производительность крана в целом.

В башенных кранах с маневровой стрелой (см. рис. 1.33) для уменьшения мощности, потребляемой механизмом изменения вылета стрелы, применяют устройства, с помощью которых при подъеме или опускании стрелы подвешенный груз перемещается по траектории, близкой к горизонтальной прямой.

Башенный кран с маневровой стрелой (рис. 1.33) имеет неповоротную и поворотную части. Неповоротная часть выполнена с четырьмя балансирными ходовыми тележками 1, опирающимися на крановые рельсы. Обычно две тележки выполнены приводными.

Поворотная часть состоит из поворотной рамы 2 с механизмами и противовесом 5, башни 3 и стрелы 4, которая с помощью канатной полиспастной системы может изменять угол наклона к горизонтальной плоскости и перемещать подвешенный на концевой части стрелы груз в радиальном направлении, изменяя вылет крана. Между неповоротной и поворотной частями крана имеется опорно-поворотное устройство.

На рис. 1.34 показан башенный кран с балочной стрелой, имеющий неповоротную и поворотную части. Неповоротная часть крана имеет башню, опирающуюся на ходовые тележки, с помощью которых кран перемещается по крановым рельсам. Поворотная часть крана выполнена с оголовком 4, закрепленным на верхней части башни 1 аналогично узлу крепления поворотной части крана на неподвижной колонне. На оголовке 4 шарнирно закреплены стрела 2 и консоль 6 с противовесом 5.

По нижней части стрелы параллельно ее продольной оси перемещается грузовая тележка с отклоняющими блоками, к которой на канатах подвешен груз.

При перемещении тележка осуществляет изменение вылета. В этом случае траектория перемещения груза будет близка к горизонтальной линии.

Если строящееся здание будет несколько превышать высоту шарнира основания стрелы, то балочную стрелу поднимают и она занимает определенный угол к горизонтали. Грузовую тележку закрепляют на концевой части стрелы. В этом случае кран будет работать аналогично крану с установочной стрелой.

Работа башенных кранов на одном объекте продолжается недолго. В связи с этим их часто перевозят с одного объекта на другой, что вызывает дополнительные трудности при монтаже, демонтаже и транспортировании. В последнее время созданы самомонтирующиеся краны, которые имеют составные сборочные единицы башенных кранов с поворотной башней. Однако монтаж и демонтаж самомонтирующихся кранов производят без применения дополнительных подъемно-транспортных машин, так как эти операции достаточно быстро можно выполнить механизмами и устройствами самого крана.



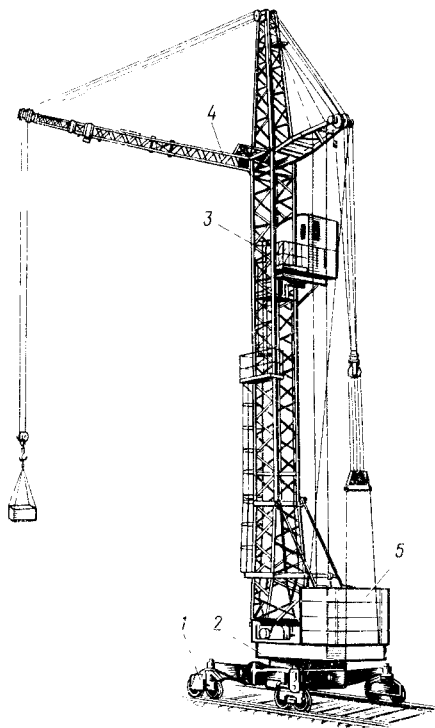
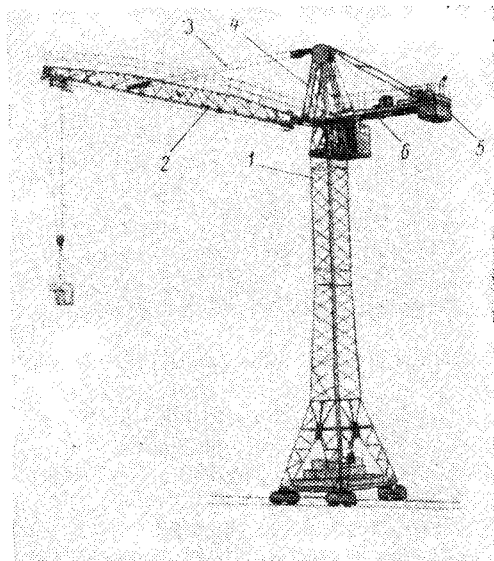


Рис. 1.33. Башенный кран с маневровой стрелой

Рис. 1.34. Башенный кран с балочной стрелой



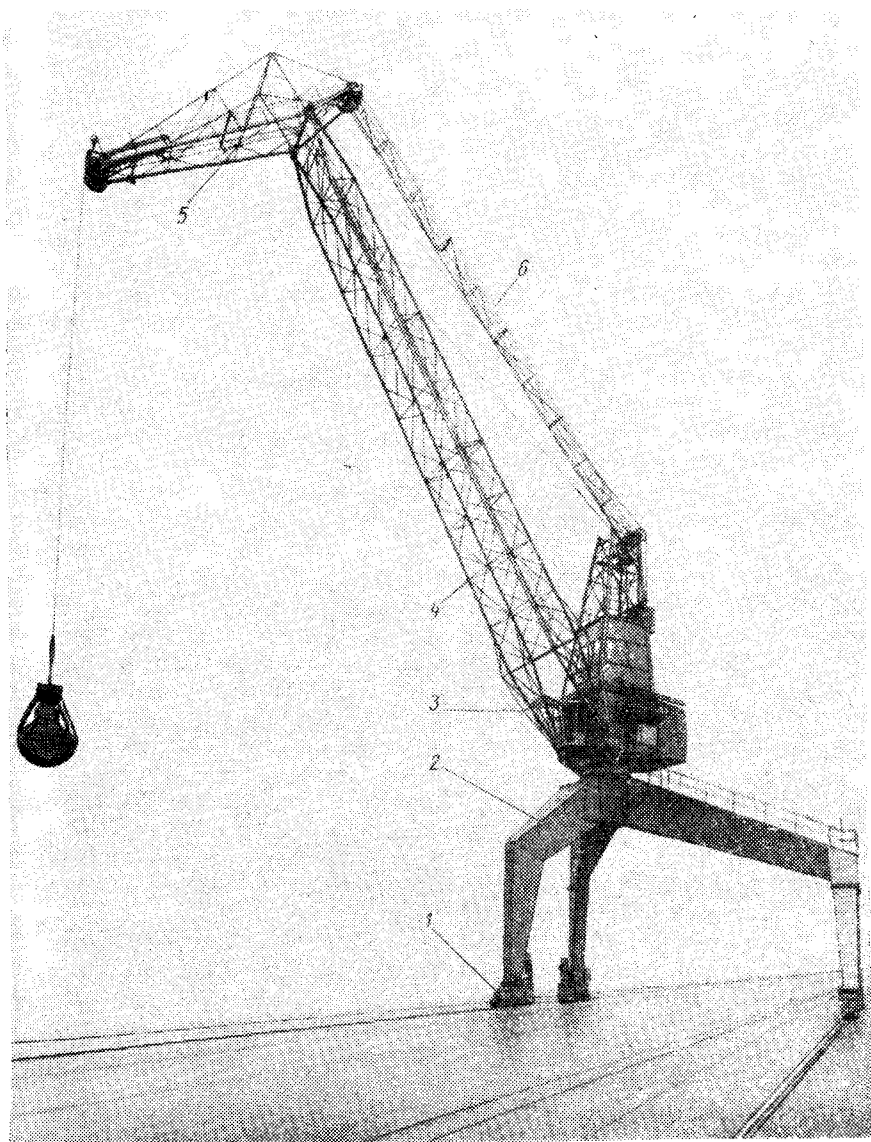


Рис. 1.35. Портальный кран с шарнирно-сочлененной стрелой с жесткой оттяжкой

При строительстве сооружений высотой 100—150 м и более обеспечить устойчивость передвижного башенного крана от опрокидывания достаточно трудно, поэтому в последнее время находят применение приставные башенные краны, которые до определенной высоты строящегося здания работают как обычные башенные краны, перемещаясь по рельсам вдоль здания, при увеличении высоты баш-

ни, превышающей проектное положение свободно стоящего крана, его крепят к строящемуся зданию жесткими тягами, что исключает опрокидывание.

**Портальные краны.** Портальные краны представляют собой стреловые краны, поворотная часть которых расположена на П-образной металлоконструкции — портале. Портальные краны в основном используют для погрузочно-разгрузочных работ в морских и речных портах и монтажа на судостроительных заводах и стройках. Эти краны обладают высокой производительностью. Портальные краны могут транспортировать штучные грузы и сыпучие материалы (при этом используют полуавтоматические грузозахватные устройства — грейферы).

Порталы по конструктивному исполнению бывают *рамные, рамно-раскосные*. По числу опорных точек на ходовую часть порталы могут быть *трех- и четырехопорными*.

На рис. 1.35 показан портальный кран с трехопорным порталом 2 балочной конструкции на балансирных ходовых тележках 1. Поворотная часть крана состоит из машинного помещения с кабиной 3 крановщика и шарнирно-сочлененной стрелы, имеющей решетчатую стрелу 4, гусек (хобот) 5 и жесткую оттяжку 6.

Между крановыми рельсами, по которым кран перемещается вдоль причала, расположены железнодорожные пути, по числу которых порталы называют одно-, двух- и трехпутными.

Для уменьшения усилий в приводе механизма подъема стрелы и экономии энергии при его работе в портальных кранах предусмотрены устройства, обеспечивающие траекторию груза, близкую к горизонтальной линии, для чего стреловые устройства часто выполнены из стрелы, гуська (хобота) и оттяжки, которая представляет собой жесткую пространственную ферму или две канатные тяги (гибкая оттяжка).

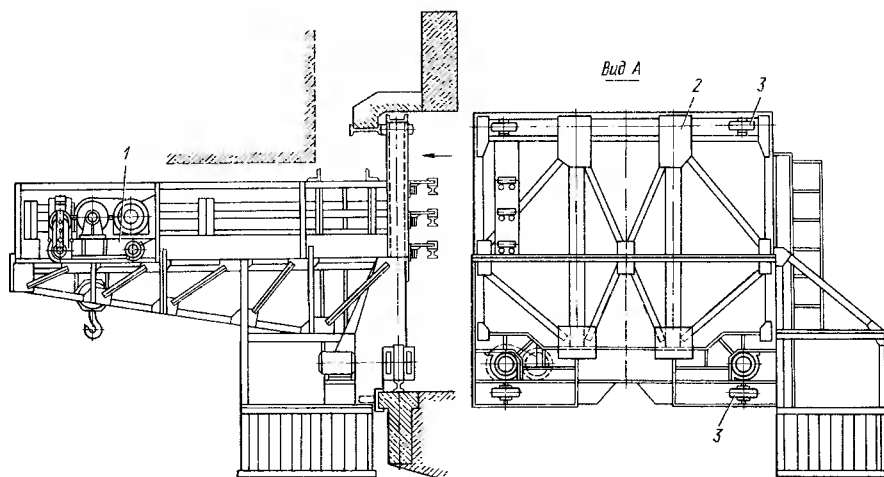
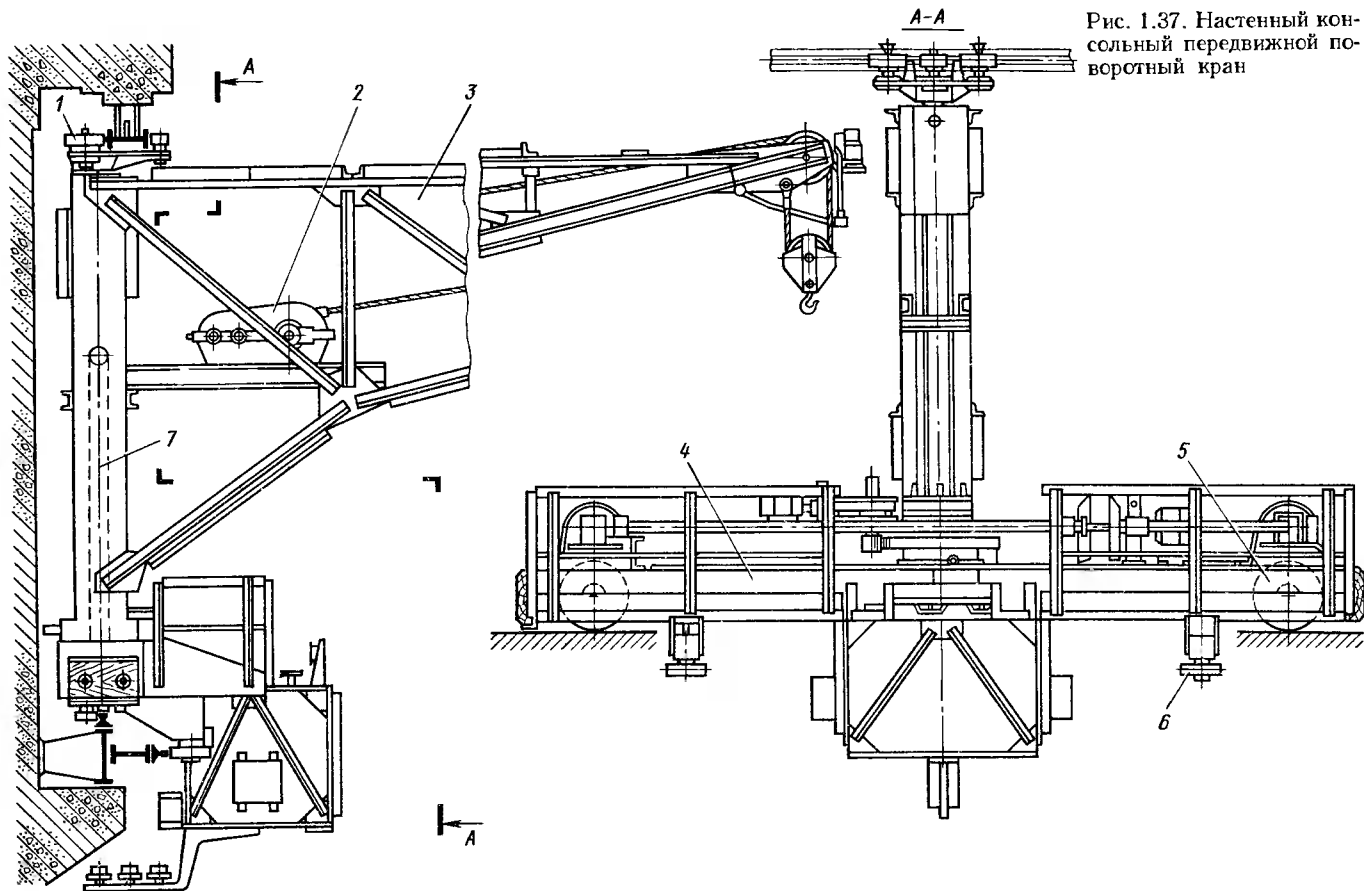


Рис. 1.36. Настенный консольный передвижной неповоротный кран



В кранах с канатными тягами при повороте крана в неустановившемся режиме имеют место инерционные нагрузки, при действии которых возникают моменты, вызывающие кручение и изгиб стрелы. При наличии жесткой оттяжки благодаря ее жесткости моменты, вызывающие кручение стрелы, существенно уменьшаются, однако металлоемкость крана несколько возрастает.

**Консольные краны.** В этих кранах грузозахватное устройство подвешено на консоли или тележке, передвигающейся по консоли.

Консольные краны можно разделить на *стационарные на колонне, настенные передвижные поворотные и неповоротные и велосипедные, передвигающиеся по одному рельсу, уложенному на полу цеха.*

Эти краны предназначены для обслуживания площадей, расположенных непосредственно вдоль кранового пути.

Механизм передвижения этих кранов может иметь одно или оба колеса ведущими.

Консольные краны могут быть поворотными и неповоротными. У неповоротных кранов вылет изменяют с помощью грузовой тележки или тали, передвигающейся по консоли крана, а у поворотных кранов — поворотом консоли и передвижением крана.

В качестве примера на рис. 1.36 показан общий вид настенного консольного передвижного неповоротного крана грузоподъемностью 5 т, вылетом 4 м. Вертикальная рама 2 решетчатого типа выполнена из швеллеров; консоль состоит из двух балок, по которым передвигается типовая крановая тележка 1; механизм передвижения крана имеет одно ведущее колесо. Верхние и нижние горизонтальные ролики 3 служат для удержания крана на крановой балке.

На рис. 1.37 показан настенный консольный передвижной поворотный кран. В тележке крана 4 жестко установлена колонна 7, относительно которой поворачивается консоль крана 3. Механизм подъема груза 2 расположен на консоли. Оба ходовых колеса 5 являются ведущими. Верхние 1 и нижние 6 горизонтальные ролики удерживают кран от опрокидывания.

### 1.5. ПОГРУЗЧИКИ

Погрузчики используют для погрузки, разгрузки и транспортирования штучных и насыпных грузов. Различают погрузчики периодического действия для штучных или насыпных грузов и непрерывного действия для насыпных грузов.

Наиболее распространенными являются погрузчики периодического действия на специальных шасси — автопогрузчики (рис. 1.38) и электропогрузчики (рис. 1.39).

*Автопогрузчики* имеют привод от двигателя внутреннего сгорания и пневматические шины. Их трансмиссия выполнена на базе узлов автомобилей. *Электропогрузчики* имеют механизм передвижения от электродвигателя с питанием обычно от аккумуляторной батареи.

Электро- и автопогрузчики снабжены однотипным рабочим оборудованием — грузоподъемником с набором сменных грузозахватных органов, в качестве которых используют вилы (см. рис. 1.38), ковши,

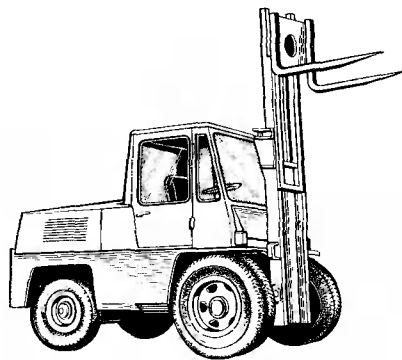
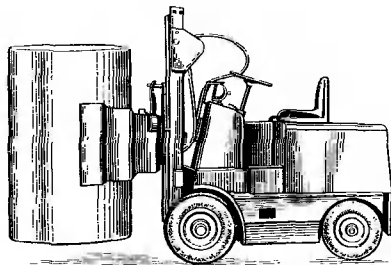


Рис. 1.38. Вилочный автопогрузчик

Рис. 1.39. Электропогрузчик



челюстные захваты для длинномерных грузов, челюстные захваты для рулонов бумаги (рис. 1.39) и др.

Грузоподъемник имеет раму, по которой перемещается каретка с грузозахватным органом. Рама может быть телескопической. В вилочных и некоторых других погрузчиках рама грузоподъемника выполнена с возможностью поворота вокруг горизонтальной оси на некоторый угол. Привод грузовой каретки осуществляется обычно от гидроцилиндров.

Грузоподъемность авто- и электропогрузчиков 0,63—45 т; высота подъема груза не более 4,5 м.

## 1.6. РОБОТЫ И 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 [14].

Среди манипуляторов с биотехническим управлением широкое распространение получили универсальные шарнирные сбалансированные манипуляторы, которые используют для механизации складских и монтажных работ, операций по установке и снятию деталей при обслуживании металлорежущих и других станков и машин или непрерывного транспорта. Они могут быть установлены на полу, передвижной тележке или прикреплены к стенке, потолочным конструкциям и т. д. Такие манипуляторы снабжены сменными грузо-

захватными устройствами и управляются с кнопочного пульта или с помощью мнемонической рукоятки, расположенной непосредственно на манипуляторе вблизи грузозахватного устройства. На рис. 1.40 показан шарнирный сбалансированный манипулятор, установленный на колонне и управляемый с помощью мнемонической рукоятки. Подъем груза осуществляется шарнирно-сочлененной стрелой с помощью электромеханического привода, причем скорость подъема плавно регулируется в широких пределах. Скорость подъема груза будет тем больше, чем больше угол поворота рукоятки управления. При выключенном двигателе груз перемещается вокруг оси вращения манипулятора, в радиальном направлении — в горизонтальной плоскости. Благодаря такому свойству перемещение груза вручную происходит при небольших усилиях рабочего. В этом состоит принцип сбалансированности манипулятора. Грузоподъемность рассмотренных манипуляторов составляет не более 500 кг.

К манипуляторам с биотехническим управлением относятся копирующие манипуляторы, в которых перемещения захвата повторяются за перемещениями рукоятки управления. В этих манипуляторах передача движений от рукоятки управления к захвату осуществляется автоматически с помощью следящих систем, но задание требуемой траектории движения захвата или груза происходит вручную.

Примером манипулятора с интерактивным управлением может служить ковочный манипулятор, который осуществляет подачу

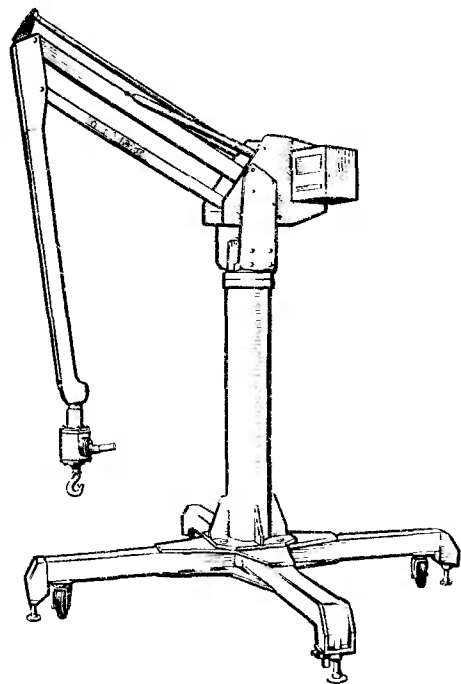
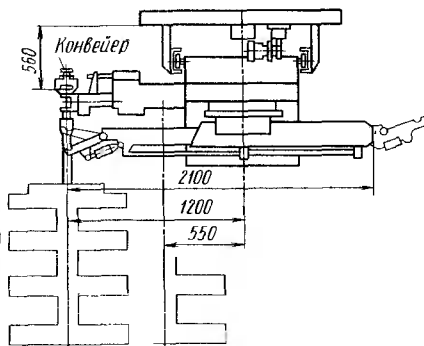


Рис. 1.40. Шарнирный сбалансированный манипулятор на колонне

Рис. 1.41. Автоматический конвейерный манипулятор



заготовок от печи к ковочному прессу при его ручном управлении и манипулирование заготовкой в процессе свободнойковки при автоматическом управлении.

*Автоматические манипуляторы* выполняют рабочие операции без участия оператора по заданной программе.

Манипуляторы, работающие автоматически по жесткой неизменяемой программе, называют *автооператорами*. Такие манипуляторы используют для выполнения однотипных технологических операций, например, для подачи заготовок к штамповочному прессу и их удаления, смены инструмента в станках с числовым программным управлением и т. п.

Автоматические манипуляторы могут работать по программе, которая может быстро изменяться в зависимости от условий производства. В качестве примера на рис. 1.41 показан общий вид автоматического конвейерного манипулятора, который осуществляет загрузку и разгрузку подвесного грузонесущего конвейера в процессе его непрерывной работы. Манипулятор установлен на четырехколесной тележке, передвигающейся по подвесному пути, параллельному пути конвейера. Схват манипулятора закреплен на руке, которая может выдвигаться, поворачиваться вокруг вертикальной оси тележки и перемещаться по вертикали вдоль этой оси. Для захвата изделия, находящегося на каретке конвейера, манипулятор разгоняется до скорости конвейера и некоторое время движется синхронно с конвейером, в течение которого происходит захват изделия и снятие его с грузонесущей каретки. Передача изделия с манипулятора на приемное устройство происходит после остановки тележки манипулятора в заданном месте с заданной точностью. Управление манипулятором совместно с конвейером осуществляется с помощью управляющей ЭВМ.



ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАСЧЕТА  
ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ 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 *м а с с у* 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,  $\text{м/с}^2$ ).

При определении грузоподъемности учитывают массу *с м е н н ы х* грузозахватных приспособлений, вспомогательных устройств, подключаемых к грузозахватному устройству, а для грузоподъемных машин, работающих с грейфером, электромагнитом, спредером, бадьей, — также и их массу. Грузоподъемность современных грузоподъемных машин изменяется в весьма широких пределах. Имеются устройства для подъема и установки на станки деталей массой 10 — 100 кг, а также грузоподъемные машины, перемещающие грузы массой 400—800 т и более, используемые для монтажа тяжелого оборудования (например, монтажные краны на гидроэлектростанциях). Значение грузоподъемности должно соответствовать ГОСТ 1575--81, устанавливающему следующий ряд номинальных грузоподъемностей (т) для всех грузоподъемных механизмов прерывного действия (кроме пассажирских лифтов):

0,0100	0,100	1,00	10,0	100	1000
0,0125	0,125	1,25	12,5	125	1250
0,0160	0,160	1,60	16,0	160	—
0,0200	0,200	2,00	20,0	200	—
0,0250	0,250	2,50	25,0	250	—
0,0320	0,320	3,20	32,0	320	—
0,0400	0,400	4,00	40,0	400	—
0,0500	0,500	5,00	50,0	500	—
0,0630	0,630	6,30	63,0	630	—
0,0800	0,800	8,00	80,0	800	—

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.

Для кранов, используемых для массовых перегрузочных работ, скорости движения можно значительно увеличить: например, они составляют 90—120 м/мин для подъема и опускания груза; 240—360 м/мин для передвижения тележек, движущихся по рельсовому пути. Частота вращения кранов не более 3 об/мин в зависимости от окружной скорости конца стрелы, не превышающей 5—6 м/с. При необходимости точной установки груза (например, в монтажных кранах) применяют двухскоростные приводы, обеспечивающие пониженную посадочную скорость. Выбор скорости движения производят с учетом протяженности пути перемещения. При малой протяженности пути перемещения высокие скорости нецелесообразны, так как механизм может не достичь значения установившейся скорости и будет работать только в пусковом и тормозном режимах.

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 *колеей*.

Грузоподъемные машины характеризуются работой при *повторно-кратковременных* включениях, при котором 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 процесса 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).

Полное время цикла работы механизма грузоподъемной машины складывается из времени пуска  $\sum t_{\text{п}}$ , времени движения с установившейся скоростью  $\sum t_{\text{у}}$ , времени торможения  $\sum t_{\text{т}}$  и времени пауз  $\sum t_0$

$$t_{\text{ц}} = \sum t_{\text{п}} + \sum t_{\text{у}} + \sum t_{\text{т}} + \sum t_0.$$

Отношение времени  $t_{\text{в}}$  — работы механизма в течение цикла к полному времени цикла  $t_{\text{ц}}$  характеризует интенсивность использования механизма. Это отношение называют *относительной продолжительностью включения*:

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

Для электрооборудования грузоподъемной машины ПВ определяют для периода работы не свыше 10 мин, а для механизмов — в течение одного часа. Интенсивность работы механизма определяется также следующими коэффициентами:

*коэффициентом использования в течение суток*

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

коэффициентом использования в течение года

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

коэффициентом использования в течение часа

$$K_q = t_{\text{раб}}/60,$$

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.

Для механизмов подъема с тяжелыми (более 20 % массы номинального груза) подвешенными грузозахватными приспособлениями коэффициент использования по грузоподъемности вычисляют с учетом массы  $Q_m$  грузозахватного устройства:

$$K_{\text{гр}} = \frac{Q_{\text{ср}} + Q_m}{Q + Q_m}.$$

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  $n_r$  (в годах), следующие:

Класс использования . . . . .	A0	A1	A2	A3	A4	A5	A6
Время работы механизма, ч:							
более . . . . .	—	800	1600	3200	6300	12 500	25 000
до . . . . .	800	1600	3200	6300	12 500	25 000	50 000

Время  $T = T_0 n_{\text{дн}} n_r$  (здесь  $T_0$  — среднесуточное время работы;  $n_{\text{дн}}$  — число рабочих дней в году, принимаемое равным 250 при двух выходных днях, 300 при одном выходном дне в неделю и 360 при непрерывном производстве).

Классы нагружения механизма, характеризующие относительную нагрузку механизма в соответствии со спектром нагрузок, в зависимости от значения коэффициента нагружения  $K$  приведены в табл. 2.1.

Коэффициент нагружения определяют по формуле

$$K = \sum \left( \frac{F_i}{F_{\text{max}}} \right)^3 \frac{t_i}{\sum t_i}, \quad (2.2)$$

где  $F_i$  — нагрузка (усилие, момент), действующая на механизм в течение периода времени  $t_i$  за заданный срок службы;  $F_{\text{max}}$  — наибольшая нагрузка (усилие,

## 2.1. Характеристика классов нагружения механизмов

Класс нагружения	Коэффициент нагружения $K$	Качественная характеристика класса нагружения
B1	До 0,125	Работа при нагрузках, значительно меньших номинальных, и в редких случаях с номинальной нагрузкой
B2	Св. 0,125 до 0,25	Работа при средних и номинальных нагрузках
B3	» 0,25 » 0,50	Работа преимущественно при номинальных и близких к номинальным нагрузкам
B4	» 0,50 » 1,00	Постоянная работа при номинальных и близких к номинальным нагрузкам

момент), определяемая с учетом факторов, действующих на механизм в течение рабочего цикла;  $\Sigma t_i = T$  — суммарное время действия нагрузок на механизм за заданный срок службы.

Значения нагрузок  $F_i$ ,  $F_{\max}$  определяют для конечного звена кинематической цепи механизма (канатный барабан, ходовое колесо, ведущее зубчатое колесо механизма поворота) с учетом всех факторов, включая и динамические усилия, возникающие в процессе неустановившегося движения.

В зависимости от сочетаний класса использования и класса нагружения по данным табл. 2.2 устанавливают группу режима работы механизмов.

Для механизмов подъема груза и механизма подъема стрелы кранов, транспортирующих расплавленный металл или шлак, ядовитые, взрывчатые вещества и другие опасные грузы, группа режима работы должна быть не менее 5М, за исключением самоходных стреловых кранов, для которых группа режима работы должна быть не менее 3М. Это требование не распространяется на механизмы вспомогательного подъема, если их не используют в транспортировании перечисленных выше грузов. При отнесении механизма к группам режима работы значения времени работы и коэффициента нагружения определяют расчетом. При наличии статистических данных

## 2.2. Группа режимов работы механизмов

Класс использования	Группа режима работы механизмов для класса нагружения			
	B1	B2	B3	B4
A0	1М	1М	1М	2М
A1	1М	1М	2М	3М
A2	1М	2М	3М	4М
A3	2М	3М	4М	5М
A4	3М	4М	5М	6М
A5	4М	5М	6М	—
A6	5М	6М	—	—

рассчитывают математическое ожидание указанных величин, принимаемое по верхнему доверительному пределу с доверительной вероятностью 0,95.

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 Гос- гортехнадзора . . . . .	Л	С	Т	ВТ

Общая характеристика механизмов грузоподъемных машин по группам режимов работы приведена в табл. 2.3.

Приведенная общая продолжительность (см. 64 с.) использования механизма, соответствующая каждому классу использования, должна рассматриваться только как величина, служащая основой расчета тех элементов, для которых критерием выбора является продолжительность эксплуатации (подшипники качения, зубчатые зацепления, валы). Ресурс отдельных элементов механизмов может существенно отличаться от рекомендуемой продолжительности использования механизмов. Рекомендуемые сроки службы (в годах) деталей грузоподъемных машин следующие:

Группа режима работы механизма	1; 2; 3	4	5	6
Деталь:				
изнашиваемая . . . . .	15	10	7,5	5
неизнашиваемая . . . . .	30	20	15	10

Различные механизмы грузоподъемных кранов могут быть отнесены к различным группам режима работы. Расчет на прочность узлов и деталей механизмов грузоподъемных машин производят в соответствии с действительным режимом их работы. В зависимости от группы режима работы механизма рассчитывают двигатель и тормоза, нагрузки, учитываемые при расчете элементов механизма, и нагрузки, вызываемые работой этого механизма, действующие на металлоконструкции, принимают основные нормативные данные, коэффициенты запаса прочности и запаса торможения, а также сроки службы отдельных элементов и узлов механизма.

Режим работы крана в целом регламентирует ГОСТ 25546—82, согласно которому все краны в зависимости от условий их использования разделяют на восемь групп режимов работы, определяемых классом использования и классом нагружения.

### 2.3. Характеристика механизмов грузоподъемных машин по группам режима работы

Группа режима	Характеристика режима	Механизмы
1, 2, 3 (легкий)	Работа с большими перерывами, редкая работа с грузом номинальной массы, с малыми скоростями и малым числом включений (до 60 в час) аппаратуры управления и электродвигателей (с учетом разгонов до неполной скорости), с малой относительной продолжительностью включения ПВ.	Вспомогательного назначения; механизмы подъема и передвижения ремонтных кранов и кранов, работающих в машинных залах, механизмы передвижения строительных и порталных кранов, перегрузочных мостов и башен кабельных кранов, лебедки противоугонных захватов и другие редко работающие механизмы
4 (средний)	Работа с грузами различной массы, со средними скоростями, средним числом включений (до 120 в час), средней ПВ	Подъема и передвижения кранов механических и сборочных цехов заводов со среднесерийным производством и кранов ремонтно-механических цехов, механизмы поворота строительных кранов, электротали, механизмы монтажных кранов на строительстве
5 (тяжелый)	Постоянная работа с грузами, масса которых близка к номинальной, с высокими скоростями, большим числом включений (до 240 в час), высокой ПВ	Технологических кранов, цехов и складов на заводах с крупносерийным производством, кранов литейных цехов и механизмы подъема строительных кранов
6 (весьма тяжелый)	Постоянная работа с грузами номинальной массы, с высокими скоростями, большим числом включений (до 600 в час), высокой ПВ	Технологических кранов металлургического производства, механизмы подъема и передвижения тележек, рудных и угольных перегружателей, механизмы грейферных, магнитных и складских кранов металлургических заводов

Класс использования крана (табл. 2.4), отражающий интенсивность использования крана при эксплуатации, характеризуется числом циклов работы, которое кран должен совершить за срок службы.

### 2.4. Классы использования кранов

Класс использования	Общее число циклов работы крана за срок его службы
C0	До $1,6 \times 10^4$
C1	От $1,6 \times 10^4$ до $3,2 \times 10^4$
C2	» $3,2 \times 10^4$ » $6,3 \times 10^4$
C3	» $6,3 \times 10^4$ » $1,25 \times 10^5$
C4	» $1,25 \times 10^5$ » $2,5 \times 10^5$
C5	» $2,5 \times 10^5$ » $5 \times 10^5$
C6	» $5 \times 10^5$ » $1 \times 10^6$
C7	» $1 \times 10^6$ » $2 \times 10^6$
C8	» $2 \times 10^6$ » $4 \times 10^6$
C9	Более $4 \times 10^6$

Срок службы крана составляет 15—25 лет, и он регламентирован стандартами или другими нормативно-техническими документами на соответствующие краны. Цикл работы крана включает перемещение грузозахватного устройства к грузу, подъем и перемещение груза, освобождение грузозахватного устройства и возвращение его в исходное положение.

Класс нагружения крана определяется распределением массы перемещаемых краном грузов относительно номинальной грузоподъемности  $Q_{\text{ном}}$  крана за срок его службы. Масса специализированного грузозахватного устройства (грейфера, подъемного электромагнита, спредера и т. п.) включается в значение массы перемещаемого краном груза. Класс нагружения характеризуется коэффициентом нагружения, отражающим влияние нагружения на выносливость элементов конструкции.

Коэффициент нагружения

$$K_p = \sum \frac{N_i}{N_T} \left( \frac{Q_i}{Q_{\text{ном}}} \right)^3,$$

где  $N_i$  — число циклов работы крана за срок его службы с грузом массой  $Q_i$ ;  $N_T = \sum N_i$  — общее число циклов работы крана за срок его службы.

Характеристика классов нагружения кранов в зависимости от коэффициента нагружения следующая:

Класс нагружения . . . . .	Q0	Q1	Q2	Q3	Q4
Коэффициент нагружения $K_p$ . .	До 0,063	Св. 0,063 до 0,125	Св. 0,125 до 0,25	Св. 0,25 до 0,5	Св. 0,5 до 1,00

Группу режима работы кранов в зависимости от класса использования и класса нагружения определяют по данным табл. 2.5.

При транспортировании грузов, нагретых до температуры более 300 °С, расплавленного металла, шлака, ядовитых и взрывчатых веществ и других опасных грузов группу режима работы крана принимают не менее 6К; исключение составляют самоходные стреловые краны, группа режима работы которых для транспортирования указанных грузов должна быть 3К.

Примерное распределение грузоподъемных кранов по группам режима работы согласно ГОСТ 25546—82 следующее:

## 2.5. Группа режима работы кранов

Класс нагружения	Класс использования									
	C0	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9
Q0	—	—	1К	1К	2К	3К	4К	5К	6К	7К
Q1	—	1К	1К	2К	3К	4К	5К	6К	7К	8К
Q2	1К	1К	2К	3К	4К	5К	6К	7К	8К	8К
Q3	1К	2К	3К	4К	5К	6К	7К	8К	8К	—
Q4	2К	3К	4К	5К	6К	7К	8К	8К	—	—



**Г р у п п а 1К** — краны с ручным приводом всех или части рабочих механизмов, обслуживающие насосные и компрессорные станции, машинные залы электростанций, ремонтные краны, вспомогательные краны механических цехов, приводные ремонтные краны мостового типа с приводными подвесными таями, редко используемые погрузочные краны, стреловые самоходные краны для монтажа промышленного оборудования.

**Г р у п п а 2К** — ручные краны, часто используемые для установки заготовок на обрабатывающие станки; приводные краны мостового типа с приводными подвесными таями, применяемые для перегрузочных работ ограниченной интенсивности; вспомогательные мостовые краны механических цехов и краны интенсивно используемые только при монтаже оборудования; мостовые краны с лебедочными грузовыми тележками для машинных залов, электростанций и ремонтных работ.

**Г р у п п а 3К** — приводные краны мостового типа с приводными подвесными таями, используемые на перегрузочных работах средней интенсивности, а также краны для транспортных и монтажных работ в механических цехах; краны с лебедочными грузовыми тележками для перегрузочных работ ограниченной интенсивности и интенсивно используемые только при монтаже оборудования; башенные строительные краны для монтажа промышленных зданий, сооружений и оборудования; стреловые самоходные краны для погрузочных и монтажно-строительных работ.

**Г р у п п а 4К** — башенные строительные краны, используемые на складах и полигонах заводов железобетонных изделий; передвижные консольные краны и краны на колонне для перегрузочных и вспомогательных работ.

**Г р у п п а 5К** — приводные краны мостового типа с лебедочными грузовыми тележками, используемые на перегрузочных работах средней интенсивности; краны для технологических работ в механических цехах, на складах готовых изделий предприятий строительных материалов и складах металлолома, контейнерные краны на железнодорожных станциях, складах промышленных предприятий, занятые на перегрузке различных грузов, в том числе и контейнеров; мостовые и стеллажные краны-штабелеры с управлением с пола на складах тарных грузов.

**Г р у п п а 6К** — грейферные, магнитные и магнито-грейферные приводные краны мостового типа, работающие на складах с разнообразными грузами, преимущественно при сезонном использовании; контейнерные краны для перегрузки только контейнеров; мостовые и стеллажные краны-штабелеры с управлением из кабины и автоматического действия на складах тарных грузов; крюковые перегрузочные порталные краны на транспортных складских объектах; грейферные порталные краны на складах промышленных предприятий и в портах при сезонной работе; краны порталные-лесопогрузчики с приводным грейфером на складах круглого леса; консольные передвижные краны в литейных цехах.

**Г р у п п а 7К** — приводные краны мостового типа с лебедочными грузовыми тележками при круглосуточной работе; краны с двух-

канатными грейферами и магнитно-грейферные, работающие на складах насыпных грузов и металлолома с однородными грузами при некруглосуточном использовании; закалочные, ковочные, литейные краны цехов металлургического производства; башенные строительные краны, обслуживающие гидротехническое строительство.

**Г р у п п а 8К** — приводные краны мостового типа: магнитные, используемые в цехах и на складах металлургических предприятий и металлолома при работе с однородными грузами, а также траверсные, мульдоманитные, мульдо-грейферные, мульдо-завалочные, копровые, ваграночные, шихтовые, колодцевые и для раздевания слитков в цехах металлургических предприятий; грейферные краны-перегрузчики на складах насыпных грузов; порталные грейферные краны складов и портов при круглосуточной и круглогодичной работе.

Суммарное машинное время работы механизма  $T$  (в часах) за полный срок службы  $n_r$  (в годах), необходимое для расчета элементов грузоподъемной машины на выносливость,

$$T = 365 K_r 24 K_c K_q \frac{ПВ \%}{100} n_r. \quad (2.3)$$

Производительность грузоподъемной машины (т/ч) при работе с одинаковыми по массе грузами  $Q_q = zQ$  (здесь  $Q$  — масса транспортируемого груза, т;  $z = 3600/t_{ц}$  — число циклов в течение часа при длительности цикла  $t_{ц}$ , с).

При работе с грузами различной массы

$$Q_q = z_1 Q_1 + z_2 Q_2 + \dots + z_i Q_i,$$

где  $z_i$  — число циклов работы при транспортировании груза массой  $Q_i$ .

При перегрузке сыпучего материала  $Q_q = zV\rho\psi$  (здесь  $V$  — вместимость сосуда (грейфера, бадьи, ковша и т. п.), м<sup>3</sup>;  $\rho$  — насыпная (объемная) масса груза, т/м<sup>3</sup>;  $\psi$  — коэффициент заполнения сосуда, принимаемый при определении производительности машины при бадьях и ковшах равным единице, а при грейферах — в зависимости от вида груза и толщины его слоя по данным опыта в пределах 0,6—1,0).

Для определения требуемого числа цеховых подъемных устройств рассчитывают среднюю производительность за год, исходя из средних нагрузок, средних длин перемещения, средних скоростей движения.

## 2.2. РАСЧЕТНЫЕ НАГРУЗКИ

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

**Расчетный случай I** — нормальная нагрузка в рабочем состоянии крана (машины), включающая номинальный вес груза и грузозахватного устройства, собственный вес конструкции, нагрузки от ветра в рабочем состоянии машины, а также динамические нагрузки, возникающие в процессе пуска и торможения при нормальных условиях использования механизма и при нормальном состоянии крановых путей.

Для этого случая металлические конструкции и детали механизмов рассчитывают на сопротивление усталости относительно предела выносливости, а также на нагревостойкость, износ, стойкость и долговечность. При расчете на сопротивление усталости нагрузку от ветра в рабочем состоянии машины можно не учитывать, ввиду ее относительно небольшого значения, принимаемого равным 50 Па. При переменном весе груза сопротивление усталости рассчитывают не по номинальному, а по эквивалентному значению веса. Расчет металлоконструкций на сопротивление усталости обязательно проводить для кранов режимов работы 5К, 6К и более высоких групп. Для кранов группы режима работы 4К необходимость проведения расчета сопротивления усталости устанавливают на основе данных опыта эксплуатации. Для кранов группы режима работы 1К, 2К и 3К металлоконструкцию на сопротивление усталости не рассчитывают. При расчете элементов механизмов кранов на сопротивление усталости исходят из обеспечения надежной работы всех элементов крана без ремонта и замены (за исключением быстроизнашивающихся сменных деталей механизмов и электрооборудования — тормозных фрикционных накладок, канатов, щеток двигателей и т. п.) в течение расчетного срока службы (см. с. 66).

**Расчетный случай II** — максимальная рабочая нагрузка, включающая кроме нагрузки от собственного и номинального весов груза и грузозахватного приспособления также и *максимальные динамические нагрузки*, возникающие при резких пусках, экстренном торможении, внезапном включении или выключении тока, движении крана по неровному пути, быстром изменении нагрузки на крюке, разгрузке грейфера или бадьи в подвешенном состоянии, обрыве грузовых стропов и предельной ветровой нагрузке в рабочем состоянии машины. Предельные значения динамической рабочей нагрузки ограничиваются значением момента пробуксовки или юза ходовых колес, а также максимальных моментов двигателя или тормоза или специальными предохранительными устройствами (проскальзыванием фрикционной муфты предельного момента, срезом предохранительных штифтов, срабатыванием электрозащиты и т. п.). Расчет в этом случае ведут с учетом максимального заданного уклона пути, а для плавающих кранов учитывается максимальный крен. Металлические конструкции и детали механизмов рассчитывают на прочность с обеспечением заданного коэффициента запаса прочности относительно предела текучести (для сталей) и сопротивления (для чугунов). По этому расчетному случаю проводят проверку *грузовой устойчивости* крана (см. гл. 13).

Нагрузку от собственного веса крана и его элементов определяют по конструкторской документации или по результатам взвешивания. При проектировочных расчетах собственный вес машины выбирают по данным аналогичных конструкций кранов.

**Расчетный случай III** — нагрузка в нерабочем состоянии машины, установленной на открытом воздухе при отсутствии груза и неподвижных механизмах. При этом на машину, кроме ее собственного веса, действует ветровая нагрузка в нерабочем состоянии машины, а иногда нагрузки, вызываемые снегом, обледенением или температурным воздействием. По этому расчетному случаю определяют прочность металлических конструкций, деталей противоугольных устройств кранов, тормозных устройств тележек, механизмов изменения вылета стрелы, опорно-ходовых и опорно-поворотных устройств по сниженным значениям запаса прочности (см. табл. 2.8).

Расчетную нагрузку от действия снега определяют по горизонтальной проекции воспринимающей поверхности. Для средней полосы Европейской части СССР и Сибири рекомендуется принимать давление снега  $10^3$  Па. Толщину гололеда на оттяжках, канатах и решетчатых элементах металлоконструкций принимают равной 1 ... 1,2 см при плотности 0,9 кг/дм<sup>3</sup>. Перегрузки от действия снега и гололеда в расчет не входят. Снеговую и ветровую нагрузки одновременно не учитывают. Нагрузки, вызываемые температурными изменениями окружающей среды, указывают в технических заданиях на проектирование крана и учитывают только при расчетах статически неопределимых конструкций. Допускается принимать интервал колебаний температур от  $-40$  до  $+40$  °С.

По этому расчетному случаю проводят также проверку *собственной устойчивости* крана. Положения стрелы, поворотной части и грузовой тележки принимают при определении действующих нагрузок наиболее опасными, т. е. создающими наибольшие нагрузки в рассчитываемых элементах.

При монтаже и перевозке кранов, кроме указанных выше нагрузок, возникают особые монтажные и транспортные нагрузки, которые необходимо учитывать при проверочном расчете, а также при составлении проекта монтажа крана и при выборе мест расположения опор и способов крепления перевозимых элементов кранов.

Эти нагрузки в ряде случаев могут оказаться весьма значительными и существенно отличаться от рабочих нагрузок. При этом нерабочие элементы конструкции при монтаже могут выполнять функции рабочих, а растянутые элементы могут стать сжатыми и т. д. Поэтому при проектировании должны быть учтены методы монтажа, способы захвата, предусмотрены места креплений.

Расчет деталей на сопротивление усталости, износ и нагревостойкость (случай I) производят по эквивалентным нагрузкам, т. е. по таким нагрузкам стационарного режима (нагрузки с постоянной амплитудой), которые вызывают ту же степень усталостного повреждения детали в течение рассматриваемого срока службы, как и фактически действующая нагрузка нестационарного режима (на-

грузки с переменной во времени амплитудой). Эквивалентную нагрузку определяют по графикам загрузки механизма во времени, построенным с учетом действительного режима работы механизма. Общий срок службы детали назначают в зависимости от группы режима работы (см. с. 66)

Эквивалентная нагрузка:

$$G_{\text{эkv}} = K_d G_{\text{max}}; \quad M_{\text{эkv}} = K_d M_{\text{max}}, \quad (2.4)$$

где  $G_{\text{max}}$  и  $M_{\text{max}}$  — максимальная расчетная нагрузка (усилие или момент), учитываемая в расчете на сопротивление усталости (по расчетному случаю I);  $K_d$  — коэффициент долговечности.

Коэффициент долговечности

$$K_d = K_G K_T K_{Tp},$$

где  $K_G$  — коэффициент, учитывающий переменность нагрузки во времени:

$$K_G = \sqrt[m]{\sum_i \left( \frac{G_i}{G_{\text{max}}} \right)^m \frac{N_i}{N_p}};$$

(здесь  $m$  — показатель степени уравнения кривой усталости Велера; при расчете деталей механизмов на усталостную долговечность по контактным напряжениям принимают  $m = 3$  и при расчете сопротивления усталости при изгибе, кручении, растяжении и сжатии  $m = 9$ ;  $G_i$  и  $N_i$  — текущая нагрузка и число циклов ее действия, принимаемые по графику нагружения за расчетный срок службы;  $N_p$  —

суммарное число циклов нагружения за расчетный срок службы);  $K_T = \sqrt[m]{N_p/N_0}$  — коэффициент, учитывающий срок службы детали (здесь  $N_p = 60Tn_p$  — при расчете сопротивления усталости при изгибе элементов всех механизмов и по контактным напряжениям деталей механизмов подъема;  $N_p = 30Tn_p$  — при расчете на сопротивление усталости по контактным напряжениям деталей механизмов передвижения;  $N_p = 60Th'$  — при расчете сопротивления усталости при кручении деталей механизма подъема и передвижения;  $n_p$  — частота вращения детали в минуту, принимаемая для механизмов подъема  $n_p = 0,9n_{\text{ном}}$  и для механизмов

передвижения  $n_p = n_{\text{ном}} \sqrt[3]{0,01 \text{ ПВ}}$ ;  $n_{\text{ном}}$  — частота вращения при установившемся движении;  $T$  — суммарное время работы механизма за полный срок службы, определяемое по уравнению (2.3);  $h'$  — число включений механизма в минуту машинного времени, определяемое по действительной кривой нагружения, а для мостовых кранов общего назначения ориентировочно принимают по данным ВНИИПТмаш (РТМ 24.090.14—76) по рис. 2.1 при различных значениях относительной продолжительности включения;  $N_0$  — база испытаний (число циклов нагружения), определяемая по следующим данным:

Детали при расчете на изгиб или кручение:

валы . . . . .	$4 \times 10^6$
зубья зубчатых колес . . . . .	$4 \times 10^6$
вал с напрессованной деталью . . . . .	$10^7$
вал при поверхностном упрочнении . . . . .	$5 \times 10^6$

Детали при расчете по контактным напряжениям:

зубья зубчатых колес . . . . .	$10^7$
--------------------------------	--------

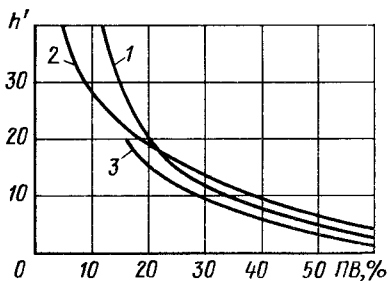


Рис. 2.1. Число включений  $h'$  в минуту кранов общего назначения для механизмов:

1 — подъема; 2 — передвижения тележки; 3 — передвижения крана

$K_{тр} = 1/\sqrt[m]{a}$  — коэффициент тренировки (здесь  $a$  — параметр, зависящий от материала и соотношения уровней напряжений и определяемый экспериментально; при отсутствии кратковременных пиковых перегрузок, вызываемых динамическими факторами,  $a = 1$  и  $K_{тр} = 1$ ; при наличии кратковременных перегрузок высокого значения  $a = 1,35 + 0,5 \lg \delta_n$ ;  $\delta_n = N_n/N_p$  — коэффициент относительной продолжительности пиковой нагрузки, у которой число циклов нагружения равно  $N_n$ ).

Для деталей, работающих на изгиб в механизмах шестой группы режима работы, коэффициент  $K_d = 1$ .

При расчете деталей общего назначения необходимо учитывать особенности их работы в грузоподъемных машинах. Так, при расчете валов, соединяемых зубчатыми муфтами, следует учитывать дополнительный изгибающий момент, возникающий от сил трения между зубьями муфты, который считается действующим в плоскости, проходящей через оси валов, и равным 0,1 номинального крутящего момента, передаваемого муфтой.

При определении максимального значения расчетного усилия или момента, входящего в уравнение (2.4) в качестве исходного, по рекомендации ВНИИПТмаш, можно принять приведенную с учетом передаточного числа к конкретной детали максимальную нагрузку (момент). Момент, развиваемый двигателем,

$$M_{\max \text{ дв}} = k M_{\text{ном}} \quad (2.5)$$

где  $M_{\text{ном}}$  — номинальный момент двигателя;  $k$  — расчетный коэффициент перегрузки, принимаемый в зависимости от типа механизма; для механизмов подъема  $k = 1,1$ ; для механизмов передвижения и поворота значения  $k$  в зависимости от допустимой перегрузки электродвигателя следующие:

Двигатель:

крановый короткозамкнутый	3,0
крановый постоянного тока и переменного тока с контактными кольцами	2,5
асинхронный двигатель общепромышленного типа	1,7

При числе циклов нагружения  $N_n \geq 10^5$  зубчатые передачи грузоподъемных машин рассчитывают на сопротивление усталости рабочей поверхности зубьев и на сопротивление усталости при изгибе, а при  $N_n < 10^5$  — на статическую прочность по максимальной нагрузке, возникающей при пуске и торможении, по условию предотвращения пластической деформации или хрупкого разрушения поверхности зуба и разрушения зуба при изгибе.

В грузоподъемных машинах широко применяют нормальные редукторы различного типа, например цилиндрические горизонтальные двухступенчатые крановые редукторы типа Ц2, Ц2У, РЦД, РМ; трехступенчатые горизонтальные цилиндрические редукторы типа Ц3У; одноступенчатые горизонтальные цилиндрические редукторы типа РЦ1 и ЦУ; коническо-цилиндрические редукторы — двухступенчатые (с одной цилиндрической ступенью) типа КЦ1 и трехступенчатые (с двумя цилиндрическими ступенями) типа КЦ2; вертикальные трехступенчатые цилиндрические редукторы типа ВК, ВКЦ, В400, а также глобоидные крановые мотор-редукторы типа ПК-5, состоящие из фланцевого электродвигателя, тормоза и редуктора, объединенных в один блок; глобоидный редуктор типа РГС-160 для лифтов.

Выбор размера редуктора грузоподъемных машин производят в соответствии с указаниями отраслевых нормалей на редукторы по расчетной мощности, которая должна быть равна или меньше мощности редуктора, указанной в нормали при соответствующей частоте вращения или по значению крутящего момента на тихоходном валу. При выборе редуктора должна быть также учтена допускаемая радиальная нагрузка на быстроходном и тихоходном валах.

При расчете подшипников качения грузоподъемных машин следует учитывать наиболее опасное их состояние, т. е. восприятие наибольших нагрузок без вращения, что приводит к появлению остаточных деформаций (лунки на беговых дорожках), трещинам, разрушению.

Подшипники качения, находящиеся под нагрузкой без вращения, а также подшипники, работающие при частоте вращения менее 1 об/мин (например, упорный подшипник грузового крюка, подшипники в опорах колонн некоторых кранов на колонне и т. п.) подбирают по статической грузоподъемности, приведенной в каталоге на подшипники качения. Так же подбирают подшипники, которые длительное время воспринимают нагрузку в условиях статического воздействия, даже если они некоторое время работают при  $n > 1$  об/мин.

При частоте вращения более 1 об/мин подшипники рассчитывают на долговечность по их динамической грузоподъемности, приведенной в каталоге, причем подшипники, работающие при частоте вращения от 1 до 10 об/мин, рассчитывают при  $n = 10$  об/мин.

Подшипник, работающий при переменном режиме нагружения, рассчитывают по условной постоянной эквивалентной нагрузке, вызывающей усталостные повреждения того же порядка, что и сумма всех переменных фактических нагрузок. Эквивалентную нагрузку определяют с учетом фактического или усредненного графика работы механизма в зависимости от группы режима работы:

$$F_{\text{экв}} = \sqrt[3]{F_1^3 \frac{n_1}{n} \frac{t_1}{T} + F_2^3 \frac{n_2}{n} \frac{t_2}{T} + \dots + F_i^3 \frac{n_i}{n} \frac{t_i}{T}},$$

где  $F_1, F_2, \dots, F_i$  — постоянные приведенные нагрузки на подшипник при различном весе транспортируемого груза, действующие соответственно в течение  $t_1, t_2, \dots, t_i$  часов работы за срок службы при соответственной частоте вращения  $n_1, n_2, \dots, n_i$ ;  $T$  — общий расчетный срок службы подшипника, ч;  $n$  — наиболее длительно действующая частота вращения при установившемся режиме.

При определении частоты вращения для механизмов с приводом постоянного тока, частота вращения которого существенно зависит от нагрузки, необходимо по характеристике двигателя установить частоту вращения, соответствующую каждой из нагрузок. Для механизмов с приводом от электродвигателя переменного тока, частота вращения которого мало изменяется с изменением нагрузки, с достаточной степенью точности можно считать частоту вращения независимой от нагрузки и при расчетах принимать частоту вращения двигателя при номинальной нагрузке. Колебания частоты вращения

в периоды неустановившегося движения в расчете не учитывают.

Наибольшую нагрузку на подшипник  $F_{\max}$  определяют с учетом динамических нагрузок по уравнению (2.4).

При расчете подшипников по статической грузоподъемности принимают максимальные нагрузки в рабочем и нерабочем состояниях машины (расчетные случаи II и III), при расчете долговечности принимают нормальные нагрузки в рабочем состоянии машины (расчетный случай I).

Динамическая приведенная нагрузка, по которой подбирают подшипник,

$$F = F_{\text{экв}} k_b k_{\text{темп}},$$

где  $k_b$  — коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамических усилий, возникающих в механизмах, на долговечность подшипника качения, принимаемый по следующим данным:

Машины и механизмы:

механизмы ручных кранов, кошки и ручные лебедки; приводы управления механизмы подъема всех кранов, электротали и монорельсовые тележки, лебедки с механическим приводом, приводы лифтов . . . . .	1,0
механизмы передвижения тележек; механизмы поворота кранов и изменения вылета стрелы . . . . .	1,2
механизмы передвижения кранов; ходовые колеса тележек, опоры механизмов поворота кранов, механизмы передвижения вычлчных погрузчиков и вагонеток . . . . .	1,3
ходовые колеса кранов . . . . .	1,4
	1,5

$k_{\text{темп}}$  — температурный коэффициент, принимаемый по следующим рекомендациям:

Рабочая температура подшипника, °C	100	125	150	175	200	225	250
Коэффициент $k_{\text{темп}}$ . . . . .	1	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4

Динамическая грузоподъемность  $C$  зависит от размеров и конструкции подшипника и соответствует ресурсу подшипника  $10^6$  циклов.

При требуемой долговечности подшипника  $T$  и частоте вращения  $n$  (об/мин) номинальная долговечность  $L$  (млн. циклов)

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

и требуемая динамическая грузоподъемность

$$C = F \sqrt[m]{L},$$

где  $F$  — динамическая приведенная нагрузка;  $m$  — показатель степени кривой усталости Велера, принимаемый для шарикоподшипников  $m = 3$  и для роликоподшипников  $m = 3,33$ .

Подшипники качения подбирают по каталогу так, чтобы динамическая грузоподъемность их была равна или больше требуемой динамической грузоподъемности  $C$ .

Соединительные муфты следует выбирать по расчетному крутящему моменту

$$M_p = M_{\text{кр}} k_1 k_2 \leq [M],$$

где  $M_{\text{вр}}$  — наибольший крутящий момент, передаваемый муфтой;  $[M]$  — наибольший крутильный момент, допускаемый для передачи муфтой, указываемый в ГОСТ



## 2.6. Значение коэффициента $k_1$

Привод	Группа режима работы механизма	$k_1$
Ручной Машинный	1М	1,0
	1М, 2М, 3М	1,0
	4М	1,1
	5М	1,2
	6М	1,3

на соответствующие муфты;  $k_1$  — коэффициент, учитывающий режим работы механизма (табл. 2.6);  $k_2$  — коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма (табл. 2.7).

При расчете прочности и устойчивости грузоподъемных машин, работающих на открытом воздухе, необходимо учитывать *ветровую нагрузку*, которую согласно ГОСТ 1451—77 разделяют на *ветровую нагрузку рабочего состояния крана* (при действии этой нагрузки кран должен нормально работать) и *нагрузку нерабочего состояния крана* (при действии этой нагрузки механизмы крана не работают).

Нагрузку рабочего состояния крана учитывают при расчете металлоконструкций, механизмов, тормозов, мощности двигателя, собственной и грузовой устойчивости кранов. За ветровую нагрузку на кран в его рабочем состоянии принимают *предельную ветровую нагрузку*, при которой обеспечивается нормальная эксплуатация крана с грузом номинальной массы.

Нагрузку нерабочего состояния крана учитывают при расчете металлоконструкций, механизмов поворота и передвижения, изменения вылета стрелы, осей и валов ходовых колес, противоугонных устройств и собственной устойчивости крана. За ветровую нагрузку на кран в нерабочем состоянии принимают *предельную ветровую нагрузку*, с учетом которой должны быть рассчитаны указанные элементы в нерабочем состоянии крана.

Ветровая нагрузка на кран должна быть определена как сумма статической и динамической составляющих. Статическую составля-

## 2.7. Значение коэффициента $k_2$

Привод	Механизм	$k_2$
Ручной	Подъема	1,2
	Другие	1,0
Машинный	Подъема крана:	
	крюкового	1,3
	магнитного и грейферного	1,2
	Передвижения	1,2

ющую, соответствующую установившейся скорости ветра, учитывают во всех случаях расчета. Динамическую составляющую, вызываемую пульсацией скорости ветра, учитывают только при расчете на прочность металлических конструкций и при проверке устойчивости кранов против опрокидывания. Для башенных кранов динамическую составляющую определяют по рекомендациям ГОСТ 13994—81, а в остальных случаях — по нормам проектирования кранов различного типа.

Статическая составляющая ветровой нагрузки, действующая на элемент конструкции или на груз,

$$F = pA, \quad (2.6)$$

где  $p$  — распределенная ветровая нагрузка на единицу расчетной площади элемента конструкции или груза в данной зоне высоты;  $A$  — расчетная площадь элемента конструкции, определяемая по рекомендации ГОСТ 1451—77 в зависимости от конфигурации и положения элемента, м<sup>2</sup>; расчетную площадь груза определяют по фактическим данным или по следующим рекомендациям, основанным на статистических данных:

Масса груза, т. . . . .	0,5	1,0	1,6	2,0	2,5	3,2	5,0	6,3	10
Площадь груза $A$ , м <sup>2</sup> . . . . .	2,0	2,8	3,6	4,0	5,0	5,6	7,1	8,0	10
Масса груза, т. . . . .	16	20	25	32	50	60	100		
Площадь груза, $A$ , м <sup>2</sup> . . . . .	14,0	16,0	18,0	20,0	25,0	28,0	36,0		

Распределенную ветровую поверхностную нагрузку в данной зоне высоты определяют по формуле

$$p = qkcn, \quad (2.7)$$

где  $q$  — динамическое давление ветра на высоте не более 10 м над поверхностью земли;  $q = \rho v^2/2$  (здесь  $\rho$  — плотность воздуха,  $\rho = 1,225$  кг/м<sup>3</sup>;  $v$  — скорость ветра, направленная параллельно поверхности земли, м/с);  $k$  — коэффициент, учитывающий изменение динамического давления в зависимости от высоты расположения элемента над поверхностью земли, принимаемый по данным:

Высота над поверхностью земли, . . . . .	10	20	40	60	100	200	350 и более
$k$ . . . . .	1,0	1,25	1,55	1,75	2,1	2,6	3,1

для промежуточных высот значения  $k$  определяют линейной интерполяцией этих данных; в пределах отдельных зон конструкции при высоте каждой зоны не более 10 м значение коэффициента  $k$  допускается принимать постоянным; для троссовых оттяжек и канатов полиспастов  $k$  допускается принимать постоянным и определять его для уровня, соответствующего точке, расположенной на расстоянии 1/3 их длины от верхней точки крепления;  $c$  — коэффициент аэродинамической силы (коэффициент лобового сопротивления), значение которого принимается по данным ГОСТ 1451—77, в зависимости от конструктивных особенностей элементов крана, коэффициента заполнения ферм и степени их перекрытия другими элементами (затененность), от размеров элементов, от направления скорости ветра;  $n$  — коэффициент перегрузки, принимаемый при определении ветровой нагрузки рабочего состояния крана равным единице, а для случая определения ветровой нагрузки нерабочего состояния крана при расчете конструкции крана по методу предельных состояний  $n = 1,1$  и по методу допускаемых напряжений  $n = 1,0$ , если в нормах на проектирование данного крана не заданы другие его значения.

Ветровую нагрузку на груз согласно ГОСТ 1451—77 следует принимать не менее 500 Н. Расчетная площадь грузовых и ходовых тележек, лебедок, аппаратных шкафов, балластных плит противо-

весов, грузовых подвесок, кабин управления и т. п. определяется как проекция наружного контура на плоскость, перпендикулярную направлению скорости ветра. Коэффициент аэродинамической силы  $c$  при этом принимается равным 1,2.

Динамическое давление ветра  $q$  на высоте 10 м над поверхностью земли для рабочего состояния крана принимают независимо от района установки крана с учетом назначения крана по следующим данным:

Краны:	$q$ , Па
строительные, монтажные, для полигонов железобетонных изделий, штучных грузов, а также стреловые самоходные общего назначения всех типов, установленные в речных и морских портах . . . . .	125 250
используемые на объектах, исключающих возможность перерыва в работе	500

Если предельная ветровая нагрузка рабочего состояния, действующая на груз или элемент крана, ограничена условиями безопасности ведения работ или технологией выполнения перегрузочных или монтажных операций, то допускается принимать значение динамического давления  $q$  в соответствии с техническими заданиями на проектирование, но не менее 50 Па. При отсутствии дополнительных требований, предусмотренных техническим заданием на проектирование крана, ветровая нагрузка рабочего состояния, учитываемая при определении мощности и приводных двигателей крановых механизмов, не должна превышать 70 % статической составляющей ветровой нагрузки на кран или на соответствующий элемент крана или груз.

При определении ветровой нагрузки на груз коэффициент аэродинамической силы  $c$  применяют равным единице; коэффициент  $k$  при этом принимают по максимальной высоте подъема груза.

Динамическое давление  $q$  на высоте 10 м над поверхностью земли для нерабочего состояния крана зависит от места установки крана в соответствии с картой районирования, приведенной в ГОСТ 1451—77, согласно которой территория СССР разделена на семь районов, причем для первого района динамическое давление  $q = 270$  Па, для второго и последующих — соответственно 350, 450, 550, 700, 850, 1000 Па. Если район установки крана точно неизвестен, то динамическое давление  $q$  допускается принимать равным 450 Па, что соответствует третьему району.

### 2.3. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ

Для расчета грузоподъемных машин на прочность используют два метода — по допускаемым напряжениям и по предельным состояниям. Наибольшее распространение при расчете элементов механизмов находит дифференциальный метод определения допускаемых напряжений, основанный на установлении коэффициента запаса прочности рассчитываемой детали в зависимости от степени ее ответственности и режима работы механизма в конкретных условиях использования. При выборе значений коэффициентов, входящих

в суммарный коэффициент запаса прочности, учитывают необходимость обеспечения безопасности людей, сохранности груза и оборудования и целостности машин. Части машин, повреждения которых связаны с падением груза, опрокидыванием крана и другими факторами, рассчитывают с повышенным значением коэффициента запаса прочности. Кроме того, при определении коэффициента запаса прочности учитывают специфику работы механизма грузоподъемной машины в условиях повторно-кратковременного режима с большим числом циклов в час. Изменение нагрузки и частота ее приложения приобретают особое значение при расчетах на сопротивление усталости. При расчете элементов механизмов на прочность необходимо учитывать влияние ударных нагрузок, появляющихся при резких пусках и остановках, при отрыве груза от поверхности без предварительного натяжения каната и т. п.

Расчет элементов машин на прочность проводят по основному уравнению прочности

$$\sigma \leq [\sigma] = \sigma_{\text{пр}}/n, \quad (2.8)$$

где  $\sigma$  — расчетное действующее напряжение, определяемое с учетом динамических нагрузок, но без учета концентрации напряжений;  $[\sigma]$  — допускаемое напряжение;  $\sigma_{\text{пр}}$  — предельное напряжение материала при данном напряженном состоянии;  $n$  — коэффициент запаса прочности.

При расчете элементов из пластичных материалов за предельное напряжение принимают *предел текучести*, определяемый с учетом размеров детали, термообработки и характера нагружения; при расчете деталей из хрупких материалов принимают *предел прочности*, определяемый с учетом характера нагружения. Расчет элементов машин на сопротивление усталости проводят по условию

$$\sigma \leq [\sigma_{Rk}] = \frac{\sigma_{Rk}}{n_I},$$

где  $\sigma_{Rk}$  — длительный предел выносливости, определяемый с учетом коэффициента асимметрии  $R$ , эффективного коэффициента концентрации напряжений  $k$ , размеров детали и ее термообработки;  $[\sigma_{Rk}]$  — допускаемое напряжение;  $n_I$  — коэффициент запаса сопротивления усталости, принимаемый по данным табл. 2.8 для расчетного случая I, по которому производят расчет на сопротивление усталости.

При числе циклов перенапряжений  $\sum z_i$  (напряжений  $\sigma_i > \sigma_{Rk}$ ), которое испытывает деталь за расчетный срок службы, меньшем или равном базе испытаний  $N_0$ , соответствующему  $\sigma_{Rk}$ , расчет проводят на ограниченное сопротивление усталости по ограниченному пределу выносливости:

$$\sigma_{Rk0} = \sigma_{Rk} \sqrt[m]{N_0 / \sum z_i},$$

где  $m$  — показатель степени кривой выносливости; при расчете на изгиб деталей изготовленных из улучшенных и нормализованных сталей,  $m = 6$ , для деталей из закаленных сталей  $m = 9$ , при расчете деталей на контактную прочность  $m = 3$ .

В общем случае коэффициент запаса прочности может быть представлен в виде

$$n = 1 + a_1 + a_2 + a_3,$$

## 2.8. Рекомендуемые коэффициенты запаса прочности $n$ для элементов механизмов и металлоконструкций

Рассчитываемый элемент	Расчетные случаи		
	I	II	III
	по сопротивлению усталости	по прочности	
	$n_I$	$n_{II}$	$n_{III}$
Металлические конструкции кранов:			
стальные	1,4	1,4	1,3
стальные при транспортировании жидкого металла	1,7	1,7	1,3
алюминиевые	1,6	1,6	1,5
Механизмы подъема груза, изменения вылета, ходовые и опорные части, противоугонные устройства, грузозахватные устройства, тормоза	1,6/1,8	1,6/1,8	1,4/1,6
Механизмы передвижения и поворота	1,4/1,6	1,4/1,6	—

Примечание: цифры в числителе относятся к элементам из проката и поковок; цифры в знаменателе — к литым элементам из стали.

где  $a_1$  — параметр, учитывающий влияние отказа рассчитываемого механизма (элемента) на работу машины, безопасность крановщика и людей, находящихся в зоне работы машины;  $a_2$  — параметр, учитывающий возможную неоднородность материала, т. е. влияние внутренних дефектов материала и отклонение действительных размеров элемента от номинальных; для деталей, изготовленных литьем,  $a_2$  имеет большее значение, чем для деталей, изготовленных из проката или поковки;  $a_3$  — параметр, учитывающий погрешности расчета.

Значение коэффициента запаса прочности при расчете элементов металлоконструкций и механизмов в зависимости от типа механизма и расчетного случая приведены в табл. 2.8.

Для случаев особых нагрузок — транспортных, монтажных, при ударах об упоры, сейсмических и т. п. — коэффициент запаса  $n_0$  принимают равным 1,2.

Методы расчета и запасы прочности таких особо ответственных деталей грузоподъемных машин, как канаты и цепи, регламентированы Правилами Госгортехнадзора.

В связи с совершенствованием технологических процессов производства стали и использованием материалов с более высокими механическими характеристиками, уточнением значений расчетных нагрузок и развитием методов расчета конструкции представляется возможным снизить значения коэффициентов запаса прочности. Уточненные расчеты элементов конструкций и экспериментальные исследования показывают, что в ряде случаев в отдельных зонах конструкций возникают напряжения, превышающие предел текучести, однако конструкции продолжают нормально работать. Проведенный анализ метода расчета по допускаемым напряжениям показывает, что наибольшие напряжения, возникающие в отдельных волокнах сечения элементов конструкции, не характеризуют ее

несущую способность и не определяют наибольшую нагрузку, которую может выдержать эта конструкция без разрушения. Поэтому все шире внедряется более совершенный метод расчета по предельным нагрузкам.

Элементы конструкции должны быть так рассчитаны, чтобы при эксплуатации не возникали недопустимые или нежелательные разрушения, чрезмерные прогибы или вибрации. При расчете по методу допускаемых напряжений коэффициентом запаса учитываются случайные отклонения от предпосылок, принимаемых при расчете, и его принимают таким, чтобы обеспечивалась нормальная работа конструкции. Однако по этому коэффициенту трудно правильно оценить состояние конструкции при одновременном действии нескольких нагрузок, так как не учитывается специфика воздействия каждой из них. Для этого необходимо выразить требования к работе конструкции, обеспечивающие надежность, и установить такие состояния конструкции, когда она перестает удовлетворять этим требованиям. Эти состояния конструкции называют предельными, а метод, основанный на анализе этих состояний, — *методом расчета конструкций по предельным состояниям*.

При достижении предельного состояния конструкция оказывается на пределе возможности дальнейшей эксплуатации, при которой она еще может продолжать выполнять заданные функции. Если предельное состояние превышает, то конструкция становится непригодной к дальнейшей эксплуатации. Метод расчета по предельным состояниям наиболее широко применяют при расчете строительных конструкций. Использование этого метода, основанного на статистическом учете условий работы конструкции, позволяет отказаться от недостаточного обоснованного коэффициента запаса прочности и открывает широкие возможности устанавливать необходимые размеры и формы сечения металлоконструкции, исходя из конкретных условий ее эксплуатации.

В течение заданного срока службы в элементе конструкции могут возникать различные нагрузки. Разрушение элемента может произойти в результате однократного и многократного приложения нагрузки. При сравнительно малом числе нагружений достаточно проверка прочности и устойчивости элемента при действии однократной наибольшей нагрузки, возможной в течение заданного срока службы. Состояние, при котором однократное приложение нагрузки приводит к разрушению вследствие потери прочности или устойчивости, является *первым предельным состоянием*. Для металлоконструкции крана такое состояние может, например, наступить при действии ураганного ветра. За начало разрушения при расчете по первому предельному состоянию принимают превышение предела текучести в каком-либо одном волокне сечения. Нагрузки при этом расчете считают статически действующими.

Целью расчета по первому предельному состоянию является обеспечение несущей способности (неразрушимости, устойчивости формы и положения) конструкции в возможных неблагоприятных условиях работы в период эксплуатации кранов, при их транспорти-

ровании и монтаже, а также ограничение чрезмерных пластических деформаций.

Если число нагружений достаточно велико, то необходима проверка на сопротивление усталости (расчетный случай I). Состояние, при котором происходит разрушение элементов крана вследствие усталостной потери прочности, также считается как первое предельное состояние. Для правильно спроектированных, изготовленных и эксплуатируемых машин, оно наступает к концу заданного срока службы конструкции или ее части в результате суммарного действия всех нагружений за этот срок.

Для многих конструкций проверка на прочность и сопротивление усталости может оказаться недостаточной. Иногда вследствие наличия больших деформаций, но при сохранении прочности и устойчивости, конструкция теряет работоспособность, так как появляющиеся деформации или колебания препятствуют ее нормальной эксплуатации. Это состояние является *вторым предельным состоянием* крана. Достижение второго предельного состояния не исключает дальнейшую эксплуатацию и является фактором, ограничивающим использование металлоконструкции крана в условиях нормальной эксплуатации.

Целью расчета по второму предельному состоянию является ограничение деформаций или перемещений из условий обеспечения необходимой точности работы, устранение неблагоприятных физиологических воздействий на обслуживающий персонал, обеспечение выполнения рабочих движений в условиях нормальной эксплуатации кранов. При проверке по второму предельному состоянию определяют расчетный прогиб и сравнивают его с допускаемым прогибом.

Развернутое выражение первого предельного состояния конструкции по условию прочности получается из предпосылки, что расчетное (наибольшее) усилие в элементе не должно превышать предельного усилия, соответствующего несущей способности элемента:

$$\sum \alpha_i F_{in} K_{in} \leq ARm_0,$$

где  $\alpha_i$  — усилие в элементе конструкции от нагрузки  $F_{in} = 1$ ;  $F_{in}$  — нормативные нагрузки, приложенные к элементам конструкции, в качестве которых принимают максимальные нагрузки рабочего состояния или аварийные нагрузки в соответствии с расчетным случаем и возможной их комбинацией;  $K_{in}$  — коэффициент перегрузки, учитывающий возможное превышение нормативного значения каждой из действующих нагрузок; значения этих коэффициентов устанавливают на основании результатов опытов с учетом назначения кранов и условий их эксплуатации (второй и третий случаи сочетания расчетных нагрузок). При расчете на сопротивление усталости, когда в качестве нормативных нагрузок принимают эквивалентные нагрузки, коэффициент  $K_{in}$  принимают равным 1;  $A$  — геометрический фактор сечения (площадь, момент инерции, момент сопротивления);  $m_0$  — коэффициент условий работы, учитывающий особенности конструкции (условий эксплуатации, изготовления, расчета и т. п.),  $m_0 = m_1 m_2 m_3$  (здесь коэффициент  $m_1 = 0,6 \dots 1,0$  учитывает ответственность элемента и влияние отказа на безопасность крановщика и людей, работающих в зоне крана; коэффициент  $m_2$  учитывает несовершенство расчета вследствие возможных отклонений принятой расчетной схемы от условий действительной работы конструкции и ее элементов, а также возможных отклонений геометрических размеров от проектных; для плоских

статически определимых систем  $m_2 = 0,9$ ; для плоских статически неопределимых систем  $m_2 = 1,0$ ; для пространственных систем  $m_2 = 1,1$ ; коэффициент  $m_3 = 0,8 \dots 1,0$  учитывает возможные повреждения элементов конструкции в процессе эксплуатации, монтажа, транспортирования);  $R = K_0 R_H$  — расчетное сопротивление, которое при расчете на прочность равно произведению нормативного сопротивления  $R_H$  на коэффициент однородности материала (для стали Ст3  $K_0 = 0,9$  и для легированных сталей  $K_0 = 0,85$ ); при расчете на сопротивление усталости оно равно произведению предела выносливости (с учетом концентрации напряжений, числа циклов нагрузки и асимметрии цикла) на коэффициент однородности по усталостным испытаниям, который равен 0,9 [8]; при расчете на устойчивость оно равно произведению расчетного сопротивления на прочность на коэффициент понижения несущей способности продольно сжимаемых элементов.

В этой формуле левая часть выражает силовое воздействие с учетом коэффициентов перегрузки, а правая — действительную несущую способность конструкции.

Для второго предельного состояния по развитию чрезмерных деформаций или колебаний предельное условие имеет тот же вид, что и при расчете по методу допускаемых напряжений, т. е.

$$f/L \leq [f/L] \text{ или } t_p \leq [t_p],$$

где  $f/L$  и  $[f/L]$  — расчетное и допускаемое значение относительного прогиба;  $f$  — прогиб;  $L$  — длина рассматриваемого элемента;  $t_p$  и  $[t_p]$  — расчетное и допускаемое значения времени затухания колебаний конструкции.

Для второго предельного состояния расчет ведут при грузе номинальной массы и коэффициенте перегрузки, равном единице.

Законы распределения действующих нагрузок (масса груза, ветровая нагрузка, динамические нагрузки и т. п.) для всех видов грузоподъемных машин в настоящее время еще не достаточно изучены. Поэтому конструкции грузоподъемных машин методом предельных состояний можно рассчитать только после получения практических данных по работе конструкции в реальных условиях эксплуатации. Наиболее глубоко метод расчета по предельным состояниям разработан для башенных [4] и некоторых типов мостовых [8] кранов.



### 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. Основные факторы, влияющие на выбор типа привода, следующие:

1) соответствие свойств приводного двигателя заданному режиму работы грузоподъемной машины (циклический характер работы, совмещение работы нескольких механизмов, возможные перегрузки механизмов, необходимость реверсирования и регулирования скорости, частота включения и т. п.);

2) характер действующих внешних нагрузок на машины (независимость внешних нагрузок — веса, сил трения и др. — от скорости, широта диапазона изменения нагрузок, наличие инерционных нагрузок и т. д.);

3) стоимость изготовления и эксплуатации машины с данным видом привода;

4) возможность использования того или иного вида энергии;

5) удобство управления машиной;

6) особенности эксплуатации машины (взрыво- и пожароопасность рабочей среды).

В грузоподъемных машинах наибольшее распространение получил электропривод, основными преимуществами которого являются: низкая стоимость, особенно двигателей переменного тока; высокий КПД; большая перегрузочная способность и возможность пуска под нагрузкой; простота управления. К недостаткам кранового электропривода можно отнести следующие: затруднения в подаче

электроэнергии к передвижным грузоподъемным машинам; громоздкость аппаратуры управления систем электропривода с регулированием скорости; относительно большая масса на единицу мощности.

В самоходных и плавучих кранах, независимых от стационарных источников энергии применяют привод от двигателей внутреннего сгорания. 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.

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.).

В последнее время наметилась тенденция применения гидропривода в грузоподъемных машинах.

Пневматический привод для грузоподъемных машин целесообразно использовать тогда, когда имеются установки сжатого воздуха, используемые для основного производства. Простота конструкции и главное плавность работы являются основными особенностями пневмопривода. В среде с повышенной взрывоопасностью часто единственным видом привода, и допустимым по условиям безопасности может быть пневмопривод. Кроме того, этот привод можно использовать для управления муфтами и тормозами кранов, подъемников и лебедок.

### 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.

Механизм подъема с ручным приводом показан на рис. 9.1, а механизм передвижения — на рис. 10.1. Средние значения усилий и окружные скорости приводных рукояток и тяговых колес не должны превышать значений, приведенных в табл. 3.1.

### 3.1. Расчетные значения усилий и окружной скорости приводных рукояток и тяговых колес

Продолжительность работы	Рукоятка		Тяговое колесо	
	Усилие, Н	Скорость, м/с	Усилие, Н	Скорость, м/с
Длительная	80—100	0,9—1,2	120—160	0,6—0,8
Периодическая в течение 6—8 ч с частыми перерывами	150—160	0,7—0,8	180—200	0,5—0,6
Кратковременная, продолжительность не более 5 мин	200	0,5—0,6	300—400	0,3—0,4

### 3.2. Расчетные значения усилия и хода рычагов управления

Назначение рукояток и педалей	Усилие, Н		Полный ход, мм	
	на рукоятке	на педали	рукоятки	педали
Основные или часто включаемые	66—100	80—140	400	250
Вспомогательные или редко включаемые	120—200	200—300	400	250

При проектировании грузоподъемных машин с ручным приводом размеры приводных рукояток и тяговых колес должны назначаться в пределах, при которых может быть обеспечена удобная и безопасная работа рабочего. Плечо (радиус) вращения рукояток рекомендуется принимать равным 200—400 мм, предпочтительно 300 мм. Длина ручки рукоятки должна составлять 300—350 мм для одного рабочего и 450—500 для двух рабочих, высота оси вращения рукоятки от уровня пола 900—1100 мм. На механизме с двумя рукоятками одновременно могут работать не более четырех, а на цепи тягового колеса — не более трех человек. Две рукоятки на одном валу должны быть расположены относительно друг друга под углом 120°. Плечи приводных рукояток домкратов составляют 200—250 мм, а радиус тягового колеса 100—500 мм. Расстояние от уровня пола до свисающей с колеса петли цепи должно быть 600—800 мм.

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. При проектировании ручного привода управления (тормозами, муфтами, реверсивным механизмом и т. д.) наибольшие усилия, полный ход рукояток и педалей не должны превышать значений, указанных в табл. 3.2.

### 3.3. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ПРИВОД

В грузоподъемных машинах применяют электропривод с двигателями постоянного и переменного тока. Основным преимуществом двигателей постоянного тока является возможность регули-

рования 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

$$\psi = M_{\text{м}}/M_{\text{н}},$$

где  $M_{\text{н}}$  и  $M_{\text{м}}$  — соответственно номинальный и максимальный моменты, развиваемые двигателем.

Для крановых электродвигателей переменного тока коэффициент  $\psi$  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.

Свойства электродвигателей и их пригодность для привода тех или иных механизмов грузоподъемных машин оценивают по паспортным данным двигателей, т. е. по их номинальной мощности, частоте вращения, напряжению и силе тока, перегрузочной способности, пусковому моменту и режиму работы (для крановых двигателей). Электродвигатели должны эксплуатироваться в таких условиях, которые соответствуют их паспортным данным. Кроме того, должны быть учтены пуско-регулирующие свойства электродвигателей, т. е. возможность осуществления разгона по требуемому закону, возможность изменения частоты вращения при различных нагрузках

рабочих механизмов, легкость реверсирования и возможность работы в различных режимах (двигательном и тормозных).

**Асинхронный короткозамкнутый двигатель** является наиболее простым по конструктивному исполнению и надежным в эксплуатации. Характеристики его приведены на рис. 3.1. Для двигателей серии МТК

$$M_{\text{ш}}/M_{\text{н}} = 2,6 \dots 3,2; \quad M_{\text{м}}/M_{\text{н}} = 2,6 \dots 3,4; \quad I_{\text{ш}}/I_{\text{н}} = 3,3 \dots 5,2.$$

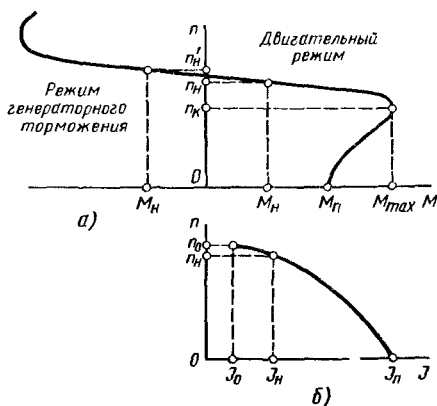
Момент и сила тока  $I$  короткозамкнутого двигателя при пуске значительно превосходят номинальные значения. Поскольку момент короткозамкнутого двигателя при пуске изменяется от начального (пускового)  $M_{\text{п}}$  до номинального  $M_{\text{н}}$  по сложному закону, то для определения времени разгона механизма с этими двигателями используют понятие среднееффективного (или просто среднего) значения пускового момента.

Под средним пусковым моментом понимают такое постоянное значение пускового момента, при котором обеспечивается разгон механизма до номинальной частоты вращения при действии номинальной нагрузки за то же время, что и фактический переменный момент. Значения средних пусковых моментов крановых асинхронных короткозамкнутых двигателей составляют 0,7—0,8 максимального момента.

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. Так как значение напряжения промышленной питающей сети колеблется в значительных пределах и может уменьшаться до 85 % номинального значения, а движущий момент асинхронного двигателя пропорционален квадрату напряжения, для нормальной работы механизма необходимо, чтобы при асинхронном короткозамкнутом двигателе момент сопротивления механизма на валу двигателя при пуске был не более  $0,85^2 M_{\text{н}}$ .

Рис. 3.1. Характеристики асинхронного короткозамкнутого двигателя:

а — механическая; б — токовая;  $n_0$ ,  $n_{\text{н}}$ ,  $n_{\text{к}}$  — соответственно синхронная, номинальная и критическая частота вращения;  $n'_{\text{н}}$  — номинальная частота вращения в режиме генераторного торможения;  $M_{\text{пак}}$ ,  $M_{\text{п}}$ ,  $M_{\text{н}}$  — соответственно максимальный, пусковой (начальный) и номинальный моменты двигателя;  $I_0$ ,  $I_{\text{н}}$ ,  $I_{\text{п}}$  — соответственно ток холостого хода, номинальный и пусковой



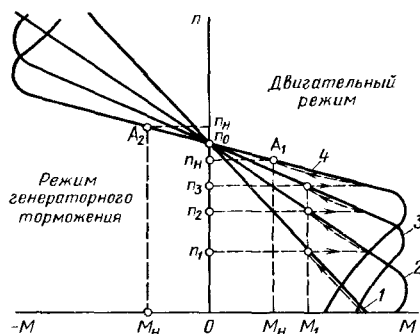


Рис. 3.2. Механические характеристики асинхронного двигателя с фазным ротором

Механическая характеристика асинхронного короткозамкнутого двигателя на участке рабочих частот вращения (от  $n_H$  до  $n'_H$ , см. рис. 3.1, а) весьма жесткая, т. е. его частота вращения мало зависит от нагрузки. Поэтому скорость опускания груза механизмом с этим приводом будет только на 6—8% больше скорости подъема груза.

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. В грузоподъемных машинах применяют двухскоростные асинхронные короткозамкнутые двигатели с двумя независимыми обмотками на статоре, каждая из которых имеет определенное число пар полюсов. Наиболее часто находят применение двигатели с отношением (большей номинальной частоты вращения к меньшей номинальной) 2; 8/3; 3; 10/3; 4. Применение в грузоподъемных машинах привода с двухскоростным короткозамкнутым асинхронным двигателем целесообразно в тех случаях, когда для получения точной остановки механизма крана или машины необходимо снижение скорости перед остановкой.

**Асинхронный двигатель с фазным ротором** в отличие от короткозамкнутого 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. Регулировочные свойства асинхронного двигателя с фазным ротором способствуют более плавному разгону механизма по сравнению с короткозамкнутым двигателем. При этом пусковой ток значительно снижается.

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. Разгон

двигателя начинается на характеристике 1. После увеличения частоты вращения до  $n_1$  двигатель переключается на характеристику 2. На этой характеристике частота вращения возрастает до  $n_2$ , а на характеристике 3 — до  $n_3$ . Переключение роторных резисторов происходит тогда, когда значение момента двигателя уменьшается до значения  $M_1$ . При частоте вращения  $n_3$  из цепи ротора двигателя выводятся все пусковые резисторы и двигатель переходит на работу по естественной характеристике 4, на которой частота вращения возрастает до номинального значения  $n_n$  (при моменте сопротивления на валу двигателя, равном номинальному моменту двигателя  $M_n$ ). Если к валу двигателя приложить некоторый внешний вращающийся момент, равный  $M_n$ , то двигатель перейдет в режим генераторного торможения, причем его частота вращения будет равна  $n_n$ .

Регулирование скорости асинхронного двигателя путем изменения роторных сопротивлений производят также для получения промежуточных скоростей движения механизма (от нулевого значения до номинального). При работе асинхронного двигателя с пониженной частотой вращения мощность, потребляемая двигателем, равна номинальной мощности двигателя (при номинальной нагрузке), а мощность, затрачиваемая на полезную работу механизма, пропорциональна частоте вращения двигателя. Разница между мощностью, потребляемой двигателем, и мощностью на валу двигателя поглощается в роторном реостате, что приводит к сильному его нагреванию. Поэтому работа асинхронного двигателя с пониженной частотой вращения весьма неэкономична.

Асинхронный двигатель с фазным ротором, кроме работы в двигательном режиме и режиме генераторного торможения, может быть использован для работы в режиме противовключения (противотока) и режиме динамического торможения. В режиме противовключения двигатель развивает момент, действующий в сторону, противоположную направлению вращения ротора. Режим противовключения используется для осуществления торможения механизмов передвижения и поворота кранов и иногда для опускания груза с пониженной скоростью. Однако этот режим работы асинхронного двигателя неэкономичен, так как на торможение механизма используется незначительная доля мощности, потребляемой двигателем.

Режим динамического торможения используется для торможения механизмов передвижения и поворота кранов от максимальной скорости до скорости, равной (0,1—0,2) номинальной, а также для опускания грузов с пониженными скоростями.

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 (сериесные) 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 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. При пуске двигателя его момент изменяется от максимального значения  $M_{\max}$  до значения  $M_2$ , при котором происходит переключение пускового реостата.

Двигатели параллельного возбуждения допускают применение всех тормозных режимов работы: генераторного с рекуперацией электроэнергии в сеть, противоблуждения и динамического торможения. В режиме динамического торможения можно снизить скорость механизма до весьма малого значения, что уменьшает работу механического тормоза, в функции которого входит при этом только окончательная остановка механизма и аварийное торможение при внезапном перерыве в подаче электроэнергии. Двигатели постоянного тока с параллельным возбуждением чаще используют для привода механизмов передвижения и поворота, а также для тех механизмов подъема и привода лебедок, в которых недопустимы значительные колебания скорости.

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. Применение системы Г—Д обеспечивает очень плавное регулирование скорости в пределах 1 : 10, а при использовании специальных возбуждателей (например, электромашинных или магнитных усилителей) предел регулирования скорости может быть увеличен до 1 : 120. Поэтому привод Г—Д предназначен для ответственных крановых механизмов и скоростных лифтов, для которых требуется широкое и частое регулирование скорости.

*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 искусственной механических характеристик (рис. 3.4), причем эта мягкость увеличивается при уменьшении момента. Чем



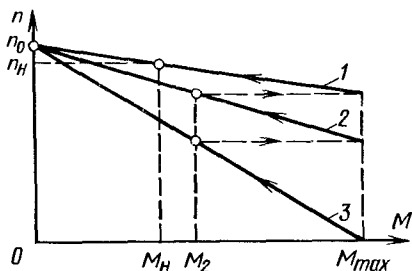


Рис. 3.3. Механические характеристики двигателя параллельного возбуждения

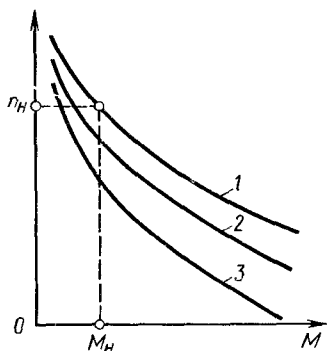


Рис. 3.4. Механические характеристики двигателя последовательного возбуждения:

1 — естественная; 2, 3 — искусственные

большее сопротивление введено последовательно с якорем, тем ниже расположена характеристика.

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. 3.4) последовательного возбуждения при уменьшении нагрузки возрастает, механизм с таким двигателем должен всегда иметь некоторую нагрузку 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.

**Расчет мощности электродвигателя** имеет важное значение, так как по мощности выбирают двигатель. Установка двигателя завышенной мощности приводит к увеличению первоначальных затрат и эксплуатационных расходов, так как при недогрузке двигателя в большинстве случаев снижается его КПД, а у асинхронных двигателей также и коэффициент мощности. Установка двигателя недостаточной мощности вызывает перегрев и преждевременный выход двигателя из строя. Мощность двигателя грузоподъемных машин определяют, исходя из следующих условий:

1. При работе двигателя в заданном режиме двигатель не должен нагреваться выше определенной температуры, зависящей от свойств

электроизоляционных материалов двигателя, так как при перегреве срок службы изоляции резко сокращается.

2. Двигатель должен развивать момент, достаточный для обеспечения разгона механизма с заданным ускорением или для обеспечения торможения с заданным замедлением (при применении торможения двигателем).

Мощность двигателя всегда соответствует определенному режиму работы. Установлено три номинальных режима работы электродвигателей: продолжительный, кратковременный и повторно-кратковременный. Если за время непрерывной работы двигатель успевает нагреться до установившейся температуры, то этот режим называют *продолжительным*. Если за время работы двигатель не успевает нагреться до установившейся температуры, а за время паузы успевает охладиться до температуры окружающей среды, то этот режим называют *кратковременным*.

Повторно-кратковременный режим работы характеризуется чередованием работы двигателя и паузами, когда двигатель отключен от сети, причем за время работы двигатель не успевает нагреться до установившейся температуры, а за время паузы не успевает охладиться до температуры окружающей среды. Основной характеристикой повторно-кратковременного режима работы является относительная продолжительность включения ПВ в %. Для двигателей повторно-кратковременного режима установлены стандартные значения ПВ 15, 25, 40 и 60 %. Причем время одного цикла не должно превышать 10 мин. Если время одного цикла работы двигателя превышает 10 мин, то его режим работы считают продолжительным (ПВ = 100 %). В приводе грузоподъемных машин крановые двигатели в основном работают в повторно-кратковременном режиме.

При расчете мощности могут иметь место три случая работы кранового двигателя в повторно-кратковременном режиме. В *первом случае* режим работы приводного двигателя полностью соответствует одному из стандартных режимов по ПВ и механизм работает с неизменной нагрузкой. В этом случае по каталогу выбирают двигатель, мощность которого при заданном ПВ равна требуемой. При отсутствии в каталоге двигателя, номинальная мощность которого равна требуемой мощности, выбирают двигатель ближайшей большей мощности.

Во *втором случае*, когда нагрузка двигателя при работе остается неизменной, а фактическая продолжительность включения ПВ не совпадает ни с одним из стандартных значений ПВ<sub>н</sub>, производят пересчет мощности  $N$ , которую двигатель должен развивать во время работы, с учетом ближайшего стандартного значения относительной продолжительности включения, и определяют номинальную мощность двигателя при этом значении ПВ:

$$N_n = N \sqrt{\text{ПВ}/\text{ПВ}_n}. \quad (3.1)$$

В *третьем случае* наиболее часто встречающемся на практике, мощность за цикл работы механизма, которую должен развивать двигатель, имеет несколько различных значений. В этих условиях

мощность двигателя рассчитывают в следующей последовательности.

1. Строят нагрузочную диаграмму работы механизма грузоподъемной машины, т. е. изменение мощности двигателя во времени за цикл и определяют фактическую относительную продолжительность включения ПВ двигателя по формуле (2.1).

2. Подсчитывают значение средней статической мощности за цикл

$$N_1 = k \frac{\sum (N_c t_p)}{t_{\text{ц}}}, \quad (3.2)$$

где  $k$  — коэффициент, учитывающий увеличение нагрузки в периоды пуска и электрического торможения,  $k = 1,1 \dots 1,3$ ;  $N_c$  — различные значения статической мощности за цикл;  $t_p$  — время включения двигателя при данном значении  $N_c$ ;  $t_{\text{ц}}$  — продолжительность цикла;

3. Пересчитывают полученную мощность по формуле (3.1) при ближайшем значении ПВ<sub>н</sub> и по каталогу по значению  $N_n$  подбирают двигатель равной или несколько большей мощности, чем  $N_n$ . Затем необходимо проверить правильность выбранного двигателя по температуре нагревания.

4. Строят нагрузочные диаграммы механизма с предварительно выбранным двигателем по моменту  $M = f(t)$  и по силе тока двигателя  $I = f(t)$  и определяют среднеквадратичное значение эквивалентного по температуре нагревания силы тока двигателя по формуле

$$I_{\text{э}} = \sqrt{\frac{I_1^2 t_1 + I_2^2 t_2 + \dots + I_m^2 t_m}{t_{\text{ц}}}}, \quad (3.3)$$

где  $I_1, I_2, \dots, I_m$  — сила тока двигателя за время цикла  $t_{\text{ц}}$  с различной нагрузкой, принимаемая по характеристике двигателя;  $t_1, t_2, \dots, t_m$  — время работы двигателя с различным значением силы тока.

Если между силой тока двигателя и моментом имеется прямо пропорциональная зависимость (двигатели постоянного тока параллельного возбуждения и асинхронные двигатели, работающие на устойчивой ветви естественной механической характеристики), то вместо среднеквадратичного значения силы тока можно определить среднеквадратичное значение момента

$$M_{\text{э}} = \sqrt{\frac{M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + \dots + M_m^2 t_m}{t_{\text{ц}}}}.$$

5. Полученные значения  $I_{\text{э}}$  или  $M_{\text{э}}$  сравнивают с номинальными значениями силы тока  $I_n$  или момента  $M_n$  предварительно выбранного двигателя по формулам, учитывающим разницу между фактическим режимом работы двигателя (ПВ<sub>ф</sub>) и номинальным режимом (ПВ<sub>н</sub>):

$$I_n \geq I_{\text{э}} \sqrt{\text{ПВ}_{\text{ф}}/\text{ПВ}_{\text{н}}}; \quad M_n \geq M_{\text{э}} \sqrt{\text{ПВ}_{\text{ф}}/\text{ПВ}_{\text{н}}}.$$

Если эти неравенства не соблюдаются, то выбранный двигатель не проходит по нагревостойкости. В этом случае следует выбрать

двигатель следующей, большей мощности и провести новую проверку его по пунктам 4 и 5.

Проверку двигателя по условию обеспечения разгона механизма с заданным ускорением производят по данным, приведенным в расчетах соответствующих механизмов.

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 реле-контакторных систем управления, называемых магнитными контроллерами. Магнитные пускатели и отдельные контакторы применяют для управления асинхронными короткозамкнутыми двигателями электроталей, лебедок, однобалочных мостовых кранов и подъемников. Включение и отключение магнитных пускателей осуществляется с помощью кнопочных постов управления. Управление двигателями электроталей, однобалочными мостовыми кранами и иногда лебедками производится двухкнопочным постом управления, имеющим кнопки «вперед» (или «подъем») и «назад» (или «спуск»). Остановка двигателя происходит после отпускания кнопки. В трехкнопочном посте управления имеется еще кнопка «стоп» для остановки двигателя. Управление с тремя кнопками применяют для лебедок и подъемников.

Для управления двигателями всех типов механизмов кранов используют силовые контроллеры с ручным управлением, устанавливаемые непосредственно в кабине крановщика. Включение и отключение двигателей, а также разгон или электрическое торможение механизмов производится поворотом штурвала контроллера. Контроллеры бывают двух типов: барабанные и более совершенные кулачковые.

Контроллерное управление механизмами кранов имеет ряд недостатков по сравнению с контакторным (при помощи магнитных контроллеров): невозможность применения их для управления двигателями большой мощности и при большой частоте включения, необходимость приложения крановщиком значительных усилий, невозможность автоматизации процессов пуска, торможения и регулирования скорости. Вследствие этого для управления двигателями средней (более 10 кВт) и большой мощности с напряженным режимом работы применяют магнитные контроллеры. Основными электрическими аппаратами магнитного контроллера являются контакторы, осуществляющие переключения в главных цепях двигателя и командоконтроллер, производящий переключения в цепях управления. Командоконтроллер расположен в кабине крановщика, а остальная аппаратура управления — вне кабины на металлоконструкции крана.

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 регулиро-

возможности, в известной мере универсальность применения и т. д. С помощью тиристорov 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.

Тиристоры применяют для управления двигателями как переменного, так и постоянного тока. Регулирование частоты вращения асинхронного двигателя осуществляется включением тиристорov в цепь статора или ротора. В первом случае с помощью тиристорov возможно изменение амплитуды или частоты напряжения переменного тока на обмотках статора и, следовательно, электромагнитного момента двигателя. Путем включения тиристорov в цепь ротора асинхронного двигателя можно плавно, практически бесступенчато, изменять сопротивление цепи ротора и, таким образом, регулировать его частоту вращения.

Использование тиристорov позволяет подключать двигатели постоянного тока непосредственно к сети переменного тока, а благодаря применению различных схем их включения можно получить механические характеристики, подобные характеристикам двигателя в системе Г—Д.

**Автоматическая защита и блокировка** предназначена для безопасной эксплуатации грузоподъемных машин с электроприводом. Согласно правилам Госгортехнадзора системы управления должны содержать по меньшей мере следующие виды автоматических защит и блокировок: защиту от максимальных токов и токов короткого замыкания; нулевую защиту; концевую защиту; защиту от превышения допустимой грузоподъемности и ряд других видов защит, специфичных для определенных типов грузоподъемных машин; блокировку, исключающую включение двигателей одновременно в двух противоположных направлениях; блокировку, исключающую пуск крана при открытых дверях кабины и некоторые другие специфичные блокировки.

Нулевая защита заключается в том, что при любой аварийной остановке грузоподъемной машины, в том числе при отсутствии напряжения в сети, после устранения причины этой остановки ни один механизм не должен оказаться включенным без соответствующего действия крановщика или оператора. Нулевая защита в кранах осуществляется путем включения в цепь защиты машины нулевых контактов командоконтроллеров или контроллеров.

Некоторые устройства, обеспечивающие автоматическую защиту кранов, рассмотрены в гл. 14.

**Токоподвод к грузоподъемным машинам или механизмам кранов** осуществляется с помощью гибких кабелей, троллеев и кольцевых токоприемников. Токоподвод гибким кабелем применяют для тех машин, передвижение которых является установочным (нерабочим), либо производится с малой скоростью, а также для машин, работа-

ющих в химически агрессивной среде (не допускается применение троллеев). Гибкий кабель подвешивают на подвижные кольца или наматывают на специальный кабельный барабан с помощью пружин или противовеса. Токоъем с кабельного барабана осуществляется кольцевыми токоприемниками, состоящими из барабана с медными кольцами, выполненными изолированными относительно друг друга от корпуса и обоям со щетками. С помощью кольцевых токоприемников подводится ток к вращающимся кабинам кранов и двигателям, расположенным на поворотных платформах.

Троллей для подвода тока к кранам и их тележкам изготовлены из стального проката — полос, уголков, швеллеров или рельса. В качестве токоъемников применяют чугунные башмаки, выполненные скользящими по поверхности троллеев. Для машин с мало-мощными двигателями троллей выполнены из круглой стальной проволоки. Для круглых троллеев применяют роликовые или скользящие токоъемники.

Управление передвижными грузоподъемными машинами производится из закрепленных на них кабин или с пола. В последнем случае управление производится при помощи кнопочных постов, подвешенных на гибком кабеле.

#### **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.

В кранах с приводом от двигателей внутреннего сгорания и с механической передачей затруднено выполнение требования правил Госгортехнадзора, заключающегося в том, что механизмы подъема и изменения вылета всех кранов должны быть выполнены так, чтобы опускание груза или стрелы было бы возможно только двигателем. Опускание груза при включенном двигателе может происходить только при вращении двигателя в сторону опускания, т. е. при его работе в режиме «компрессорного торможения». В таком режиме двигатель может развить достаточный тормозной момент только при больших частотах вращения. Поэтому в кранах с приводом от двигателей внутреннего сгорания опускание груза с пониженной скоростью приходится осуществлять с помощью механических тормозов.

Привод от двигателей внутреннего сгорания находит применение на автопогрузчиках и различных передвижных кранах. Специальные двигатели, предназначенные для грузоподъемных машин, про-

мышленностью 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

**Гидравлический 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.

В грузоподъемных машинах применяют гидродинамические передачи и объемный гидропривод.

К гидродинамическим передачам относятся гидродинамический трансформатор и гидравлическая муфта, используемые в качестве промежуточной передачи между двигателем и рабочими механизмами в кранах с приводом от двигателя внутреннего сгорания. Так как гидродинамический трансформатор изменяет крутящий момент на выходном валу и частоту его вращения в зависимости от момента сил сопротивления рабочих механизмов, то его введение в привод машины способствует увеличению производительности машины благодаря более полному использованию мощности двигателя и позволяет осуществить регулирование скорости рабочих органов машин. Кроме того, гидродинамический трансформатор уменьшает динамические нагрузки, действующие на рабочие механизмы и двигатель.

Объемный гидропривод имеет приводной двигатель и насос, подающий рабочую жидкость, используемую как средство преобразования и передачи энергии в рабочий цилиндр или гидродвигатель, исполнительный механизм и систему трубопроводов и клапанов управления. Гидродвигатели, преобразующие энергию потока жидкости в механическую энергию перемещения рабочих органов, разделяют на гидроцилиндры с возвратно-поступательным движением выходного звена; поворотные с ограниченным поворотным движением выходного звена; гидромоторы с неограниченным вращательным движением выходного звена (роторные). Гидроцилиндры получили

широкое применение в механизмах изменения вылета стрелы и подъемниках.

Роторные гидромоторы устанавливают на лебедках, механизмах подъема и передвижения кранов, а также на механизмах поворота полноповоротных кранов. Особенно перспективными для грузоподъемных машин являются высокомоментные (низкоскоростные) гидромоторы, так как их использование исключает наличие редуктора. В современных грузоподъемных машинах рабочее давление масла составляет не более 32 МПа.

**Пневматический привод.** Этот 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.

Сжатый воздух к пневмоприводу грузоподъемных машин подается от компрессорных установок, а на тех предприятиях, где имеется подвод сжатого воздуха для основного производства (например, в литейных цехах — для формовки, в цехах металлоконструкций механических и сборочных цехах — для привода пневматического инструмента и т. д.), — от цехового источника. Пневмопривод с питанием от компрессора чаще используют в самоходных стреловых кранах для управления фрикционными муфтами, ленточными и колесными тормозами и т. д.

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 режущими.

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.



ГИБКИЕ ГРУЗОВЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ И ДЕТАЛИ,  
БАРАБАНЫ И БЛОКИ

## 4.1. СТАЛЬНЫЕ КАНАТЫ

В грузоподъемных машинах в качестве грузовых элементов применяют стальные канаты.

Стальные канаты изготавливают (ГОСТ 3241—80) из стальной проволоки (ГОСТ 7372—79), полученной путем многократного холодного волочения с промежуточными термической и химической обработками. В процессе волочения сопротивление разрыву проволоки при растяжении увеличивается и имеет высокие значения (до 2600 МПа).

В грузоподъемных машинах рекомендуется применять проволоку с временным сопротивлением разрыву  $\sigma_{вр} = 1600 \dots 2000$  МПа. При  $\sigma_{вр}$  менее 1600 МПа требуется нежелательное увеличение диаметра каната, а следовательно, увеличение диаметра барабана и блоков. При  $\sigma_{вр} > 2000$  МПа повышается жесткость каната и уменьшается срок его службы вследствие снижения сопротивления усталости проволок каната.

По механическим свойствам стальную проволоку разделяют на две марки: высшую В и первую 1. Из проволоки марки В изготавливают грузоподъемные канаты, из марки 1 — грузовые.

**Классификация стальных канатов.** По конструкции канаты разделяют на канаты одинарной, двойной и тройной свивки.

Канаты одинарной свивки (спиральные) используют в качестве оттяжек в грузоподъемных машинах. Закрытые спиральные канаты (рис. 4.1, *е*) применяются в качестве несущих канатов подвесных канатных дорог и кабельных кранов; канаты двойной свивки (рис. 4.1, *а—д*) применяют в грузоподъемных машинах в качестве грузовых. Они изготовлены из прядей, свитых вокруг сердечника и состоящих из центральной проволоки, вокруг которой по винтовой линии в несколько слоев навивается проволока. Канаты тройной свивки (рис. 4.1, *ж*) находят применение в качестве натяжных канатов в подвесных канатных дорогах. Эти канаты состоят из прядей двойной свивки, свитых вокруг центрального сердечника.

Сердечники в канатах двойной свивки выполнены органическими (о. с.) или металлическими (м. с.). Наиболее распространены пеньковые органические сердечники (см. рис. 4.1, *а, в, г, ж*), хорошо удерживающие смазку, благодаря чему уменьшается изнашивание проволок каната и коррозия. Канаты с пеньковым сердечником являются наиболее гибкими. Канаты с асбестовым сердечником ис-

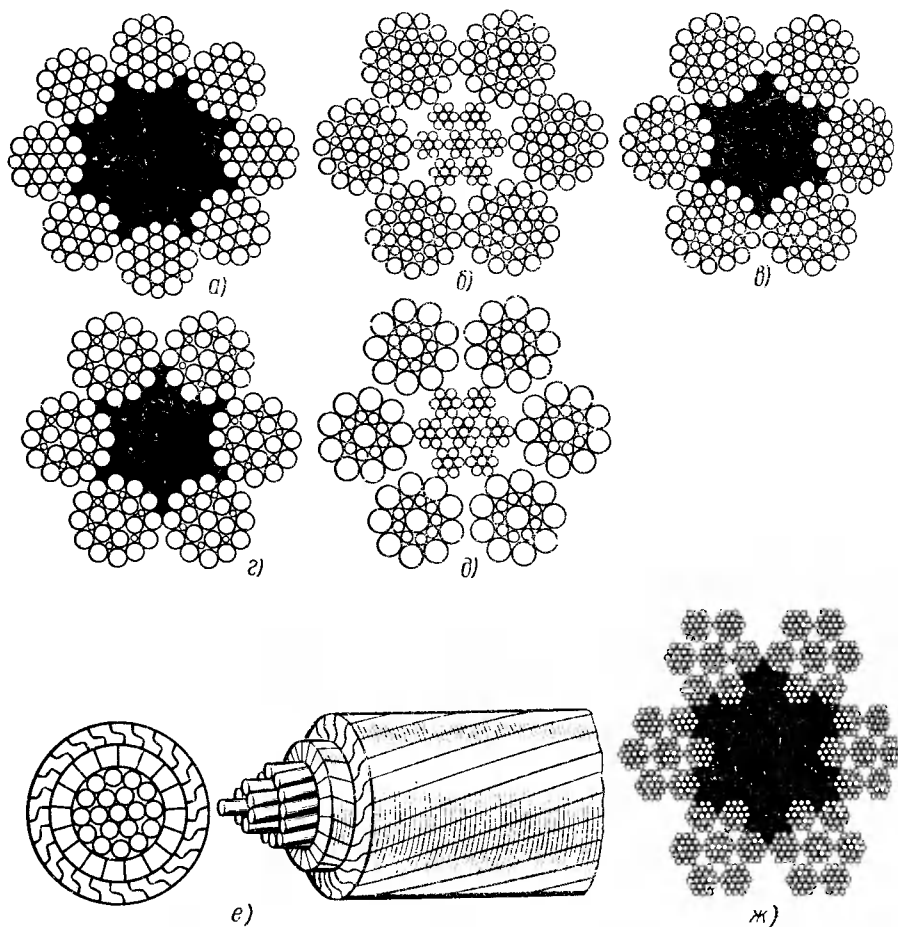


Рис. 4.1. Канаты:

а — д — двойной свивки соответственно ЛК-Р,  $8 \times 19 [1 + 5 + 6/6] + 10$ , с. (ГОСТ 7670—80), ЛК-РО,  $6 \times 36 [1 + 7 + 7/7 + 14] + 7 \times 7 [1 + 6]$  (ГОСТ 7669—80), ЛК-РО,  $5 \times 36 [1 + 7 + 7/7 + 14] + 1$  о. с. (ГОСТ 7668—80), ЛК-З,  $6 \times 25 [1 + 6 + 1 + 12] + 1$  о. с. (ГОСТ 7665—80); ЛК-О,  $6 \times 19 [1 + 9 + 9] + 7 \times 7 [1 + 6]$  (ГОСТ 3081—80); е — оди-  
нарной свивки, закрытый спиральный (ГОСТ 7675—73); ж — тройной свивки ЛК-Р,  $6 \times 7 \times 19 [1 + 6 + 6/6] + 1$  о. с. (ГОСТ 3089—80)

пользуют для работы в горячих цехах. Канаты с металлическим сердечником целесообразно применять при многослойной навивке на барабан и при резко изменяющейся нагрузке, а также при необходимости повышения разрывного усилия каната без увеличения его диаметра. В качестве металлического сердечника можно использовать отдельную прядь или канат двойной свивки (см. рис. 4.1, б, д). Канаты с металлическими сердечниками обладают значительной жесткостью, поэтому при перегибах на блоках и барабанах они быстрее изнашиваются.

По направлению свивки прядей различают канаты левой и правой свивки. Выбор каната по направлению свивки — правое или левое — является важным фактором при эксплуатации. Канат при наматывании на барабан по винтовой линии, кроме деформации изгиба, испытывает также деформацию кручения. Деформация кручения в зависимости от направления свивки, от укладки каната на барабан и направления вращения барабана может увеличивать или уменьшать скручивание каната. Необходимо так подбирать направление свивки (рис. 4.2), чтобы при эксплуатации канат дополнительно подкручивался, что увеличивает его прочность. Правильный выбор направления свивки каната особенно важен при навивке на гладкий барабан. При подвеске грейфера на двух и более ветвях обычно используют один канат правой, другой — левой свивки, благодаря чему удается избежать скручивания отдельных ветвей каната между собой.

По взаимному направлению свивок проволок в прядях и прядей в канате различают канаты крестовой, односторонней и комбинированной свивки. В канатах крестовой свивки проволоки в прядях и пряди в канате имеют разное направление (рис. 4.3, а, б). У канатов односторонней свивки (правой или левой) все проволоки в прядях и пряди в канате расположены в одном и том же направлении (рис. 4.3, в, г). В канатах комбинированной свивки направление свивок рядом лежащих прядей различно — в одних прядях оно совпадает с направлением свивки прядей в канате, в других не совпадает (рис. 4.3, д, е).

Канаты односторонней свивки по сравнению с канатами крестовой свивки обладают следующими преимуществами: более гибкие, имеют гладкую наружную поверхность, что увеличивает площадь контакта с поверхностью барабанов и

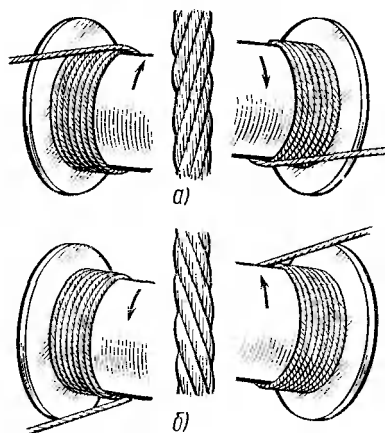


Рис. 4.2. Рекомендуемое применение канатов по направлению свивки:  
а — правая; б — левая свивки

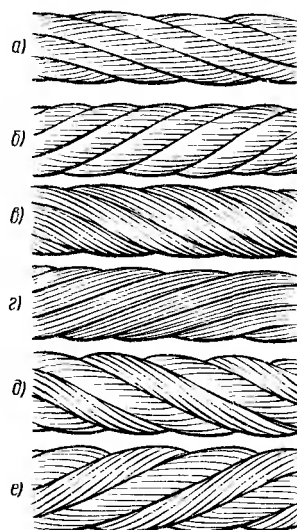


Рис. 4.3. Канаты с различными направлениями свивки проволок и прядей:  
а, б — крестовая соответственно правая и левая; в, г — односторонняя соответственно правая и левая; д, е — комбинированная соответственно правая и левая

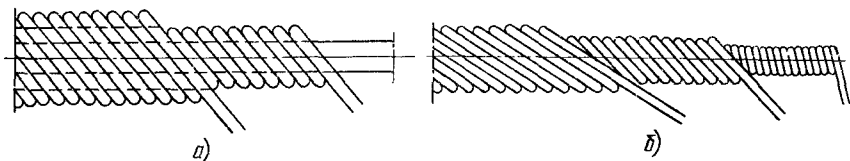


Рис. 4.4. Касание проволок по слоям:

а — точечное; б — линейное

блоков, в результате чего уменьшается износ каната, барабана и блоков. Между проволоками каната вследствие линейного касания возникают незначительные напряжения смятия. К недостаткам этих канатов следует отнести их раскручивание при подвешивании груза на одной ветви, а также раскручивание оборванной проволоки на большой длине, что создает неудобства при эксплуатации.

Канаты крестовой свивки по сравнению с канатами односторонней свивки имеют повышенные жесткость и напряжения смятия между проволоками вследствие их точечного касания. Точечное касание проволок с поверхностью барабана и блоков способствует уменьшению сроков службы канатов и увеличению износа блоков и барабана.

Таким образом, канаты односторонней свивки имеют значительные преимущества по сравнению с канатами крестовой свивки. Однако они не нашли широкого применения, так как раскручиваются, требуют осторожного обращения при монтаже, при эксплуатации не допускается резкое ослабление усилия в ветвях. Эти канаты используют, например, в лифтах.

По типу свивки прядей канаты в основном бывают с точечным (ТК) и линейным (ЛК) касанием проволок между слоями. При точечном касании углы навивки проволок в разных слоях неодинаковые (рис. 4.4, б), в результате создаются повышенные давления между проволоками, что увеличивает их изнашивание. При линейном касании углы навивки проволок в разных слоях одинаковые (рис. 4.4, а). В грузоподъемных машинах широкое применение находят шестипрядные канаты типа ЛК. Эти канаты по сравнению с канатами типа ТК более гибкие, имеют лучшее заполнение поперечного сечения металлом, и кроме того, срок службы их значительно выше.

Пряди канатов свивают в один или несколько слоев. Однослойные пряди получают из проволок одинакового диаметра, которые свивают вокруг одной центральной проволоки.

Двухслойные пряди могут быть выполнены: с одинаковым числом и диаметром проволок в каждом слое (ЛК-О, линейное касание проволок) (см. рис. 4.1, д); с различным числом и диаметром проволок в каждом слое (ЛК-Р, линейное касание проволок) (см. рис. 4.1, а); с проволоками заполнения между проволоками в пряди (ЛК-З, линейное касание) (рис. 4.1, в, г).

Пряди типа ЛК-Р имеют лучшее заполнение сечения, чем пряди ЛК-О, а в более толстых наружных проволоках прядей типа ЛК-О

быстрее наступает усталостный излом. Поэтому в грузоподъемных машинах чаще применяют канаты типа ЛК-Р.

Канат двойной свивки ЛК-РО (рис. 4.1, б, в) имеет линейное касание проволок между слоями, в прядях имеются слои с проволоками разных диаметров и слои с проволоками одинакового диаметра.

Восьмипрядный канат двойной свивки типа ЛК-Р (рис. 4.1, а) имеет большую площадь контакта с желобом блока, поэтому он более долговечен; его применяют, например, в лифтах.

*По способу свивки* различают раскручивающиеся канаты, выполненные из проволок и прядей без предварительной деформации и нераскручивающиеся с предварительной деформацией. Проволоки и пряди раскручивающихся канатов имеют внутренние напряжения. Упругие силы, имеющиеся в них, стремятся возвратить проволоки и пряди в прямолинейное положение. Если разрубить такой канат, то пряди и проволоки разойдутся веером. Внутренние напряжения в сумме с рабочим напряжением от действия веса груза уменьшают несущую способность каната.

Проволоки и пряди нераскручивающихся канатов подвергаются предварительной деформации с помощью специальных устройств, называемых преформаторами, устанавливаемыми в прядевьющих и канатовьющих машинах перед зажимным устройством и придающими проволоке или пряди форму, принимаемую ими в процессе свивки. Проволоки и пряди нераскручивающихся канатов не имеют внутренних напряжений, поэтому они при эксплуатации не изменяют своего положения.

Можно отметить следующие преимущества нераскручивающихся канатов: гибкость (отсутствие внутренних напряжений в проволоках и прядях); меньшее стремление к вращению вокруг своей оси при навивке на барабан и огибании блоков; большую сопротивляемость усталости; равномерное распределение растягивающих усилий между прядями и внутри прядей — между проволоками; большую долговечность; при обрыве проволока сохраняет свое положение в канате, что облегчает условия обслуживания каната и уменьшает повреждения блоков и барабанов.

В последнее время выпускают канаты из круглых радиально-обжатых прядей. Прядь после прядевьющей машины протаскивается через шаблон, диаметр ее уменьшается, проволоки приобретают фасонную форму, вследствие чего линейный контакт между ними заменяется контактом по поверхности, увеличивается степень заполнения металлического сечения каната. Такие канаты имеют несущую способность на 15—18 % и долговечность на 30—50 % больше, чем канаты, изготовленные обычным способом.

*По виду покрытий* поверхности проволок различают канаты из проволок без покрытия и из оцинкованных проволок. Канаты из оцинкованной проволоки являются коррозионно-стойкими. Цинковое покрытие повышает срок службы канатов. Недостатком цинкового покрытия является малая сопротивляемость действию кислот. Для грузоподъемных машин, работающих в закрытых помещениях,

используют канаты из проволок без коррозионно-стойкого покрытия. Для канатов, работающих в помещениях с агрессивной средой, применяют проволоку из коррозионно-стойкой стали.

Кроме канатов с прядями круглого сечения, которые находят преимущественное применение в грузоподъемных машинах, иногда (например, в шахтных подъемах) используют канаты с фасонными прядями, у которых опорная поверхность при навивке на барабан или огибании блока значительно больше, чем у круглопрядных канатов, вследствие чего уменьшается давление и увеличивается срок службы канатов. К недостаткам фасоннопрядных канатов относится сложность изготовления и повышенная стоимость.

С учетом приведенной выше классификации стальных канатов и по данным руководящего технического материала (РТМ 24.090.59—80 «Краны грузоподъемные мостовые и козловые. Канаты подъемные. Номенклатура») можно представить следующие рекомендации по выбору канатов для грузоподъемных кранов.

Подъемные канаты для кранов должны быть выполнены крестовой свивки и из светлой проволоки марок В и I с временным сопротивлением разрыву 1800 МПа; для кранов, работающих на открытом воздухе и в помещениях с повышенной влажностью, рекомендуются канаты из оцинкованной проволоки.

При однослойной навивке на барабан (исключение составляют краны, работающие с расплавленным или с раскаленным металлом и жидким шлаком) применяют канаты с органическим (пеньковым) сердечником типа ЛК-РО конструкции  $6 \times 36 [1 + 7 + 7/7 + 14] + 1$  о. с. (ГОСТ 7668—80). При диаметрах каната не более 15 мм допускается применение канатов двойной свивки типа ЛК-Р конструкции  $6 \times 19 [1 + 6 + 6/6] + 1$  о. с. (ГОСТ 2688—80).

При многослойной навивке каната на барабан для кранов, работающих с расплавленным или раскаленным металлом и жидким шлаком, рекомендуются канаты с металлическим сердечником двойной свивки типа ЛК-РО конструкции  $6 \times 36 (1 + 7 + 7/7 + 14) + 7 \times 7 (1 + 6)$  (ГОСТ 7669—80).

**Причины разрушения и долговечность канатов.** В условиях работы в грузоподъемных машинах стальные канаты подвергаются растяжению и изгибу. Отдельные проволоки, представляющие собой винтовые спирали, испытывают изгиб, кручение, растяжение и смятие. В процессе работы на канат действуют частые знакопеременные нагрузки, что вызывает усталость материала проволок и является одной из причин разрушения стальных канатов при их длительной эксплуатации в грузоподъемных кранах. К усталостным явлениям добавляется изнашивание проволок каната вследствие их взаимного трения в местах касания и дополнительное изнашивание внешних проволок каната, соприкасающихся с поверхностью ручья блока и барабана.

Под долговечностью любого объекта (каната) понимают свойство его сохранять работоспособное состояние до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта.

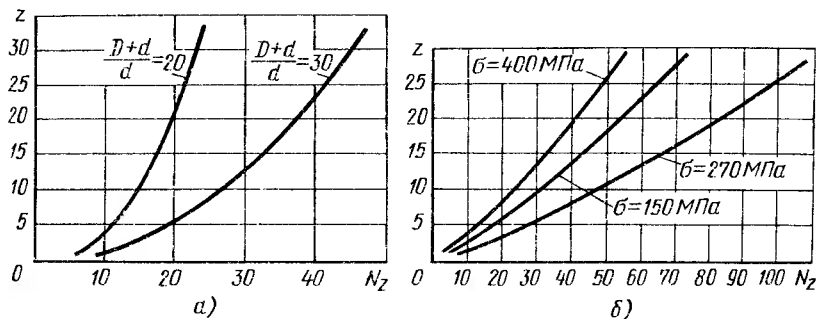


Рис. 4.5. Изменение долговечности канатов:

а — канат  $6 \times 37 + 1$  о. с.,  $d = 16,5$  мм при разных отношениях  $(D + d)/d$ ; б — канат  $6 \times 19 + 1$  о. с.,  $d = 16$  мм в зависимости от напряжения растяжения при  $(D + d)/d = 30$

Существенное влияние на долговечность каната оказывают эксплуатационные и технологические факторы. К эксплуатационным факторам можно отнести следующие: наличие абразивной пыли при эксплуатации, приводящей к повышенному изнашиванию проволок; наличие паров кислот и щелочей в химических цехах и действие морской воды, увеличивающих коррозию проволок; высокую температуру (металлургические краны), ухудшающую условия смазывания и способствующую повышенному изнашиванию проволок; раскачивание груза при работе крана, вызывающее дополнительное трение каната о реборды блока и трение каната о канат.

К эксплуатационным факторам также относится соотношение кривизны изгиба каната на блоках или барабане диаметром  $D$  к диаметру каната:  $(D + d)/d$ . Многочисленные экспериментальные данные показывают, что чем меньше диаметр рабочего блока, тем интенсивнее растет число обрывов проволок.

На рис. 4.5 показана зависимость числа обрывов проволок  $z$  по длине шага свивки от числа повторных перегибов  $N_z$  каната на блоке при различных соотношениях  $(D + d)/d$  (рис. 4.5, а) и напряжениях растяжения  $\sigma$  (рис. 4.5, б). Из рис. 4.5, а видно, что с уменьшением диаметра блока резко уменьшается долговечность каната.

С увеличением напряжения  $\sigma$  интенсивно возрастает число оборванных проволок по длине шага свивки, а следовательно, уменьшается долговечность каната.

Материал желоба блока также оказывает существенное влияние на долговечность стальных канатов. Исследования показали, что долговечность канатов на блоках из серого чугуна в среднем на 15—30 % выше, чем на блоках из стали. Долговечность стальных канатов на блоках, футерованных полимерными материалами, увеличилась в 2—2,5 раза по сравнению со стальными блоками.

К технологическим факторам относятся следующие: качество проволоки, применяемые смазочные материалы, характер свивки и др.

Канат подвергается смазыванию в процессе изготовления, при хранении и эксплуатации. При изготовлении смазываются сердеч-

ник и отдельные проволоки. Сердечник смазывают разогретой консистентной смазкой перед подачей на канатовьющую машину, а проволоку — в процессе свивки прядей путем подачи разогретой смазки в конус свивки перед зажимным устройством.

Наружную поверхность каната смазывают перед намоткой на приемную бухту. В связи с большим разнообразием внешних условий работы стальных канатов для грузоподъемных машин устанавливают определенную периодичность смазывания канатов и соответствующие смазочные материалы. При повторном смазывании необходимо обеспечить сплошной слой из смазочного материала, так как наличие мест без смазочного материала приводит к точечной коррозии, что уменьшает долговечность каната. Установлено, что срок службы каната со смазочным материалом на 20—40 % больше, чем каната без смазочного материала.

Основными причинами постепенного разрушения канатов являются изнашивание (истирание) и обрыв наружных проволок.

Для безопасности работы грузоподъемной машины необходимо своевременно обнаружить износ каната и заменить его. Перед началом работы следует ежедневно производить осмотр каната и результаты записывать в журнал осмотров. При обнаружении на канате оборванных проволок необходимо произвести тщательный подсчет этих проволок и сравнить полученные данные с нормами браковки стальных канатов. Браковка стальных канатов осуществляется согласно нормам правил Госгортехнадзора по числу обрывов проволок на длине одного шага свивки (табл. 4.1).

Шаг свивки каната определяют следующим образом. На поверхности какой-либо пряди наносят метку, от которой отсчитывают вдоль центральной оси каната столько прядей, сколько их имеется в сечении каната (например, шесть в шестипрядном канате), и на следующей после отсчета пряди (в данном случае на седьмой) наносят новую метку. Расстояние между метками принимают за шаг свивки каната. Браковку канатов, изготовленных из проволок различного диаметра, например, конструкции  $6 \times 19 + 1$  о. с. произ-

#### 4.1. Число обрывов проволок на длине одного шага свивки каната, при котором канат должен быть забракован

Первоначальный коэффициент запаса прочности при установленном Правилами отношении диаметра барабана или блока к диаметру каната <i>D/d</i>	Конструкции канатов					
	6×19 + 1 о. с.		6×37 + 1 о. с.		6×61 + 1 о. с.	
	Число обрывов проволок на длине одного шага свивки каната, при котором канат должен быть забракован					
	кресто- вой свивки	одио- сторон- ней свивки	кресто- вой свивки	одно- сторон- ней свивки	кресто- вой свивки	одно- сторон- ней свивки
До 6	12	6	22	11	36	18
Св. 6 до 7	14	7	26	13	38	19
» 7	16	8	30	15	40	20



входят по данным табл. 4.1, причем обрыв тонкой проволоки принимают условно за 1, а обрыв толстой проволоки — за 1,7. Например, если на длине шага свивки каната при первоначальном коэффициенте запаса прочности менее 6 имеется шесть обрывов тонких проволок и пять обрывов толстых проволок, то условное число обрывов составляет  $6 \times 1 + 5 \times 1,7 = 14,5$ , т. е. больше 12. и, следовательно, канат должен быть забракован.

Браковку каната, конструкция которого не указана в табл. 4.1, производят, исходя из данных этой таблицы, но для каната, имеющего более близкое число прядей и число проволок в сечении. Например, для каната конструкции  $8 \times 19 = 152$  с одним органическим сердечником наиболее близко будет соответствовать по таблице канат  $6 \times 19 = 114$  проволок с одним органическим сердечником. Для определения признака браковки следует данные табл. 4.1 для каната  $6 \times 19 = 114$  проволок умножить на коэффициент  $96 : 72 = 1,33$  (здесь 96 и 72 — число проволок в наружных слоях прядей одного и другого каната).

Канаты грузоподъемных машин, предназначенные для подъема людей, а также для транспортирования расплавленного или раскаленного металла, кислоты, взрывчатых веществ, огнеопасных и ядовитых материалов, бракуют при числе обрывов проволок на одном шаге свивки в 2 раза меньше, чем указано в табл. 4.1. При наличии у каната поверхностного износа или коррозии число обрывов проволок на шаге свивки как признак браковки по нормам Госгортехнадзора уменьшается. Если груз подвешен на двух канатах, то каждый канат бракуют отдельно, причем допускается замена более изношенного каната. При обнаружении оборванной пряди канат в дальнейшей работе не используют.

**Прочность стальных канатов.** Прочность стальных канатов оценивают по разрывному усилию, которое следует приложить к канату при испытании, чтобы довести его до разрыва.

Разрывное усилие канатов разделяют на суммарное всех проволок в канате и каната в целом. Суммарное разрывное усилие  $P_{\text{сум}}$  определяют при испытании на разрыв отдельных проволок расплетенного каната с последующим суммированием полученных усилий каждой проволоки. Разрывное усилие канатов в целом  $P$  меньше суммарного, так как при определении  $P_{\text{сум}}$  каждая проволока работает только на растяжение. При определении  $P$  каждая проволока, кроме растяжения, испытывает напряжения кручения, изгиба и смятия. Обычно  $P = (0,72 \div 0,85) P_{\text{сум}}$ .

**Расчет стальных канатов.** В настоящее время расчет стальных канатов производят по методу, изложенному в правилах Госгортехнадзора:

$$P/S_{\text{max}} \geq K, \quad (4.1)$$

где  $P$  — разрывное усилие каната в целом, принимаемое по сертификату, а при проектировании — по данным стандарта; если суммарное разрывное усилие будет известно, то усилие  $P$  определяют умножением суммарного разрывного усилия на 0,83 или на соответствующий коэффициент, определяемый по стандарту для данного каната;  $S_{\text{max}}$  — максимальное рабочее натяжение ветви каната без учета ди-

наимических нагрузок;  $K$  — коэффициент запаса прочности, значения которого следующие:

Грузовые и стреловые канаты:

при ручном приводе и группе режима работы 1М . . . . . 4,0  
Грузовые и стреловые канаты при машинном приводе и различных группах, режима работы:

2М, 3М . . . . . 5,0  
4М . . . . . 5,5  
5М, 6М . . . . . 6,0

Стреловые растяжки . . . . . 3,5

Грейферные канаты для грейферов:

с раздельным двухдвигательным приводом (масса грейфера с материалом равномерно распределена на все канаты) . . . . . 6,0  
с однодвигательным приводом . . . . . 5,0  
одноканатных и с двигателем . . . . . 5,0

Оттяжки мачт и опор:

постоянно действующих кранов . . . . . 3,5  
со сроком работы до одного года . . . . . 3,0

Несущие канаты кабельных кранов:

постоянно действующих . . . . . 3,5  
со сроком работы до одного года . . . . . 3,0

Тяговые канаты кранов . . . . . 4,0

Канаты лебедок для подъема людей . . . . . 9,0

Для уменьшения изгиба каната следует определить минимальное соотношение между диаметром выбранного каната и диаметром блока:

$$D_6 \geq de, \quad (4.2)$$

где  $D_6$  — диаметр блока или барабана, измеренный по средней линии навитого каната;  $d$  — диаметр каната;  $e$  — коэффициент, принимаемый в зависимости от группы режима работы механизма и типа грузоподъемной машины по следующим данным:

Грузоподъемные машины всех типов, за исключением стреловых кранов, электроталей и лебедок при ручном приводе . . . . . 18

Грузоподъемные машины всех типов, за исключением стреловых кранов, электроталей и лебедок с машинным приводом и при различных группах режима работы:

2М, 3М . . . . . 20  
4М . . . . . 25  
5М, 6М . . . . . 30

Краны стреловые:

механизм подъема груза и стрелы с ручным приводом при группе режима 1М . . . . . 16

Механизм подъема груза и стрелы с машинным приводом и при различных группах режима работы:

2М, 3М . . . . . 16  
4М . . . . . 18  
5М . . . . . 20  
6М . . . . . 25

Механизм для монтажа крана с ручным и машинным приводом . . . . . 16

Электрические тали . . . . . 20 \*

Грейферные лебедки:

грузоподъемных машин всех типов, за исключением стреловых кранов . . . . . 30  
стреловых кранов . . . . . 20

Лебедки для подъема грузов с приводом:

ручным . . . . . 12  
машинным . . . . . 20

Лебедки для подъема людей с приводом:

ручным . . . . . 16  
машинным . . . . . 25

Блоки грейферов . . . . . 18

\* Для вновь проектируемых электрических талей должно приниматься не менее 22.

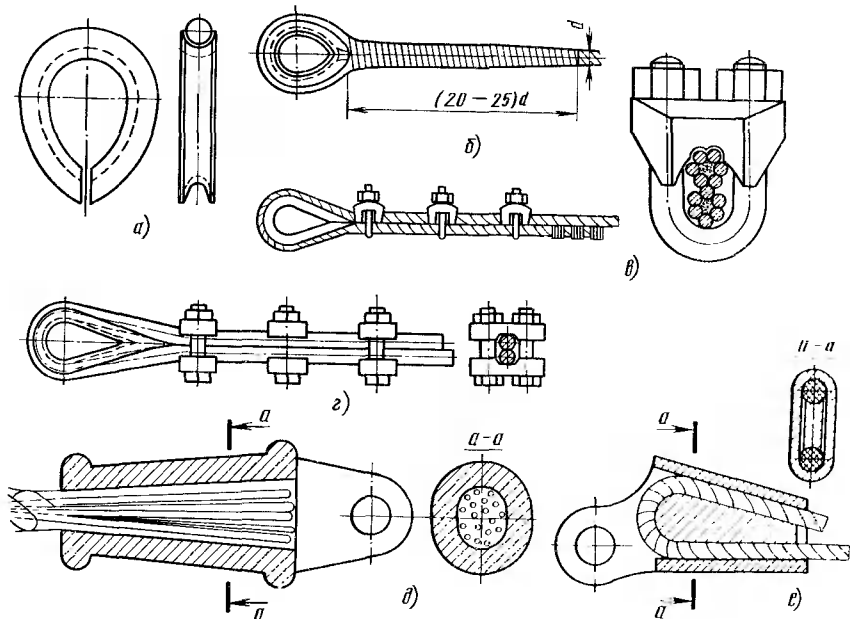


Рис. 4.6. Способы крепления каната к оси:

*а* — коушом; *б* — вплетением; *в* — фигурными планками; *г* — планками с трапециевидной канавкой; *д* — в стакане с заливкой легкоплавкого материала; *е* — клиновым зажимом

Так как изгиб каната при наливке на барабан в меньшей степени влияет на долговечность каната, то допускается диаметр барабана принимать на 15 % меньше значения, определяемого по формуле (4.2), а диаметр уравнильного блока, на котором канат не испытывает последовательных перегибов — на 20 % меньше, а для электроталей и стреловых кранов на 40 % меньше.

Приведенный метод расчета стальных канатов имеет некоторые недостатки. Так, размеры сечений канатов определяют при заданном коэффициенте запаса прочности только от растягивающей нагрузки. Дополнительные напряжения, вызываемые изгибом каната на блоке или барабане, в расчете не учитывают и только ограничиваются введением коэффициента  $\epsilon$ . При расчете не принимается во внимание динамическая нагрузка, возникающая при неустановившемся движении механизма. Этот метод не позволяет установить возможный срок службы каната на грузоподъемной машине, так как не учитывает реальных условий эксплуатации и может быть применим только для каната без повреждений, неизбежных при эксплуатации канатов.

**Способы соединения концов каната с деталями машин.** Для крепления конца каната к оси широко применяют различные устройства, например коуши (рис. 4.6, *а*), предохраняющие канат от резких перегибов, уменьшающие напряжение смятия и защищающие его от истирания об ось. Канат укладывают в желоб коуша и свободный конец соединяют с основной ветвью.

Соединение конца каната может быть осуществлено путем сращивания — вpletения проволок распущенного конца каната в основную ветвь на длине (20—25)  $d$  с последующей оплеткой стальной проволокой (рис. 4.6, б). Такое соединение является весьма трудоемким.

Более распространенным является соединение винтовыми зажимами с фигурной планкой (рис. 4.6, в). Для уменьшения деформации изгиба рабочей ветви каната зажимы в этом случае устанавливают, так, чтобы рабочая ветвь прижималась к планке.

На рис. 4.6, г представлено соединение двумя планками с трапециевидной канавкой. Число зажимов должно быть не менее трех в зависимости от диаметра каната [16].

Диаметр каната, мм . . . . .	7—16	19—27	32—37	41—45
Число зажимов . . . . .	3	4	5	6

Шаг между зажимами и длина свободного конца каната от последнего зажима должна быть равна не менее шести диаметрам каната.

Широко распространено соединение каната с помощью стальных конических стаканов (рис. 4.6, д). В этом случае канат протаскивают через узкий конец втулки на длину, равную двум длинам конуса, при этом канат расплетают, вырезают органический сердечник, каждую проволоку очищают и сгибают в 2 раза, затем канат помещают во втулку и заливают легкоплавким металлом.

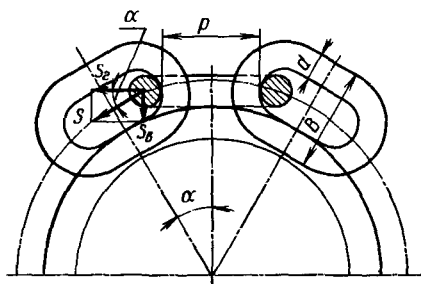
Надежным и удобным в эксплуатации является клиновой зажим (рис. 4.6, е), состоящий из конической втулки овального сечения и клина.

## 4.2. ГРУЗОВЫЕ ЦЕПИ

В грузоподъемных машинах в качестве грузовых органов применяют сварные круглозвенные (ГОСТ 2319—81) и пластинчатые цепи (ГОСТ 191—82).

**Сварные цепи.** Эти цепи изготовляют из сталей Ст2, Ст3 и стали 10 мелкозернистого строения с минимальным содержанием серы и фосфора, легко свариваемых и имеющих временное сопротивление при растяжении  $\sigma_{вр} = 370 \dots 450$  МПа. Цепи состоят из сварных овальных звеньев, выполненных из стали круглого сечения (рис. 4.7).

Звенья цепи должны быть изготовлены стыковой сваркой. При диаметре проволоки менее 12 мм сварку звена производят в одном



месте на короткой или длинной части звена. Для уменьшения износа трущихся поверхностей цепь при ее сварке на короткой части звена необходимо собирать так, чтобы соприкасались два сваренных места (оба более

Рис. 4.7. Схема нагружения сварной некалиброванной цепи на цилиндрическом барабане с канавками

жесткие) либо два несваренных места (оба более мягкие). При диаметре проволоки более 12 мм звено сваривают в двух местах на длинной части звена. Для снятия внутренних напряжений, возникающих при сварке, цепь после изготовления подвергают отжигу.

Основными размерами цепи являются шаг цепи  $p$ , равный длине большей оси внутреннего овала, ширина звена  $B$  и диаметр проволоки  $d$ . В зависимости от соотношения шага и диаметра проволоки цепи делят на короткозвенные (тип А) и длиннозвенные (тип В); у короткозвенных цепей  $p = 2,6 d$ , а у длиннозвенных  $p = 3,6 d$ .

На рис. 4.7 показана схема нагружения звена цепи на цилиндрическом барабане. Предположим, что на звено действует сила  $S$ . Разложив силу  $S$ , направленную под углом  $\alpha$  к рассматриваемому звену, на горизонтальную составляющую  $S_r$ , вызывающую растяжение звена, и на вертикальную составляющую  $S_v = S \sin \alpha$ , вызывающую изгиб звена, можно найти изгибающий момент

$$M_{изг} = S_v (p + d)/2 = S (p + d)/2 \sin \alpha.$$

Из формулы видно, что изгибающий момент увеличивается с увеличением шага цепи  $p$ . Поэтому для уменьшения напряжений изгиба при огибании цепью барабанов или блоков в грузоподъемных машинах применяют исключительно короткозвенные цепи.

По точности изготовления (по предельному отклонению размеров  $p$  и  $b$ ) сварные цепи разделяют на калиброванные (исполнение 1) и некалиброванные (исполнение 2). Некалиброванные цепи вследствие большого отклонения шага могут работать только на гладких блоках и барабанах со скоростями не более 1,5 м/с. Калиброванные цепи работают на звездочках или барабанах, имеющих специальные гнезда, со скоростями не более 0,5 м/с. Сварные цепи имеют следующее условное обозначение: типа А, в исполнении 1, калибра 10 мм, с шагом 28 мм — «Цепь А1 — 10×28 ГОСТ 2319—81»; типа В, в исполнении 2, калибра 10 мм, с шагом 35 мм — «Цепь В2 — 10×35 ГОСТ 2319—81».

Диаметр барабана или блока, огибаемого некалиброванной сварной цепью, согласно правилам Госгортехнадзора, в грузоподъемных машинах с ручным приводом составляет  $D_0 \geq 20 d$  (здесь  $d$  — калибр цепи), в механизмах с машинным приводом  $D_0 \geq 30 d$ .

Крепление сварной цепи к барабану осуществляется с помощью специального концевой звена (рис. 4.8).

Установлено, что разрушающая нагрузка, полученная при теоретическом расчете звена как статически неопределимой системы, значительно превышает фактическую разрушающую нагрузку. Определение действительных напряжений в звене цепи затруднительно, и при подборе цепи ограничиваются расчетом на растяжение по регламентированному правилами Госгортехнадзора коэффициенту запаса прочности относительно разрывного усилия  $S_{раз}$ :

$$K_d S_{max} \leq S_{раз} \quad (4.3)$$

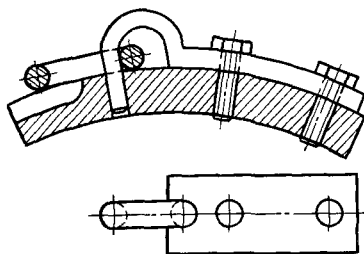


Рис. 4.8. Крепление сварной цепи к барабану

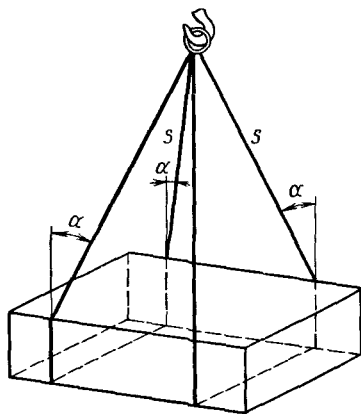


Рис. 4.9. Схема для расчета усилий в стропах

где  $S_{\max}$  — максимальное рабочее натяжение цепи;  $K_{\text{ц}}$  — коэффициент запаса прочности, принимаемый в зависимости от назначения цепи и типа привода по следующим данным:

Привод	Ручной	Машинный
Цепь:		
грузовая, работающая на гладком барабане	3	6
грузовая, работающая на звездочке (калиброванная)	3	8
для стропов	5	5

Для уменьшения износа и вытягивания цепи коэффициент запаса прочности калиброванной цепи, работающей на звездочке при машинном приводе, принимается больше, чем для некалиброванной цепи.

Сварные цепи часто используют в качестве стропов для зачаливания груза. Максимальное усилие для стропа определяют с учетом отклонения его от вертикали (рис. 4.9). С увеличением угла  $\alpha$  натяжение в каждой ветви возрастает. Расчетное натяжение  $S$  в каждой ветви можно определить по формуле

$$S = G_{\text{гп}} / (z \cos \alpha),$$

где  $z$  — число ветвей цепи, на которых подвешен груз.

К достоинствам сварных цепей относится их гибкость во всех направлениях, возможность использования звездочек малого диаметра, что позволяет создавать механизмы с небольшими габаритами и малой стоимостью. Недостатками сварных цепей являются: небольшая надежность вследствие возможного внезапного разрушения цепи, низкие допускаемые скорости, большое изнашивание в местах контакта, плохое восприятие динамических нагрузок, значительная масса.

Гладкие блоки для некалиброванных цепей (рис. 4.10, а) выполняют из чугуна, а барабаны — с мелкими канавками (рис. 4.10, б) либо с глубокой винтовой канавкой (рис. 4.10, в).

Звездочки для калиброванных сварных цепей изготовляют из стальных или чугунных отливок. На поверхности звездочки имеются

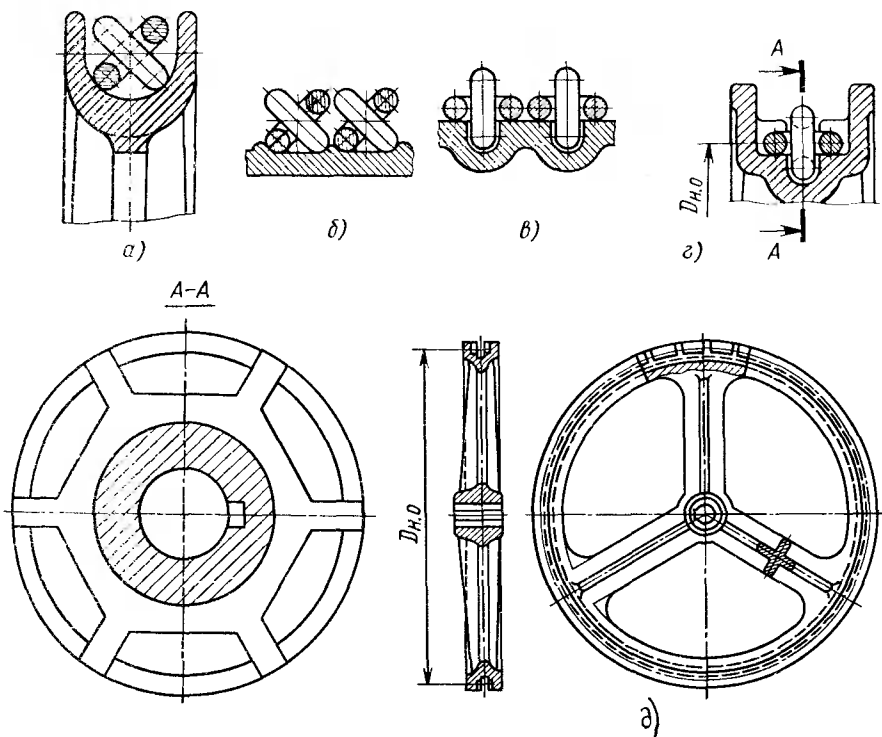


Рис. 4.10. Схемы укладки сварных цепей на различных деталях:

*а* — гладком блоке; *б, в* — на барабане с канавками для некалиброванной цепи; *г* — на звездочке для калиброванной цепи; *д* — тяговом колесе для калиброванной цепи

углубления — гнезда, в которые последовательно входят горизонтально расположенные звенья цепи (рис. 4.10, *г*). Эти звенья расположены не на цилиндрической поверхности, а на плоских поверхностях гнезд, поэтому они не испытывают дополнительного изгиба, который возникает при работе цепи на барабанах с винтовыми канавками. Это обстоятельство дает возможность использовать звездочки малого диаметра. Звездочку выполняют многогранной; длина каждой грани равна длине звена цепи. Диаметр начальной окружности звездочки определяют по формуле

$$D_{н.о} = \sqrt{\left(\frac{p}{\sin 90^\circ/z}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos 90^\circ/z}\right)^2},$$

где  $p$  — шаг цепи;  $d$  — диаметр прутка цепи;  $z$  — число гнезд на звездочке.

Для калиброванных цепей  $z \geq 5$ .

В ручных механизмах грузоподъемных машин часто используют тяговые колеса (рис. 4.10, *д*), предназначенные также для работы с калиброванными цепями. Сечение ручья тягового колеса аналогично сечению ручья звездочки.

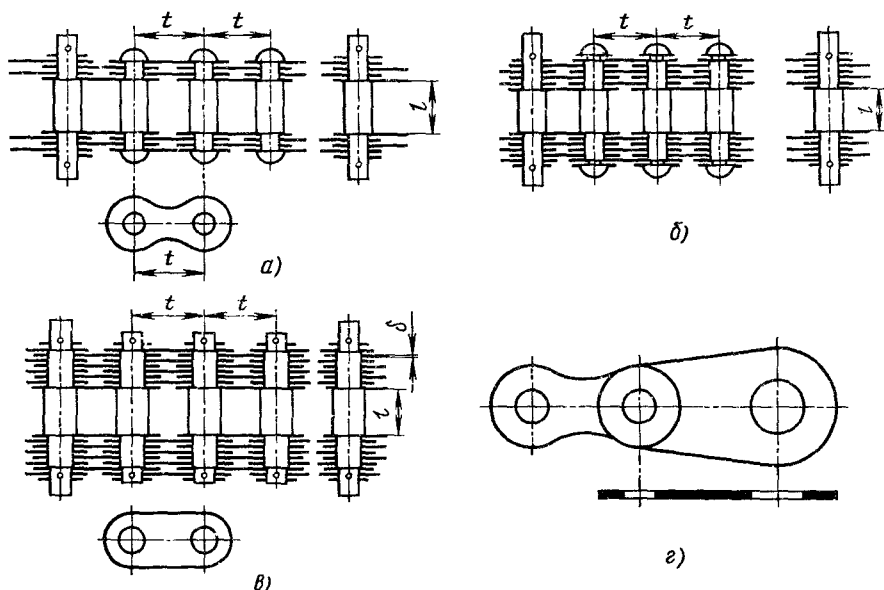


Рис. 4.11. Пластинчатые грузовые цепи:

а — цепь с расклепкой для шайбы; б — цепь с расклепкой на шайбе; в — цепь на шплинтах;  $\delta$  — концевые пластины

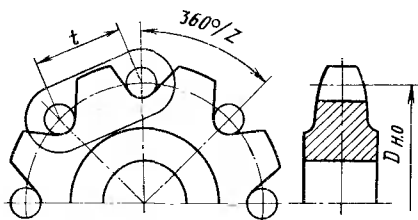
**Пластинчатые грузовые цепи.** Эти цепи изготовляют из стали 40, 45 и 50 с временным сопротивлением растяжению  $\sigma_{вр} = 570 \dots 600$  МПа. Цепи состоят из пластин, шарнирно соединенных между собой пальцами. Число пластин в цепи увеличивается с возрастанием расчетной нагрузки. Пластины на цапфах пальцев фиксируют различными способами; с расклепкой без шайбы и с шайбой (рис. 4.11, а, б) и на шплинтах (рис. 4.11, в). Первый способ применяется в цепях, рассчитанных на небольшие нагрузки. При больших нагрузках, если нет необходимости частой разборки цепи, применяют способ расклепки с шайбой (рис. 4.11, б), при частой разборке используют способ фиксации с помощью шплинтов (рис. 4.11, в). Соединение участков цепи между собой осуществляется удлиненными пальцами на шплинтах (рис. 4.11, а, б, в). Крепление цепи к любой конструкции осуществляется с помощью концевых пластин (рис. 4.11, в). Основными размерами цепи являются шаг  $t$ , расстояние между внутренними пластинами  $l$ , толщина пластины  $\delta$ . Условное обозначение грузовой пластинчатой цепи с разрушающей нагрузкой 160,3 кН, типа 1, с шагом 50 мм: цепь 160—1—50 ГОСТ 191—82.

Пластины цепи рассчитывают в предположении, что нагрузка на пластины распределена равномерно.

В действительности имеется некоторая неравномерность распределения нагрузки между пластинами, вызванная неточностью обработки отверстий пластин и диаметров пальцев. Кроме того, вследствие упругой деформации пальцев внутренние пластины нагружены



Рис. 4.12. Звездочка для пластинчатой цепи



больше, чем внешние. Эти факторы трудно учесть, поэтому цепь рассчитывают по формуле (4.3) с учетом коэффициента запаса прочности по отношению к разрушающей нагрузке, который должен быть не менее пяти для цепи, применяемой на грузоподъемной машине при машинном приводе и не менее 3 при ручном приводе.

Преимуществом пластинчатых цепей по сравнению со сварными является большая надежность в работе, вследствие отсутствия сварного стыка, более плавное движение — скорость цепи 0,25 м/с (при необходимости скорость цепи можно увеличить до 1,5 м/с, соответственно увеличив коэффициент запаса прочности до восьми).

Недостатком пластинчатых цепей является то, что они могут изгибаться только в плоскости, перпендикулярной к осям шарниров; значительная масса и стоимость по сравнению со сварными цепями, а также большой износ шарниров цепей.

Звездочки пластинчатых цепей изготовляют коваными из стали Ст4 и Ст5 или литыми из стали 25Л; они представляют собой зубчатые колеса (рис. 4.12), зубья которых входят между пластинами цепей, а пальцы цепи, — во впадины между зубьями. Диаметр начальной окружности звездочки

$$D_{н.о} = t / \sin 180^\circ / z,$$

где  $t$  — шаг цепи;  $z$  — число зубьев звездочки.

Проведем сравнительный анализ работы канатов и цепей по следующим показателям:

*по массе и размерам* — наименьшую массу и поперечные размеры имеют стальные проволочные канаты, а наибольшую массу — пластинчатые цепи;

*по гибкости* — наибольшую гибкость во всех направлениях имеют сварные цепи; стальные канаты также обладают гибкостью во всех направлениях; пластинчатые грузовые цепи имеют гибкость только в плоскости, перпендикулярной к осям шарниров, совершенно не допуская изгиба в плоскости шарниров — даже незначительный изгиб цепи в плоскости шарниров вызывает одностороннее нагружение пластин;

*по уровню шума при работе* — при использовании стальных канатов отсутствует шум при работе даже при высоких рабочих скоростях; при использовании сварных цепей только при рабочих скоростях, не превышающих 0,1 м/с, не будет шума;

*по допустимой скорости* — для сварных и пластинчатых цепей не допустимы высокие рабочие скорости вследствие большой чувствительности к динамическим нагрузкам, что может вызвать внезап-

ное разрушение цепи; стальные канаты хорошо воспринимают эти нагрузки и могут работать с весьма высокими скоростями;

*по характеру изнашивания и способам контроля* — за процессом разрушения стальных канатов, начинающимся с обрыва внешних проволок, установлен ежедневный контроль, дающий возможность своевременно забраковать канат и заменить его новым; контроль изнашивания звеньев сварной цепи в местах контакта очень трудно осуществить, также сложно установить контроль изнашивания пальцев и пластин пластинчатых цепей;

*по прочностным свойствам и надежности* — стальные канаты являются наиболее надежными грузовыми гибкими элементами; наименее надежными в работе являются сварные цепи — некачественная сварка одного звена может привести к внезапному разрушению цепи; пластинчатые цепи надежнее сварных цепей, так как отсутствует сварной стык.

Сравнение гибких элементов по требуемым размерам барабанов, блоков и звездочек, а следовательно, по габаритам механизма подъема показывает, что применение грузовых цепей, для которых возможно использование приводных звездочек значительно меньших диаметров по сравнению с диаметрами барабанов для стальных канатов, позволяет существенно уменьшить грузовой момент на валу звездочки, а следовательно, передаточное число и размеры механизма.

На основании приведенных выше соображений, несмотря на некоторое увеличение массы и габаритов механизма подъема, стальные канаты имеют наиболее широкое применение в грузоподъемных машинах.

#### 4.3. БЛОКИ ДЛЯ СТАЛЬНЫХ КАНАТОВ

Блоки для групп режимов работы механизма подъема 1М, 2М, 3М, 4М изготавливают из чугуна марки СЧ 15, а для группы режима работы механизма 5М, 6М — из стали 25Л1. Блоки большого диаметра могут быть выполнены сварными.

Минимальный диаметр блока по средней линии навитого каната определяют по формуле (4.2).

Профиль ручья блока (рис. 4.13) выполнен в соответствии с ОСТ 24.191.05—82 «Блоки для стальных канатов. Конструкция и размеры блоков и канавок». Радиус желоба блока  $r_{\text{ж}}$  принимают равным 0,6—0,7 диаметра каната. При меньшем значении  $r_{\text{ж}}$  возможно заклинивание каната, что приведет к интенсивному изнашиванию каната.

Глубину  $h$  желоба блока выбирают в зависимости от назначения и места установки блока. Так, у блоков, установленных на конце стрелы поворотного крана, для предохранения каната от соскальзывания с блока при раскачивании груза  $h = (5 \dots 6) d$ ; в кранах, в которых предотвращено соскальзывание каната,  $h = (2 \dots 2,5) d$ .

Блоки, как правило, устанавливают на подшипниках качения.

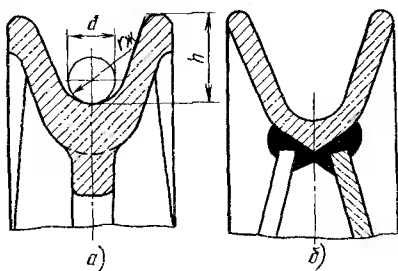


Рис. 4.13. Профиль блока:  
а — литого; б — сварного

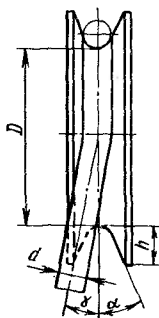


Рис. 4.14. Схема для определения допустимого угла отклонения каната на блоке

При определении допускаемого угла  $\gamma$  отклонения каната на блоке (рис. 4.14) следует учитывать, что канат при максимальном отклонении не должен опираться на край желоба блока:

$$\operatorname{tg} \gamma < \operatorname{tg} \alpha \sqrt{1 - \frac{(1 + d/D)^2}{\left(1 + \frac{2h}{D} + \frac{d \sin \alpha}{D}\right)^2}}.$$

При угле раствора желоба  $2\alpha = 60^\circ$  боковое отклонение каната  $\gamma \approx 6^\circ$ .

#### 4.4. БАРАБАНЫ

По числу слоев навивки каната различают барабаны с однослойной и многослойной навивкой. При навивке каната на барабан в два или более слоев второй или последующий слой оказывает давление на нижележащий слой каната, подвергая его дополнительному изнашиванию. Поэтому в большинстве механизмов подъема применяют однослойную навивку.

Если на барабан должен быть намотан канат большой длины, то однослойная навивка его будет нерациональной, так как потребуются увеличение размеров барабана. В этом случае применяют многослойную навивку или используют фрикционные барабаны.

Форма обода барабанов кантовых механизмов может быть цилиндрической, реже конической или коноидальной. Наибольшее распространение имеют цилиндрические барабаны.

Конические барабаны (рис. 4.15) используют в тех случаях, когда крутящий момент на барабане изменяется в широких пределах по мере наматывания каната, например, в механизме подъема стрелы стрелового крана. В крайнем нижнем положении стрелы в канате возникают максимальные усилия, а в крайнем верхнем положении — минимальные усилия. Поэтому в первом случае канат расположен на той части барабана, которая имеет минимальный диаметр, а при подъеме стрелы он перемещается к той части барабана, которая имеет максимальный диаметр, что позволяет создавать на валу барабана примерно постоянный крутящий момент.

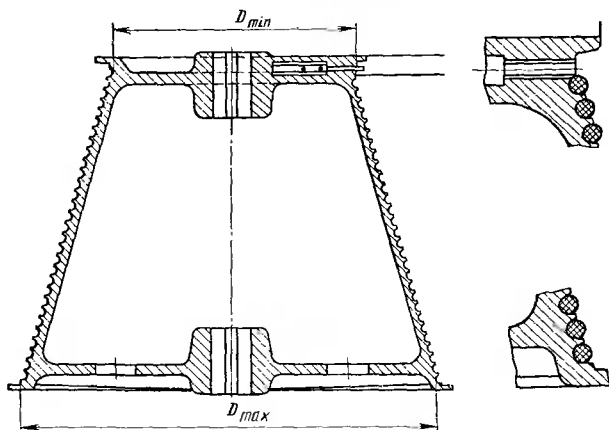


Рис. 4.15. Конический литой барабан

При использовании конических барабанов минимальный диаметр  $D_{\min}$  определяют по формуле (4.2), а максимальный  $D_{\max}$  — из условия равенства крутящих моментов на валу барабана при максимальном  $S_{\max}$  и минимальном  $S_{\min}$  натяжениях каната.

В механизмах подъема с машинным приводом при однослойной навивке каната применяют барабаны с нарезанными винтовыми канавками (рис. 4.16). При многослойной навивке каната могут быть использованы гладкие барабаны. В этом случае для равномерной укладки каната на барабан применяют канатоукладчики. Шаг винтовой нарезки  $t = d + (2 \dots 3)$  мм. Толщину стенки литого барабана для предварительных расчетов определяют по эмпирическим зависимостям:  $\delta = 0,02D + (6 \dots 10)$  мм, или  $\delta = 1,2 d$  (здесь  $D$  — диаметр барабана;  $d$  — диаметр каната).

Согласно РТМ 24.090.21—76 «Краны грузоподъемные. Барабаны канатные. Метод расчета» толщину цилиндрической стенки барабана можно определить по формуле

$$\delta_{\pi} = 0,95 S_{\max} / t [\sigma], \quad (4.4)$$

где  $S_{\max}$  — максимальное статическое натяжение каната, определяемое по формулам (5.1), (5.4) и (5.5);  $t$  — шаг нарезки барабана;  $[\sigma]$  — допускаемое напряжение, определяемое по данным табл. 4.2.

Влияние деформации стенки и каната учитывается коэффициентом

$$\psi = \left( 1 + \frac{E_R F_R}{E \delta t} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (4.5)$$

где  $\delta$  — толщина стенки барабана, принимается равной  $\delta_{\pi}$ ;  $E$  — модуль упру-

Рис. 4.16. Профиль канавки барабана для каната

#### 4.2. Допускаемые напряжения материала стенок барабана

Материал	Предел теку- щей σ <sub>т</sub> , МПа	Предел проч- ности на изгиб σ <sub>изг</sub> , МПа	Допускаемые напряжения [σ], МПа				
			Группы режима работы механизма				
			1М	2М	3М	4М и 5М	6М
Сталь:							
ВМ СтЗсп	240	—	200	170	150	130	110
20	250	—	210	180	160	140	120
09Г2С	310	—	260	225	195	165	140
15ХСНД	350	—	280	240	210	175	150
35Л	280	—	230	210	170	140	120
55Л	350	—	260	230	200	165	140
Чугун:							
СЧ 15	—	320	110	100	90	—	—
СЧ 18	—	360	130	115	100	90	—
СЧ 24	—	440	170	150	130	115	100

гости стенки барабана,  $E_6 = 210\,000$  и  $190\,000$  МПа соответственно для сварных и литых стальных барабанов,  $E_6 = 100\,000$  МПа для чугунных барабанов;  $E_k$  — модуль упругости каната,  $E_k = 110\,000$  и  $90\,000$  МПа для шестипрядных канатов соответственно с металлическим и органическим сердечником.

Окончательно толщину стенки определяют по формуле

$$\delta = 1,07\psi \frac{S_{\max}}{t[\sigma]}. \quad (4.6)$$

При отношении длины барабана  $L$  к его диаметру  $D$ , т. е. при  $L/D > 2$ , значение  $[\sigma]$  в формуле (4.6) уменьшают на  $C$  (%) в соответствии со следующими данными:

$\frac{L}{D} \frac{d}{D}$ . . . . .	0,1	0,2	0,3
Число концов каната, навиваемых на барабан:			
два . . . . .	5	10	15
один . . . . .	2,5	5	7,5

Диаметр барабана по средней линии навитого каната определяют по формуле (4.2) и окончательно назначают с учетом условий компоновки механизма подъема. По правилам Госгортехнадзора длина барабана должна быть такой, чтобы при низшем возможном положении грузозахватного устройства на барабане оставалось навитыми не менее 1,5 неприкосновенных витков каната, не считая витков, находящихся под зажимным устройством. Общая длина барабана  $L$  складывается из рабочей длины  $l_{\text{раб}}$  барабана, длины участка для крепления каната  $l_{\text{кр}}$ , равного примерно  $(3 \dots 4) t$ , и длины участка для полутора витков  $l_{\text{н}}$ :

$$L = l_{\text{раб}} + l_{\text{кр}} + l_{\text{н}},$$

где

$$l_{\text{раб}} = \frac{H \alpha t}{\pi D_6},$$

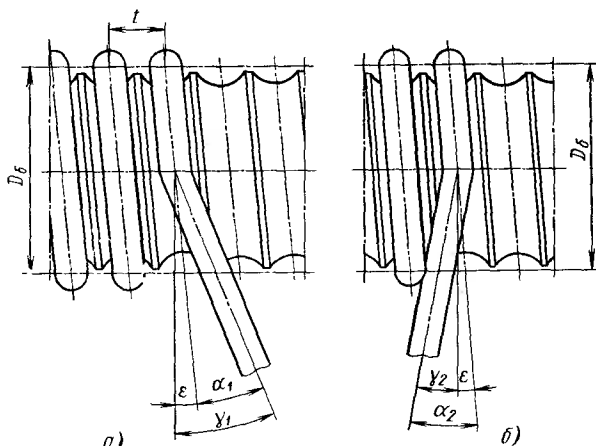


Рис. 4.17. Углы отклонения каната на барабане

(здесь  $H$  — высота подъема груза;  $a$  — кратность полиспаста (см. параграф 5.2);  $Ha$  — длина каната, наматываемого на барабан при подъеме груза на заданную высоту).

В механизмах подъема многих кранов применяют вдвоенные полиспасты, барабаны которых имеют два рабочих участка — один с левой, другой с правой нарезками. Общая длина такого барабана

$$L = 2(l_{\text{раб}} + l_{\text{кр}} + l_{\text{ш}}) + l_{\text{ненар}}.$$

При определении длины ненарезанной части барабана  $l_{\text{ненар}}$  возможны следующие случаи:

1. Механизм подъема установлен на крановой тележке (например, мостовые, консольные, козловые краны);
2. Механизм подъема установлен на металлоконструкции крана, а на тележке установлены только блоки механизма подъема (например, консольные, башенные краны).

Следует заметить, что при крайнем верхнем положении крюковой подвески в первом случае и при минимальном расстоянии между тележкой и барабаном (если они расположены на одной горизонтальной или наклонной линии) во втором случае угол набегания канатов на барабан с крайних блоков на подвеске или с крайних блоков на тележке должен быть в пределах допускаемых углов отклонения каната с барабана.

Допускаемый угол отклонения каната на барабане  $\gamma_1$  в сторону пустой канавки (рис. 4.17, а) или ненарезанного участка

$$\text{tg } \gamma_1 = \text{tg } (\alpha_1 + \epsilon).$$

где  $\alpha_1$  — угол между направлением оси канавки на барабане и максимальным допустимым отклонением от оси каната, находящегося в данной канавке и направленного в сторону пустой канавки;  $\epsilon = \text{arctg } t/(\pi D_\delta)$  — угол подъема оси канавки на барабане.

Угол отклонения  $\gamma_2$  в сторону заполненной канавки (рис. 4.17, б) определяют при условии незадевания каната, находящегося в соседней канавке:

$$\operatorname{tg} \gamma_2 = \operatorname{tg} (\alpha_2 - \varepsilon),$$

где  $\alpha_2$  — угол между направлением оси канавки на барабане и максимальным допустимым отклонением от оси каната, находящегося в данной канавке и направленного в сторону заполненной канавки.

Для предварительных расчетов можно принимать допускаемые углы  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$  в пределах  $2-3^\circ$ .

Гладкие барабаны для многослойной навивки с обеих сторон и барабаны с канавками, предназначенные для навивки одной ветви каната, со стороны, свободной от крепления каната, должны иметь реборды, возвышающиеся над верхним слоем навитого каната не менее чем на два его диаметра. Барабаны для сдвоенных полиспастов выполняют без реборд.

**Расчет барабана с однослойной навивкой.** Эти барабаны изготавливают литыми (из серого чугуна или стали) и сварными (из листовой стали) (см. 121 с.).

При наматывании каната стенка барабана находится в напряженном состоянии, испытывая сжатие, изгиб и кручение.

Для расчета условно барабан рассматривают как полую трубу без ступиц (рис. 4.18, а). Основным напряжением в стенке барабана является напряжение сжатия, возникающее в результате навивки на барабан каната натяжением  $S_{\max}$ . Для определения напряжения сжатия находят максимальное давление каната на барабан, направленное нормально к поверхности барабана. При этом пренебрегают диаметром каната по сравнению с диаметром барабана и считают, что усилие приложено непосредственно к диаметру барабана  $D$  по дну канавки.

Условно выделяют из барабана полукольцо шириной, равной шагу нарезки  $t$  (рис. 4.18). Влияние отрезанного полукольца заменяют двумя натяжениями каната  $S_{\max}$ . При этом принимают условие, что усилие  $S_{\max}$  постоянно по длине барабана, хотя известно, что по мере приближения витков каната на барабане к месту крепления натяжение в них вследствие сил трения между канатом и стенкой барабана уменьшается.

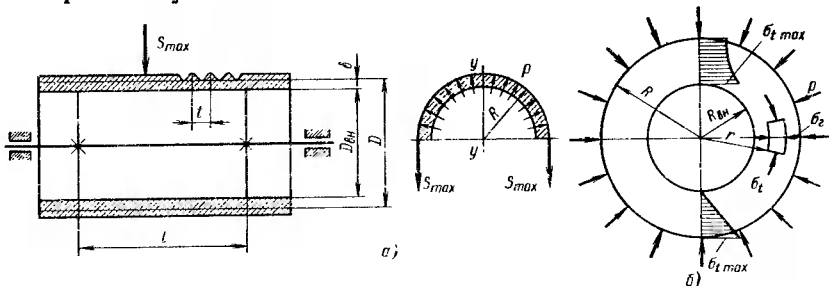


Рис. 4.18. Схема расчета барабана с однослойной навивкой

Известно, что если на какую-либо поверхность действует равномерно распределенная поверхностная нагрузка  $p$ , то независимо от формы поверхности проекция равнодействующей силы от этой нагрузки на заданную ось равна произведению этой распределенной нагрузки на площадь проекции этой поверхности на плоскость, перпендикулярную к заданной оси (рис. 4.18, б). Тогда сумма проекций сил на ось  $y$

$$\sum F_y = p2Rt - 2S_{\max} = 0,$$

откуда радиальное давление между канатом и стенкой барабана

$$p = 2S_{\max}/Dt. \quad (4.7)$$

При определении напряжения сжатия рассмотрим стенку барабана как цилиндр, нагруженный равномерным внешним давлением  $p$  (рис. 4.18, б). Это частный случай задачи Ламе для определения напряжений в толстостенном цилиндре. Для случая  $p_{\text{вн}} = 0$  напряжение сжатия

$$\sigma_t = -\frac{p_{\text{нар}}R^2}{R^2 - R_{\text{вн}}^2} - \frac{R^2R_{\text{вн}}^2}{r^2} - \frac{p_{\text{нар}}}{R^2 - R_{\text{вн}}^2}; \quad p_{\text{нар}} = p. \quad (4.8)$$

Максимальное значение  $\sigma_t$  определяем, подставляя в формулу (4.8) значения текущего радиуса  $r$ , равного  $R_{\text{вн}}$ , т. е. максимальные значения напряжения сжатия возникают на внутренней стенке барабана:

$$\sigma_{t \max} = -p_{\text{нар}} \frac{2R^2}{R^2 - R_{\text{вн}}^2} = \sigma_{\text{сж}}, \quad (4.9)$$

где  $R = D/2$ ;  $R_{\text{вн}} = D_{\text{вн}}/2$  (здесь  $D_{\text{вн}} = D - 2\delta$ ).

Тогда

$$D^2 - D_{\text{вн}}^2 = (D - D_{\text{вн}})(D + D_{\text{вн}}) = 4\delta(D - \delta).$$

Подставив в (4.9) значения  $p$  из формулы (4.7), получаем

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{2S_{\max}2D^2}{Dt4\delta(D - \delta)}.$$

Пренебрегая толщиной стенки  $\delta$  по сравнению с  $D$ , имеем

$$\sigma_{\text{сж}} = S_{\max}/(t\delta). \quad (4.10)$$

Для гладких барабанов шаг  $t$  принимают равным диаметру каната.

Напряжения изгиба и кручения в стенке барабана незначительны по сравнению с напряжением сжатия, их учитывают только при расчете барабанов, длина которых будет более 3—4 диаметров.

Напряжение изгиба стенки барабана

$$\sigma_{\text{и}} = M_{\text{и}}/W,$$

где  $W$  — экваториальный момент сопротивления сечения барабана.

Напряжение кручения в стенке барабана

$$\tau = M_{\text{кр}}/W_{\text{кр}},$$

где  $W_{\text{кр}}$  — полярный момент сопротивления сечения барабана.



## Эквивалентные напряжения по теории энергии формоизменения

$$\sigma_{\text{эжв}} = \sqrt{\sigma_{\text{норм}}^2 + 3\tau^2},$$

где

$$\sigma_{\text{норм}} = (-\sigma_{\text{сж}} + \sigma_{\text{н}}).$$

Цилиндрическую стенку барабана на устойчивость рассчитывают в соответствии с указаниями РТМ 24.090.21—76.

Коэффициент запаса устойчивости

$$n = \sigma_{\text{н}} / (\psi \sigma_{\text{сж}}) > [n],$$

где  $[n]$  — рекомендуемый коэффициент запаса устойчивости цилиндрической стенки,  $[n] = 1,7$  и  $2,0$  соответственно для стальных и чугунных барабанов;  $\sigma_{\text{сж}}$  — напряжение сжатия на внутренней стенке барабана, определяемое по формуле (4.10);  $\sigma_{\text{н}}$  — критическое напряжение:

$$\sigma_{\text{н}} = 0,92 E \delta \sqrt{\frac{\delta}{R_{\text{вн}}}}, \quad (4.11)$$

(здесь  $\sigma_{\text{н}} = 0,8 \sigma_{\text{т}}$  и  $0,6 \sigma_{\text{вн}}$  — соответственно для стальных и чугунных барабанов;  $\sigma_{\text{вн}}$  — предел прочности при изгибе;  $R_{\text{вн}}$  — внутренний радиус стенки барабана;  $l$  — расстояние между ступицами барабана (см. рис. 4.18, а).

Если фактический коэффициент запаса устойчивости  $n$  оказался меньше рекомендуемого значения  $[n]$ , то увеличивают толщину стенки барабана или устанавливают ребро жесткости, тогда  $l$  будет расстояние между ступицей барабана и ребром жесткости.

Расчет стенки барабана на устойчивость не проводят, если при  $\sigma_{\text{сж}}$  и отношении  $D/\delta$  (табл. 4.3), значение  $L/D$  не будет превышать значений, указанных в этой таблице.

Расчет барабанов для многослойной навивки. Барабаны для многослойной навивки канатов выполнены литыми и сварными. При многослойной навивке каната возникает радиальное давление на стенку, вызывающее напряжение сжатия в стенке барабана, и распорное давление, действующее на его реборды. С увеличением числа слоев радиальное и распорное давления возрастают. Однако

### 4.3. Значение $L/D$

$\sigma_{\text{сж}}$ , МПа	$D/\delta$							
	25	30	35	40	45	50	55	60

#### Стальные барабаны

150	—	6,5	5,2	4,2	3,5	3,0	2,7	2,4
200	—	5,2	3,9	3,1	2,6	2,2	2,0	1,8
250	—	4,2	3,1	2,5	2,1	1,8	1,6	1,4

#### Чугунные барабаны

100	5,2	4,6	3,7	3,0	2,5	2,1	—	—
125	4,1	3,7	2,9	2,4	2,0	1,7	—	—
150	3,4	3,1	2,5	2,0	1,7	1,4	—	—

увеличение радиального давления не пропорционально увеличению числа слоев навивки, оно уменьшается с их увеличением. Это объясняется следующими причинами. При наматывании каната возникает радиальная деформация сжатия стенки барабана и деформация сечения каната. После наложения нового слоя каната стенка барабана получает дополнительное сжатие, однако часть радиального усилия воспринимается первым слоем каната, который представляет как бы вторую трубу. При наложении третьего слоя радиальное усилие передается на второй слой каната, который воспринимает часть нагрузки, а другую часть передает на первый слой, который также воспринимает часть нагрузки, передавая основную ее часть на стенку барабана. При наложении последующих слоев процесс передачи радиального усилия на стенку барабана аналогичен.

Распорное давление, действующее со стороны каната на реборды барабана, возрастает с увеличением числа слоев навивки. При большой канатоемкости барабана распорное давление будет значительным, что является главной причиной разрушения барабанов с многослойной навивкой, так как в местах крепления реборды к стенке барабана возникают большие местные напряжения изгиба.

При определении радиальной нагрузки на стенку барабана при многослойной навивке необходимо учитывать радиальную деформацию стенки барабана и поперечную деформацию каната. С учетом указанных деформаций радиальное давление на стенку барабана, согласно исследованиям Б. С. Ковальского и С. В. Кожина, определяют по формуле

$$p_0 = \frac{1 + \beta}{\omega \sqrt{\beta}} \left[ \arctg \sqrt{\beta} - \eta \arctg \frac{\sqrt{\beta}}{\eta^m} + \frac{\sqrt{\beta}}{\omega - 1} (1 - \eta^{-\omega+1}) \right] t_0, \quad (4.12)$$

где  $\omega$  — параметр, представляющий отношение модуля продольной упругости  $E_K$  к модулю поперечного сжатия  $K$ :

$$\omega = \sqrt{\gamma E_K / K} \quad (4.13)$$

(здесь  $\gamma$  — коэффициент, равный отношению суммарной площади сечения всех проволок каната в слое навивки к полной площади слоя навивки; с увеличением натяжения каната и его поперечного обжатия коэффициент  $\gamma$  возрастает;  $\gamma = 0,37 \dots 0,5$ ,  $\gamma = 0,37$  для канатов ТК;  $E_K = (7 \dots 13) 10^4$  МПа для шестипрядных канатов с органическим сердечником;  $K$  принимают по следующим данным:

Напряжение растяжения в канате $\sigma$ , МПа	200	250	300	350
Модуль поперечного сжатия $K$ , МПа, для каната:				
$6 \times 19 + 1$ о. с.	200	225	250	275
$6 \times 19 + 1$ м. с.	500	550	600	650

$$\beta = (\omega - \lambda) / (\omega + \lambda); \quad \lambda = i \gamma D_E / (2 \delta E);$$

$$i = \frac{1}{2 - 2\delta/D} [1 + \mu + (1 + \mu) (1 - 2\delta/D)^2]$$

(здесь  $\delta$  — толщина стенки барабана;  $\mu$  — коэффициент Пуассона,  $\mu = 0,25 \dots 0,35$ ;  $D$  — диаметр барабана;  $E$  — модуль упругости стенки барабана);

$$\eta = D_H / D$$

(здесь  $D_H$  — наружный диаметр навивки (рис. 4.19, а)  $D_H = D + 2dm$ ;  $m$  — число слоев навивки);  $t_0$  — удельное натяжение каната, равное максимальному усилию  $S_{\max}$ , приведенному к единице длины вдоль образующей барабана:

$$t_0 = S_{\max} / d^2. \quad (4.14)$$

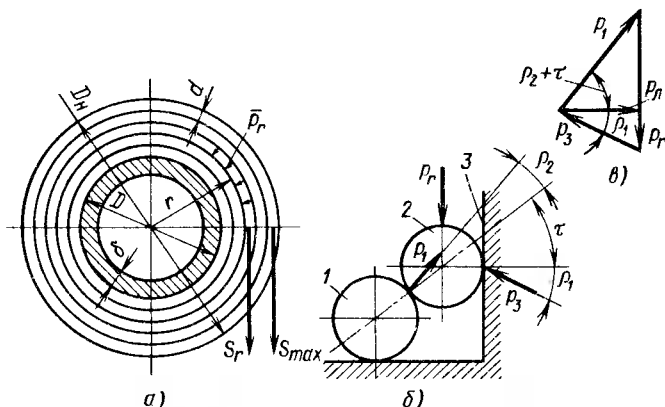


Рис. 4.19. Схема расчета барабана с многослойной навивкой

Модуль продольной упругости каната характеризует упругие свойства материала проволок, влияние конструкции каната и его натяжение.

Физический смысл модуля поперечного сжатия условен, так как поперечное сжатие каната характеризуется перемещением проволок и прядей относительно друг друга, деформацией проволок и сердечника, что приводит к изменению формы поперечного сечения каната. При возрастании напряжения растяжения в канате модуль  $K$  увеличивается

Напряжение сжатия в стенке барабана определяют аналогично приведенному выше расчету барабана с однослойной навивкой и после подстановки в формулу (4.9)  $P_{нар} = P_0$  и с учетом формул (4.12) и (4.14) получают окончательную формулу для определения напряжения сжатия в стенке барабана при многослойной навивке

$$\sigma_{сж} = -\frac{S_{max} D}{2\delta d^2} \frac{1+\beta}{\omega \sqrt{\beta}} \left[ \arctg \sqrt{\beta} - \eta \arctg \frac{\sqrt{\beta}}{\eta \omega} + \frac{\sqrt{\beta}}{\omega - 1} (1 - \eta^{1-\omega}) \right]. \quad (4.15)$$

Определение распорного давления, действующего на реборды барабана, рассмотрено Б. С. Ковальским и С. В. Кожиним. Ими установлено, что максимальное давление на реборду барабана возникает при заклинивании крайнего витка последующего слоя между ребордой и крайним витком предыдущего слоя. Пусть виток 2 (рис. 4.19, б) при навивке опирается на виток 1 и реборду 3. Обозначим через  $p_r$  радиальное давление последующего слоя на предыдущий на радиусе  $r$ . В момент навивки каната между витками 2 и 1 и между витком 2 и ребордой возникают силы трения, которые вызывают отклонение реакции реборды  $p_3$  и реакции витка 1 —  $p_1$  на углы трения соответственно  $\rho_1$  и  $\rho_2$ . Пусть  $\tau$  — угол, образуемый пересечением линий, соединяющих центры витков, и нормалью к реборде. Из условия равновесия витка 2 (рис. 4.19, в)

$$p_r = p_1 \operatorname{tg} \rho_1 + p_3 \operatorname{tg} (\tau + \rho_2).$$

откуда давление на реборду

$$p_n = \frac{p_r}{\operatorname{tg} \rho_1 + \operatorname{tg} (\tau + \rho_2)}.$$

Давление  $p_n$  изменяется в зависимости от положения витка 2 и, следовательно, от различных значений угла  $\tau$ . При  $\tau = 0$

$$p_{n \max} = \frac{p_r}{\operatorname{tg} \rho_1 + \operatorname{tg} \rho_2} = \frac{p_r}{f_1 + f_2}.$$

При  $\tau = \pi/2 - \rho_2$   $p_n = 0$ .

Давление каната на реборду от одного слоя навивки на радиусе  $r$  прямо пропорционально радиальному давлению

$$p_n = \mu_1 p_r,$$

где  $\mu_1$  — переходный коэффициент, зависящий от возможных значений угла  $\tau$ .

Коэффициент трения между канатом и стальной ребордой  $\operatorname{tg} \rho_1 = 0,12$  ( $\rho_1 = 6^\circ$ ); коэффициент трения между смежными витками зависит от вида свивки и находится в пределах  $f_2 = 0,3 \dots 0,4$  и более ( $\rho_2 = 15 \dots 25^\circ$ ). При средних значениях коэффициента  $f = 0,32 \div 0,36$  переходный коэффициент  $\mu_1 = 0,15 \dots 0,18$ . На основании экспериментальных данных рекомендуется для канатов двойной свивки принять единое значение коэффициента  $\mu_1 = 0,16$ .

Для определения закона распределения радиального давления последующего слоя навивки на предыдущий принимают натяжение каната в пределах каждого слоя неизменным. Пусть  $S_r$  — натяжение каната в слое навивки на радиусе  $r$  (см. рис. 4.19, а). Введем безразмерную величину  $x = 2r/D$  и обозначим через  $t_r$  удельное натяжение в любом слое навивки, которое будет равно натяжению каната в этом слое  $S_r$ , приведенному к единице длины вдоль образующей барабана:

$$t_r = S_r/d^2.$$

Радиальное давление в любом слое навивки

$$p_r = \frac{1}{r} \int_r^{D_H/2} t_r dr.$$

Решение этого интеграла окончательно имеет вид  $p_r = t_0 H$ . Подставив в эту формулу значение  $t_0$ , получаем  $p_r = S_{\max} H/d^2$ . Величина  $H$  характеризует изменение радиального давления в слое навивки в зависимости от различного соотношения между текущим радиусом  $r$ , диаметром барабана  $D$ , числом слоев навивки  $m$ , входящим в формулу  $D_H = D + 2 dm$ , и параметром  $\omega$ , отражающим соотношение модулей продольной и поперечной деформации каната. На рис. 4.20 показано изменение величины  $H$ , вычисленной при различных значениях  $\omega$ ,  $x$  и  $\eta$ .

Полная нагрузка на реборду

$$Q_n = 2\pi\mu_1 \left(\frac{D}{2}\right)^2 t_0 f,$$

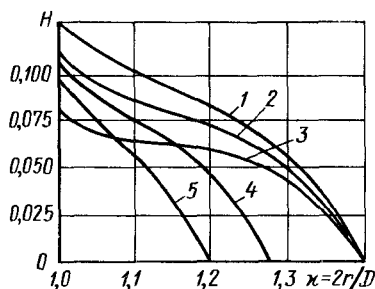


Рис. 4.20. Схема для определения величины  $H$ :

1, 2, 3 — соответственно  $\omega = 10$ ; 12 и 13 при  $\eta = 1,4$ ; 4 —  $\omega = 12$  при  $\eta = 1,28$ ; 5 —  $\omega = 12$  при  $\eta = 1,2$

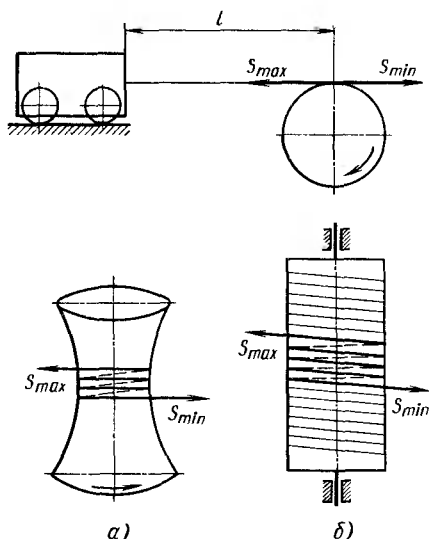


Рис. 4.21. Фрикционные барабаны

где  $J \cdot 10^3$  — величина, зависящая от  $\beta$ ,  $\omega$ ,  $\eta$  для среднего значения  $\omega = 12$  и различных  $\beta$ ; эту величину определяют по следующим данным:

$\eta$	1,05	1,1	1,15	1,2	1,3	1,4	1,5	2,0
$\beta$								
1,0	1,2	4,2	8,1	12,6	22,4	33,1	44,6	114
0,5	1,1	3,9	7,6	11,7	21,2	31,7	43,1	112
0	1,0	3,5	6,9	10,9	20,0	30,2	41,3	109

**Фрикционные барабаны.** На станционных путях и причалах для передвижения вагонов и судов часто применяют лебедки с фрикционными барабанами. На этих барабанах канат не закрепляется, а, образуя несколько витков, сходит с него. В процессе работы такой лебедки один конец каната сматывается с барабана, а другой наматывается на него. Фрикционные барабаны выполняют цилиндрическими с нарезанными винтовыми канавками (рис. 4.21, б) или гладкими коноидальной формы (рис. 4.21, а). На цилиндрических барабанах витки каната в процессе работы перемещаются вдоль барабана. Длина  $L_{\text{бар}}$  нарезанной части фрикционного барабана зависит от длины  $l$  участка, на котором используется лебедка:

$$L_{\text{бар}} = \left( \frac{l}{\pi D_6} + n \right) t,$$

где  $D_6$  — диаметр барабана по средней линии навитого каната;  $t$  — шаг нарезки;  $n$  — число витков каната на барабане.

При большой длине обслуживаемого участка длина барабана значительно возрастает. Поэтому для уменьшения длины барабана его выполняют коноидальной формы (см. рис. 4.21, а), благодаря которой витки каната могут располагаться в средней части. При этом витки соскальзывают на ту часть барабана, которая имеет минимальный диаметр, что приводит к увеличенному изнашиванию каната.

Тяговое усилие с барабана на канат передается силами трения, возникающими между стенкой барабана и витками каната. Число витков каната на барабане определяют из условия отсутствия проскальзывания каната по формуле Эйлера

$$S_{\max} = S_{\min} e^{f\alpha}, \quad (4.16)$$

где  $S_{\max}$  — максимальное усилие, необходимое для передвижения вагона, судна;  $S_{\min}$  — минимальное натяжение каната, создаваемое усилием рабочего, равное примерно 150–250 Н;  $\alpha = 2\pi l$  — угол обхвата, рад;  $n$  — число витков каната на барабане:

$$n = \frac{\lg S_{\max} - \lg S_{\min}}{f 2\pi \lg e},$$

где  $f$  — коэффициент трения между канатом и стенкой барабана.

Для увеличения коэффициента трения стенки барабанов иногда выполняют с деревянными планками. Значения коэффициента трения принимают по следующим рекомендациям: при трении каната по чугунному барабану  $f = 0,13$ , при трении каната по барабану с деревянной обшивкой  $f = 0,25$ . Для удобства смены канатов фрикционные барабаны часто размещают консольно. Привод фрикционных барабанов выполнен ручным или машинным.

#### 4.5. КРЕПЛЕНИЕ КАНАТА НА БАРАБАНАХ

Существует несколько способов крепления каната на барабане. К креплениям предъявляют следующие основные требования: надежность, удобство осмотра, легкость замены каната, простота изготовления, отсутствие резких перегибов каната перед узлом крепления.

На рис. 4.22, а показано крепление конца каната с помощью прижимной планки. Барабан имеет специальное углубление, в которое устанавливают конец каната. Затем на канат накладывают планку, которую прижимают болтами, работающими на сжатие и изгиб. В результате трения, создаваемого между неприкосновенными витками на барабане, усилие каната  $S_1$  перед углом крепления уменьшается и

$$S_1 = S_{\max} / e^{f\alpha},$$

где  $f = 0,1 \dots 0,12$ ;  $\alpha = 3\pi$  — угол обхвата барабана неприкосновенными витками, рад.

Если  $F = Pf$  — сила трения между канатом и барабаном и между прижимной планкой и канатом, то надежное фиксирование каната в узле крепления будет обеспечено при условии  $2F > S_1$  (здесь  $P$  — суммарное нажатие болтов).

Внутренний диаметр болтов рассчитывают на напряжения сжатия и изгиба по формуле

$$\sigma_{\text{сум}} = \frac{k l 3P}{\pi d_z^3 / 4} + \frac{k f P l}{0,1 d_z^3 z} \leq [\sigma]_{\text{раст}},$$

где  $k \geq 1,5$  — коэффициент запаса надежности крепления каната к барабану;  $z$  — число болтов;  $l$  — плечо приложения силы  $S_1$  к болту, равное расстоянию

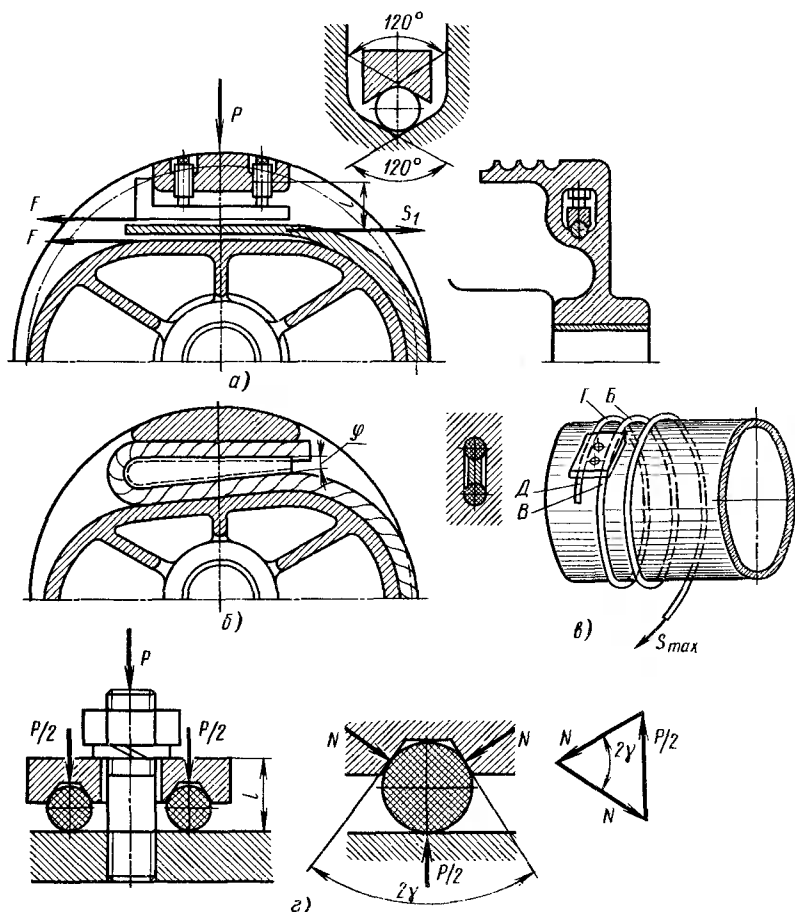


Рис. 4.22. Способы крепления конца каната на барабане

от середины заделки болта в барабане до осн каната;  $d_1$  — внутренний диаметр нарезки болта; 1,3 — коэффициент, учитывающий напряжение кручения, возникающее в болтах при затяжке. Коэффициент запаса прочности болтов

$$k_1 = \sigma_T / \sigma_{сум} \geq 2,5.$$

Такой способ крепления удобен для барабанов с многослойной навивкой, когда крепление необходимо устранить с наружной поверхности барабана. Недостатком этого крепления является необходимость в изготовлении более сложной модели отливки. Кроме того, усложнен осмотр и замена каната.

На рис. 4.22, б показано крепление каната с помощью клина, применяемое для канатов диаметром 10—12 мм. Для самоторможения клин имеет уклон от 1 : 4 до 1 : 5. Преимуществом клинового крепления является отсутствие винтов, простота замены каната; недостатком — усложнение модели отливки.

Наиболее широкое применение имеет способ крепления наружными прижимными планками (рис. 4.22, в). При составлении расчетной схемы этого крепления приняты следующие допущения: продольные и поперечные нагрузки не вызывают изменений в поперечном сечении каната; канат рассматривают как гладкий цилиндр; канат принимают за гибкую нить; канавки на барабане и планке являются неупругими поверхностями; несколько прижимных планок заменяют одной планкой с тем же числом болтов.

Канат натяжением  $S_{\max}$  удерживается на поверхности барабана следующими силами трения.

1. Силой трения между неперекосовенными витками каната и барабана

$$S_{\max} - S_1 = S_{\max} \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}}.$$

2. Суммарной силой трения между канатом и поверхностью барабана, возникающей под планкой на участках  $BB$  и  $ГД$ .

$$F = Pf,$$

где  $P$  — суммарное усилие растяжения болтов.

3. Суммарной силой трения  $F_1$  между канатом и поверхностью планки на участках  $BB$  и  $ГД$ . При определении  $F_1$  учитывают условие равновесия витка каната под планкой (рис. 4.22, з), находящегося под действием сил  $2N$  и  $P/2$ . Из многоугольника сил

$$N = \frac{P}{4} \frac{1}{\sin \gamma},$$

тогда

$$F_1/2 = 2Nf.$$

Откуда

$$F_1 = P \frac{f}{\sin \gamma} = Pf_1,$$

где  $f_1 = f/\sin \gamma$  — приведенный коэффициент трения между канатом и поверхностью планки.

4. Силой трения между канатом и поверхностью барабана на участке  $ВГ$ .

Натяжение каната в точке  $B$  (рис. 4.22, в)

$$S_B = S_1 - \left( \frac{F}{2} + \frac{F_1}{2} \right) = S_1 - \frac{P}{2} (f + f_1).$$

Натяжение каната в точке  $Г$

$$S_{\Gamma} = \frac{S_B}{e^{f\beta}} = \frac{S_1 - P/2 (f + f_1)}{e^{f\beta}},$$

где  $\beta \approx 2\pi$  — угол обхвата канатом барабана на участке  $ВГ$ .

Сила трения на участке  $ВГ$

$$S_B - S_{\Gamma} = \left( 1 - \frac{1}{e^{f\beta}} \right) \left[ S_1 - \frac{P}{2} (f + f_1) \right],$$



тогда

$$S_{\max} = S_{\max} \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} + Pf + Pf_1 + \left\{ \left( 1 - \frac{1}{e^{f\beta}} \right) \left[ S_1 - \frac{P}{2} (f_1 + f) \right] \right\}.$$

Откуда

$$P = \frac{2S_{\max}}{(f_1 + f)(e^{f\beta} + 1)e^{f\alpha}}.$$

Сила трения  $F_1$  действует в направлении натяжения каната и воспринимается болтом.

Наибольший изгибающий момент, действующий в заделке болта (см. рис. 4.22, e),

$$M_{\text{изв}} = F_1 l.$$

Необходимое число болтов

$$z = \frac{1,3kP}{[\sigma]_p \frac{\pi d_f^2}{4}} + \frac{F_1 l k}{[\sigma]_p 0,1 d_1^3},$$

где  $k \geq 1,5$  — коэффициент запаса надежности крепления каната к барабану.

Независимо от расчета число установленных болтов согласно правилам Госгортехнадзора должно быть не менее двух.

Полиспастом называют систему подвижных и неподвижных блоков, огибаемых гибким элементом (канатом или цепью), используемую для выигрыша в силе (силовые полиспасты) или скорости (скоростные полиспасты).

*Подвижный блок* — это блок, ось которого перемещается в пространстве.

*Неподвижный блок* — это блок, ось которого неподвижна.

**Определение сопротивлений в неподвижных блоках.** Рассмотрим силы, действующие на неподвижный блок (рис. 5.1, 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  $S_2$  сбегающей ветви каната будет больше натяжения  $S_1$  набегающей ветви на сопротивление жесткости каната и сопротивление трения в подшипниках блока:

$$S_2 = S_1 + W_{\text{ж}} + W_{\text{оп}},$$

где  $W_{\text{ж}}$  — сопротивление жесткости каната, приведенное к ободу блока;  $W_{\text{оп}}$  — сопротивление в подшипниках блока, приведенное к ободу блока.

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

Вследствие жесткости канат при набегании на блок не сразу входит в его ручей, а при сбегаании не сразу приобретает прямолинейное положение. Натяжение  $S_1$  (рис. 5.1, б) приложено на плече  $D/2 + b$ , а усилие  $S_1 + W_{\text{ж}}$  — на плече  $D/2 - c$ .

Из суммы моментов сил, действующих на блок, имеем

$$S_1 \left( \frac{D}{2} + b \right) = (S_1 + W_{\text{ж}}) \times \left( \frac{D}{2} - c \right),$$

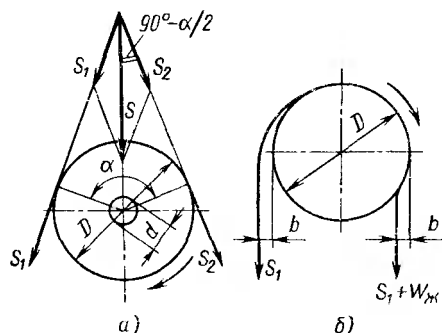


Рис. 5.1. Схема для определения сопротивлений на блоках

откуда

$$W_{ж} = S_1 \frac{b+c}{D/2-c} = \varphi S_1,$$

где  $\varphi$  — коэффициент жесткости, определяемый экспериментально и показывающий, какую часть рабочего натяжения составляет сопротивление жесткости каната.

Для определения сопротивления трения в опоре блока рассмотрим общий случай, когда набегающая и сбегающая ветви каната не параллельны. При определении равнодействующей  $S$  сил натяжения  $S_1$  и  $S_2$  для расчета сопротивления трения в опоре блока можно с достаточной точностью принять  $S_1 = S_2$  (рис. 5.1, а), так как сопротивление жесткости каната по сравнению с рабочим натяжением незначительно.

Тогда

$$S = 2S_1 \sin \alpha/2,$$

где  $\alpha$  — угол обхвата блока канатом.

Момент, создаваемый силами трения в опоре диаметром  $d$ ,

$$M_{оп} = 2S_1 \sin \alpha/2 f d/2,$$

где  $f$  — коэффициент трения в подшипниках блока.

Сопротивление в подшипниках блока, приложенное к его ободу,

$$W_{оп} = 2S_1 \sin \alpha/2 f d/D.$$

Тогда

$$S_2 = S_1 + \varphi S_1 + 2S_1 f \frac{d}{D} \sin \frac{\alpha}{2} = S_1 \left( 1 + \varphi + 2f \frac{d}{D} \sin \frac{\alpha}{2} \right).$$

Если на ветвь каната натяжением  $S_1$  будет действовать сила тяжести груза  $G_{гр}$ , то коэффициент полезного действия неподвижного блока будет представлять собой отношение полезной работы  $G_{гр}h = S_1h$  к затраченной работе  $S_2h$  (здесь  $h$  — высота подъема груза):

$$\eta = \frac{S_1h}{S_2h} = \frac{1}{1 + \varphi + 2fd/D \sin \alpha/2}.$$

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

При  $\alpha = 180^\circ$

$$\eta = \frac{1}{1 + \varphi + 2fd/D}.$$

Таким образом, при подъеме груза канатом, огибающим неподвижный направляющий блок, рабочее натяжение сбегающей ветви (см. рис. 5.1, а)

$$S_2 = S_1/\eta.$$

При опускании груза рабочее натяжение набегающей ветви

$$S_2 = S_1\eta.$$

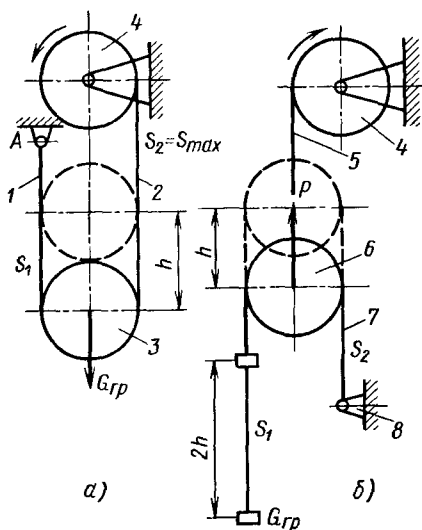


Рис. 5.2. Подвижный блок для выигрыша:

а — в силе; б — в скорости

Следовательно, наличие сопротивлений на блоке при опускании груза приводит к уменьшению внешнего рабочего натяжения. В расчетах значения КПД блоков обычно принимают независимо от жесткости канатов и угла обхвата.

**Определение сопротивлений в подвижных блоках.** Рассмотрим систему с подвижным блоком для выигрыша в силе, имеющую блок 3, ось которого перемещается в пространстве (рис. 5.2, а). 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 создается натяжение  $S_1$ , а в сбегаящей  $S_2 = S_{\max}$ . В идеальном случае (без учета сопротивлений)  $S_1 = S_2 = G_{\text{гр}}/2$ . При учете сопротивлений при подъеме груза весом  $G_{\text{гр}}$  ветвь каната, набегающая на барабан, должна иметь натяжение  $S_2 > G_{\text{гр}}/2$ . При подъеме груза на высоту  $h$  на барабан наматывается канат длиной  $2h$ . Обозначив скорость подъема груза через  $v_{\text{гр}}$ , скорость ветви каната, набегающей на барабан через  $v_{\text{к}}$ , из соотношения  $v_{\text{гр}}/v_{\text{к}} = h/2h$  находим  $v_{\text{к}} = 2v_{\text{гр}}$ , т. е. скорость ветви каната, набегающей на барабан, в 2 раза больше скорости подъема груза. Скорость каната в ветви 1 равна нулю, а в ветви 2 —  $2v_{\text{гр}}$ . Следовательно, при переходе каната через подвижный блок скорость каната увеличивается на  $2v_{\text{гр}}$ .

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

при подъеме груза

$$S_2 > S_1; S_1 = S_2 \eta;$$

$$G_{\text{гр}} = S_1 + S_2 = S_2 (\eta + 1);$$

$$S_2 = S_{\max} = G_{\text{гр}} / (\eta + 1);$$

при опускании груза

$$S_1 = S_{\max} = S_2 / \eta; S_2 = S_{\min};$$

$$G_{\text{гр}} = S_1 + S_2,$$

откуда

$$S_2 = G_{\text{гр}} \eta / (1 + \eta).$$

Коэффициент полезного действия подвижного блока

$$\eta_{\text{п.б}} = \frac{G_{\text{гр}} h}{S_2 2h} = \frac{S_2 (\eta + 1)}{2 S_2} = \frac{\eta + 1}{2}.$$

Подставив в эту формулу значение коэффициента полезного действия неподвижного блока при  $\alpha = 180^\circ$ , получим

$$\eta_{\text{н. б}} = \frac{2 + \varphi + 2fd/D}{2(1 + \varphi + 2fd/D)}.$$

Сравнивая коэффициент полезного действия подвижного и неподвижного блоков

$$\frac{\eta_{\text{п. б}}}{\eta} = \frac{2 + \varphi + 2fd/D}{2} > 1,$$

можно сделать вывод о том, что сопротивления в подвижных блоках всегда меньше, чем в неподвижных.

В расчетах значения КПД для подвижных и неподвижных блоков принимают одинаковыми: для блоков на подшипниках качения  $\eta = 0,97 \dots 0,98$ , а для блоков на подшипниках скольжения  $\eta = 0,94 \dots 0,96$ .

Рассмотрим систему с подвижным блоком для выигрыша в скорости (рис. 5.2, б), имеет следующие основные элементы: барабан 4 с грузовым канатом 5, один конец которого закреплен на барабане, а другой — на оси подвижного блока 6; через подвижный блок перекинут канат 7, один конец которого закреплен на неподвижной оси 8, а к другому подвешен груз весом  $G_{\text{гр}}$ . При подъеме груза на высоту  $2h$  ось подвижного блока 6 поднимается на высоту  $h$ . Следовательно, скорость подъема груза в 2 раза больше скорости подъема подвижного блока.

Для подвижного блока 6 при подъеме груза натяжение в набегающей ветви  $S_1 = G_{\text{гр}}$ , а в сбегаящей  $S_2$ . Коэффициент полезного действия подвижного блока для выигрыша в скорости

$$\eta = G_{\text{гр}} 2h / Ph = 2G_{\text{гр}} / P.$$

Учитывая, что

$$\eta = 2G_{\text{гр}} / (G_{\text{гр}} + S_2),$$

получаем

$$P = S_1 + S_2 = G_{\text{гр}} + S_2,$$

откуда

$$S_2 = G_{\text{гр}} (2 - \eta) / \eta.$$

Следовательно,  $P = G_{\text{гр}} + G_{\text{гр}} (2 - \eta) / \eta = 2G_{\text{гр}} / \eta$ . Таким образом, для подъема груза весом  $G_{\text{гр}}$  к подвижному блоку следует приложить усилие  $P$ , более чем в 2 раза превышающее  $G_{\text{гр}}$ .

**Силовые полиспасты.** Наибольшее применение в грузоподъемных машинах находят одинарные (рис. 5.3) и сдвоенные (рис. 5.4) силовые полиспасты. В схемах, представленных на рис. 5.3, один конец каната закреплен на барабане, другой — на неподвижной части конструкции крана или в крюковой подвеске, барабан имеет нарезку в одну сторону. Такие полиспасты называют одинарными.

В схемах, представленных на рис. 5.4, оба конца каната закреплены на барабане; барабан имеет нарезку в правую и левую стороны.

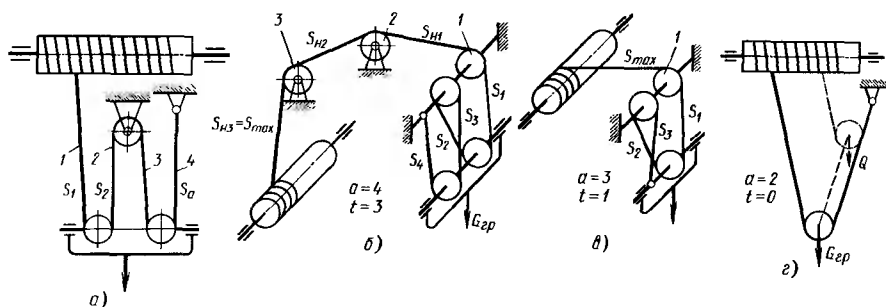


Рис. 5.3. Схемы одинарных полиспастов

Такие полиспасты принято называть *сдвоенными*. Их можно рассматривать как два одинарных полиспаста.

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).

Рассмотрим для *одинарных полиспастов* определение скорости ветви каната, набегающей на барабан (рис. 5.3, а). Зададимся скоростью подъема груза  $v_{гр}$ . Скорость каната в ветви 4 равна нулю. Скорость каната при переходе через каждый подвижный блок увеличивается на  $2v_{гр}$ , тогда скорость в ветви 1 будет  $4v_{гр}$ .

Отношение скорости в ветви каната, набегающей на барабан, к скорости подъема груза называют *кратностью полиспаста*. Ее обозначают буквой «а» на рис. 5.3, а, б  $a = 4$ . Для сдвоенного полиспаста (рис. 5.4, а) скорость в ветви 2 равна нулю, в ветви 1 после подвижного блока  $2v_{гр}$ . Для сдвоенных полиспастов также соответствует принятое определение кратности полиспаста; в схеме на рис. 5.4, а  $a = 2$ .

Для определения максимального натяжения  $S_{max}$  каната при подъеме груза рассмотрим схему на рис. 5.3, а. Сила тяжести поднимаемого груза  $G_{гр}$  приложена к крюку. В состоянии покоя натяжение во всех ветвях каната одинаково

$$S_1 = S_2 = \dots = S_a = G_{гр}/a.$$

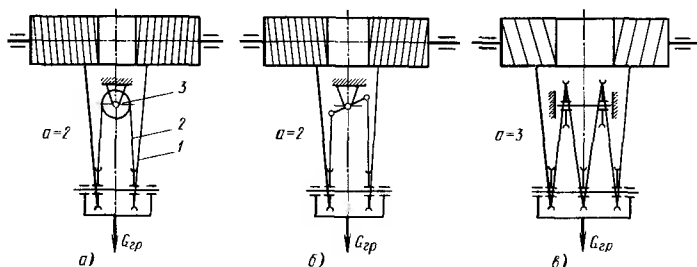


Рис. 5.4. Схемы сдвоенных полиспастов

При подъеме груза натяжение каждой ветви каната вследствие имеющихся в системе сопротивлений различно и максимальное значение натяжения  $S_1 = S_{\max}$  будет в ветви каната, набегавшей на барабан, а минимальное в последней ветви  $S_a = S_{\min}$ . Натяжение в каждой ветви полиспаста

$$S_1 = S_{\max}; S_2 = S_1 \eta = S_{\max} \eta; \dots S_a = S_{a-1} \eta = S_{\max} \eta^{a-1}.$$

Тогда

$$G_{\text{rn}} = S_1 + S_2 + \dots + S_a = S_{\text{max}} (1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{a-1}).$$

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

$$G_{rp} = S_{\max} \frac{1 - \eta^a}{1 - \eta}.$$

## Откуда

$$S_{\max} = G_{rp} \frac{1 - \eta}{1 - \eta^a}. \quad (5.1)$$

### Коэффициент полезного действия полиспаста

$$\eta_0 = G_{\text{гн}} h / S_{\text{max}} a h,$$

где  $G_{гр}h$  — полезная работа;  $S_{max}ah$  — затраченная работа.

Подставляя в эту формулу значения  $S_{\max}$ , получим

$$\eta_{\text{II}} = \frac{1 - \eta^a}{a(1 - \eta)}. \quad (5.2)$$

Таким образом, максимальное натяжение ветви каната при подъеме груза

$$S_{\max} = G_{\text{FD}}/a\eta_{\text{D}}. \quad (5.3)$$

При опускании груза распределение натяжений в ветвях полиспафта изменяется. Минимальное натяжение  $S_1 = S_{\min}$  возникнет в ветви каната, сбегающей с барабана, а максимальное — в последней ветви  $S_a = S_{\max} = G_{rp}/(a\eta_n)$ . Это значение используют при расчете узла крепления конца каната.

В схеме 5.3, б между барабаном и полиспастом расположены направляющие блоки 1, 2, 3. Натяжение  $S_1$  определяют аналогично рассмотренной выше схеме. Натяжение в набегающей ветви каната на барабан  $S_{нз} = S_{\max}$  будет больше натяжения  $S_1$  на значение сопротивлений в направляющих блоках:

$$S_{H1} = S_1/\eta; S_{H2} = S_{H1}/\eta = S_1/\eta^2; S_{\max} = S_1/\eta^3;$$

В общем случае

$$S_{\max} = S_1/\eta',$$

где  $t$  — число направляющих блоков.

Учитывая эту формулу, имеем

$$S_{\max} = G_{rp} \cdot \frac{1 - \eta}{(1 - \eta^a) \eta^t}. \quad (5.4)$$

Недостатком схем одинарных полиспастов (рис. 5.3) является нежелательное изменение нагрузки, действующей на опоры барабана при подъеме или опускании груза.

В схеме полиспаста, представленной на рис. 5.3, *г*, груз при опускании и подъеме перемещается не по вертикали, а по наклонной траектории (показано штриховой линией). В одинарных полиспастах с нечетной кратностью полиспаста (рис. 5.3, *в*) имеется большее стремление к кручению крюковой подвески, чем в полиспастах с четной кратностью.

**Сдвоенные полиспасты** имеют широкое применение в механизмах подъема многих кранов — мостовых, консольных, козловых и других, где постоянство давлений на опоры барабана во время подъема или спуска груза важно для обеспечения равномерной загрузки металлоконструкции моста под обоими рельсами.

Сдвоенный полиспаст (рис. 5.4, *а*) имеет верхний блок 3, называемый уравнильным. Он предназначен для выравнивания длины ветвей каната при неравномерном их вытягивании. Уравнильный блок может быть заменен рычагом (рис. 5.4, *б*). При этом вместо одного каната устанавливают два, что особенно выгодно в механизмах с большой кратностью полиспаста, для которых требуются канаты большой длины. При четной кратности (рис. 5.4, *а*) уравнильный блок 3 расположен на неподвижной оси, при нечетной кратности — на подвижной оси крюковой подвески (рис. 5.4, *в*).

Натяжение  $S_{\max}$  для сдвоенного полиспаста определяют аналогично расчету одинарного полиспаста, причем считают, что на каждый полиспаст действует  $G_{\text{гр}}/2$ :

$$S_{\max} = \frac{G_{\text{гр}}(1 - \eta)}{2(1 - \eta^a)}. \quad (5.5)$$

**Пример.** Рассмотрим схемы сдвоенных полиспастов на примере расчета механизма подъема груза мостового крана общего назначения грузоподъемностью  $Q = 12,5$  т, высотой подъема груза  $H = 12$  м, скоростью подъема груза  $v_{\text{гр}} = 8$  м/мин, группы режима работы 4М; принята схема сдвоенного полиспаста с различной кратностью  $a = 2, 3$  и 5. При расчете получены следующие данные:

Кратность . . . . .	2	3	5
Расчетные данные:			
максимальное усилие каната $S_{\max}$ , Н . . .	30 966	20 854	12 760
диаметр каната $d$ , мм . . . . .	18	15	12
диаметр барабана $D_{\text{б}}$ , мм . . . . .	450	375	300
частота вращения барабана $n$ , об/мин . . .	11,32	20,38	42,46
частота вращения электродвигателя, об/мин	950	950	950
передаточное число редуктора $u$ . . . . .	83,92	46,61	22,30
длина барабана $L$ , мм . . . . .	1 060	1 392	2 159

Из расчетных данных видно, что с уменьшением кратности полиспаста увеличивается передаточное число редуктора, а с увеличением кратности возрастает длина барабана. В рассмотренном примере целесообразно отказаться от применения полиспаста с  $a = 2$ , так как при этой кратности получено высокое значение передаточного отношения, которое не соответствует нормативным данным. Схема полиспаста с  $a = 5$  также не пригодна вследствие получения большой длины барабана.



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, эксцентриковые 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.

Некоторые специальные грузозахватные устройства являются постоянным оборудованием крана, однако для более широкого использования крана специальные грузозахватные устройства подвешивают на крюк.

Из большого многообразия грузозахватных устройств рассмотрим только грузовые крюки и петли, клещевые симметричные и несимметричные захваты, эксцентриковые захваты и грейферы.

### **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. Однако изготовление крюков литьем не нашло широкого распространения, вследствие возможного появления раковин, трещин, шлаковых и других включений, которые могут явиться причиной их поломки.

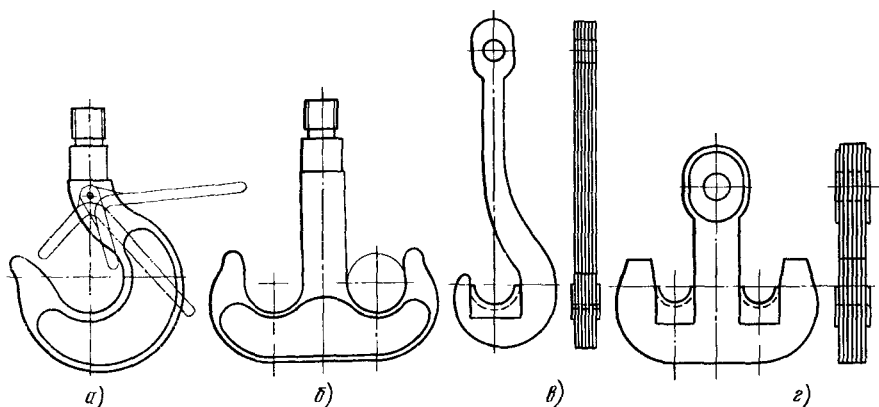


Рис. 6.1. Основные типы грузовых крюков:

*а* — однорогий с замком; *б* — двурогий; *в* — однорогий пластинчатый; *г* — двурогий пластинчатый

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.

Допускается применение крюков без предохранительных замков в портальных кранах, кранах, транспортирующих расплавленный металл или жидкий шлак, а также при использовании гибких грузозахватных приспособлений. Кованые 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.

Кованые (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.

Пластинчатые крюки (ГОСТ 6619—75) изготовляют следующих типов: 1 — однорогие (рис. 6.1, *в*) грузоподъемностью 40—315 т для литейных кранов; 2 — 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 пенькового каната или свар-

ной цепи. При выборе стандартизованного крюка по грузоподъемности не требуется расчет его прочности.

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 приблизительно определить размеры сечений крюка без учета кривизны, компенсируя допущенную неточность уменьшением допускаемых напряжений, а затем произвести уточненный поверочный расчет на прочность с учетом кривизны.

При проведении приближенного расчета для определения напряжений в произвольном сечении крюка (например, в сечении  $A-A$  (рис. 6.2, а) в центре тяжести этого сечения прикладывают две противоположно направленные силы, равные и параллельные заданной силе  $G$ . Полученная система сил состоит из пары сил в сечении  $A-A$ , создающих изгибаю-

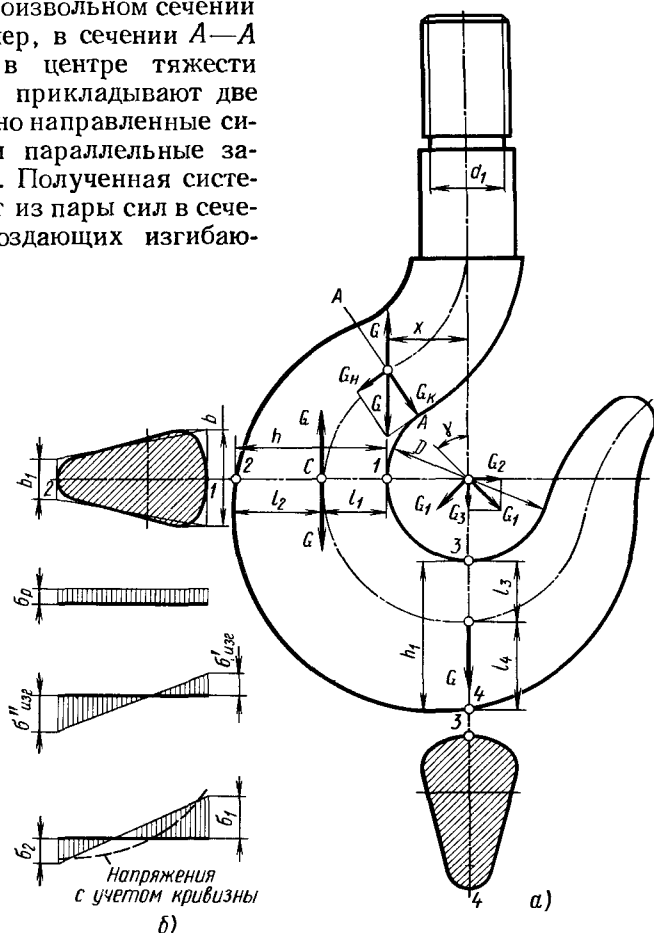


Рис. 6.2. Расчетная схема одного крюка:  
а — схема нагружения; б — сечение 1—2 и эпюры напряжений

щий момент  $M_{изг} = Gx$  (здесь  $x$  — плечо пары сил), и силы  $G$ , которая, будучи разложенной на два взаимно перпендикулярных направления, дает нормальную силу  $G_n$  и касательную силу  $G_{\tau}$ .

Наиболее опасным сечением крюка является сечение 1—2 (рис. 6.2, а), так как для этого сечения плечо  $x$  является наибольшим и, следовательно, изгибающий момент также является максимальным:

$$M_{изг} = G \left( \frac{D}{2} + l_1 \right).$$

Для сечения 1—2  $G_n = G$ , а  $G_{\tau} = 0$ , следовательно, в сечении возникают напряжения растяжения и изгиба.

При приближенном расчете без учета радиуса кривизны наибольшие суммарные напряжения в крайних точках 1 и 2 сечения (рис. 6.2, б):

$$\sigma_1 = \sigma'_{изг} + \sigma_p = \frac{M_{изг}}{W_1} + \frac{G}{F} = \frac{G \left( \frac{D}{2} + l_1 \right)}{W_1} + \frac{G}{F};$$

$$\sigma_2 = \sigma''_{изг} - \sigma_p = \frac{M_{изг}}{W_2} - \frac{G}{F} = \frac{G \left( \frac{D}{2} + l_1 \right)}{W_2} - \frac{G}{F},$$

где  $\sigma'_{изг}$  и  $\sigma''_{изг}$  — напряжения изгиба соответственно в точках 1 и 2 от действующего момента  $M_{изг}$ ;  $\sigma_p$  — напряжение растяжения от силы  $G$ ;  $W_1 = J/l_1$ ,  $W_2 = J/l_2$  — моменты сопротивления сечения при изгибе, соответствующие точкам 1 и 2;  $J$  — момент инерции сечения 1—2 крюка;  $F$  — площадь рассматриваемого сечения.

Для лучшего использования механических свойств материала форму сечения крюка следует подбирать такой, чтобы суммарные напряжения в точках 1 и 2 были одинаковыми по абсолютному значению. Симметричное сечение крюка не может удовлетворить этому требованию, так как в этом случае  $\sigma_1$  всегда будет больше  $\sigma_2$ , следовательно, они могут быть равны, если подобрать соответствующие значения  $W_1$  и  $W_2$ . Такие напряжения имеют место в крюке с сечением в виде трапеции с скругленными углами.

На рис. 6.2, б изображено трапецевидное сечение крюка и эпюры напряжений в сечении 1—2. В большинстве случаев геометрические соотношения размеров сечения крюков принимают  $h \approx D$ ;  $b \approx 3b_1$ .

При принятых геометрических параметрах расчетные напряжения  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$  превышают напряжение растяжения  $G_p$  в 6 раз, т. е. напряжение изгиба  $\sigma_{изг} = 5G/F = 5\sigma_p$ .

Напряжения в сечениях изогнутой части крюка с учетом кривизны определяют по формуле

$$\sigma_y = \sigma_p + \sigma_{изг} = \frac{G}{F} + \frac{M_{изг}}{Fr} + \frac{M_{изг}}{Frk} \frac{y}{r+y},$$

где  $r$  — радиус кривизны линии центров тяжести сечений крюка рассматриваемого сечения;  $y$  — расстояние рассматриваемой точки сечения от оси, проходящей через центр тяжести сечения; координата  $y$  считается положительной для волокон,

если они расположены во внешнюю сторону от центра тяжести, и отрицательной — для волокон, расположенных в сторону зева от центра тяжести сечения;  $k$  — расчетный коэффициент, зависящий от формы сечения и кривизны крюка:

$$k = -\frac{1}{F} \int_{y=-l_1}^{y=l_2} \frac{y}{r+y} dF.$$

Если сечения крюка представляют собой правильную геометрическую форму (прямоугольник, трапецию, круг, эллипс и т. д.), то соответствующее значение коэффициента  $k$  можно определить путем аналитического интегрирования. При более сложной форме сечения крюка для получения значений коэффициента  $k$  используют графоаналитический способ.

Изгибающий момент  $M_{изг}$ , действующий в сечении, принимается положительным, если он стремится увеличить кривизну, и отрицательным — если он стремится уменьшить кривизну.

Вычисление напряжений в сечениях криволинейной части крюка можно значительно упростить при расчете стандартных или аналогичных им крюков, где центр зева крюка практически совпадает с центром кривизны центральной оси сечений крюка. Вследствие этого радиус кривизны  $r$  центральной оси сечения 1—2

$$r \approx D/2 + l_1.$$

Наибольшие по абсолютному значению напряжения будут в точках 1 и 2 сечения. Их определяют по формуле (6.1), подставляя в нее значения величин  $r$  и  $y$ :

при  $y = -l_1$

$$\sigma_1 = -\frac{G}{Fk} \frac{y}{r+y} = -\frac{G}{Fk} \frac{-l_1}{r-l_1} = +\frac{G}{Fk} \frac{l_1}{D/2};$$

при  $y = +l_2$

$$\sigma_2 = -\frac{G}{Fk} \frac{y}{r+y} = -\frac{G}{Fk} \frac{l_2}{r+l_2} = -\frac{G}{Fk} \frac{l_2}{D/2+l_2}.$$

Для крюков с общепринятым соотношением геометрических параметров  $l_1 \approx 0,42h$ ;  $l_2 \approx 0,58h$ ;  $D \approx h$ ;  $k \approx 0,1$  напряжения соответственно в точках 1 и 2

$$\sigma_1 \approx 8,4G/F; \quad \sigma_2 \approx -3,9G/F.$$

Если сопоставить эти напряжения с напряжениями в этих же точках, но рассчитанных без учета кривизны  $|\sigma_1| = |\sigma_2| \approx 6G/F$ , то получим в точке 1 увеличенные на 40 % напряжения, а в точке 2 уменьшенные на 35 %, что указывает на необходимость учета кривизны при расчете крюка.

Эпюра результирующих напряжений  $\sigma$ , вычисленных по формуле (6.1), показана на рис. 6.2, б пунктирной линией.

Кроме определения напряжений в горизонтальном сечении, следует также рассчитать напряжения в вертикальном сечении 3—4 (рис. 6.2, а). При подвеске груза на одном чалочном канате сила,

действующая на крюк в сечении 3—4 площадью  $F_1$ , вызывает напряжение среза

$$\tau_{\text{ср}} = G/F_1.$$

Однако этот случай нагружения не является расчетным, так как в сечении крюка возникают более значительные напряжения при подвеске груза на двух наклонных стропях, расположенных под углом к вертикали. В этом случае на крюк со стороны каждого стропы действуют силы

$$G_1 = G/(2 \cos \gamma).$$

В этой формуле угол наклона стропы  $\gamma$  принимают равным  $45^\circ$ . Разложим силу  $G_1$  на горизонтальную  $G_2$  и вертикальную  $G_3$  составляющие:

$$G_2 = G_1 \sin \gamma = \frac{G}{2} \operatorname{tg} \gamma;$$

$$G_3 = G_1 \cos \gamma = \frac{G}{2}.$$

Составляющая сила  $G_3$  вызывает напряжение среза

$$\tau_{\text{ср}} = G_3/F_1.$$

Напряжения в сечении от силы  $G_2$  можно определить аналогично определению напряжений в сечении 1—2 — приведением действующей нагрузки к силе  $G_2$  и изгибающему моменту:

$$M_{\text{изг}} = -G_2 \left( \frac{D}{2} + l_3 \right).$$

Напряжения в точках сечения с учетом кривизны крюка можно определить по уравнению, аналогичному уравнению (6.1):

$$\sigma_y = \frac{G_2}{F_1} + \frac{M_{\text{изг}}}{F_1 r} + \frac{M_{\text{изг}}}{F_1 r k_1} \frac{y}{r + y}.$$

Наибольшие напряжения в крайних точках 3 и 4 определяют аналогично напряжениям в сечении 1—2:

$$\sigma_3 = \frac{G_2}{F_1 k_1} \frac{l_3}{D/2}; \quad \sigma_4 = -\frac{G_2}{F_1 k_1} \frac{l_4}{D/2 + h_1}.$$

Наибольшее приведенное напряжение в точке 3

$$\sigma'_3 = \sqrt{\sigma_3^2 + 3\tau_{\text{ср}}^2}.$$

Кроме изогнутой части крюка, необходимо проверить напряжения в хвостовике, работающем на растяжение.

Напряжения в нарезанной части хвостовика

$$\sigma_p = \frac{4G}{\pi d_1^2} \leq [\sigma],$$

где  $d_1$  — внутренний диаметр резьбы хвостовника.

Допускаемые нормальные напряжения в крюках для механизмов с машинным приводом принимают не более 145 МПа, а для механизмов с ручным приводом 160 МПа.

Для хвостовика крюков вследствие наличия возможного изгиба, вызываемого раскачиванием груза и сопротивлением блоков — при загрязнении подшипников, напряжения допускают 30—70 МПа.

При этом на допускаемые напряжения кранов большой грузоподъемности концентраторы напряжений (резьба, заточки и др.) влияют меньше.

На кранах большой грузоподъемности, а также для подъема длинномерных грузов часто применяют двурогие крюки (рис. 6.3). При расчете двурогих крюков на расчетную нагрузку при симметричном их нагружении (рис. 6.3, а) принимают усилие  $G_1$  от веса груза  $G$ , передаваемое через строп на рог крюка,

$$G_1 = cG/(2 \cos \gamma),$$

где  $c = 1,2$  — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между обоими рогами крюка.

Сечение 1—2 (рис. 6.3, а) рассчитывают на усилия  $G_2$  и  $G_3$ , а сечение 3—4 — на усилия  $G_4$  и  $G_5$  аналогично расчету одного рог крюка.

Стержень крюка при симметричном нагружении обоих рогов воспринимает только растягивающие усилия. Однако в практике при транспортировании небольших грузов иногда подвешивают груз на один рог (рис. 6.3, б). Для этого случая расчетное усилие принимают равным  $G/2$ . Расчетным сечением стержня является сечение 5—6, имеющее площадь  $F$ . Разложим усилие  $G/2$  на составляющие:

$$G_6 = G/2 \cos \beta; \quad G_7 = G/2 \sin \beta,$$

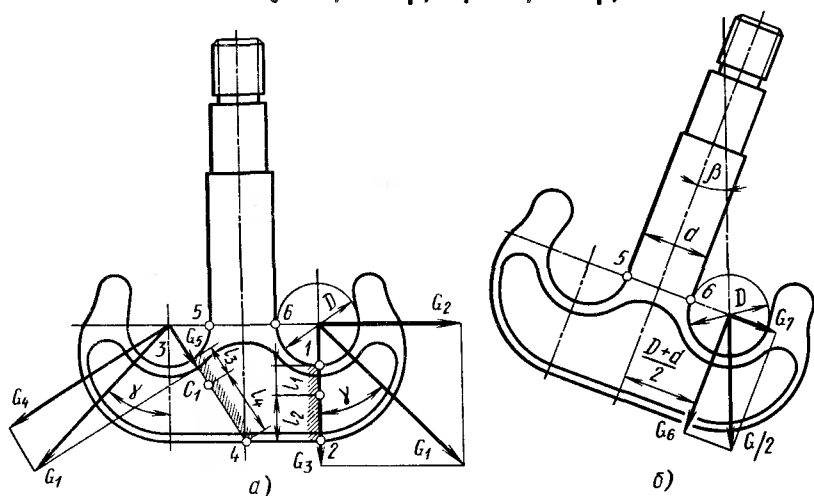


Рис. 6.3. Расчетные схемы двурогого крюка:

а — при симметричной нагрузке; б — при односторонней нагрузке

где  $\beta$  — угол наклона крюка, определяемый графически, для этого на одной вертикали располагают центр окружности нагруженного зева крюка и центр поворота крюковой обоймы (точка пересечения осей блоков и хвостовика).

Эти усилия вызывают напряжения растяжения и среза

$$\sigma_p = G_6/F; \quad \tau_{cp} = G_7/F.$$

Кроме этих напряжений, в сечении 5—6 действует изгибающий момент

$$M_{изг} = -G_6 \frac{D+d}{2},$$

вызывающий напряжения изгиба

$$\sigma_{изг} = M_{изг}/W_{5,6},$$

где  $W_{5,6}$  — момент сопротивления изгибу сечения 5—6.

Для этого сечения приведенное наибольшее напряжение

$$\sigma_{пр} \approx \sqrt{(\sigma_p + \sigma_{изг})^2 + 3\tau_{cp}^2}.$$

**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 груза стропы приходится пропускать в отверстие петли.

Грузовые петли выполняют цельноковаными (рис. 6.4, а) или составными (рис. 6.4, 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.

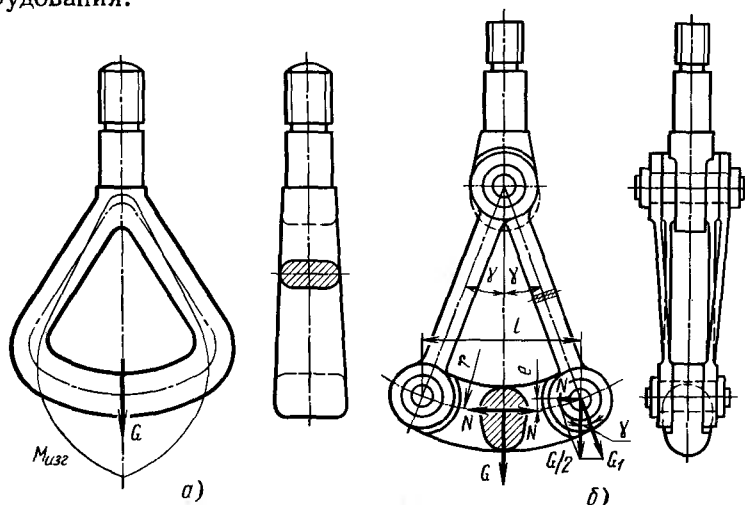


Рис. 6.4. Грузовые петли:

а — цельнокованая; б — составная



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:

$$G_1 = G/(2 \cos \gamma).$$

Поперечина петли изгибается моментом, который в среднем расчетном сечении будет

$$M_{изг} = Gl/4 + Ne,$$

где  $N = G \operatorname{tg} \gamma/2$  — горизонтальная составляющая в шарнире поперечины;  $e$  — плечо силы  $N$  относительно центра тяжести расчетного сечения поперечины.

Напряжение в среднем сечении поперечины с учетом кривизны

$$\sigma_y = -\frac{N}{F} + \frac{M_{изг}}{Fr} + \frac{M_{изг}}{Frk} \frac{y}{r+y}.$$

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

Цельнокованая 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.** 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. 6.5, 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. 6.5, в). Нижняя горизонтальная

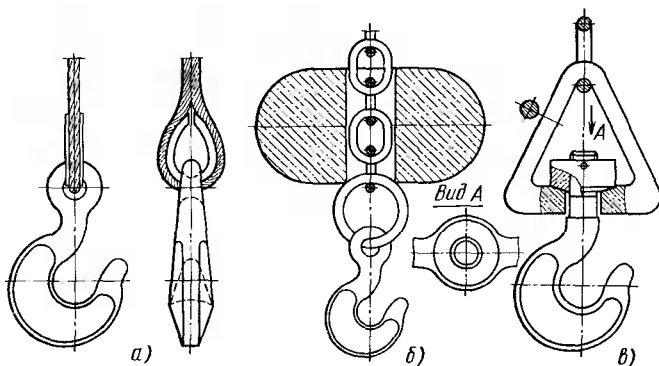


Рис. 6.5. Крюковые подвески для одной ветви каната

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.

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. 6.6, а, б) и укороченные (рис. 6.6, в).

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 1 с гайкой 5 на хвостовике с помощью упорного шарикоподшипника 4 со сферическими шайбами 2 опирается на траверсу 3, которая шарнирно закреплена в отверстиях серег 6 и защитных щитках 7. В верхней части серег и щитков имеются отверстия, в которых неподвижно закреплена ось 8 с опирающимися на нее посредством подшипников 9 блоками 10. Шарнирное крепление траверсы 3 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 7 размещен согнутый из листовой стали кожух 14, который предназначен для предотвращения выпадания ослабленного каната из ручья блока. Зазор  $h$  между кожухом и наружным диаметром блока составляет 0,15—0,3 диаметра каната.

Кожухи на рис. 6.6, б, в выполнены другой конфигурации в соответствии с конструкцией крюковой обоймы.

Крепление траверсы в серьгах осуществляется с помощью осе-держателей (см. рис. 6.6, а, б), входящих в кольцевые проточки на цапфах траверсы. При нечетной кратности сдвоенного полиспаста крюковые подвески на оси блоков имеют уравнительный блок *Е* (см. рис. 6.6, б). Крюковые подвески без уравнительного блока могут быть использованы при простых и сдвоенных полиспастах. Например, крюковую подвеску (см. рис. 6.6, а) можно применять при четырехкратном или сдвоенном двукратном полиспасте, а подвеску (см. рис. 6.6, б) — только при сдвоенном пятикратном полиспасте.

Кожух 14 либо закреплен с помощью болтов 13, огибая их своими концевыми частями (см. рис. 6.6, а) и выполняя при этом функции распорной втулки, необходимой для соединения щитков между собой, либо приварен к щитку (см. рис. 6.6, б). Расстояние между щитками определяется при одном блоке в подвеске из условия размещения гайки 5 грузового крюка с упорным подшипником 4, 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 торцевой части ступиц между блоками предусмотрены специальные кольца 11, а со стороны свободного торца — шайба 12. Кольца 11 и шайба 12 удерживают смазку в полости подшипников блоков.

Для предотвращения отвинчивания гайку 5 фиксируют торцевой планкой 15 (см. рис. 6.6, а), которую закрепляют в пазах на торцах гайки и хвостовика крюка. Стопорение гайки посредством штифтов, шплинтов и стопорного болта не допускается.

Траверсу 3 крюковой подвески, рассчитываемую на напряжения изгиба от момента  $M_{изг}$  в среднем сечении с учетом отверстия для грузового крюка в вертикальной плоскости, рассматривают как двухопорную балку с сосредоточенной нагрузкой в середине, хотя в действительности нагрузка со стороны крюка распределена по опорной поверхности подшипника (рис. 6.6, б):

$$M_{изг} = Gl_1/4,$$

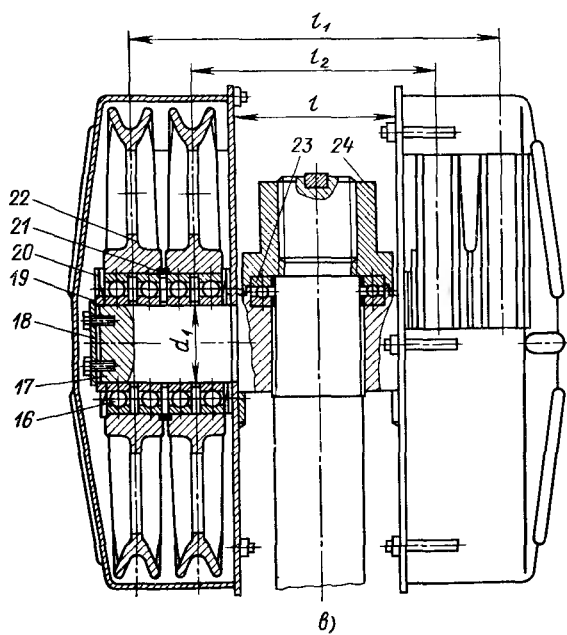
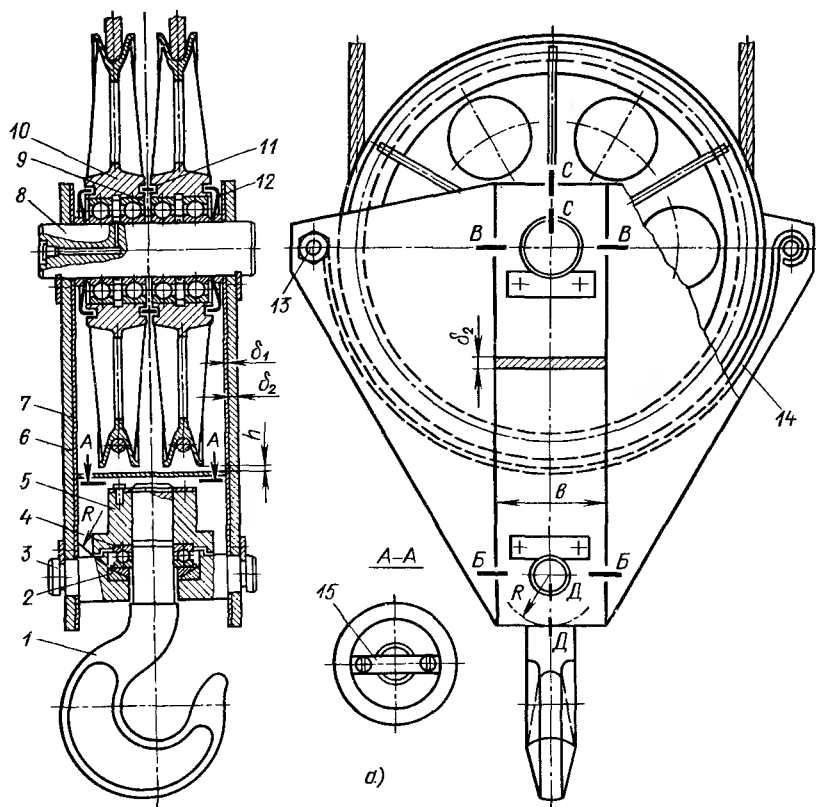
где  $G$  — номинальный вес поднимаемого груза и вес съемных грузозахватных приспособлений;  $l_1$  — расстояние между серединами серег.

Напряжения в среднем сечении траверсы

$$\sigma'_{изг} = M_{изг}/W_1 \leq [\sigma],$$

где  $W_1$  — момент сопротивления изгибу сечения траверсы относительно горизонтальной оси.

Допускаемое напряжение  $[\sigma]$  для сталей Ст4, 20, 40, из которых изготовлена траверса, составляет 70—80 МПа.



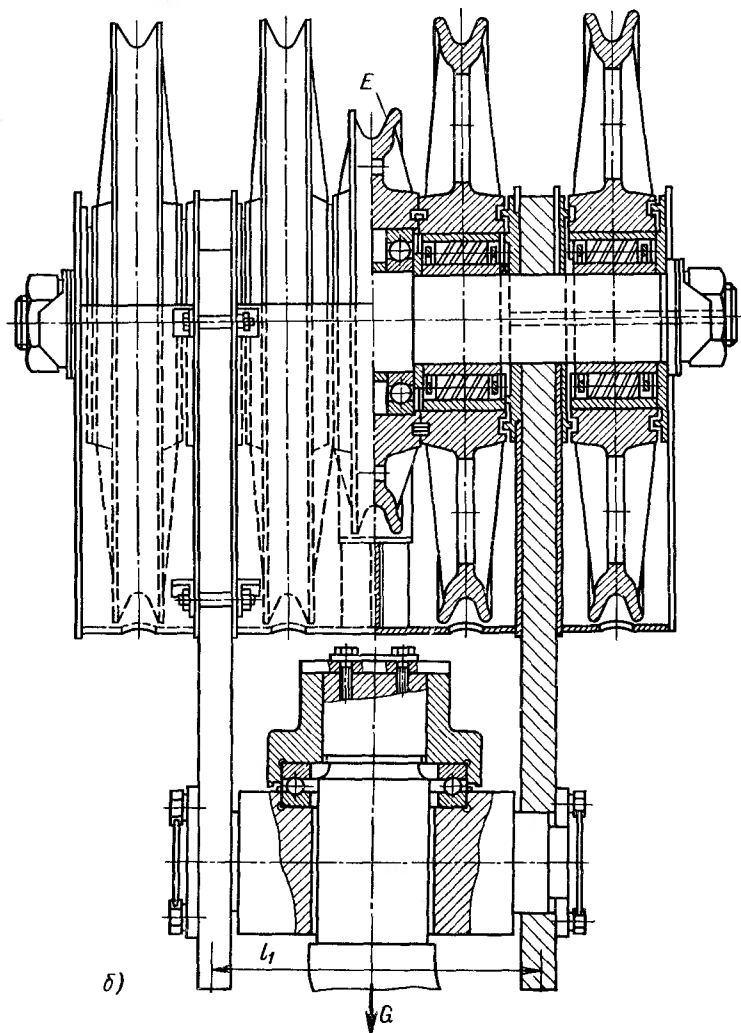


Рис. 6.6. Крюковые подвески:  
а и б — нормальные; в — укороченные

Цапфы траверсы, имеющие диаметр  $d_{\text{цп}}$ , рассчитывают также на напряжения изгиба. При этом изгибающий момент в основании цапфы

$$M'_{\text{изг}} = \frac{G}{2} \left( \delta_1 + \frac{\delta_2}{2} \right),$$

где  $\delta_1$  — толщина щитка;  $\delta_2$  — толщина серьги.

Напряжение изгиба в сечении основания цапфы

$$\sigma''_{\text{изг}} = M'_{\text{изг}} / (0,1 d_1^3).$$

Кроме этого, цапфы траверсы проверяют по давлению в зоне контактирования с серьгой

$$p = G/(2d_1\delta_2) < [p],$$

где  $[p]$  — допускаемое давление, принимаемое не более 30—35 МПа из условия обеспечения свободного поворота траверсы.

Серьгу рассчитывают на напряжения растяжения в зоне отверстий под цапфу (сечение  $B-B$ , рис. 6.6, *а*) и ось блоков (сечение  $B-B$ ) при нагрузке  $G/2$ . Кроме этого, проверяют напряжения в сечениях  $C-C$  и  $D-D$  по формуле Ляме

$$\sigma'' = p \frac{2R^2}{R^2 - (d_1/2)^2},$$

где  $p$  — среднее давление цапфы траверсы или оси блоков на поверхность отверстий серьги;  $R$  — наружный радиус проушины (при прямоугольных контурах принимаемый равным радиусу вписанной окружности (см. рис. 6.6, *а*);  $d_2$  — диаметр оси блоков или цапфы траверсы.

Для обеспечения одинаковой прочности рассчитываемых сечений серьги принимают следующие соотношения ее размеров:  $R \approx (0,60 \dots 0,65) b$ ;  $b \approx (1,8 \dots 2,0) d_1$ .

Ось блоков выполнена из стали Ст5, Ст6, 40, 45. При расчете на напряжения изгиба их рассматривают как двухопорную балку с сосредоточенными нагрузками в середине ступиц блоков при расстоянии между опорами  $l_1$  (см. рис. 6.6, *б*) между серединами серег, и допускаемом напряжении 120—140 МПа.

В укороченной крюковой подвеске (см. рис. 6.6, *в*) грузовой крюк 15 с помощью гайки 24 и упорного подшипника 23 опирается на траверсу 17. На цапфах траверсы 17 закреплены блоки 22 с подшипниками 16. Внутренние кольца подшипников качения блоков вместе с распорными втулками 19 и щитком 20 затягиваются на цапфе траверсы специальной шайбой 18. Между блоками предусмотрены уплотнительные кольца 21.

Изгибающий момент  $M_{изг}$  в среднем сечении траверсы для сдвоенного четырехкратного полиспаста (см. рис. 6.6, *в*)

$$M_{изг} = \frac{G}{4} \left( \frac{l_1}{2} + \frac{l_2}{2} \right);$$

напряжение в этом сечении

$$\sigma_{изг} = M_{изг}/W < [\sigma_{изг}],$$

где  $W$  — момент сопротивления изгибу среднего сечения траверсы, ослабленного концентратором напряжения — отверстием под хвостовик крюка, относительно горизонтальной оси.

Основание цапфы траверсы рассчитывают на напряжения изгиба от момента

$$M'_{изг} = \frac{G}{4} \left( \frac{l_1}{2} + \frac{l_2}{2} - l \right).$$

Напряжение изгиба

$$\sigma'_{изг} = M'_{изг}/(0,1d_1^3),$$

где  $d_1$  — диаметр цапфы.

## 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. Клещевые захваты для некоторых штучных грузов приведены на рис. 6.7. 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 1,25—1,5.

**Клещевые симметричные захваты.** Схема симметричного клещевого захвата показана на рис. 6.8, а. Внешними нагрузками, учитываемыми при расчете клещевого захвата, являются силы тяжести поднимаемого груза  $G_{гр}$ , рычагов захвата с башмаками  $G_1$  и тяг захвата  $G_2$ .

Поскольку поднимаемый груз удерживается в захвате силами трения между двумя рабочими поверхностями клещей и боковыми поверхностями груза, для создания сил трения, равных весу груза  $G_{гр}$ , при коэффициенте трения скольжения  $f$  между грузом и клещами необходимо обеспечить нажатие рычагов на груз с силой  $F_0 = G_{гр}/2f$ . Для повышения надежности удерживания груза сила  $F$

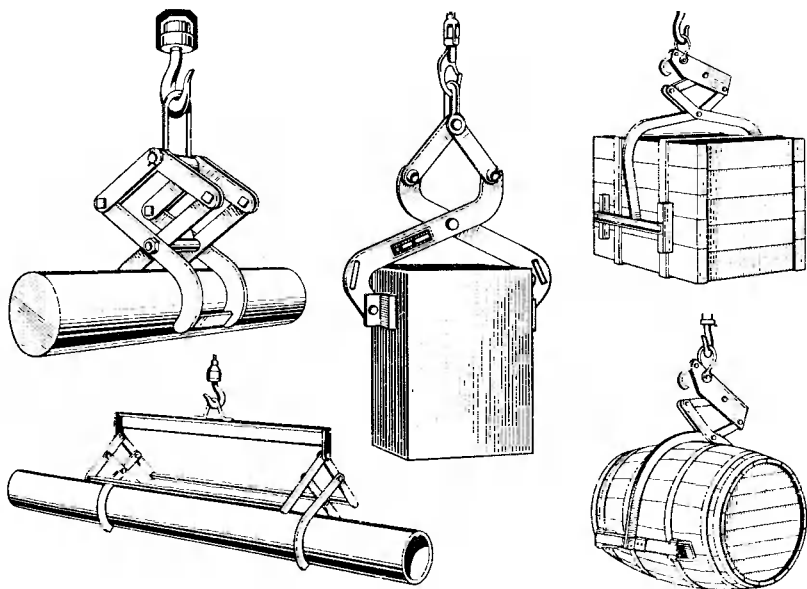


Рис. 6.7. Клещевые захваты

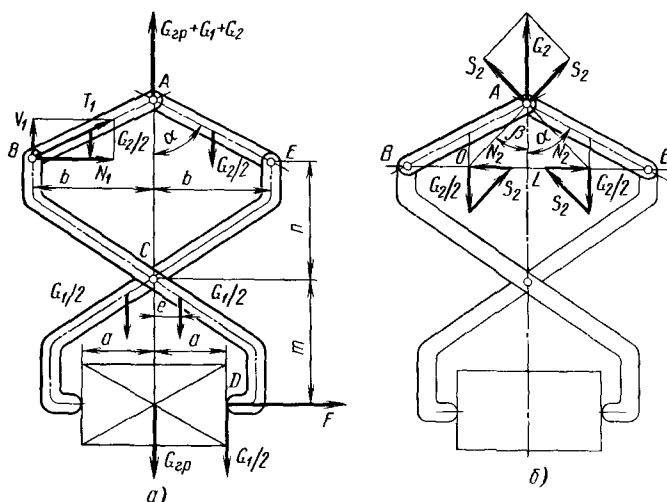


Рис. 6.8. Расчетные схемы клещевого захвата

нажатия рычага на груз должна быть увеличена в соответствии с коэффициентом  $k$  ( $k = 1,25 \dots 1,5$ ) надежности удерживания груза:

$$F = kG_{rp}/(2f).$$

Для более простой оценки влияния различных параметров системы воспользуемся принципом независимости действия сил.

В точке  $A$  без учета веса тяг будет действовать вертикальная сила  $G_{rp} + G_1$  от веса груза и рычагов при условии  $\sum y = 0$ . Разложив эту силу по двум направлениям тяг  $AB$  и  $AE$ , получим силы  $T_1$  растяжения в тягах

$$T_1 = (G_{rp} + G_1)/(2 \cos \alpha).$$

Для удобства расчетов силу  $T_1$ , действующую в точке  $B$ , разложим на вертикальную  $V_1$  и горизонтальную  $N_1$  составляющие:

$$V_1 = (G_{rp} + G_1)/2; \quad N_1 = [(G_{rp} + G_1) \tan \alpha]/2.$$

Усилия в захвате от веса  $G_2/2$  тяг  $AB$  и  $AE$  следует рассчитывать в соответствии с расчетной схемой (рис. 6.8, б). Из условий равновесия клещей усилия в точках  $B$  и  $E$  могут быть направлены только по линии  $BE$ . Получив точку  $O$  пересечения действующих на тягу сил, определим реакции  $N_2$  в точках  $B$  и  $E$  и  $S_2$  в точке  $A$ . Из треугольников  $ABL$  и  $AOL$  следует:  $\tan \beta = (\tan \alpha)/2$ .

Усилия

$$N_2 = (G_2 \tan \beta)/2 = (G_2 \tan \alpha)/4; \quad S_2 = G_2/(2 \cos \beta).$$

На шарнир в точке  $A$  будет действовать суммарное дополнительное вертикальное усилие  $G_2$  от реакций  $S_2$ .

На каждый рычаг захвата в верхних шарнирах (точки  $B$  и  $E$ ) действуют суммарные составляющие — горизонтальная  $N = N_1 + N_2$  и вертикальная  $V_1$ .



Для определения силы нажатия  $F$  рычага клещевого захвата на груз рассмотрим равновесие рычага  $BCD$  относительно шарнира  $C$  (рис. 6.8, а):

$$\sum M_C = V_1 b + (N_1 + N_2) n + \frac{G_1}{2} e + \frac{G_{гр}}{2} a - F m = 0. \quad (6.1)$$

Подставив в формулу (6.1) значение  $V_1$ ,  $N_1$ ,  $N_2$  и  $F$ , получим

$$\frac{G_{гр} + G_1}{2} b + \left( \frac{G_{гр} + G_1}{2} + \frac{G_2}{4} \right) n \operatorname{tg} \alpha + \frac{G_1}{2} e + \frac{G_{гр}}{2} a - k \frac{G_{гр}}{2f} m = 0.$$

Из общего числа параметров захвата в качестве регулируемой переменной величины обычно принимают угол  $\alpha$  между тягой и осью симметрии захвата, который определяют по уравнению:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{G_{гр} (km/f - a - b) - G_1 (b + e)}{(G_{гр} + G_1 + G_2/2) n}.$$

Если весом элементов захвата пренебречь, то

$$\operatorname{tg} \alpha = (km/f - a - b)/n.$$

При недостаточно прочной таре (фанерный ящик) целесообразно определить усилие  $F$  нажатия рычага на груз при принятом угле  $\alpha$  с учетом веса элементов захвата

$$F = \frac{G_{гр} (a + b + n \operatorname{tg} \alpha) + G_1 (b + e + n \operatorname{tg} \alpha) + \frac{G_2}{2} n \operatorname{tg} \alpha}{2m}.$$

В центральном шарнире захвата (точка  $C$ ) будет действовать сила  $R$  взаимодействия между рычагами, которую определяют из условия равновесия рычага  $BCD$  ( $\sum x = 0$ ):

$$R = N + F = \frac{G_{гр}}{2} \left[ \frac{a + b + (m + n) \operatorname{tg} \alpha}{m} \right] + \frac{G_1}{2} \left[ \frac{b + e + (m + n) \operatorname{tg} \alpha}{m} \right] + \frac{G_2}{4} \frac{(m + n) \operatorname{tg} \alpha}{m}.$$

Для более равномерного распределения давления со стороны рычагов на боковую поверхность груза на их нижних концах часто шарнирно закрепляют башмаки (рис. 6.9, а).

При подъеме груза на башмак действуют горизонтальная сжимающая сила  $F$  и сила трения  $G_{гр}/2$  между башмаком и грузом, направленная вниз и приложенная к рабочей поверхности башмака.

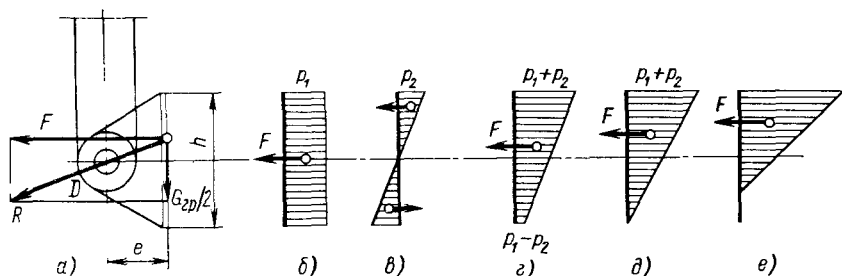


Рис. 6.9. Схема нагрузок на башмак и эпюры давлений на рабочую поверхность

Эпюра давлений на поверхность башмака от сжимающей силы  $F$  изображается прямоугольником (рис. 6.9, б), а давление

$$p_1 = F/(bh),$$

где  $b$  — ширина рабочей поверхности башмака;  $h$  — высота рабочей поверхности башмака.

Сила трения  $G_{rp}/2$  при действии на башмак создает момент  $M = G_{rp}e/2$  относительно шарнира  $D$ , поворачивающий башмак и вызывающий перераспределение давления на его рабочей поверхности. Эпюра давления на рабочей поверхности башмака от действия момента изображена на рис. 6.9, в, при этом наибольшее давление

$$p_2 = M/W = 3G_{rp}e/(bh^2),$$

где  $W$  — момент сопротивления рабочей поверхности башмака.

Суммарная эпюра давлений зависит от соотношения величин  $p_1$  и  $p_2$ : при  $p_1 > p_2$  эпюра будет трапецидальной (рис. 6.9, г); при  $p_1 = p_2$  — треугольной (рис. 6.9, д); при  $p_1 < p_2$  происходит раскрытие стыка (рис. 6.9, е), причем основание треугольной эпюры составляет часть высоты  $h$ . Так как раскрытие стыка допускать нежелательно, должно выполняться условие  $p_1 \geq p_2$ . Для соблюдения этого условия либо увеличивают высоту  $h$  опорной поверхности башмака, либо уменьшают плечо  $e$ . Из суммарных эпюр давлений (рис. 6.9, г, д, е) видно, что по мере относительного увеличения давления  $p_2$  центр тяжести эпюры давлений смещается вверх от горизонтали, проходящей через ось  $D$  шарнира, а следовательно, и равнодействующая силы  $F$  также смещается вверх.

При геометрическом суммировании равнодействующей сил трения  $G_{rp}/2$  и силы  $F$  получим суммарную равнодействующую  $R$ , линия действия которой проходит через ось  $D$  шарнира башмака (см. рис. 6.9, а).

Если перенести равнодействующую силу  $R$  по линии ее действия в центр шарнира и разложить на горизонтальную и вертикальную составляющие, то получим силы, равные  $F$  и  $G_{rp}/2$  и приложенные в центре шарнира.

Таким образом, при расчете клещевых захватов с башмаками следует использовать те же формулы, что и для захватов без башмаков, но силы  $G_{rp}/2$  и  $F$  в расчетной схеме помещать в центре шарнира башмака. За величину  $a/2$  следует принимать расстояние от оси симметрии захвата до оси шарнира башмака.

В производственных условиях часто встречаются универсальные клещевые захваты (рис. 6.10, а), состоящие из клещей 2, траверсы 3, тяг 4 и башмаков 1.

Установкой клещей 2 на траверсе 3 можно регулировать расстояние между башмаками 1, а следовательно, обеспечивать захват грузов различных размеров, однако необходимо иметь в виду, что для надежного удерживания груза тяги 4 должны быть направлены определенным образом. Поэтому расчет клещей на надежное удерживание



быть равна  $G_{гр}/2$  (так как  $R \sin \beta = G_{гр}/2$ ). Если горизонтальная проекция силы  $R$  окажется меньше усилия, равного  $G_{гр}/2f$ , то захват не удерживает груз. Если горизонтальная проекция силы  $R$  оказывается больше усилия  $G_{гр}/2f$ , то коэффициент запаса удерживания груза определяется отношением  $k = R \cos \beta / (G_{гр}/2f)$  [здесь  $\beta$  — угол между силой  $R$  и горизонталью (рис. 6.10, а)]. Силы  $N$  и  $T$  определяют из построения треугольника сил аналогично предыдущему.

**Клещевые несимметричные захваты.** Клещевые несимметричные захваты (рис. 6.11, а) отличаются от симметричных тем, что их верхние тяги расположены несимметрично относительно вертикальной оси симметрии захвата.

Для упрощения проведем определение усилий в элементах захвата без учета веса верхних несимметричных тяг. Реакцией в точке  $A$  будет сила  $S = G_{гр} + G_1$  (здесь  $G_{гр}$  и  $G_1$  — соответственно вес груза и клещей).

Звено  $AE$  представляет собой статически определимую балку с реакцией в точке  $A'$ , известной по направлению. Точкой пересечения всех сил, действующих на эту балку, будет точка  $O$ , лежащая на пересечении направления силы  $S$  и оси тяги  $BA'$ . Следовательно, реакция  $F_E$  в точке  $E$  будет направлена по прямой  $EO$ . Усилия в точках  $B$  и  $E$  определяют из треугольника сил (рис. 6.11, б), полученного путем разложения силы  $S$  по направлениям  $BO$  и  $EO$  или аналитически с учетом угла  $\alpha$ . Усилия в точках  $B$  и  $E$  будут  $S/(2 \cos \alpha)$ . Так как прямые  $BO$  и  $EO$  расположены симметрично относительно вертикальной оси  $CA$  захвата, а усилия в точках  $B$  и  $E$  равны, дальнейший расчет не отличается от расчета симметричного захвата.

**Эксцентрикковые захваты.** В практике подъемно-транспортных операций возможны случаи, когда необходимо поднимать стальные балки или листы в вертикальном положении. Зачаливание таких грузов универсальными чалочными средствами (цепными или тросовыми стропами) вызывает большие трудности. В этих случаях широко применяют эксцентрикковые захваты (рис. 6.12, а), состоящие из скобы, подвешенной на крюк посредством кольца, и эксцентрика, шарнирно закрепленного на скобе. Поднимаемый груз помещается

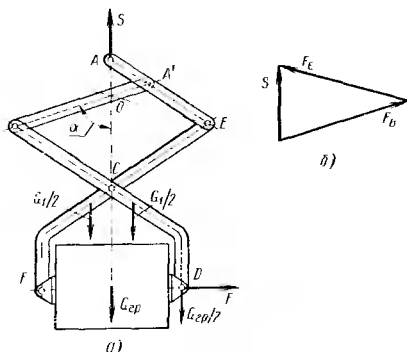


Рис. 6.11. Схема к расчету несимметричного клещевого захвата

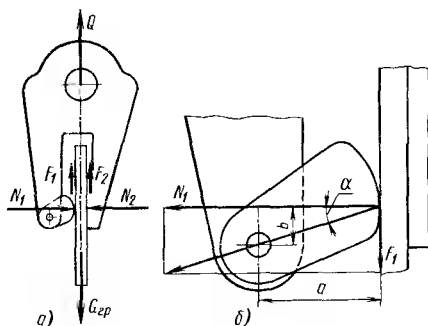


Рис. 6.12. Схема к расчету эксцентриккового захвата

между рабочими поверхностями скобы и эксцентрика и удерживается в захвате силами трения, которые зависят от параметров захвата.

В период опускания захвата на груз эксцентрик, на который в этот период действуют только собственная сила тяжести и сила довольно слабой пружины, легко поворачивается против движения часовой стрелки, пропуская груз в зону рабочих поверхностей захвата.

При подъеме захвата сила трения между грузом и рабочей поверхностью эксцентрика создает момент, поворачивающий эксцентрик по движению часовой стрелки, вызывая дополнительное нажатие эксцентрика на груз до полного его затягивания.

Кроме силы трения между эксцентриком и грузом возникает также сила трения между рабочей поверхностью скобы и грузом. При правильно выбранных размерах захвата происходит самозатягивание груза. В установившемся состоянии между эксцентриком и грузом действует сила нажатия  $N_1$  и сила трения  $F_1$ , а между грузом и рабочей поверхностью скобы — сила нажатия  $N_2$  и сила трения  $F_2$ .

Из условий равновесия груза  $\sum x = 0$  силы нажатия  $N_1 = N_2$ , а  $\sum y = 0$

$$G_{гр} = F_1 + F_2 = N_1(f_1 + f_2),$$

где  $G_{гр}$  — сила тяжести груза;  $f_1, f_2$  — коэффициент трения соответственно между эксцентриком и грузом и скобой и грузом.

Для расчета или проверки работоспособности захвата рассмотрим работу эксцентрика. На эксцентрик со стороны груза действуют силы  $N_1$  и  $F_1$ . Поскольку эксцентрик на скобе закреплен шарнирно, равнодействующая нагрузок, действующих на эксцентрик, проходит через ось шарнира. Если это условие не будет соблюдено, то эксцентрик не будет находиться в равновесии, или будет поворачиваться против движения часовой стрелки, выпустив груз из захвата, или, стремясь повернуться по движению часовой стрелки, увеличит давление до такого значения, что равнодействующая будет проходить через ось шарнира  $O$ .

Следовательно, из условий равновесия эксцентрика (рис. 6.12, б) получаем

$$F_1 a - N_1 b = 0,$$

где  $a, b$  — плечи сил  $F_1$  и  $N_1$  относительно оси вращения эксцентрика.

Из этой формулы

$$F_1/N_1 = b/a = \operatorname{tg} \alpha.$$

Так как  $F_1 = N_1 f_1$ , то  $\operatorname{tg} \alpha = f_1$ .

Полученное соотношение на практике может нарушаться вследствие изменения угла  $\alpha$  при отклонении от номинальной толщины поднимаемого груза, при деформации элементов захвата, а также вследствие изменения коэффициента трения между грузом и эксцентриком при попадании в зону контакта масла и других посторонних

материалов. Поэтому для обеспечения надежности захвата угол  $\alpha$  следует принимать несколько меньше расчетного и, следовательно,  $\operatorname{tg} \alpha \leq f_1$ .

Если принять фактический угол  $\alpha$  значительно меньше расчетного, то надежность удержания груза увеличится, однако при этом возрастает сила нажатия эксцентрика на груз. Этот фактор должен быть учтен при расчете захвата на прочность.

### 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. 6.13), 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 (замыкающий) проходит к нижней траверсе, чаще всего образуя полиспаст между верхней и нижней траверсами. Двухканатные грейферы обслуживаются специальной грейферной двухбарабанной лебедкой. Работа двухканатного грейфера, представленного на рис. 6.14, осуществляется следующим образом. При ослаблении замыкающего каната 2 вес грейфера полностью передается на подъемный канат 1, закрепленный на верхней траверсе.

При этом под действием весов 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.

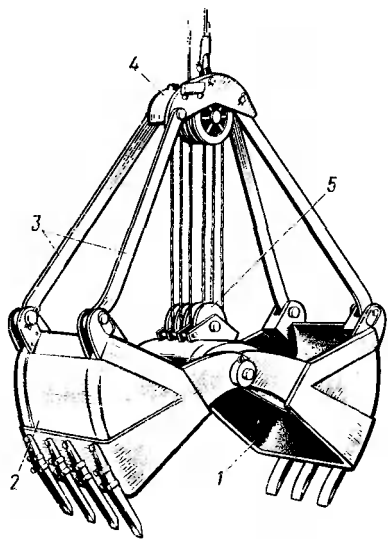
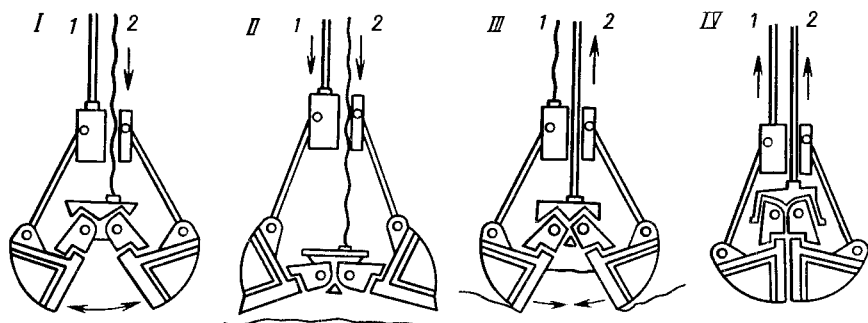


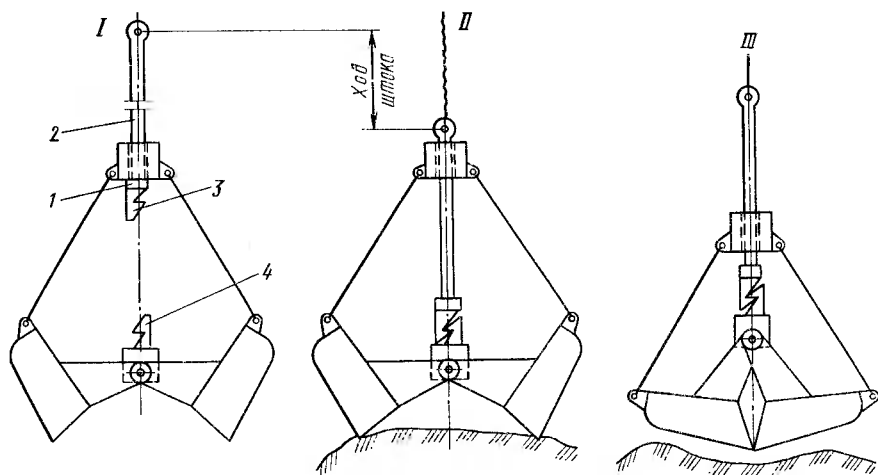
Рис. 6.13. Двухчелюстной двухканатный грейфер



**Рис. 6.14. 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. 6.15. Одноканатный грейфер снабжен



закрывающим устройством, посредством которого он закрывается и открывается. В открытом положении подвешенный грейфер верхней траверсой опирается на кольцо 1 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 штанга 2 поднимается, увлекая за собой нижнюю траверсу, и грейфер закрывается, одновременно зачерпывая материал (положение III). Закрытый грейфер с материалом поднимается при сцепленных крюках 3 и 4 замыкающего устройства и в таком виде доставляется к месту разгрузки. С помощью системы рычагов или специального троса воздействуют на замыкающее устройство, которое разъединяет крюки 3 и 4.

Освобожденная нижняя траверса под действием собственного веса и веса груза опускается, челюсти грейфера раскрываются и груз высыпается, а верхняя траверса устанавливается на кольцо 1 замыкающего устройства (положение I), подготовив грейфер к началу нового цикла.

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 полиспаст. 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.



## 7.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Механизмы грузоподъемных машин должны быть снабжены надежными тормозными устройствами, обеспечивающими в механизмах подъема остановку груза и удержание его в подвешенном состоянии, а в механизмах передвижения и поворота — остановку механизма на определенной длине тормозного пути.

Механизмы передвижения тележек поворотных кранов без самостоятельного двигателя, тележек мостовых кранов с ручным приводом, электроталей при управлении ими снизу, грузоподъемных машин с машинным приводом и их тележек при скорости передвижения менее 32 м/мин не имеют тормозных устройств. Механизм передвижения грузоподъемных машин, работающих на открытом воздухе или передвигающихся по напольным путям, снабжены тормозными устройствами независимо от скорости передвижения машины.

Тормозные устройства грузоподъемных машин классифицируют по следующим признакам.

1. По конструктивному исполнению рабочих элементов различают тормоза *колодочные*, рабочим элементом которых является колодка, взаимодействующая с наружной цилиндрической поверхностью тормозного барабана; *ленточные* — с рабочим элементом в виде гибкой ленты, взаимодействующей с тормозным барабаном; *дисковые* — с рабочим элементом в виде целых колец или отдельных сегментных колодок и *конические* — с рабочим элементом в виде конуса (последние две конструктивные разновидности тормозов обычно объединены в одну группу тормозов с замыкающим усилием, действующим вдоль оси тормоза, — в группу тормозов с осевым нажатием).

2. По принципу действия различают тормоза *автоматические*, замыкающиеся при отключении двигателя механизма, на котором установлен тормоз, или при срабатывании элементов защиты, и *управляемые*, замыкающиеся или размыкающиеся при воздействии обслуживающего персонала на орган управления тормозом.

3. По назначению различают тормоза *стопорные*, которые останавливают механизм, и тормоза, которые ограничивают скорость движения в определенных пределах в течение всего периода работы соответствующего исполнительного механизма (*пусковые тормоза и регуляторы скорости*).

4. По характеру действия приводного усилия различают тормоза нормально-замкнутые, замыкающиеся под действием внешней силы (веса замыкающего груза, усилия пружины и т. п.) при выключенном приводе, а размыкающиеся — при включении привода; нормально-разомкнутые, замыкающиеся при включении привода, а размыкающиеся под действием внешнего размыкающего усилия; комбинированные, работающие в нормальных условиях как тормоза нормально-разомкнутые (размыкающиеся приводным усилием электромагнита или толкателя, а замыкающиеся под действием внешнего замыкающего усилия управления тормозом, действующего независимо от приводного усилия), а в аварийных условиях — как тормоза нормально-замкнутые действием замыкающего усилия.

Согласно правилам Госгортехнадзора механизмы подъема груза и изменения вылета стрелы с машинным приводом снабжены нормально-замкнутыми тормозами, автоматически размыкающимися при включении привода механизма. Применение в этих механизмах управляемых нормально-разомкнутых тормозов и тормозов постоянно замкнутых (не размыкаемых при работе механизма) не допускается. Механизмы подъема с ручным приводом снабжены автоматически действующими тормозами, замыкаемыми весом транспортируемого груза. На механизмах передвижения и поворота грузоподъемных машин с электроприводом обычно применяют нормально-замкнутые и комбинированные тормоза. На механизмах поворота башенных и порталных кранов могут быть использованы нормально-разомкнутые управляемые тормоза.

К тормозам предъявляются следующие основные требования: достаточный тормозной момент для заданных условий работы; быстрое замыкание и размыкание; достаточная прочность и долговечность элементов тормоза; простота конструкции, определяющая малую стоимость изготовления; удобство осмотра, регулирования и замены износившихся деталей; устойчивость регулирования; минимальный износ трущихся элементов; минимальные габариты и масса; высокая теплоотдача, так как температура поверхности трения не должна превышать предельную температуру, установленную для принятого фрикционного материала.

Местом установки тормозного шкива обычно является быстроходный вал механизма с наименьшим крутящим моментом. Следовательно, тормоз должен развивать малый тормозной момент, обладать малыми размерами и наименьшей мощностью привода. В этом случае в качестве тормозного шкива часто используют одну полумуфту соединения двигателя с редуктором. Если в механизме применена муфта с упругими элементами, то в качестве тормозного шкива можно применять только полумуфту, находящуюся на валу редуктора.

## 7.2. ОСТАНОВЫ

К устройствам, служащим для удержания груза в подвешенном состоянии, относят остановки, которые не препятствуют подъему груза и исключают возможность его самопроизвольного

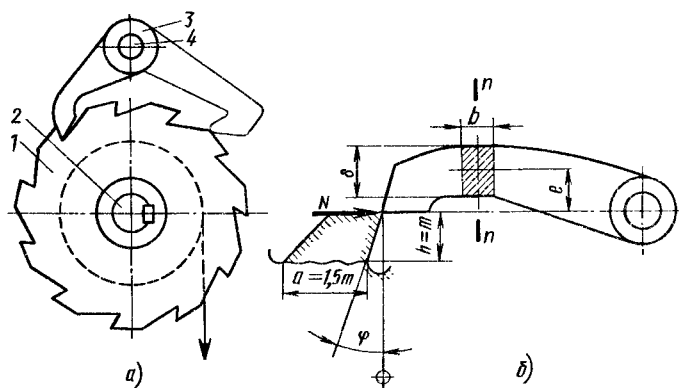


Рис. 7.1. Схема храпового останова:

*a* — положение собачки в зацеплении; *б* — расчетное положение собачки

опускания под действием собственного веса. Как самостоятельное тормозное устройство останова применяют редко; обычно они являются сборочной единицей тормозных устройств.

Остановы бывают храповые и фрикционные.

**Храповые остановы.** В грузоподъемных машинах в основном применяют храповые остановы (рис. 7.1). Эти остановы состоят из храпового колеса 1, закрепленного на валу 2 механизма, и собачки 3, ось 4 которой установлена на неподвижных элементах механизма. Собачка входит в зацепление с храповым колесом, задерживая его движение, а следовательно, и движение механизма в сторону опускания (на рис. 7.1, *a* — по часовой стрелке), не препятствуя движению в сторону подъема. Для опускания груза собачку необходимо вывести из зацепления с храповым колесом. Местом установки храпового механизма обычно является быстроходный (приводной) вал привода с наименьшим крутящим моментом. Однако вследствие конструктивных особенностей некоторых грузоподъемных механизмов (например, литейные двухбарабанные краны) храповое соединение в ряде случаев установлено на промежуточных валах или непосредственно на валу барабана. Наиболее опасным для элементов останова (следовательно, и расчетным) является положение собачки, упирающейся в вершину зуба храпового колеса (рис. 7.1, *б*). В этом положении рассчитывают кромки зуба колеса и собачки на смятие

$$q = N/b \leq [q], \quad (7.1)$$

где  $N$  — окружное усилие Н;  $b$  — ширина кромки зуба, см;  $[q]$  — допускаемая распределенная нагрузка на кромку зуба, Н/см.

**Окружное усилие**

$$N = 2M_{кр}/D = 2M_{кр}/(zm), \quad (7.2)$$

где  $D$  — внешний диаметр храпового колеса, см;  $z$  — число зубьев храпового колеса;  $m$  — модуль зацепления храпового колеса, см;  $M_{кр}$  — крутящий момент, действующий на валу храпового колеса, Н·см.

### 7.1. Параметры для расчета храпового соединения

Материал храпового колеса	$\psi = b/m$	$[q]$ , Н/см	Коэффициент запаса прочности $n$
Чугун СЧ 15	2—6	1500	5
Сталь:			
литейная 35ЛП, 55ЛП	1,5—4	3000	4
Ст3	1—2	3500	3
45	1—2	4000	3

**Примечания:** 1. Значения  $[q]$  приведены для механизмов с ручным приводом и для 1М, 2М и 3М групп режима работы механизмов с машинным приводом; для более напряженных режимов эти значения рекомендуются снижать на 25—30 %.

2. Значения коэффициента запаса прочности приведены для чугуна относительно предела прочности  $\sigma_B$ , для сталей — относительно предела текучести  $\sigma_T$ .

Соотношение между шириной зуба  $b$  и модулем  $m$  определяется коэффициентом  $\psi = b/m$ , принимаемым по табл. 7.1 в зависимости от материала храпового колеса.

Большие значения коэффициента  $\psi$  принимают для храповых устройств, работающих в напряженном режиме со значительными ударными нагрузками, и при высокой точности монтажа, обеспечивающей соприкосновение зубьев по всей ширине. Ширину собачки принимают на 2—4 мм больше ширины зуба храпового колеса для компенсации возможных неточностей монтажа.

Используя уравнение (7.1) и (7.2), получаем выражение для модуля  $m$  (см) из расчета кромок на смятие:

$$m = \sqrt{\frac{2M_{кр}}{z[q]\psi}} \quad \text{или} \quad m = \frac{2M_{кр}}{\psi[q]D}.$$

При модуле храпового соединения, равном или большем 6 мм, можно ограничиться расчетом зуба на смятие. При меньшем модуле необходимо провести дополнительную проверку зуба на изгиб. В этом случае зуб храпового колеса рассматриваем как балку, заделанную на расстоянии  $h = m$  от конца зуба (см. рис. 7.1, б) и нагруженную на консоли усилием  $N$ . Высота сечения в заделке  $a = 1,5m$ . Тогда момент сопротивления изгибу

$$W = ba^2/6 = 2,25\psi m^3/6.$$

Момент, изгибающий зуб,

$$M_{из} = Nh = Nm = \frac{2M_{кр}}{zm} m = \frac{2M_{кр}}{z}.$$

Напряжения изгиба

$$\sigma = \frac{M_{из}}{W} = \frac{12M_{кр}}{2,25\psi zm^3} \leq [\sigma_{из}].$$

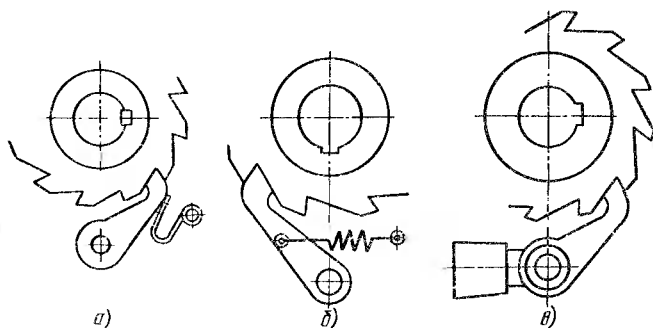


Рис. 7.2. Схемы собачек с принудительным включением:  
а, б — усилием пружины; в — весом груза

Определяя допускаемые значения напряжения изгиба с учетом коэффициента запаса прочности (см. табл. 7.1), имеем

$$m = 1,75 \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{\psi z [\sigma_n]}}.$$

При внутреннем зацеплении зубья храпового колеса оказываются значительно прочнее зубьев колеса с внешним зацеплением вследствие увеличения размера  $a$  до  $3m$ . В этом случае модуль определяют по выражению

$$m = 1,1 \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{\psi z [\sigma_n]}}.$$

Собачку храпового соединения изготавливают только из стали. Для обеспечения надежной работы соединения собачка прижимается к храповому колесу пружинной (рис. 7.2, а) или весом специального груза (рис. 7.2, б). Ось вращения собачки устанавливают таким образом, чтобы угол, образованный линиями, проведенными от оси колеса и оси собачки в точку контакта собачки с колесом, составлял  $90^\circ$ .

Рабочая сторона зуба колеса, упирающаяся в собачку, выполнена плоской. Профилирование зубьев храпового колеса и размеры храповых колес и собачек регламентируют РТМ 24.090.19—76 «Машины подъемно-транспортные. Тормоза механические. Методы расчета НИИ Информтяжмаш, 1978). Собачка при вращении храпового колеса в направлении, соответствующем подъему груза, свободно скользит по наклонным поверхностям зубьев. Если направление вращения колеса изменится на противоположное, то собачка, упираясь в верхнюю кромку колеса, соскользнет во впадину и прижмется к рабочей грани зуба торцевой поверхностью, создавая необходимый упор. Анализ сил, действующих в храповом соединении, показывает, что такое движение собачки во впадину возможно только в том случае, если угол между рабочей гранью зуба колеса и радиусом, проведенным в вершину зуба, больше угла трения собачки по зубу храпового колеса. Обычно этот угол  $\varphi$  (см. рис. 7.1, б) принимается равным  $20^\circ$ .

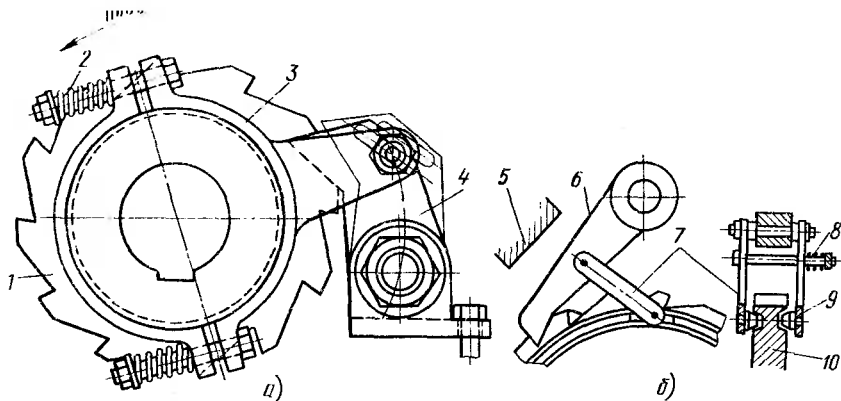


Рис. 7.3. Схемы бесшумных собачек:

*а* — с фрикционным кольцом; *б* — с фрикционными сухарями

Форма собачки может быть такой, что она будет испытывать напряжения сжатия или растяжения (см. рис. 7.1, *а*), а вследствие криволинейной формы она будет изгибаться. Расчет собачки ведут на сложное сопротивление при положении собачки, упирающейся концом в кромку зуба колеса (см. рис. 7.1, *б*). Тогда напряжение в опасном сечении  $n-n$

$$\sigma = \frac{N}{b\delta} + \frac{6Ne}{b\delta^2} \leq [\sigma_n]',$$

где  $b$  — ширина собачки в рассчитываемом сечении.

Допускаемые напряжения изгиба собачки  $[\sigma_n]'$  определяют при коэффициенте запаса прочности  $n = 5$  относительно предела текучести.

При вращении храпового колеса в сторону подъема к собачке, постоянно прижимаемой к его зубьям при работе храпового соединения, возникает характерный шум. Для уменьшения уровня шума применяют бесшумные собачки, в которых специальное устройство благодаря силе трения отводит собачку от храпового колеса при движении механизма в сторону подъема. Например, на рис. 7.3, *а* собачка 4 соединена с хомутом 3, прижимающимся к валу механизма усилиями пружин 2. При вращении вала в сторону подъема хомут 8 под действием силы трения стремится также повернуться в эту сторону и отвести собачку от зубьев храпового колеса 1. При вращении вала в сторону опускания хомут принудительно вводит собачку в зацепление с зубом храпового колеса.

Представленная на рис. 7.3, *б* бесшумная собачка 6 соединена с храповым колесом посредством планок 7, соединенных пружиной 8. На концах планок закреплены сухарики 9, скользящие по кольцевым канавкам на торцах храпового колеса 10. При вращении в сторону подъема планки под действием силы трения отводят собачку от храпового колеса до упора 5. При вращении в сторону опускания

собачка вводится планками в зацепление. При проектировании бесшумной собачки такой конструкции необходимо правильно установить соотношение плечей рычагов 6 и 7, а также выбрать место установки упора 5, так как возможно такое сочетание размеров, которое приведет к заклиниванию сухариков 9 в канавках храпового колеса.

Работа храпового соединения характеризуется резким, ударным соединением собачки с зубом храпового колеса и мгновенной остановкой груза. Для уменьшения динамических нагрузок при работе храпового соединения иногда устанавливают на одно храповое колесо несколько собачек, расположенных так, что они входят в соединение с зубом не одновременно, а со сдвигом на долю шага. Тогда при прекращении вращения на подъём храповое колесо не успевает приобрести высокой скорости, и соединение собачки с зубом колеса происходит со значительно меньшим ударом. Независимо от числа собачек, каждую из них рассчитывают на полное окружное усилие  $N$ .

**Роликовые остановы.** Эти остановы относятся к фрикционным, так как их действие основано на использовании силы трения, и являются наиболее совершенными механизмами, обеспечивающими безударное приложение нагрузки при минимальном угле холостого хода, предшествующем заклиниванию. Роликовый останов (рис. 7.4) имеет корпус 1, втулку 2 и заложённые в клиновые пазы ролики 3. При вращении втулки 2 против часовой стрелки (при неподвижно зафиксированном корпусе 1) ролики увлекаются силой трения в наиболее широкую часть клинового паза, что обеспечивает свободное вращение втулки 2 (следовательно, и вала механизма) относительно корпуса 1. При перемене направления вращения ролики увлекаются в узкую часть клинового паза, что приводит к заклиниванию роликов в пазу и остановке втулки. Для более быстрого заклинивания роликов в конструкцию останова включены пружины 5 и штифты 4, отжимающие ролики в угол паза.

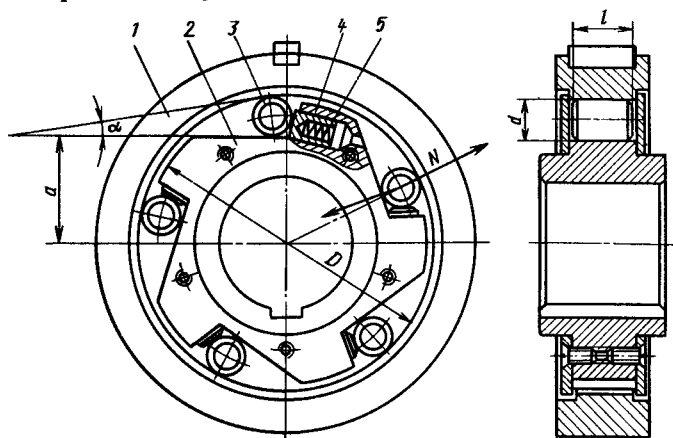


Рис. 7.4. Схема роликового останова

Наибольший крутящий момент, возникающий при заклинивании роликов с учетом динамических нагрузок,

$$M_{\max} = K_d M,$$

где  $M$  — номинальный крутящий момент на валу останова;  $K_d$  — коэффициент динамичности,  $K_d = K_{дв} + K_m$  (здесь  $K_{дв}$  — коэффициент, учитывающий влияние типа примененного двигателя; при электроприводе  $K_{дв} = 0,25$ , при двигателе внутреннего сгорания шестичилиндровом  $K_{дв} = 0,4$  и при четырехцилиндровом  $K_{дв} = 0,5$ ;  $K_m$  — коэффициент, учитывающий влияние типа грузоподъемной машины, для грузовых подъемников  $K_m = 1,2$ , для подвесных дорог  $K_m = 1,4$ , для кранов и пассажирских лифтов  $K_m = 2$ ).

Расчет роликовых остановов ведут по расчетному крутящему моменту  $M_p = M_{\max}/K_t$  (здесь  $K_t$  — коэффициент, принимаемый в зависимости от степени точности изготовления и монтажа останова в пределах от 0,60 до 0,9).

Нормальное усилие на ролик

$$N = 2M_p/(zD \lg \alpha/2),$$

где  $z$  — число роликов;  $D$  — внутренний диаметр корпуса;  $\alpha$  — угол заклинивания.

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  $\alpha$  должна удовлетворять неравенству  $\lg \alpha/2 \leq \lg \rho = f$ . Для обеспечения саморасклинивания останова обычно принимают угол  $\alpha = 6 \dots 8^\circ$ .

Угол  $\alpha$  роликового останова определяют из соотношения

$$\cos \alpha = (2a + d)/(D - d),$$

где  $a$  — расстояние от оси вращения до плоскости втулки;  $d$  — диаметр ролика.

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

Расчет останова ведут на контактное напряжение смятия. Максимальное контактное касательное напряжение в месте контакта ролика с корпусом

$$\tau_{\max} = 0,2 \sqrt{\frac{N}{l} E \frac{D-d}{Dd}} \leq [\tau];$$

в месте контакта ролика со втулкой

$$\tau_{\max} = 0,2 \sqrt{\frac{N}{l} E \frac{1}{d}} \leq [\tau],$$

где  $E$  — приведенный модуль упругости.

Корпуса и втулки остановов изготавливают из сталей ШХ15 (HRC 59—63), 40X (HRC 45—55), У10 (HRC 60—64). В качестве роликов



обычно используют ролики, изготовленные подшипниковой промышленностью из стали ШХ15, У8 или У8А ( $HRC\ 55-62$ ). Допускаемые контактные напряжения ( $MПа$ ) при выполнении деталей останова из указанных сталей принимают по зависимости  $[\tau] = (8,0-12,0)\ HRC$ .

Для механизмов с частыми выключениями расчет ведут по пониженным допускаемым напряжениям

$$[\tau'] = [\tau] \sqrt[6]{10^7/N_n},$$

где  $N_n$  — общее число циклов нагружения за срок службы, превышающее  $10^7$  циклов.

### 7.3. ТОРМОЗА

#### Колодочные тормоза

В грузоподъемных машинах применяют различные конструкции колодочных тормозов, различающихся между собой в основном схемами рычажных систем. Обычно эти тормоза состоят из рычагов и двух внешних колодок, расположенных диаметрально по отношению к тормозному шкиву. Некоторые конструкции колодочных тормозов приведены на рис. 7.5—7.7.

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. 7.8, а) замыкающая сила  $P$ , приложенная к тормозному рычагу, создает усилие нажатия  $N$  колодки на тормозной шкив, вследствие чего на вращающемся шкиве возникает сила трения  $F = fN$ , противодействующая вращению механизма. Если момент от силы  $F$  больше момента от движущей силы, действующей на том же валу, то проис-

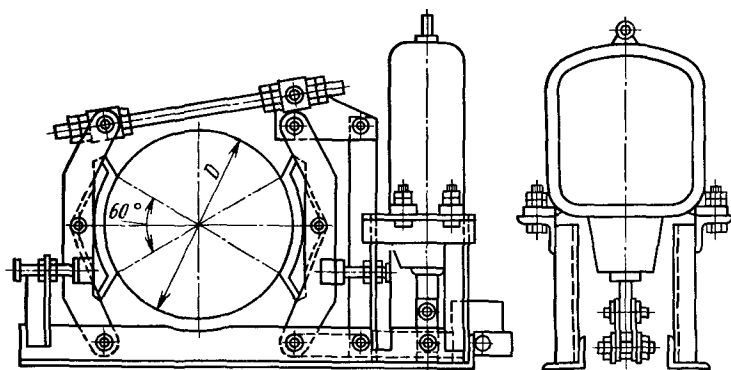


Рис. 7.5. Колодочный тормоз с грузовым замыканием с приводом от длинноходового электромагнита

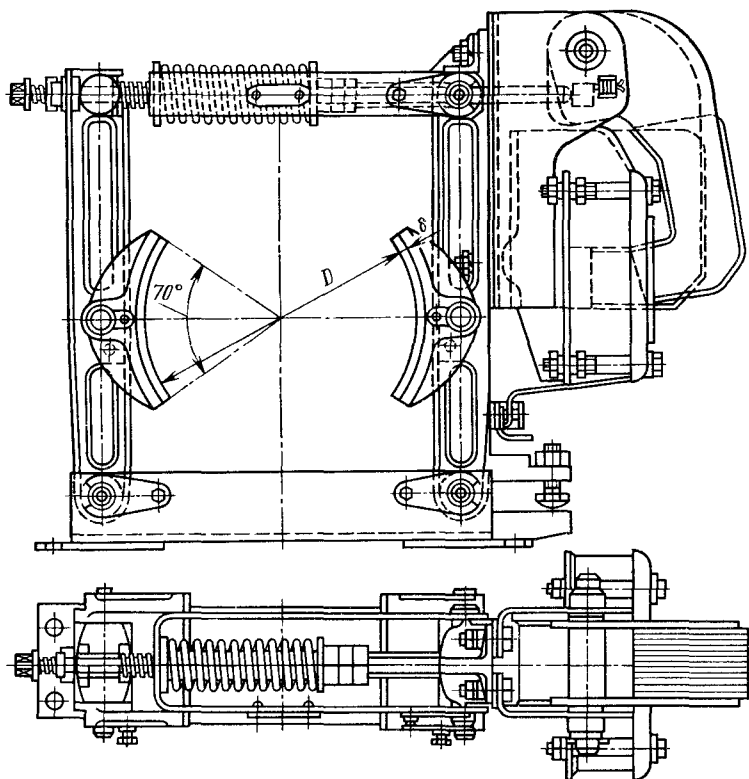


Рис. 7.6. Колодочный тормоз с пружинным замыканием с приводом от короткокодового электромагнита типа МО-Б

ходит замедление скорости движения и в конечном итоге полное прекращение движения.

Тормозной момент, создаваемый одноколодочным тормозом,

$$M_{\tau} = fNDl/2.$$

Откуда необходимое усилие нажатия колодки на шкив

$$N = 2M_{\tau}/(fD).$$

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

$$P = \frac{l_1 \pm fb}{l} N.$$

Знаки «+» или «-» в уравнении определяют направление вращения тормозного шкива. На рис. 7.8, 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. 7.8, 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. 7.8, б):

для рычага I

$$Pl = N_1(l_1 - fb); \quad N_1 = Pl/(l_1 - fb);$$

для рычага II

$$Pl = N_2(l_1 + fb); \quad N_2 = Pl/(l_1 + fb);$$

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

Общий тормозной момент, создаваемый тормозом.

$$M_\tau = f \frac{D}{2} (N_1 + N_2).$$

Подставив в это уравнение значения  $N_1$  и  $N_2$ , получаем

$$M_\tau = PD l_1 f / (l_1^2 - f^2 b^2).$$

Равнодействующие усилия  $N$  и  $F$  соответственно для первого и второго рычагов:

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

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

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,

$$\Delta S = S_1 - S_2 = \frac{2Plf \sqrt{1 + f^2}}{l_1^2 - f^2 b^2} b.$$

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

$$M_\tau = fPD \frac{l}{l_1} \eta,$$

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

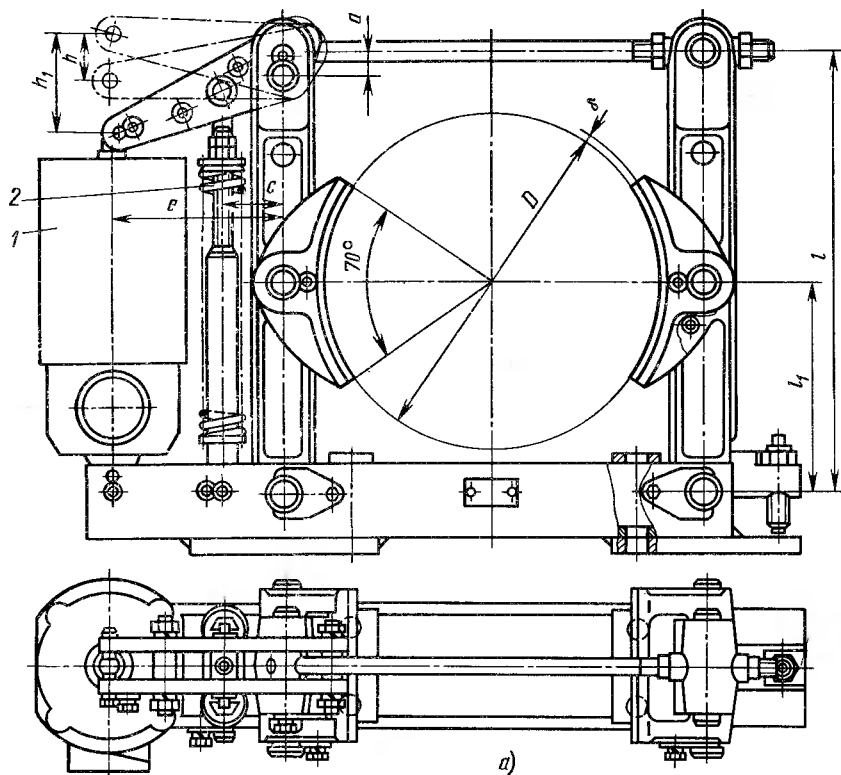


Рис. 7.7. Колодочный тормоз с пружинным замыканием:

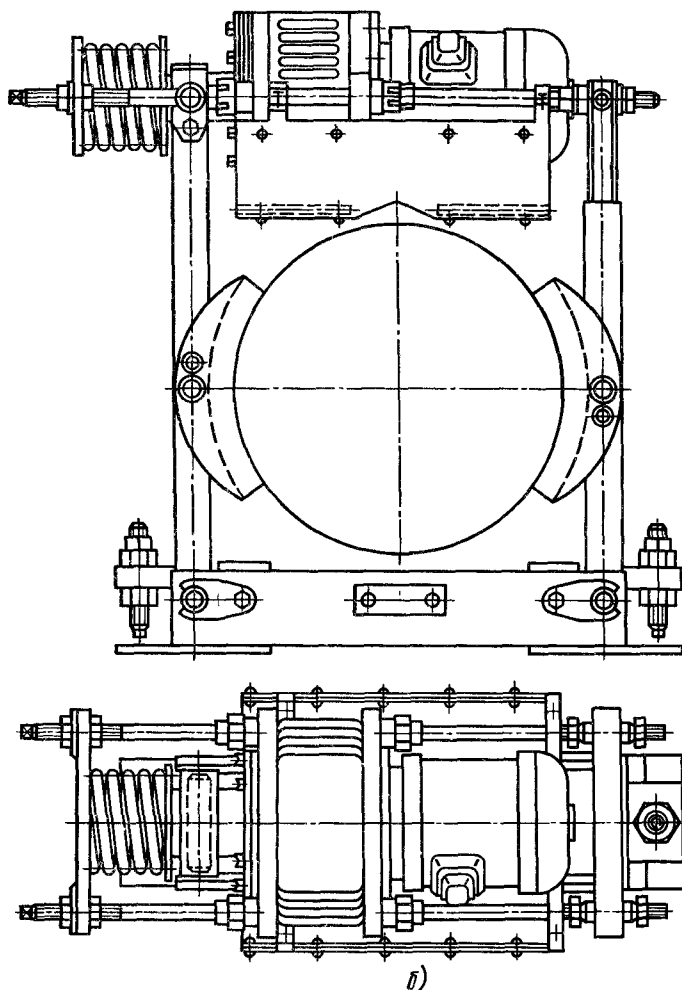
а — с приводом от электрогидравлического толкателя; б — с приводом от ЭМТ-2

Условное среднее давление между шкивом и колодкой тормоза

$$p = \frac{N}{F_k} = \frac{N}{\frac{\pi D}{360} b \beta} \leq [p],$$

где  $F_k$  — площадь одной тормозной колодки,  $\text{см}^2$ ;  $D$  — диаметр шкива,  $\text{см}$ ;  $b$  — ширина колодки, принимаемая обычно для обеспечения полного контакта между колодкой и шкивом, на 5—10 мм меньше ширины шкива,  $\text{см}$ ;  $\beta$  — угол обхвата шкива одной колодкой,  $^\circ$ , обычно  $\beta = 60 \dots 100^\circ$ .

В действительности давление по длине колодки распределяется неравномерно, пропорционально радиальной деформации накладки. Движение колодки может быть представлено как поступательное при повороте тормозного рычага на бесконечно малый угол и вращательное вследствие поворота колодки вокруг своей оси под действием окружного усилия на шкиве. При поступательном движении колодки (рис. 7.9, а) точка А переместится в точку В и радиальная деформация  $a' = AB \cos \beta$ . При  $\beta = 0$   $a'_{\max} = AB$ , тогда  $a' = a'_{\max} \cos \beta$ . При повороте колодки (рис. 7.9, б) на бесконечно малый угол  $\varphi$  точка А переместится в точку В (так как при вращении шкива по часовой стрелке колодка повернется против часовой



стрелки). В этом случае радиальная деформация накладки  $a'' = BB = AB \sin \alpha$ . Из треугольника  $OO_1A$  имеем

$$\frac{O_1A}{OO_1} = \frac{\sin \beta}{\sin (180 - \alpha)} = \frac{\sin \beta}{\sin \alpha}.$$

Откуда

$$O_1A = OO_1 \frac{\sin \beta}{\sin \alpha}; \quad AB = O_1A \varphi; \quad a'' = OO_1 \varphi \sin \beta.$$

При  $\beta = 90^\circ$ ;  $a'' = OO_1 \varphi$  и  $a'' = a''_{\max} \sin \beta$ .

Так как в пределах упругости материала накладки деформации пропорциональны давлениям, законы распределения деформаций можно заменить законами распределения давлений:

$$p' = p'_{\max} \cos \beta; \quad p'' = p''_{\max} \sin \beta,$$

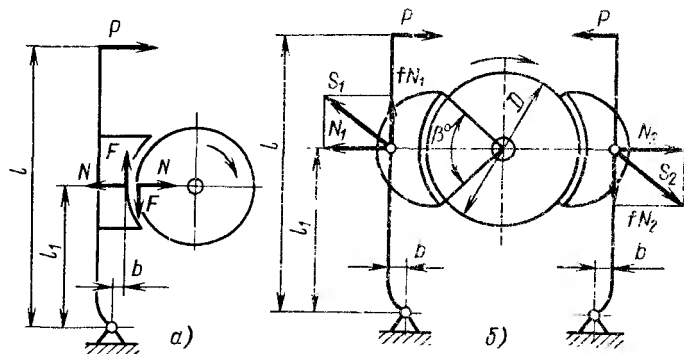


Рис. 7.8. Расчетные схемы тормозов:  
а — одноколодочного; б — двухколодочного

где  $p'_{\max}$ ,  $p''_{\max}$  — максимальные давления соответственно при поступательном и вращательном движении колодок; давление  $p'$  при поступательном движении колодки изменяется в функции косинуса угла обхвата, получая максимальное значение при  $\beta = 0$  и при  $\beta = \pm 90^\circ$  оно равно нулю; давление  $p''$  при повороте колодки изменяется в функции синуса угла обхвата, достигая максимального значения при  $\beta = 90^\circ$  и нулевого значения при  $\beta = 0$ .

Общее давление равно сумме давлений, возникающих в результате обоих движений:

$$p = p' + p'' = p'_{\max} \cos \beta + p''_{\max} \sin \beta.$$

Максимальное значение  $p$  будет при  $\beta_1 = \arctg p''_{\max}/p'_{\max}$  и его определяют из выражения  $dp/d\beta = 0$ .

Характер изменения давления показан на рис. 7.10. Наименьшие значения давлений возникают на набегающем конце колодки, минимальные — на сбегающем конце. Неравномерность распределения давлений по длине колодки вызывает неравномерное изнашивание тормозной накладки. В тормозах механизмов подъема, когда работа торможения при опускании груза значительно превышает работу торможения при подъеме, изнашивание накладки менее равномерное, чем в тормозах механизмов передвижения, в которых работа торможения одинакова при движении механизмов в обоих

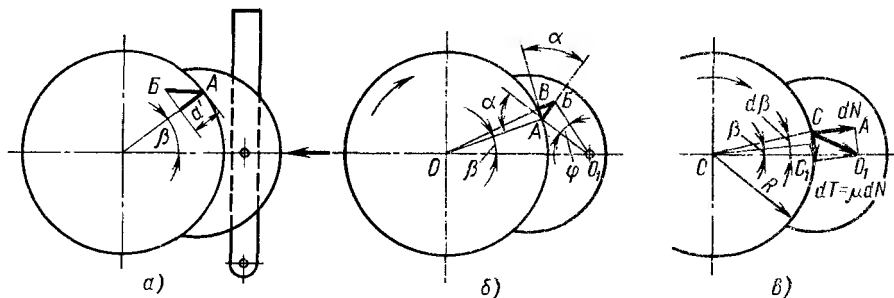


Рис. 7.9. Деформации накладки:

а — при поступательном движении колодки; б — при повороте колодки; в — схема действия сил на тормозную колодку

Рис. 7.10. Распределение давлений по длине тормозной колодки

направлениях и накладки изнашиваются более равномерно, так как происходит периодическая перемена точек максимальных и минимальных давлений.

Для определения зависимости между максимальными давлениями рассмотрим равновесие сил, действующих на колодку. На элементарную площадку колодки (рис. 7.9, в) действуют:

$$dN = pRb d\beta = (p'_{\max} \cos \beta + p''_{\max} \sin \beta) Rb d\beta;$$

касательная сила

$$dT = f dN.$$

где  $b$  — ширина колодки.

Момент силы  $dN_1$  относительно оси колодки

$$dM_1 = pRb d\beta O_1 A.$$

Так как  $O_1 A = OO_1 \sin \beta$ , имеем

$$dM_1 = (p'_{\max} \cos \beta + p''_{\max} \sin \beta) Rb OO_1 \sin \beta d\beta.$$

Момент силы  $dT$  относительно оси колодки

$$dM_2 = f dN O_1 C_1.$$

Учитывая, что  $O_1 C_1 = OO_1 \cos \beta - R$ , получаем

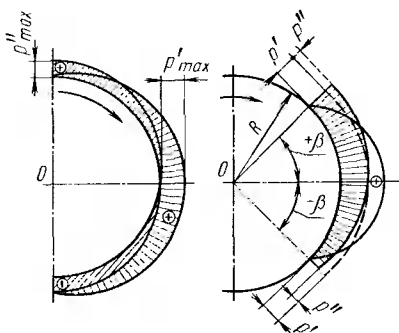
$$dM_2 = f(p'_{\max} \cos \beta + p''_{\max} \sin \beta) Rb (OO_1 \cos \beta - R) d\beta.$$

Сумма моментов всех сил, действующих на тормозную колодку, равна нулю, т. е.  $M_1 + M_2 = 0$ . Так как тормозные колодки обычно симметричны относительно оси  $OO_1$ , для определения моментов  $M_1$  и  $M_2$  следует проинтегрировать приведенные выражения в пределах от  $-\beta_1$  до  $+\beta_2$ . После интегрирования и преобразований получаем

$$p'_{\max} \left[ f \left( \beta_1 + \frac{1}{2} \sin 2\beta_1 \right) - f \frac{R}{OO_1} 2 \sin \beta_1 \right] + \\ + p''_{\max} \left( \beta_1 - \frac{1}{2} \sin 2\beta_1 \right) = 0.$$

Откуда отношение

$$i = \frac{p'_{\max}}{p''_{\max}} = \frac{2\beta_1 - \sin 2\beta_1}{f \left( 2\beta_1 + \sin 2\beta_1 - \frac{R}{OO_1} 4 \sin \beta_1 \right)}.$$



Тормозной момент, развиваемый колодкой,  $dM_T = R dT = fR dN$ ,

$$M_T = fR \int_{-\beta_1}^{+\beta_1} (p'_{\max} \cos \beta + p''_{\max} \sin \beta) b R d\beta = 2fR^2 b \sin \beta_1 p'_{\max}.$$

Откуда

$$p'_{\max} = \frac{M_T}{2fR^2 b \sin \beta_1}; \quad p''_{\max} = p'_{\max}/i = M_T/(2fiR^2 b \sin \beta_1).$$

Для получения малогабаритного тормоза, уменьшения мощности его размыкающего устройства (привода) и в то же время для создания большого тормозного момента в тормозах грузоподъемных машин используют специальные материалы, обладающие повышенными фрикционными качествами. Из фрикционных материалов, выпускаемых отечественной промышленностью, наилучшими свойствами применительно к использованию в тормозах грузоподъемных машин обладает материал ЭМ-2 (ГОСТ 15960—79) (вальцованная лента 6 КВ-10), выпускаемый толщиной 5—10 мм и шириной 30—160 мм в виде отрезков прямой ленты необходимой длины или свернутой в рулон, а также вальцованная лента 8-45-63. При различных условиях работы вальцованная лента имеет высокую износостойкость, стабильный коэффициент трения, мало изменяющийся в процессе работы при нагревании тормоза. Вальцованная лента хорошо работает в паре с чугунным или стальным тормозным шкивом, имеющим твердость поверхности трения не менее *HB* 250; при меньшей твердости происходит повышенное изнашивание стального тормозного шкива и фрикционного материала.

Тормозные шкивы рекомендуются изготавливать из стали 35СГ с твердостью поверхности *HB* 420 или стали 65Г и 65ГЛ с твердостью не менее *HB* 350 (сорбитизация или закалка ТВЧ на глубину 3—4 мм). Для механизмов передвижения и поворота допускается применение шкивов из чугуна СЧ 28. Обод шкива должен иметь достаточную жесткость и толщину, позволяющую производить переточку поверхности трения при образовании на ней неровностей глубины более 0,5 мм.

Крепление фрикционного материала к тормозной колодке, ленте или диску должно быть надежным, долговечным и доступным для быстрой замены накладок. Надежность крепления не должна уменьшаться по мере изнашивания фрикционного материала. Обычно крепление осуществляется с помощью латунных или медных заклепок. Из условия предохранения шкива от чрезмерного изнашивания, заклепка должна быть «утоплена» в накладке не менее чем на половину ее толщины (рис. 7.11, а). Заклепки располагают от края накладки не менее чем на 15 мм во избежание выкрашивания. Расстояние между заклепками рекомендуется принимать не менее 80—100 мм. В последнее время внедряется прогрессивный метод соединения накладок с металлическим элементом путем приклеивания термостойкими клеями. При этом способе обеспечивается более полное использование фрикционного материала и повышается износостойкость фрикционной пары.



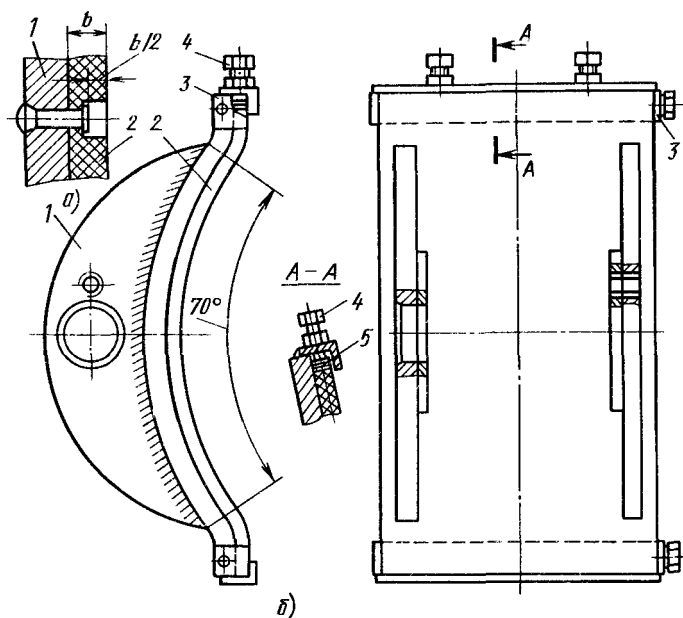


Рис. 7.11. Крепление фрикционной накладки к тормозной колодке:  
а — заклепками; б — беззаклепочное быстръемное

Перспективным является также беззаклепочное крепление накладки к колодке (рис. 7.11, б), при котором концы накладки 2 устанавливают в пазы, имеющиеся по концам колодки 1, и закрепляют планками 3. Винты 4 с пружинными планками 5 позволяют компенсировать неточности размера накладки по ее длине. При этом способе крепления износ накладки может составлять до 0,2 ее первоначальной толщины. Это крепление применять можно только для накладок, допускающих деформацию изгиба при их установке.

Рекомендуются следующие значения коэффициентов трения различных материалов при отсутствии смазочного материала:

Чугун и сталь по чугуну . . . . .	0,15
Тормозная асбестовая лента по чугуну и стали . . . . .	0,35
Вальцованная лента по чугуну и стали . . . . .	0,42
Пластмасса КФЗ, КФЗМ:	
по чугуну . . . . .	0,22
по стали . . . . .	0,29
Горячеформованный фрикционный материал (на основе каучука) по чугуну и стали . . . . .	0,32
Дерево:	
по чугуну . . . . .	0,30
по стали . . . . .	0,25
Кожа по чугуну и стали . . . . .	0,20
Бронза:	
по чугуну и стали . . . . .	0,17
по бронзе . . . . .	0,18
Сталь:	
по текстолиту . . . . .	0,15
по фибре . . . . .	0,17

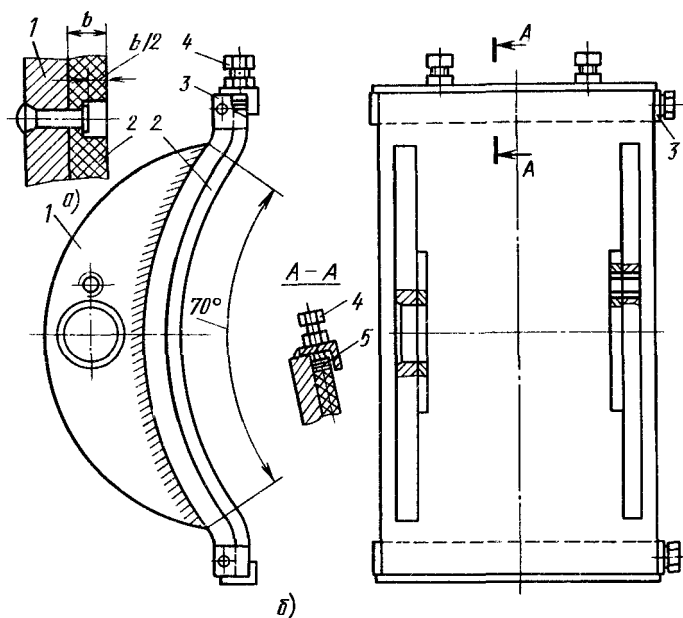


Рис. 7.11. Крепление фрикционной накладки к тормозной колодке:  
 а — заклепками; б — беззаклепочное быстръемное

Перспективным является также беззаклепочное крепление накладки к колодке (рис. 7.11, б), при котором концы накладки 2 устанавливают в пазы, имеющиеся по концам колодки 1, и закрепляют планками 3. Винты 4 с пружинными планками 5 позволяют компенсировать неточности размера накладки по ее длине. При этом способе крепления износ накладки может составлять до 0,2 ее первоначальной толщины. Это крепление применять можно только для накладок, допускающих деформацию изгиба при их установке.

Рекомендуются следующие значения коэффициентов трения различных материалов при отсутствии смазочного материала:

Чугун и сталь по чугуну . . . . .	0,15
Тормозная асбестовая лента по чугуну и стали . . . . .	0,35
Вальцованная лента по чугуну и стали . . . . .	0,42
Пластмасса КФЗ, КФЗМ:	
по чугуну . . . . .	0,22
по стали . . . . .	0,29
Горячеформованный фрикционный материал (на основе каучука) по чугуну и стали . . . . .	0,32
Дерево:	
по чугуну . . . . .	0,30
по стали . . . . .	0,25
Кожа по чугуну и стали . . . . .	0,20
Бронза:	
по чугуну и стали . . . . .	0,17
по бронзе . . . . .	0,18
Сталь:	
по текстолиту . . . . .	0,15
по фибре . . . . .	0,17

Эти значения коэффициента трения являются расчетными, поэтому при нормальных условиях работы действительное значение коэффициента трения меньше этих значений не опускается.

Допускаемые значения давлений при использовании фрикционных материалов в колодочных и ленточных тормозах механизмов 4М группы режима работы рекомендуются следующие:

Материал трущихся поверхностей:

сталь и чугуны по чугуну . . . . .	1,5/1,0
сталь по стали . . . . .	0,4/0,2
тканая тормозная асбестовая лента по металлу . . . . .	0,6/0,3

Фрикционный материал по металлу:

вальцованный и прессованный . . . . .	0,6/0,3
формованный . . . . .	0,8/0,4

Примечание. В числителе приведено допускаемое давление (МПа) для стопорных тормозов, а в знаменателе — для спускных.

Для более легкого режима работы рекомендуемые значения давлений можно повышать на 30 %, а для более тяжелого режима работы они должны быть снижены на 30 %.

Для основных фрикционных материалов в результате их испытания в различных условиях работы установлены следующие значения допускаемой температуры нагревания, при превышении которой они теряют фрикционные качества: вальцованная лента  $t_{\text{доп}} = 220^\circ\text{C}$ ; тормозная асбестовая лента типа А (пропитка битумом)  $t_{\text{доп}} = 200^\circ\text{C}$ ; тормозная асбестовая лента типа Б (пропитка масляная)  $t_{\text{доп}} = 175^\circ\text{C}$ . Превышение допускаемой температуры приводит к нарушению надежности тормозного устройства.

Замыкающая сила  $P$  в современных конструкциях тормозов в большинстве случаев создается усилием сжатой пружины  $P_{\text{пр}}$  (см. рис. 7.6, 7.7). Применение замыкающего груза (см. рис. 7.5) для замыкания тормоза приводит к увеличению времени срабатывания тормоза вследствие значительной инерции замыкающего груза.

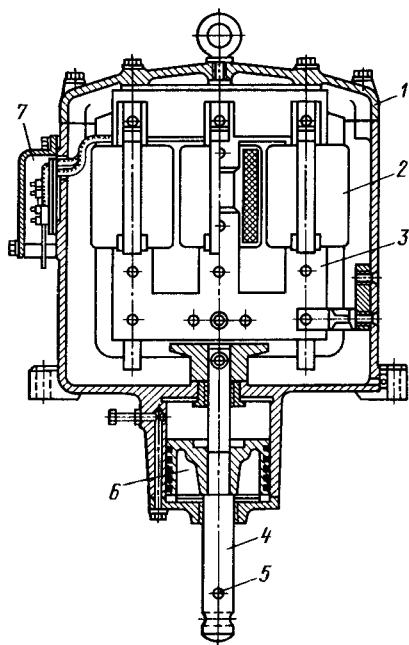
В качестве размыкающего устройства (привод рычажной системы тормоза) используют специальные тормозные электромагниты, электрогидравлические и электромеханические толкатели, включаемые параллельно двигателю механизма так, что размыкание тормоза и освобождение механизма происходит одновременно с включением двигателя. При выключении тока привод тормоза и двигатель механизма выключаются, тормоз под действием замыкающей силы замыкается и производит остановку механизма.

В грузоподъемных машинах применяют специальные крановые длинноходовые электромагниты постоянного тока типа КМП и ВМ (водозащищенного исполнения) и переменного тока типа КМТ, а также короткоходовые электромагниты постоянного тока типа МП и ТКП и переменного тока типа МО-Б (однофазный магнит). В тормозах электроталей и некоторых других грузоподъемных машин находят применение электромагниты переменного тока серий МИС-Е и МТ.

Длинноходовой электромагнит переменного тока типа КМТ (рис. 7.12) состоит из стального или чугуниного корпуса 1, внутри

Рис. 7.12. Тормозной электромагнит переменного тока типа КМТ

которого размещены катушки 2 и Ш-образный подвижный якорь 3. Для присоединения якоря магнита к рычажной системе тормоза на конце штока 4, соединенного с якорем, предусмотрено отверстие 5. Привод тока к катушке магнита производится посредством клеммовой доски, расположенной в выводной коробке 7. У магнитов больших размеров (КМТ-6 и КМТ-7) в нижней части корпуса расположен воздушный демпфер 6, смягчающий удары при включении и выключении магнита. Эти магниты вследствие их недостаточной надежности не находят применения в новых конструкциях колодочных тормозов, но их используют еще в ленточных тормозах. В колодочных тормозах используют в основном короткоходовые магниты типа МП и МО-Б, отличающиеся весьма малым ходом якоря (2—4 мм) и предназначенные для установки непосредственно на тормозном рычаге. Якори этих магнитов непосредственно соединены со штоком тормоза.



Короткоходовой электромагнит постоянного тока типа МП (рис. 7.13, а) имеет стальной корпус 1, внутри которого размещена катушка 6. Внутри катушки перемещается штырь 2, связанный с якорем 4, имеющим форму плоского диска. В штырь 2 упирается шток тормоза 7. Якорь закрыт снаружи защитной крышкой 5. Между якорем и крышкой расположена амортизационная пружина 3, предохраняющая якорь от выпадания и исключающая удары якоря о крышку магнита.

Короткоходовой электромагнит переменного тока типа МО-Б (рис. 7.13, б) представляет собой клапанный электромагнит, якорь которого 10, поворачиваясь на оси 12, укрепленной в неподвижных щеках 8, упором 11 взаимодействует со штоком тормоза, производя размыкание тормоза. Катушка электромагнита 9 установлена на неподвижной части корпуса магнита. Параметры колодочных тормозов с приводом от короткоходовых электромагнитов МП и МО-Б приведены в табл. 7.2 и 7.3 (ОСТ 24.290.08—82 «Тормоза колодочные. Типы, основные параметры и размеры»).

Основными характеристиками тормозных электромагнитов являются тяговое усилие и ход (для магнитов типа КМП, ВМ, КМТ и МП) или момент магнита и угол поворота (для короткоходовых клапанных магнитов типа МО-Б). Ход якоря или угол поворота, приведенные в каталоге, являются максимально допустимыми, при

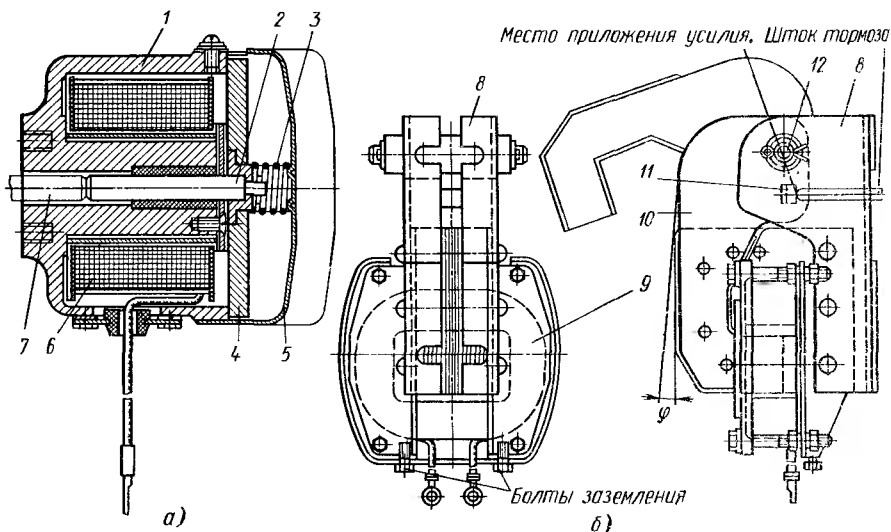


Рис. 7.13. Короткоходовые тормозные электромагниты:  
 а — постоянного тока типа МП; б — переменного тока типа МО-В

которых гарантируются указанные тяговые усилия или моменты. Кроме того, значения хода якоря или угла поворота даны для определенной относительной продолжительности включения. Использовать электромагнит при продолжительности включения, превышающей номинальную для данной катушки, можно только при снижении тягового усилия. При выборе электромагнитов типа КМП и КМТ следует различать тяговое усилие магнита и вес поднимаемого груза, который равен тяговому усилию без учета веса якоря.

Электромагнит при размыкании тормоза, перемещаясь на определенный ход, преодолевает усилие замыкающего груза или пружины, пропорциональное рабочему усилию тормоза. При этом ра-

## 7.2. Параметры тормозов типа ТКП с приводом от электромагнита типа МП

Параметр	ТКП-100	ТКП-200/100	ТКП-200	ТКП-300/200	ТКП-300
Диаметр поверхности трения шкива, мм	100	200	200	300	300
Максимальный тормозной момент, Н·м	20	40	160	240	500
Масса тормоза, кг, не более	16	30	37	75	90
Тяговое усилие электромагнита при ПВ = 40 %, Н:					
параллельного возбуждения	230	230	786	780	1650
последовательного возбуждения	—	—	600	600	1650

### 7.3. Параметры тормозов типа ТКТ с приводом от электромагнита типа МО-Б

Параметр	ТКТ-100	ТКТ-200/100	ТКТ-200	ТКТ-300/200
Диаметр поверхности трения шкива, мм	100	200	200	300
Максимальный тормозной момент, Н·м	20	40	160	240
Масса тормоза, кг, не более	12	25	35	70
Момент электромагнита при ПВ = 40 %, Н·м	5,5	5,5	40	40

бочий элемент тормоза перемещается на установочный зазор. Поэтому выбор тормозного электромагнита производят при равенстве работы, совершаемой тяговым усилием  $F_m$  (моментом  $M_m$ ) магнита на его ходе  $h_m$  (угле поворота  $\phi$ ), произведению рабочего усилия тормоза  $N$  (усилия нажатия колодки на шкив в колодочном тормозе, натяжения тормозной ленты в ленточном тормозе и т. п.) на ход рабочего элемента  $e$ . При этом для электромагнитов с поступательным движением якоря это равенство имеет следующий вид:

$$F_m h_m k_1 = Ne/\eta, \quad (7.3)$$

где  $\eta$  — КПД рычажной системы тормоза; для обычных конструкций колодочных и ленточных тормозов  $\eta = 0,9 \dots 0,95$ ;  $k_1$  — коэффициент использования хода якоря электромагнита, учитывающий необходимость компенсации износа фрикционного материала и шарниров рычажной системы, а также упругую деформацию рычагов; для тормозов с жесткими рычагами и малым числом шарниров при приводе от короткоходовых электромагнитов  $k_1 = 0,8 \dots 0,85$ ; при длинноходовых электромагнитах  $k_1 = 0,6 \dots 0,8$ ; для тормозов с большим числом шарниров и малой жесткости рычагов  $k_1 = 0,6 \dots 0,7$ .

Для двухколодочных тормозов (см. рис. 7.16)  $N$  — давление колодки на шкив,  $e$  — установочный зазор между колодкой и шкивом при разомкнутом тормозе. В этом случае уравнение (7.3) примет вид

$$F_m h_m k_1 = 2eN(1/\eta). \quad (7.4)$$

Для тормозных электромагнитов клапанного типа, установленных на двухколодочном тормозе, уравнение (7.3) имеет вид

$$M_m \phi k_1 = 2eN/\eta.$$

При использовании клапанных электромагнитов необходимо учесть момент от собственного веса якоря магнита (приведенный в каталоге), для преодоления которого увеличивают усилие замыкающей пружины.

К недостаткам тормозных электромагнитов следует отнести резкое включение магнита, сопровождающееся ударом якоря о сердечник, относительно низкую долговечность (для электромагнитов МО-100Б и МО-200Б не превышающую 1,5 млн. включений) и невозможность регулирования скорости движения якоря, вследствие

чего не представляется возможным осуществить плавное изменение тормозного момента в процессе торможения. В связи с этим в грузо-подъемных машинах все большее применение находят электрогидравлический и электромеханический приводы тормозов, осуществляемые при помощи электрогидравлических и центробежных толкателей.

*Электрогидравлический толкатель* — это независимый механизм, состоящий из центробежного насоса, приводимого от электродвигателя малой мощности, и поршневой группы, соединяемой с рычажной системой тормоза. В этом устройстве электрическая энергия, питающая двигатель толкателя, преобразуется в механическую энергию прямолинейно движущегося штока толкателя. Отечественная промышленность выпускает толкатели одно- и двухштоковые. На рис. 7.14, а показан одноштоковый толкатель ТЭГ при выключенном двигателе и крайнем нижнем положении поршня. Толкатель состоит из электродвигателя 6, погруженного в рабочую жидкость, корпуса 1, центробежного насоса 5, поршня 4 со штоком 3 и внутреннего цилиндра 2. Роторное колесо насоса 5 с односторонним всасыванием закреплено на валу ротора электродвигателя 6. При включении двигателя роторное колесо, вращаясь, создает избыточное давление жидкости под поршнем 4. Под действием этого давления поршень со штоком перемещается вверх. Так как корпус заполнен рабочей жидкостью, при подъеме поршня жидкость, находящаяся над поршнем, по каналам между цилиндром 2 и корпусом 1 поступает к нижней части насоса 5 (на рис. 7.14, а направление движения жидкости показано стрелками).

Роторное колесо имеет радиально расположенные лопасти, благодаря чему напор, создаваемый насосом, не зависит от направления вращения ротора двигателя. При выключении электродвигателя роторное колесо останавливается, избыточное давление жидкости исчезает и поршень под действием внешней нагрузки, действующей на шток со стороны тормозного устройства и собственного веса, опускается в нижнее положение. При этом жидкость, находящаяся под поршнем, поступает через роторное колесо и каналы в пространство над поршнем. Шток 3 тормоза имеет в верхней части отверстие для присоединения к рычажной системе тормоза. Для нормальной работы толкатель заполнен рабочей жидкостью до уровня нижней поверхности горловины верхнего заливного отверстия. В качестве рабочей жидкости используют масло АМГ-10 или трансформаторное масло, а при работе при низких температурах окружающей среды (до  $-60^{\circ}\text{C}$ ) — специальную жидкость ПМС-20 и ПГ-271.

В двухштоковом толкателе (рис. 7.14, б) центробежный насос с лопастным колесом 12 размещен в нижней части цилиндра 11. При включении электродвигателя 9, установленного на крышке цилиндра 11, насос создает избыточное давление жидкости под поршнем 10 и она через центральную трубу 7 из пространства над поршнем поступает под поршень. Под влиянием избыточного давления поршень начинает подниматься, преодолевая с помощью штоков 8 внешнюю нагрузку. Двухштоковые толкатели требуют повышенной

точности изготовления во избежание заклинивания поршня и штоков.

Электрогидравлические толкатели не чувствительны к механическим перегрузкам. Если внешняя нагрузка превышает подъемную силу, то поршень толкателя остается на месте, а насос продолжает работать, создавая нормальное рабочее давление жидкости под поршнем. При этом ток в обмотке двигателя, а также напряжения в элементах толкателя не увеличиваются. Ход штока толкателя можно произвольно ограничить как в сторону подъема, так и в сторону опускания поршня, причем это ограничение не изменяет значение подъемного усилия и не вызывает дополнительного расхода энергии или нагрева обмотки двигателя толкателя.

Преимуществами электрогидравлических толкателей по сравнению с электромагнитами является плавная работа привода с большим числом включений в час (в зависимости от типоразмера толкателя максимальное число включений составляет 720—2000 в час); высокая износостойкость элементов толкателя, простота эксплуатации, резкое уменьшение пусковых токов. Некоторые конструкции толкателей снабжены регулировочными клапанами, дающими возможность изменять время срабатывания тормоза в широких пределах. На время хода поршня толкателя кроме размера отверстия истечения рабочей жидкости влияет также и нагрузка на шток толкателя — с увеличением внешней нагрузки увеличивается время подъема и уменьшается время опускания поршня.

Электрогидравлические толкатели выбирают по техническим данным. Ход штока, указанный в каталоге, является максимальным — от крайнего нижнего до крайнего верхнего положения. Рабочий ход штока, устанавливаемый при регулировании тормоза должен составлять примерно  $2/3$  максимального хода. При этом  $1/3$  хода резервируется на компенсацию износа фрикционных накладок и на компенсацию зазоров в шарнирах и упругих деформаций элементов рычажной системы тормоза. Коэффициент запаса по развиваемому усилию на штоке толкателей равен примерно 1,15—1,3, т. е. фактически толкатели имеют усилие на 15—30 % больше номинального, приведенного в каталоге.

Однако электрогидравлические толкатели также имеют недостатки: наличие рабочей жидкости требует обеспечения надежного уплотнения и создает неудобства в эксплуатации при низких температурах; сложность конструкции, угол отклонения оси толкателя от вертикали должен быть не более чем  $15^\circ$ .

В обычных конструкциях электрогидравлических толкателей избыточное давление рабочей жидкости не превышает 0,1 МПа во избежание вспенивания ее при обратном ходе поршня. Однако имеются толкатели, в которых давление жидкости составляет 0,7—1,5 МПа, что позволяет создать малогабаритные устройства, развивающие большие усилия. Тормоз с приводом от электрогидравлического толкателя 1 и с замыканием от сжатой пружины 2 показан на рис. 7.7, а. Основные параметры этих тормозов приведены в табл. 7.4 (ОСТ 24.290.08—82).



#### 7.4. Параметры колодочных тормозов типа ТКГ с приводом от электрогидравлических толкателей

Параметр	ТКГ-160	ТКГ-200	ТКГ-300	ТКГ-400	ТКГ-500
Диаметр поверхности трения шкива, мм	160	200	300	400	500
Максимальный тормозной момент $M_{\text{т}}$ , Н·м	100	300	800	1500	2500
Усилие на штоке гидротолкателя, Н	160	250	500	800	800
Масса тормоза, кг, не более	22	35	80	120	150

В качестве приводов тормозов также находят применение *электромеханические толкатели*, использующие действие центробежной силы вращающихся масс для размыкания тормоза. Эти толкатели могут работать в любом положении, и, кроме того, они являются независимыми от температуры окружающей среды, так как не имеют рабочей жидкости. Эти толкатели имеют высокую надежность и долговечность.

Перспективной конструкцией электромеханического толкателя является толкатель ЭМТ-2 (рис. 7.15), в котором на валу 16 двигателя 17 закреплена ведущая чашка 13, имеющая опорой подшипники 15 и 14. Эти подшипники одновременно являются и опорой вала 16, второй конец которого опирается на подшипник в корпусе двигателя 17 (на рисунке не показан). Опорами ведомой чашки 10 являются подшипники 9 и 8. Между чашками 13 и 10 находятся два груза 11 с антифрикционной втулкой 20, установленные на оси 18, опирающейся на каток 21. На ось 18 посажены также два катка 19. Каток 21 контактирует с дорожкой качения ведущей чашки 13, а на ведомой чашке 10 имеется проточка, исключающая касание катка 21 и этой чашки. Катки 19 контактируют с дорожками качения ведомой чашки 10 и не имеют точек соприкосновения с ведущей

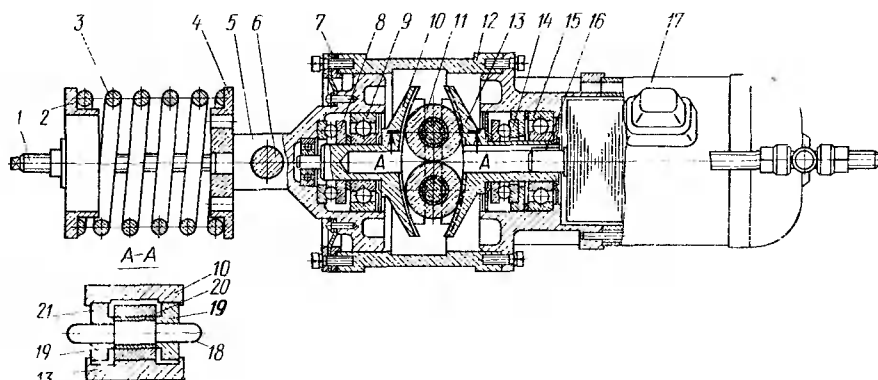
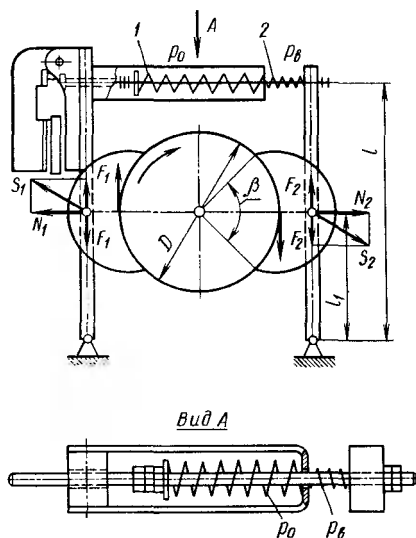


Рис. 7.15. Электромеханический толкатель типа ЭМТ-2

Рис. 7.16. Расчетная схема колодочного тормоза с пружинным замыканием



чашкой 13. Грузы удерживаются бортами чашек 13 и 10, благодаря которым происходит совместное вращение грузов и чашек. Шток 5 толкателя может поступательно перемещаться в корпусе 12. Это перемещение ограничено кольцом 7. Через шток пропущен палец 6, служащий для шарнирного крепления к одному из рычагов тормоза. На конце штока имеется диск 4, в который упирается замыкающая пружина 3. Второй конец пружины упирается в траверсу 2. Осадка пружины, а значит, и усилие замыкания тормоза регулируется гайками на тягах 1, закрепленных

в корпусе 12 толкателя. При выключенном двигателе 17 пружина 3, действуя на шток 5, сближает чашки 13 и 10 до взаимного соприкосновения грузов 11. При включении двигателя грузы удаляются от оси вращения, перемещаясь по соответствующим дорожкам чашек. Ведомая чашка при этом удаляется от ведущей, перемещая шток 5 и сжимая пружины 3. Коэффициент использования хода штока толкателя  $k_1 = 0,7 \dots 0,8$ .

Электромеханические толкатели так же, как и электрогидравлические, нечувствительны к механическим перегрузкам. Установка электромеханического толкателя ЭМТ-2 на колодочном тормозе над тормозным шкивом показана на рис. 7.7, 6.

**Расчет колодочного тормоза с пружинным замыканием.** На рис. 7.16 изображена схема колодочного тормоза, соответствующая тормозам ТК конструкции ВНИИПТмаш. Замыкание этих тормозов производится усилием  $P_0$  сжатой основной пружины 1. Для обеспечения отхода колодок от тормозного шкива применена вспомогательная пружина 2, усилие которой  $P_в$  принимается в пределах 20—60 Н в зависимости от размера тормоза. При заданном тормозном моменте  $M_т$  результирующая сила основной и вспомогательной пружин  $P$ , равномерно действующая на оба рычага:

$$P = \frac{M_т}{fD\eta} \frac{l_1}{l}, \quad (7.5)$$

где  $f$  — коэффициент трения;  $\eta$  — КПД рычажной системы тормоза, т. е. коэффициент, учитывающий потери на трение в шарнирах рычажной системы тормоза; для тормоза с шарнирами высокого качества и подзодом смазочного материала  $\eta = 0,9 \dots 0,95$ ;  $D$ ,  $l$ ,  $l_1$  — размеры по рис. 7.16.

Усилие основной пружины

$$P_0 = P + P_в$$

Нормальное давление колодки на шкив  $N = M_T / (fD)$ .

Максимально допустимый установочный зазор между колодкой и шкивом

$$e = k_1 h_m \frac{l_1}{2l},$$

где  $h_m$  — ход якоря электромагнита;  $k_1$  — коэффициент возможного использования хода якоря.

Расчет тормоза с электрогидравлическим приводом. При заданном тормозном моменте  $M_T$  необходимое усилие замыкающей пружины 2 определяется из условия равновесия элементов рычажной системы тормоза (см. рис. 7.7, а). Необходимое горизонтальное усилие замыкания, приложенное к верхнему шарниру тормозных рычагов, как и для предыдущего тормоза, определяют по формуле (7.5).

С учетом равновесия верхнего рычага, соединяющего правый рычаг с замыкающей пружиной и со штоком толкателя, определяют необходимое усилие пружины

$$P_n = \frac{M_T l_1 a}{f D c \eta}.$$

При определении  $P_n$  не учтены вес подвижных элементов толкателя (поршня и штока) и собственный вес верхнего рычага вследствие относительно малого их значения. При замыкании тормоза усилие толкателя  $P_T$  преодолевает усилие пружины  $P_n$ , при этом  $P_T = P_n c / e$ .

Необходимый ход штока толкателя  $h_T$  определяют из соотношения (см. уравнение (7.4))

$$2N e \frac{1}{\eta} = P_T k_T k_1.$$

На рис. 7.7 размер  $h_1$  — полный ход штока, принимаемый по каталогу, размер  $h$  — установочный рабочий ход штока.

Рекомендуются следующие значения минимальных радиальных установочных зазоров между колодкой и шкивом:

Диаметр шкива $D$ , мм	100	160	200	250	320	400	500	630	800
Установочный зазор $e$ , мм	0,6	0,8	1,6		1,25		1,5		1,75

Жесткость рычажной системы необходимо проверять расчетом. Суммарная деформация способствует уменьшению нормального хода магнита. При этом этот ход не должен уменьшаться более чем на 10 %. Тормозные рычаги рассчитывают на изгибающий момент  $M$  от силы  $P$  в опасном сечении рычага:

$$\sigma = k_d \frac{M}{W} \leq [\sigma] = 0,6 \sigma_T,$$

где  $W$  — момент сопротивления изгибу рассчитываемого сечения рычага;  $k_d$  — динамический коэффициент, учитывающий характер изменения приложенной силы при замыкании тормоза в зависимости от типа привода колодочного тормоза;  $k_d$  имеет следующие значения:

Привод:	
короткоходовые электромагниты переменного тока типа МО-Б . . .	2,5
длинноходовые электромагниты переменного тока типа КМТ и короткоходовые электромагниты постоянного тока типа МП . . . . .	2,0

длинноходовые электромагниты постоянного тока типа КМП . . .	1,5
электрогидравлические и электромеханические толкатели и ручное (ножное) управление . . . . .	1,25

Для нормальной работы тормоза должно быть проведено полное регулирование, заключающееся в установлении необходимой осадки замыкающей пружины, одинакового для обеих колодок тормоза радиального зазора между накладкой и шкивом при разомкнутом тормозе, нормального хода якоря электромагнита или штока толкателя. Особенно большое значение имеет точность регулирования и надежность закрепления регулировочных винтов для тормозов с короткоходовыми электромагнитами.

### Ленточные тормоза

В ленточных тормозах тормозной момент создается в результате трения фрикционного материала, прикрепленного к гибкой стальной ленте, по поверхности цилиндрического тормозного шкива. При огибании цилиндра гибкой лентой можно использовать зависимости Эйлера (рис. 7.17):

$$T = \frac{P e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad t = \frac{P}{e^{f\alpha} - 1},$$

где  $P = 2M_T/D$  — окружное усилие.

Между натяжениями  $t$  и  $T$  существует соотношение

$$T = t e^{f\alpha},$$

где  $f$  — коэффициент трения между шкивом и фрикционным материалом;  $\alpha$  — угол охвата тормозного шкива лентой, рад.

Тормозной момент, развиваемый ленточным тормозом,

$$M_T = t(e^{f\alpha} - 1)R = TR \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}}.$$

Так как коэффициент трения входит в показатель степени, то даже малое его изменение приводит к значительному изменению тормозного момента. Вследствие этого тормозной момент ленточного тормоза может существенно изменяться.

Ширину ленты  $B$  назначают по допускаемому давлению, приведенному на 182 с.:

$$B = 2T/(D[p]).$$

Действительное текущее давление между лентой и шкивом

$$p = 2S/(BD),$$

где  $S$  — текущее натяжение ленты, изменяющееся от минимального натяжения  $t$  до максимального  $T$ .

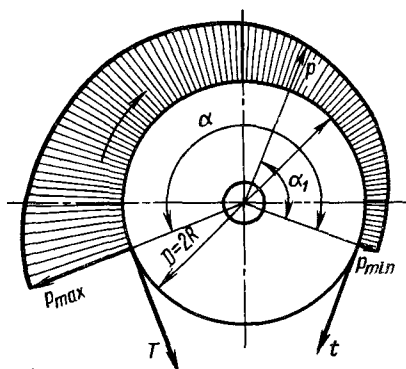


Рис. 7.17. Схема действия сил в ленточном тормозе

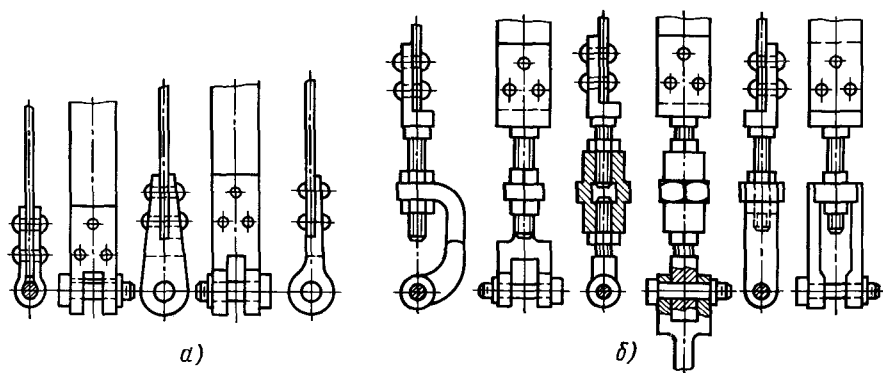


Рис. 7.18. Крепление концов тормозной ленты

Таким образом,

$$p_{\min} = 2l/(BD); \quad p_{\max} = 2T/(BD) \leq [p].$$

Крепление концов ленты осуществляют так, как показано на рис. 7.18. Один конец ленты прикрепляют без устройства для подтягивания ленты (рис. 7.18, а), а второй конец (это обычно конец с минимальным натяжением) снабжают винтовой стяжкой для регулирования зазора  $\varepsilon$  и подтягивания ленты по мере изнашивания фрикционного материала (рис. 7.18, б).

Лента выполнена из стали Ст3 или стали 20.

Толщину стальной тормозной ленты  $\delta$  определяют расчетом на растяжение в опасном сечении, ослабленном отверстиями под заклепки, по максимальному усилию натяжения  $T$  (толщину фрикционной накладки при расчете не учитывают). Учитывая концентрацию напряжений в заклепочном соединении и неравномерное нагружение по ширине ленты, коэффициент запаса прочности относительно предела текучести принимают не менее трех. Для предварительного выбора ленточного тормоза можно использовать следующие данные:

Диаметр тормозного шкива, $D$ , мм	100—200	250—320	400—500	630—800
Тормозной момент $M_T$ , Н·м	700—860	1400—1600	1800—2100	2800—4000
Ширина ленты $B$ , мм	30—70	70—90	90—110	120—150
Толщина ленты, $\delta$ , мм	3—4	4—6	4—7	6—10
Установочный радиальный зазор $\varepsilon$ , мм	0,8	1,0	1,25	1,5

Различают следующие принципиальные схемы ленточных тормозов: простой, дифференциальный и суммирующий.

**Простой ленточный тормоз.** В простом ленточном тормозе (рис. 7.19, а) при направлении вращения шкива, указанном на рисунке, усилие конца ленты с наибольшим натяжением  $T$  воспринимается какой-либо неподвижной точкой, чаще всего осью вращения рычага. Простой ленточный тормоз является тормозом одностороннего действия, так как при изменении направления вращения шкива

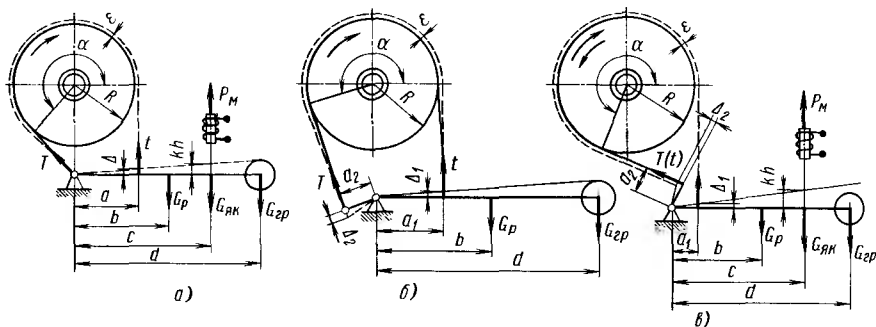


Рис. 7.19. Ленточные тормоза:

*а* — простой; *б* — дифференциальный; *в* — суммирующий

при том же замыкающем усилии, создаваемом весом замыкающего груза, максимальное усилие будет на том конце ленты, который прикреплен к рычагу. Это усилие  $T'$  будет в  $e^{\alpha}$  раз меньше, чем усилие при вращении шкива в первоначальном направлении, а следовательно, и тормозной момент будет также в  $e^{\alpha}$  раз меньше. Поэтому этот тормоз применяют в тех механизмах, в которых не требуется действие тормоза с одинаковым моментом при вращении шкива в обе стороны (механизмы подъема); при этом его устанавливают так, чтобы больший тормозной момент развивался при торможении опускающегося груза. Тогда для торможения поднимающегося груза оказывается достаточным тормозной момент меньшего значения.

Вес груза, необходимый для создания тормозного момента,

$$G_{\text{гр}} = \frac{(ta/\eta) - (G_{\text{р}}b + G_{\text{як}}c)\eta}{d},$$

где  $a, b, c, d$  — размеры по рис. 7.19, *а* (обычно принимают  $d/a = 10 \dots 15$ );  $G_{\text{р}}$  — вес тормозного рычага;  $G_{\text{як}}$  — вес якоря электромагнита;  $\eta$  — КПД рычажной системы тормоза (при качественном исполнении шарниров  $\eta = 0,9 \dots 0,95$ ).

Тормозной момент, развиваемый простым ленточным тормозом, при направлении вращения, указанном на рис. 7.19, *а*, определяют по формуле

$$M_{\text{т}} = (e^{\alpha} - 1) \frac{D}{2} \frac{G_{\text{р}}b + G_{\text{як}}c + G_{\text{гр}}d}{a} \eta.$$

При размыкании тормоза лента отходит от шкива на радиальный зазор  $\epsilon$ , тогда ход ленты или перемещение точки крепления ленты к рычагу

$$\Delta = (R + \epsilon)\alpha - R\alpha = \epsilon\alpha,$$

где  $\alpha$  — угол обхвата, рад.

**Дифференциальный ленточный тормоз.** В этом тормозе оба конца ленты закреплены на тормозном рычаге по обе стороны от оси его вращения, причем плечи  $a_1$  и  $a_2$  сил  $T$  и  $t$  относительно оси

вращения тормозного рычага не равны между собой (рис. 7.19, б). Вес груза, необходимый для создания тормозного момента  $M_T$ ,

$$G_{rp} = \frac{ta_1/\eta - (Ta_2 + G_p b) \eta}{d}.$$

Ход ленты или перемещение точки ее крепления к рычагу при отходе ленты от шкива на зазор  $\varepsilon$

$$\Delta_1 = \varepsilon \alpha \frac{a_1}{a_1 - a_2}; \quad \Delta_2 = \varepsilon \alpha \frac{a_2}{a_1 - a_2}.$$

Тормозной момент, развиваемый дифференциальным ленточным тормозом, при направлении вращения шкива, показанном на рис. 7.19, б,

$$M_T = \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_1 - a_2 e^{f\alpha}} (G_p b + G_{rp} d) \frac{D}{2} \eta.$$

Из анализа этой формулы видно, что при соотношении плеч рычага  $a_1/a_2$ , близком к  $e^{f\alpha}$ , можно при очень малом значении замыкающей силы получить тормозной момент, стремящийся к бесконечности, т. е. может произойти самозатягивание тормозной ленты, так как нажатие ленты на шкив осуществляется не только под действием внешней силы, приложенной к ленте, но и под действием силы трения, возникающей между шкивом и лентой. Необходимость в малом замыкающем усилии является преимуществом дифференциального тормоза. Однако самозатягивающиеся тормоза применяют редко вследствие резкого захватывания шкива, сопровождающегося толчками; слабого торможения при перемене направления вращения шкива; повышенного износа тормозной накладки и тормозного шкива.

Из-за значительного изменения тормозного момента при изменении коэффициента трения и склонности тормоза к самозатягиванию дифференциальный тормоз редко используют в лебедках с машинным приводом и большей частью он имеет ручное управление.

Для нормальной работы дифференциального тормоза во избежание самозатягивания должно быть соблюдено неравенство  $a_1 > a_2 e^{f\alpha}$ . Обычно принимают  $a_1 = (2,5 \dots 3) a_2$ , а  $a_2$  из конструктивных соображений принимают равным 30—50 мм. При изменении направления вращения шкива на противоположное (см. рис. 7.19, б) тормозной момент уменьшится в  $(a_1 e^{f\alpha} - a_2)/(a_1 - a_2 e^{f\alpha})$  раз по сравнению с моментом, определенным по приведенному выше выражению.

**Суммирующий ленточный тормоз.** В суммирующем ленточном тормозе (рис. 7.19, в) оба конца ленты прикреплены к тормозному рычагу с одной стороны от оси его вращения. Плечи  $a_1$  и  $a_2$  действия сил  $T$  и  $t$  относительно оси вращения рычага могут быть различными или равными между собой. При одинаковых плечах  $a_1$  и  $a_2$  тормозной момент не зависит от направления вращения шкива. Такие тормоза находят преимущественное распространение в механизмах, для которых необходим постоянный тормозной момент, независимо

от направления движения (например, в механизмах передвижения и поворота). Вес груза, необходимый для создания определенного тормозного момента в суммирующем тормозе, определяется исходя из суммарного действия сил натяжения ленты  $T$  и  $t$ :

$$G_{rp} = \frac{(t/\eta)(a_2 e^{f\alpha} + a_1) - (G_p b + G_{якc}) \eta}{d}.$$

Тормозной момент, развиваемый суммирующим ленточным тормозом (при направлении вращения шкива, указанном на рис. 7.19, в),

$$M_\tau = (G_p b + G_{якc} + G_{rp} d) \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_2 e^{f\alpha} + a_1} \frac{D}{2} \eta.$$

При изменении направления вращения шкива тормозной момент уменьшается (при  $a_2 < a_1$ ) в  $(a_2 + a_1 e^{f\alpha}) / (a_1 + a_2 e^{f\alpha})$  раз.

Ход ленты или перемещение точки крепления ленты к рычагу при размыкании тормоза и образовании радиального зазора  $\epsilon$ :

$$\Delta_1 = \epsilon \alpha \frac{a_1}{a_1 + a_2}; \quad \Delta_2 = \epsilon \alpha \frac{a_2}{a_1 + a_2}.$$

Из анализа приведенных уравнений видно, что при  $a_1 = a_2$  для создания определенного тормозного момента в суммирующем тормозе требуется замыкающее усилие в  $e^{f\alpha} + 1$  раз больше, чем в простом ленточном тормозе, а ход точки крепления ленты к рычагу для достижения того же радиального зазора — в 2 раза меньше.

Подбор электромагнитов для ленточных тормозов производят по формуле (7.3). Так, для простого тормоза

$$F_m h_m = \frac{2 M_{\tau} \epsilon \alpha}{D (e^{f\alpha} - 1) k_1 \eta}.$$

Максимально возможное плечо действия тягового усилия электромагнита, определяемое из условий обеспечения нормального отхода ленты,

$$c = k_1 h_m \frac{a}{\epsilon \alpha}.$$

Для суммирующего тормоза

$$F_m h_m = \frac{2 M_{\tau} \epsilon \alpha (a_1 + a_2 e^{f\alpha})}{D (a_1 + a_2) (e^{f\alpha} - 1) k_1 \eta};$$

$$c = k_1 h_m \frac{a_1 + a_2}{\epsilon \alpha}.$$

На основании этих уравнений и из конструктивных соображений выбирают электромагнит.

Ленточные тормоза находят еще широкое применение благодаря простоте конструкции, компактности и способности развивать большие тормозные моменты, увеличивающиеся с увеличением угла обхвата. В кранах применяют в основном простые ленточные тормоза. Однако ленточные по сравнению с колодочными тормозами имеют следующие недостатки: создается значительное усилие, изги-



бающее тормозной вал, равное геометрической сумме натяжений  $T$  и  $t$ ; вследствие гибкости тормозной ленты не происходит выравнивания давлений, и закон их распределения, а следовательно, и износа соответствует изменению функции  $e^{\alpha}$ ; низкая надежность; обрыв стальной ленты тормоза влечет за собой аварию. Поэтому надежность ленточных тормозов меньше колодочных.

### Тормоза с осевым нажатием

В этих тормозах усилие, необходимое для получения тормозного момента, действует вдоль оси тормозного вала.

**Дисковые тормоза.** В этих тормозах необходимый момент трения создается прижатием неподвижных дисков  $6$  к дискам  $1$ , вращающимся вместе с тормозным валом (рис. 7.20). Замыкающая сила  $Q$  создается усилием пружины, весом замыкающего груза или усилием человека, прилагаемыми к приводным элементам рычажной, гидравлической или пневматической систем. Дисковые тормоза находят применение во всех механизмах грузоподъемных машин.

На рис. 7.20 показан дисковый тормоз электротали, замыкаемый усилием  $Q$  сжатой пружины  $5$  и размыкаемый с помощью трех электромагнитов  $4$  переменного тока с Ш-образным сердечником. Якоря  $3$  электромагнитов закреплены на тормозном диске  $6$ , противоположная сторона которого снабжена фрикционной накладкой  $2$ . Подвижные диски  $1$  выполняются стальными без фрикционных накладок. Внутренний радиус дискового тормоза  $R_v$  выбирают минимально допустимым. Наружный радиус при работе тормоза в масляной

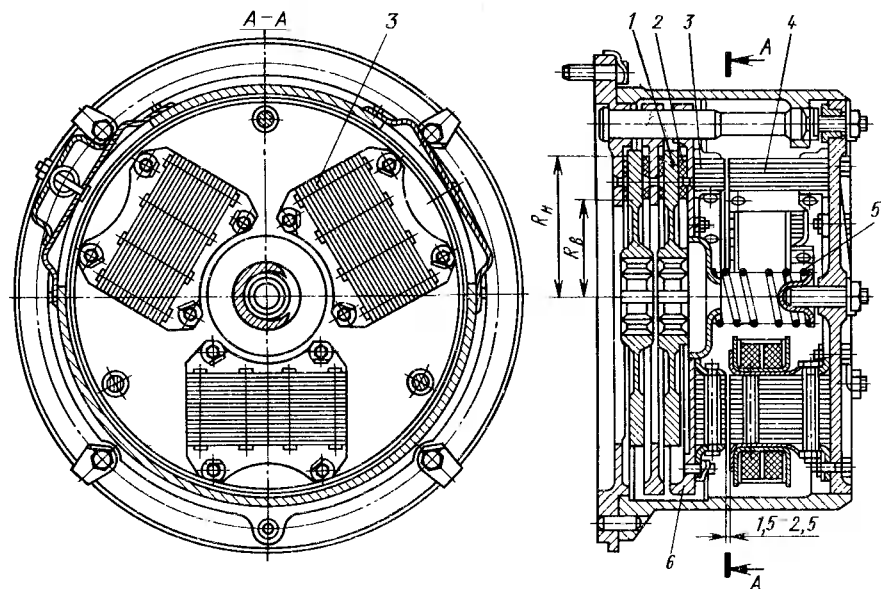


Рис. 7.20. Дисковый тормоз с пружинным замыканием и электромагнитным приводом

ванне обычно выбирают из условий хорошего смазывания дисков по соотношению  $R_H = (1,25 \div 2,5) R_B$ , причем разность радиусов не должна быть более 6 см.

Тормозной момент дискового тормоза

$$M_T = m f Q R_{cp},$$

где  $m$  — число пар поверхностей трения;  $f$  — коэффициент трения трущихся поверхностей;  $Q$  — осевое усилие прижатия трущихся поверхностей;  $R_{cp}$  — средний радиус поверхности трения.

Для дисковых тормозов с большим числом пар трущихся поверхностей при расчете следует учитывать потери на трение в шлицевых направляющих соединениях, уменьшающие фактическое усилие прижатия дисков друг к другу и значение действительного тормозного момента [2].

Средним радиусом поверхности трения  $R_{cp}$  является радиус действия силы трения, эквивалентной действию всех элементарных сил трения на площади контакта дисков фрикционной пары. Элементарный момент трения, возникающий на кольцевой площадке, отстоящей на расстоянии  $\rho$  от оси вращения и имеющей ширину  $d\rho$  при давлении  $p$  на этой площадке,

$$dM_T = \rho 2\pi p^2 f d\rho.$$

Общий момент трения

$$M_T = 2\pi f \int_{R_B}^{R_H} \rho p^2 d\rho.$$

Элементарная осевая сила, действующая на кольцевой элемент и создающая давление  $p$ ,

$$dQ = 2\pi p \rho d\rho.$$

Общая осевая сила

$$Q = 2\pi \int_{R_B}^{R_H} p \rho d\rho.$$

При одной паре трущихся поверхностей ( $m = 1$ )

$$R_{cp} = \frac{M_T}{fQ} = \frac{\int_{R_B}^{R_H} \rho p^2 d\rho}{\int_{R_B}^{R_H} p \rho d\rho}. \quad (7.6)$$

Значение  $R_{cp}$ , определяемое по данному уравнению, зависит от закономерности распределения  $p$  по ширине кольца трения. Закон распределения  $p$  зависит в основном от жесткости элементов фрик-

ционной пары и способа приложения осевого усилия  $Q$ . Существуют две гипотезы закона распределения  $p$ . В первом случае принимается равномерное распределение давления по всей площади трения, т. е.  $p = \text{const}$ . При этом средний радиус трения по уравнению (7.6)

$$R_{\text{ср}} = \frac{2}{3} \frac{R_{\text{н}}^3 - R_{\text{в}}^3}{R_{\text{н}}^2 - R_{\text{в}}^2}.$$

Во втором случае принимается, что работа трения  $p v$  в любой точке поверхности трения одинакова. Эта гипотеза подтверждается равномерностью изнашивания фрикционного материала. Так как линейная скорость пропорциональна радиусу, данное условие имеет вид  $p r = \text{const}$ , что дает при интегрировании уравнения (7.6) следующее выражение для среднего радиуса:

$$R_{\text{ср}} = (R_{\text{н}} + R_{\text{в}})/2.$$

При выполнении указанных выше рекомендаций по соотношению внутреннего и наружного радиусов поверхности трения, определение среднего радиуса по обоим выражениям дает близкие результаты.

При работе без смазки значение коэффициента трения принимают по рекомендациям, приведенным выше. При работе в масляной ванне коэффициент трения стали по стали 0,06. При трении прессованного и вальцованного фрикционного материала по металлу коэффициент трения 0,16, а при трении тканого и плетеного фрикционного материала по металлу 0,12. При наличии густой смазки (для некоторых типов ручных механизмов) коэффициент трения стали по чугуноу 0,1; кожи по стали и чугуноу 0,15; прессованного и вальцованного фрикционного материала по металлу 0,12; тканого и плетеного фрикционного материала по металлу 0,1. При применении в дисковых тормозах смазки трущихся поверхностей существенно снижается значение коэффициента трения, что требует для создания необходимого тормозного момента или увеличения замыкающего осевого усилия или увеличения числа трущихся пар. Одновременно с этим наличие смазки приводит к значительному повышению долговечности благодаря уменьшению износа и создает лучшие условия теплообмена. Среднее давление на трущихся поверхностях

$$p = \frac{Q}{\pi (R_{\text{н}}^2 - R_{\text{в}}^2)} \ll [p].$$

Допускаемое давление для всех типов тормозов с осевым нажатием принимают по данным табл. 7.5.

При расчете хода рычажной системы тормоза следует иметь в виду, что осевой зазор между дисками разомкнутого тормоза составляет не менее 0,5 мм при работе с асбофрикционными дисками и не менее 0,2 мм при работе с металлическими дисками в масляной ванне и при спеченном фрикционном материале.

Для многодисковых тормозных устройств вследствие ухудшения условий теплоотвода допускаемые давления, приведенные в табл. 7.5, снижают на 25—30 %. В грузоупорных тормозах с металлической

## 7.5. Допускаемые значения давления $[p]$ , МПа

Материал трущихся поверхностей	Давление $[p]$ для тормозов		
	без смазочного материала	с густым смазочным материалом	в масляной ванне
Металл по металлу	0,3	0,4	0,8
Тканые и плетеные фрикционные материалы по металлу	0,3	0,6	0,8
Прессованные, вальцованные и формованные материалы по металлу	0,6	1,0	1,2
Спеченные фрикционные материалы по металлу в зависимости от типа спеченного материала	0,8—1,0	1,2—1,5	2,0—5,0
Текстолит по стали	0,3	0,4	0,6

парой трения, работающей в масляной ванне, допускаемое давление принимают не более 0,3 МПа.

**Дисково-колодочные тормоза.** В этих тормозах металлический тормозной диск, соединенный с одним из валов механизма, вращается между двумя тормозными колодками, имеющими форму сегмента и расположенными по обеим сторонам торцевой поверхности диска.

Одна из конструкций такого тормоза с приводом от электромагнита представлена на рис. 7.21, а. В этом нормально-замкнутом тормозе торможение осуществляется прижатием двух тормозных накладок — колодок 9 из фрикционного материала к тормозному диску 7, закрепленному на валу механизма, усилием двух замыкающих пружин 5. Для размыкания тормоза включается электромагнит 1, якорь которого, опускаясь, поворачивает рычаг 3 и кулачок 4. Этот кулачок раздвигает тормозные рычаги 2 и 6, отводя колодки от тормозного диска. Колодки из фрикционного материала соединены с цилиндрами 8, движущимися в жестких направляющих, закрепленных на раме 10 тормоза. Для устранения перекосов цилиндров при повороте тормозных рычагов осуществлено шарнирное соединение цилиндров 8 с рычагами 2 и 6.

Тормоза такого типа могут быть использованы как тормоза управляемые нормально-разомкнутые с гидравлическим управлением (рис. 7.22, а). При подаче жидкости под давлением от педали управления в гидравлический цилиндр 4 поршни 5 цилиндров, расположенных в скобе 3 с обеих сторон диска 1, прижимают тормозные колодки 2 к торцевым поверхностям диска, производя торможение машины. При снятии усилия с педали управления давление поршня на колодки прекращается и под действием сил упругости накладок они вместе с поршнями отходят от диска.

Нормально-замкнутый дисково-колодочный тормоз (см. рис. 7.21, а) с приводом от электрогидравлического толкателя 18 состоит из двух, расположенных вертикально тормозных рычагов 12, 17, несущих тормозные колодки 11 с фрикционными накладками 13. Верхние концы рычагов 12 и 17 стягиваются пакетом тарельчатых пружин 16, создающих усилие, замыкающее тормоз. Над пружинами

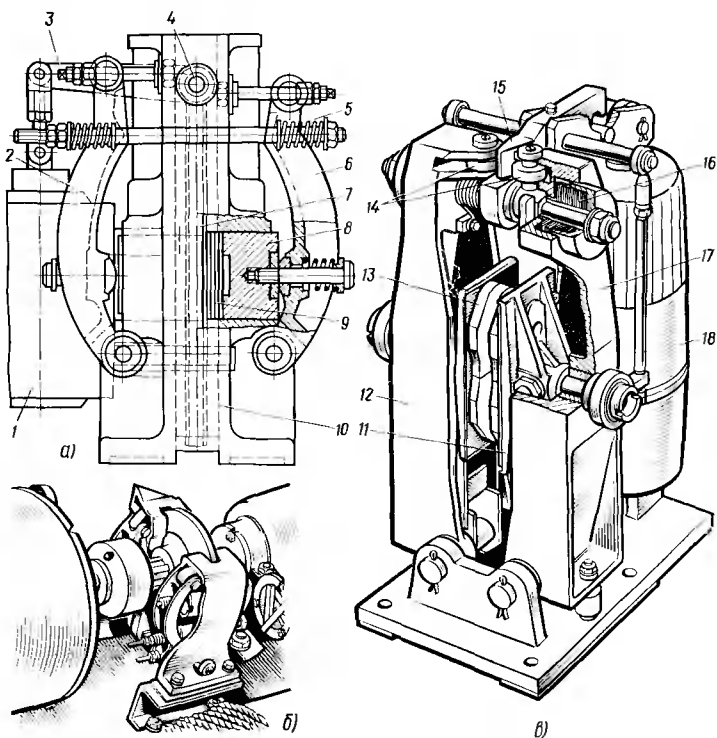


Рис. 7.21. Дисково-колодочный тормоз:

*а* — тормоз с электромагнитным приводом; *б* — общий вид установки; *в* — тормоз с электрогидравлическим толкателем

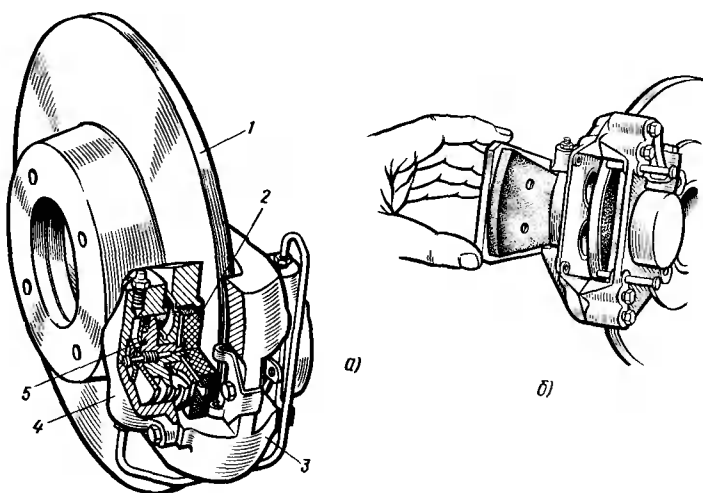


Рис. 7.22. Дисково-колодочный тормоз с гидравлическим управлением:

*а* — общий вид; *б* — схема замены тормозных колодок

жинами 16 на тормозных рычагах установлены ролики 14 с вертикальной осью вращения, взаимодействующие с клином 15, шарнирно связанным со штоком электрогидравлического толкателя 18 через систему рычагов. В замкнутом положении тормоза колодки 11 усилием замыкающих пружин 16 прижаты к тормозному диску (на рис. 7.21, в диск не показан), закрепленному на тормозном валу, осуществляя торможение механизма. При включении привода шток толкателя, преодолевая усилие замыкающих пружин 16, вводит клин 15 между роликами 14, разводя рычаги тормоза и освобождая тормозной диск.

Дисково-колодочные тормоза удобны в эксплуатации, так как в них легко контролируется износ накладок, очень просто производится смена изношенных накладок (см. рис. 7.22, б), для чего достаточно освободить два штифта, после чего колодка с накладкой вынимается и на ее место вставляется новая колодка. В ряде конструкций с гидроуправлением применена система автоматического восстановления отхода фрикционных колодок от тормозного диска по мере изнашивания фрикционного материала.

Дисково-колодочные тормоза способны совершать значительно большую работу торможения без превышения температуры нагревания накладок сверх определенного предела, чем колодочный тормоз тех же размеров, так как примерно 85—90 % поверхности тормозного диска не контактирует с фрикционным материалом и свободно для взаимодействия с окружающей средой (воздухом), что способствует интенсивному теплоотводу в окружающую среду.

Срок службы деталей дисково-колодочных тормозов (в том числе и фрикционных накладок) превышает срок службы деталей колодочных тормозов. Для уменьшения нагрузки на вал механизма от силы трения целесообразно устанавливать две пары колодок, диаметрально расположенных относительно оси вращения диска.

**Тормоза, замыкаемые весом груза (грузоупорные тормоза).** Такие тормоза, получившие широкое применение в ручных механизмах подъема и в механизмах с машинным приводом, при прекращении вращения приводного вала под действием момента от веса груза автоматически развивают тормозной момент, пропорциональный весу груза, останавливают груз и удерживают его в подвешенном состоянии. Следовательно, для получения тормозного момента в данном случае не требуется приложения специального внешнего усилия. Так как тормоз развивает тормозной момент, пропорциональный весу перемещаемого груза, он обеспечивает плавную остановку грузов любого веса с одинаковым замедлением. Для опускания груза в течение всего времени опускания необходимо прилагать внешний момент со стороны привода.

Различают два типа тормозов, замыкаемых весом груза: с уменьшенным в процессе опускания груза усилием прижатия тормозных дисков и постоянным усилием прижатия тормозных дисков при подъеме и опускании груза.

*Дисковые тормоза, замыкаемые весом груза с уменьшенным в процессе опускания усилием прижатия тормозных дисков (рис. 7.23),*

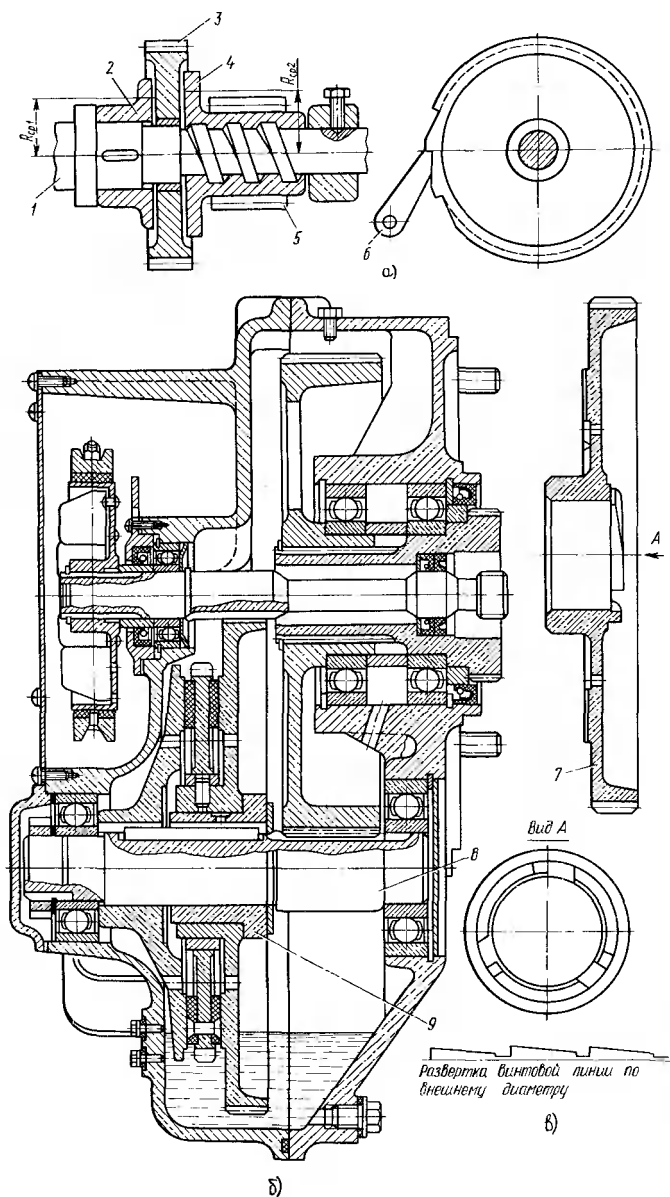


Рис. 7.23. Дисковый тормоз, замыкаемый весом транспортируемого груза:  
 а — общий вид; б — установка тормоза в механизме электротали ТЭ-5; в — зубчатое колесо с торцовыми кулачками

находят широкое применение в подъемных механизмах с ручным и машинным приводом. При наличии машинного привода тормоз обычно устанавливают на втором валу относительно двигателя, так как при этом на работу тормоза меньше влияет инерция вращения

ющихся частей. При ручном приводе его обычно устанавливают на наиболее быстроходном (приводном) валу.

Принцип работы тормоза при машинном приводе следующий. Вал 1 (рис. 7.23, а) получает вращение от двигателя и передает крутящий момент через зубчатое колесо 5 грузовому барабану. На валу 1 закреплен с помощью шпонки диск 2. Другой диск 4, выполненный с зубчатым колесом 5 как одно целое, установлен на валу 1, имеющем резьбу. Между дисками установлено храповое колесо 3, свободно сидящее на валу 1. Направление резьбы на валу 1 выбрано так, что при действии момента от веса груза колесо 5 перемещается влево по резьбе и зажимает храповое колесо 3 между дисками 2 и 4. При вращении вала 1 в сторону подъема груза вследствие соответствующего направления зубьев храповое колесо и диски получают возможность свободно вращаться в сторону подъема. По окончании подъема груз останавливается, так как храповое колесо удерживается от обратного вращения собачкой 6, а диски 2 и 4 прижаты к храповому механизму силой трения (момент от веса груза при подъеме, опускании и неподвижно подвешенным грузе направлен в одну и ту же сторону).

Для опускания груза необходимо вал 1 вращать в сторону опускания. Вал 1 закреплен от осевого смещения, поэтому колесо 5 перемещается по резьбе вдоль оси вала вправо до тех пор, пока давление на храповой механизм уменьшится настолько, что момент трения между дисками и храповым механизмом будет недостаточным для удержания колеса 5 от вращения под действием силы тяжести груза. При этом груз опускается. Свободное опускание груза продолжается до тех пор, пока угловая скорость диска 4 не превысит угловой скорости вала; тогда колесо опять начинает перемещаться по резьбе вала влево, увеличивая момент трения между дисками и храповым колесом, прекращая их относительное перемещение.

В процессе опускания груза это относительное перемещение переходит в непрерывное скольжение дисков 2 и 4 по храповому колесу 3, в результате чего наступает состояние относительного равновесия, при котором груз опускается со скоростью, соответствующей частоте вращения ведущего вала. Момент от веса груза на тормозном валу  $M_{гр}$ , приложенный к гайке-колесу 5 или к винту-валу 1, стремящийся затянуть винтовое соединение, уравнивается моментом трения в резьбе и моментом трения между диском 4 и храповым колесом 3.

Осевая сила, сжимающая диски,

$$Q = \frac{M_{гр}}{r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f R_{ср2}},$$

где  $M_{гр}$  — момент от веса груза;  $r$  — средний радиус винтовой резьбы, см;  $\rho$  — угол трения в резьбе (при работе в масляной ванне  $\rho = 2 \dots 3^\circ$ );  $\alpha$  — угол подъема средней линии резьбы на валу;  $f$  — коэффициент трения между дисками 2, 4 и храповым колесом 3;  $R_{ср2}$  — средний радиус трения между диском 4 и храповым колесом (см. рис. 7.23, а).



Тормозной момент тормоза, замыкаемого весом груза,

$$M_T = fQ(R_{cp1} + R_{cp2}),$$

где  $R_{cp1}$  — средний радиус трения между диском 3 и храповым колесом.

Этот момент не должен быть меньше  $k_{гр}M_{гр}$  (здесь  $k_{гр}$  — коэффициент запаса торможения, принимаемый для грузоупорных тормозов равным 1,2).

При подъеме груза тормоз замыкается и действует как жесткая соединительная муфта. Однако это замыкание не дает гарантии надежного удержания груза в подвешенном состоянии. Для обеспечения надежного удержания груза в подвешенном состоянии должно быть соблюдено условие, выражающееся в том, что сумма моментов трения между дисками 2, 4 и 3 и моментов трения всех частей механизма от тормоза до двигателя (при скорости на среднем радиусе трения не более 3—4 м/с, т. е. когда можно пренебречь силами инерции) должна быть большей или равной грузовому моменту, действующему на тормозном валу:

$$fR_{cp1} + fR_{cp2} \geq [r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + fR_{cp2}] \eta_1,$$

где  $\eta_1$  — КПД механизма между двигателем и валом, на котором установлен тормоз.

Постоянное скольжение тормозных дисков при опускании груза приводит к увеличенному их нагреву, что оказывает влияние на работоспособность элементов тормоза и надежность. Во избежание перегрева фрикционного материала наибольшая расчетная удельная мощность трения в электроталях грузоподъемностью 0,5—5 т при работе с номинальным грузом (по данным ВНИИПТмаш) не должна превышать 0,011 кВт/см<sup>2</sup>. Исходя из этого значения удельной мощности, выбирают площадь трения тормозных накладок и средний расчетный радиус трения тормозных дисков.

Опускающийся груз останавливается тормозом при соблюдении следующего неравенства:

$$r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \leq \frac{R_{cp2}f}{k_{гр}}.$$

Для обеспечения плавной работы автоматического тормоза его поверхности трения обильно смазывают, а в передачах с машинным приводом тормоз помещают в масляную ванну. Уменьшение момента трения в резьбе способствует улучшению работы тормоза. Оно может быть достигнуто уменьшением радиуса резьбы или увеличением угла подъема. Резьба на тормозном валу выполнена прямоугольной или трапецеидальной (вторая предпочтительнее). Радиус резьбы должен быть минимальным по условиям прочности вала и допускаемому давлению в резьбе, принимаемому при трении закаленного винта по бронзовой гайке  $[p] = 12$  МПа и по чугунной гайке  $[p] = 6$  МПа; при трении винта из незакаленной стали по бронзовой гайке  $[p] = 9$  и чугунной гайке  $[p] = 5$  МПа. Прочность элементов грузоупорного тормоза следует рассчитывать по наибольшему (с учетом динамических явлений при замыкании тормоза при подъеме груза с опоры)

значению осевой силы  $Q_{\max}$ , которая для тормозов электроталей ТЭ ВНИИПТмаш составляет  $1,4Q$ . Угол подъема резьбы выбирают в пределах  $12\text{--}20^\circ$ , для свободного размыкания поверхностей трения не рекомендуется принимать  $\alpha < 15^\circ$ . Число ходов винта  $n = 2 \div 4$ .

Тормоз, замыкаемый весом поднимаемого груза, выгодно отличается от обычного стопорного тормоза тем, что он производит остановку грузов различной массы при практически одинаковых значениях замедлений. Стопорный тормоз, тормозной момент которого определяют в зависимости от груза номинальной массы, производит остановку малых грузов весьма резко. Однако установка в механизме подъема одного тормоза, замыкаемого весом груза, нецелесообразно, так как в этом случае при опускании грузов малой массы возрастает влияние вращающихся масс ротора двигателя и остановка происходит замедленно, на большом пути торможения (маховые массы ротора и элементов привода от ротора до вала тормоза ослабляют силу нажатия тормозных дисков, уменьшая тормозной момент).

В тормозах, замыкаемых весом груза, коэффициент запаса торможения определяет лишь степень надежности удержания груза в подвешенном состоянии, но не определяет создаваемого замедления и пути торможения. Путь торможения зависит от соотношения между силами инерции элементов механизма и веса груза, приведенными к валу тормоза. Чем больше вес груза, тем меньше это соотношение и тем меньше путь торможения.

Для уменьшения пути торможения в механизмах подъема с машинным приводом необходимо применение дополнительного стопорного тормоза, устанавливаемого на приводном валу. Назначение этого тормоза — поглощение кинетической энергии вращающихся масс механизма от двигателя до вала, на котором установлен спускной тормоз. Поэтому коэффициент запаса торможения для стопорного тормоза в этом случае определяется моментом инерции элементов механизма и имеет меньшие значения при меньших скоростях. Если установить стопорный тормоз с излишне большим тормозным моментом, то этот тормоз будет осуществлять резкую остановку механизма и груза и опережать действие тормоза, замыкаемого весом груза. Следовательно, при этом исчезнет основная особенность спускного тормоза — возможность создания торможения с одинаковым замедлением при опускании грузов любой массы.

Излишне большой коэффициент запаса торможения для тормоза, замыкаемого весом груза, приводит к нарушению плавной работы механизма — опускание груза будет сопровождаться толчками. При малых скоростях и соответственно меньших значениях сил инерции происходит замедленное затягивание тормоза замыкаемого весом груза, что увеличивает путь торможения.

В некоторых конструкциях (например, в серийно выпускаемых талях ТЭ-5 ВНИИПТмаш вместо винтового замыкания тормоза применены торцовые кулачки на зубчатом колесе 7 (рис. 7.23, б), которые входят в зацепление с торцовыми кулачками на втулке 9, установленной на шпонке промежуточного вала 8 механизма подъема

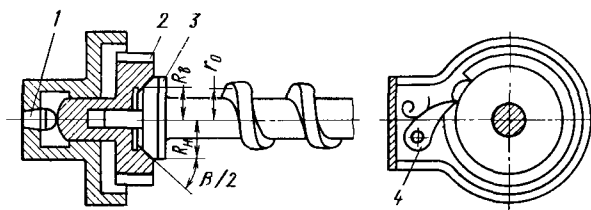


Рис. 7.24. Конический тормоз, замыкаемый весом груза

тали. Этот тип узла замыкания более сложен технологически, но обеспечивает хорошее центрирование деталей, и его применение оправдано для талей большой грузоподъемности.

*Конические тормоза, замыкаемые весом груза, с постоянным усилием прижатия тормозных дисков* (рис. 7.24). Эти тормоза применяют в механизмах с ручным приводом при наличии в механизме несамотормозящейся червячной передачи. Для создания тормозного момента используется осевое усилие червяка. Эти тормоза остаются замкнутыми как при подъеме, так и при опускании груза. При опускании груза необходимо преодолевать превышение тормозного момента над моментом, создаваемым грузом на тормозном валу, что вызывает повышенное изнашивание трущихся поверхностей. Тормоз состоит из конического диска 3, закрепленного на валу червяка или выполненного как одно целое с валом, и диска 2, снабженного коническим углублением, храповыми зубьями и пятой, которой он упирается в неподвижный корпус 1. Ось вращения собачки 4 храпового соединения также закреплена на неподвижном корпусе. Направление зубьев храпового колеса выбирается таким, чтобы диск мог свободно вращаться в сторону подъема и задерживаться от вращения при опускании. При подъеме груза диски 2 и 3 вращаются совместно и храповые зубья не препятствуют этому подъему. При остановке между дисками создается сила трения, удерживающая механизм от вращения, при котором груз будет опускаться, так как диск 2 удерживается храповым колесом. Для расчета конического грузоупорного тормоза должны быть известны характеристики червячной передачи.

Крутящий момент на валу червяка, создаваемый весом транспортируемого груза,

$$M'_{гр} = (M_{гр}/u) \eta,$$

где  $M'_{гр}$  — момент от веса груза на валу червячного колеса;  $u$  и  $\eta$  — передаточное число и КПД червячной передачи.

Тормозной момент, развиваемый тормозом,

$$M_{т} = k M'_{гр},$$

где  $k$  — коэффициент запаса торможения, принимаемый равным 1,2.

Осевое усилие на червяке, создающее момент трения на трущихся поверхностях тормоза,

$$Q = M_{гр}/R_k = M'_{гр}/[r \operatorname{tg}(\alpha - \rho)],$$

где  $R_k$  — радиус витальной пружины червячного колеса;  $r$  — средний радиус червяка;  $\alpha$  и  $\rho$  — угол подъема винтовой линии червяка и угол трения в червячном зацеплении.

Угол конуса  $\beta$

$$\sin \beta/2 = (R_n + R_v) / (2kR_k).$$

Угол  $\beta/2$  во избежание заклинивания конусов должен быть несколько больше угла трения фрикционных поверхностей.

### Тормозные устройства для регулирования скорости

Регуляторы скорости ограничивают скорость опускающегося груза при превышении заданного предела. Непосредственно останавливать механизм они не могут.

Наиболее широко распространены центробежные регуляторы скорости. Принцип их работы состоит в том, что при увеличении скорости тормозного вала возрастает центробежная сила масс элементов тормоза. При этом создается давление на неподвижную часть тормоза, вызывающее момент трения. Обычно центробежные тормоза установлены на быстроходном валу. Наиболее широко применяют центробежные дисковые тормоза и тормоза с грузами внутри тормозного корпуса. Для расчета центробежного тормоза, кроме грузового момента на тормозном валу, необходимо знать наибольшую частоту вращения тормозного вала в минуту, соответствующую заданной скорости опускания груза.

**Центробежный дисковый тормоз** (рис. 7.25, а). Этот тормоз имеет диск 5, закрепленный шпонкой на валу 6. На втулке диска 5 расположен диск 3, выполненный с возможностью осевого перемещения. Пружина 1, упирающаяся во втулку, стремится раздвинуть диски 5 и 3, а грузы 2 под влиянием центробежной силы стремятся эти диски сблизить и зажать находящийся между ними неподвижный фрикционный диск 4. При вращении вала 6 с центробежными грузами 2 развивается общая центробежная сила

$$C = \frac{zg}{g} \left( \frac{\pi n}{30} \right)^2 r,$$

где  $z$  — число грузов,  $z = 2...6$ ;  $G$  — вес груза;  $r$  — расстояние от оси вращения до центра тяжести грузов при зажатых дисках трения;  $n$  — частота вращения вала в минуту.

Нормальная сила, с которой действует рычаг на прижимной диск 3,

$$N = c \frac{a}{b} - K,$$

где  $K$  — усилие размыкающей пружины при ее осадке, соответствующей зажатым дискам;  $a$ ,  $b$  — плечи углового рычага.

Тормозной момент, создаваемый дисковым тормозом,

$$M_T = mfNR_{cp},$$

где  $m$  — число пар трущихся поверхностей;  $f$  — коэффициент трения.

Для обеспечения движения вала 6 с постоянной частотой вращения  $n$  под действием веса груза, опускающегося с постоянной скоростью, тормозной момент должен быть равен моменту  $M_{гр. сп}$  от веса груза, действующему на этом валу:

$$M_T = M_{гр. сп} = \left[ \frac{zG}{g} r \left( \frac{\pi n}{30} \right)^2 \frac{a}{b} - K \right] f m \frac{D_H + D_B}{4} \eta,$$

где  $D_H$  и  $D_B$  — наружный и внутренний диаметры дисков трения;  $\eta$  — коэффициент, учитывающий потери на трение в механической системе тормоза.

Необходимое усилие размыкающей пружины при заданном  $n$

$$K = \frac{G}{g} \left( \frac{\pi n}{30} \right)^2 \frac{a}{b} r z - \frac{4M_{гр. сп}}{(D_H + D_B) f m \eta}.$$

Давление на поверхности трения

$$p = \frac{4}{\pi} \frac{\frac{G}{g} \left( \frac{\pi n}{30} \right)^2 \frac{a}{b} r z - K}{D_H^2 - D_B^2} \leq [p].$$

Допускаемое давление  $[p]$  принимают по данным табл. 7.5. Действие дискового центробежного тормоза не зависит от направления вращения вала механизма.

**Центробежный тормоз с грузами внутри тормозного корпуса.** Этот тормоз (рис. 7.25, б) состоит из диска 9 с тремя цапфами 8, закрепленного на валу 7 механизма подъема. На цапфах свободно посажены замыкающие грузы 12, шарнирно соединенные рычагами со втулкой 6, которая также свободно установлена на ступице диска 9 и соединена с ней спиральной пружиной 11. Один конец пружины закреплен на ступице, второй — во втулке. При некоторой частоте вращения вала 7 замыкающие грузы 12 под действием центробежной силы  $C$  преодолевают усилие спиральной пружины и, поворачиваясь вокруг цапфы 8, прижимаются вкладышами 13 к неподвижному тормозному корпусу 10. При уменьшении частоты вращения грузы спиральной пружины оттягиваются к втулке. При конструировании следует стремиться к тому, чтобы центр тяжести всех грузов совпадал с осью вала 7, а центр тяжести каждого груза (точка А) был расположен возможно дальше от центра вала 7 и от оси поворота — цапфы 8.

Замыкающий груз находится в равновесии (без учета потерь в опоре груза) под действием центробежной силы каждого замыкающего груза  $C = (G/g) (\pi n/30)^2 r$ , нормальной силы  $N$  вкладыша на внутреннюю цилиндрическую поверхность трения корпуса, силы трения  $F = fN$  между вкладышами и корпусом и усилия спиральной пружины  $K$ . Из суммы моментов всех сил относительно оси вращения груза имеем

$$N = \frac{Cc - Kk}{a + fb},$$

где  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $k$  — плечи действия сил (см. рис. 7.25, б).

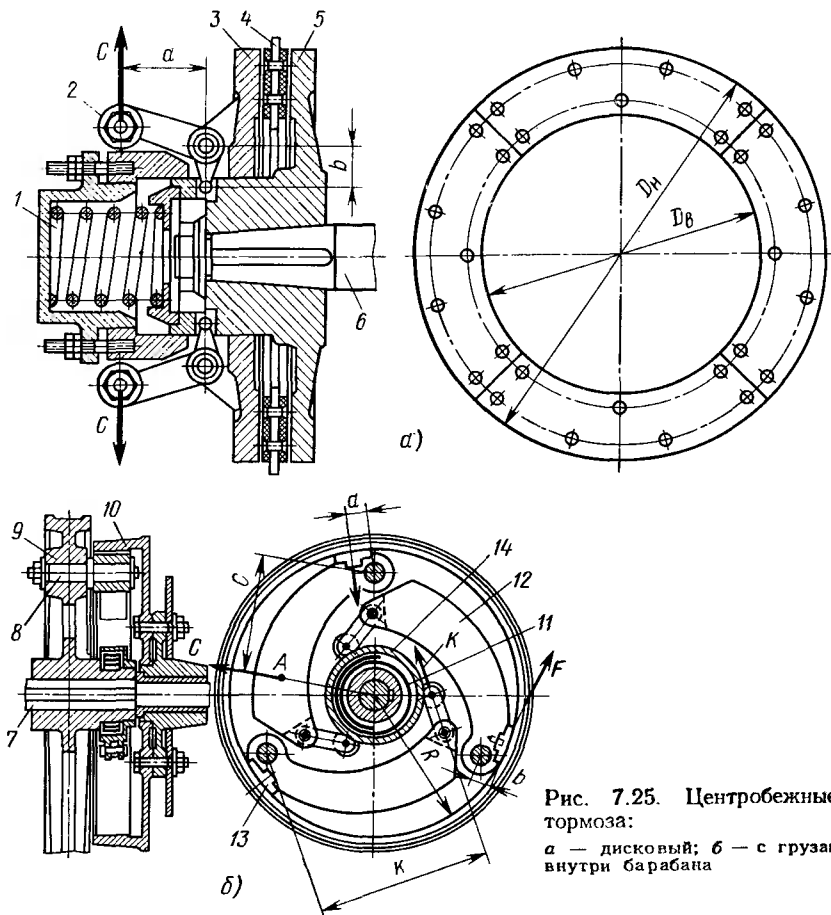


Рис. 7.25. Центробежные тормоза:  
а — дисковый; б — с грузами внутри барабана

Общий момент трения, создаваемый тормозом при опускании груза с равномерной скоростью, соответствующей частоте вращения  $n$  тормозного вала

$$M_{\tau} = FR = fR \frac{(G/g) zrc (\pi n/30)^2 - Kk}{a + fb},$$

где  $R$  — радиус поверхности трения.

Вес каждого замыкающего груза, при котором обеспечивается опускание груза с постоянной скоростью, соответствующей заданной частоте вращения  $n$  тормозного вала в минуту,

$$G = (30/\pi n)^2 \frac{g}{zrc} \left[ \frac{M_{rp}}{Rf} (a + fb) + Kk \right].$$

Соотношения плеч  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $k$  рекомендуется принимать следующими:

$$a/c = b/c = 1/8 \dots 1/12;$$

$$k/c = 3/2.$$

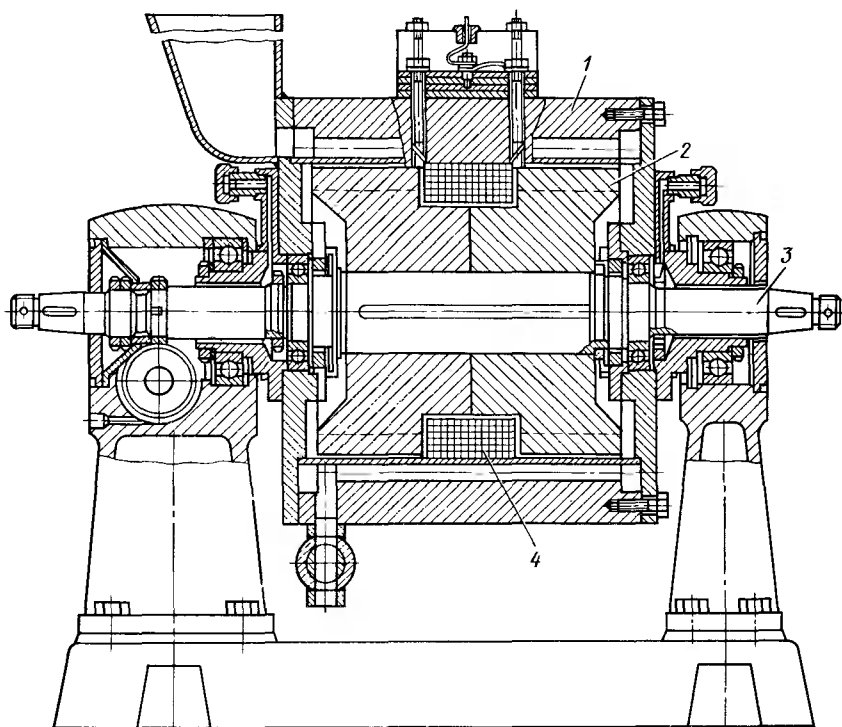
Общее усилие  $K$  спиральной пружины, действующее на все грузы, принимают в пределах 150—250 Н.

Недостатками тормоза данного типа является быстрое изнашивание вкладышей, трудность регулирования тормоза на заданную частоту вращения  $n$  и возможность работы только при одном направлении вращения вала (торможение при измененном направлении вращения сопровождается резкими толчками и сильным изнашиванием вкладышей и поверхности трения корпуса). Центробежные тормоза данного типа находят широкое применение для приведения в действие ловителей пассажирских и грузовых подъемников и в других грузоподъемных машинах.

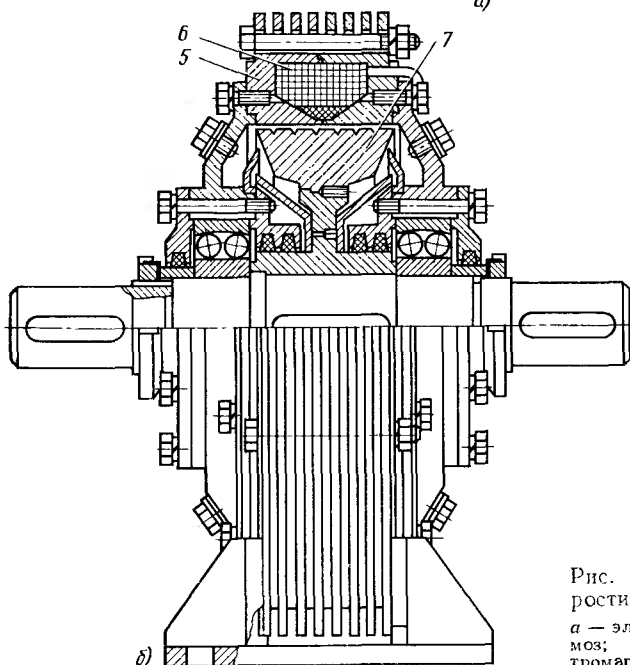
Особенности центробежных тормозов, ограничивающие их применение, состоят в том, что они начинают действовать только при достижении механизмом определенной скорости (под действием веса опускаемого груза), ограничивают скорость движения, но не могут произвести остановку груза; создают замедленное опускание грузов малой массы и пустого крюка, так как вес последних оказывается недостаточным для разгона тормозного вала до номинальной скорости.

**Гидравлические тормоза.** Эти тормоза используют в грузоподъемных машинах в качестве регуляторов скорости. В гидравлических тормозах используется сила сопротивления жидкости вращению лопастей ротора, помещенного в заполненном ею статоре с неподвижными лопастями. С помощью таких тормозов можно обеспечить большой тормозной момент и опускание тяжелых грузов с заданной скоростью (буровые лебедки, механизмы подъема некоторых типов закалочных кранов и т. п.). Применение гидравлических тормозов дает возможность увеличить скорость движения и массу опускающегося груза до таких значений, при которых механические фрикционные тормоза уже не могут обеспечить надежную работу вследствие возникновения чрезмерно высоких температур. Гидравлический тормоз значительно облегчает условия работы стопорного тормоза, функцией которого остается обеспечение относительно небольшой работы торможения для полной остановки и удержания груза.

**Электроиндукционные тормоза.** Для автоматического регулирования скорости движения в заданных пределах используют эти тормоза (рис. 7.26, а), имеющие статор 1, закрепленный неподвижно, и ротор 2, связанный с валом 3 механизма. В кольцевой проточке ротора размещена катушка возбуждения 4, прикрепленная к статору 1, что позволяет при питании катушки не использовать ток-съем. На поверхности ротора имеется несколько глубоких пазов, направленных вдоль образующей цилиндра ротора (на рис. 7.26, а показаны пунктирной линией). При подключении катушки к источнику постоянного тока создается магнитный поток, проходящий через статор и ротор, значение которого определяется числом витков катушки возбуждения и силой тока независимо от того, вращается ротор или он неподвижен. Магнитный поток в каждой данной точке внутренней поверхности статора зависит от того, проходит над этой точкой выступ или паз ротора. Вследствие этого магнитный поток



а)



б)

Рис. 7.26. Регуляторы скорости:

а — электроиндукционный тормоз; б — порошковый электромагнитный тормоз



изменяется и в статоре индуцируются вихревые токи, которые, взаимодействуя с магнитным полем ротора, создают тормозящий момент, стремящийся повернуть статор в направлении вращения ротора. Поглощаемая тормозом энергия превращается в теплоту, так как индуцируемые в статоре вихревые токи нагревают статор. Поэтому необходимо предусмотреть искусственное охлаждение статора. В отечественной практике в ряде конструкций кранов, в том числе в башенных кранах, для регулирования скорости механизмов находит применение вихревой тормозной генератор ТМ-4, являющийся индукционным тормозом.

**Порошковые электромагнитные тормоза.** Принцип работы их основан на использовании механического и молекулярного взаимодействия различного рода магнитных порошков в магнитном поле пространства между неподвижной и подвижной частями тормоза. В этих тормозах (рис. 7.26, б) магнитный поток пропускается нормально к поверхностям тормозных элементов. При относительном сдвиге рабочих поверхностей возникает сопротивление сдвигу от взаимного трения намагниченных частиц порошка, причем сопротивление трения, а следовательно, и тормозной момент будет тем больше, чем сильнее магнитный поток.

Тормоз состоит из неподвижно закрепленного статора 5 и ротора 7, соединенного с одним из валов механизма. В роторе или в статоре размещена катушка электромагнита 6, а цилиндрический зазор между ротором и статором заполняют ферромагнитным порошком (обычно это карбинольное железо с частицами диаметром 0,004—0,008 мм или порошки, получаемые распылением расплавленного железа с частицами до 0,1—0,2 мм). Так как в порошковом тормозе кинетическая энергия затормаживаемого механизма переходит в тепловую энергию, необходимо обеспечить хорошее охлаждение. Как в индукционном, так и в порошковом тормозе можно изменять тормозной момент в зависимости от магнитного потока, благодаря чему можно обеспечить необходимую плавность процесса торможения.

#### 7.4. БЕЗОПАСНЫЕ РУКОЯТКИ

Согласно правилам Госгортехнадзора ручные подъемные механизмы должны быть снабжены устройствами, предотвращающими опасное для обслуживания 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 возмож-

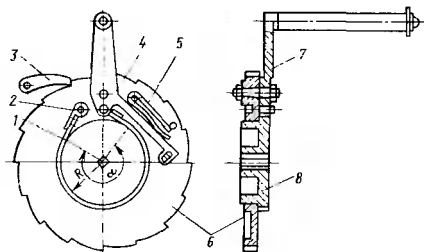


Рис. 7.27. Схема безопасной рукоятки второго рода с ленточным тормозом

ность 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.

Лебедки 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.

Безопасная рукоятка первого вида выполнена по типу дискового тормоза, замыкаемого весом транспортируемого груза, с размыкающимися поверхностями трения (см. рис. 7.23). Для нормальной работы рукоятки необходимо, чтобы момент трения в резьбе был меньше момента от собственного веса рукоятки. Поэтому рукоятка должна быть неуравновешенной.

Безопасная рукоятка второго вида (рис. 7.27) 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. 7.27 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. Расчет такой безопасной рукоятки аналогичен расчету простого ленточного тормоза. При наличии неуравновешенной рукоятки замыкающую пружину рассчитывают с учетом момента от веса рукоятки. Этот момент при горизонтальном положении рукоятки направлен в сторону, обратную направлению действия момента, создаваемого пружиной.

## 7.5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТОРМОЗА

В процессе торможения кинетическая энергия движущегося груза и вращающихся масс механизма переходит в тепловую энергию и вызывает нагревание тормоза. Одной из задач правильного конструирования тормоза является ограничение нагрева поверхности трения, который не должен превышать температуру, допускаемую для данного типа фрикционного материала, поэтому каждое тормозное устройство необходимо проверять по нагреву. Недооценка тепловых явлений в тормозах грузоподъемных машин может привести к ненормальной работе тормоза и даже аварии.

Проверку тормозов по нагреву иногда рекомендуют производить по величине  $pv$  или  $fpu$  (здесь  $p$  — давление между трущимися поверхностями;  $v$  — скорость скольжения). Этот метод проверки основан на ограничении удельной работы трения в тормозе некоторой эмпирически установленной величиной. Если удельная работа трения оказывается меньше или равна этой эмпирической величине, то предполагается, что использование тормоза с учетом нагрева и износа будет удовлетворительным. В действительности произведение  $pv$  или  $fpu$  не отражает фактического режима работы и загрузки механизма, не учитывает в должной мере свойств фрикционных материалов и не может служить характеристикой нагревания тормоза. Более правильным является проведение теплового расчета с учетом действительных условий использования механизма грузоподъемной машины.

Попытки аналитического решения задачи нагрева и охлаждения тормоза, работающего в повторно-кратковременном режиме, натолкнулись на трудности, непреодолимые средствами современной математики вследствие того, что тормоз не является однородным телом — отдельные элементы его обладают различными теплофизическими параметрами и весьма сложной конфигурацией. Кроме того, условия работы механизмов (частота торможений, использование по грузоподъемности, потери на трение внутри машины и т. п.) весьма различны для различных грузоподъемных машин. Математическое описание процесса нагревания и охлаждения тормоза состоит из сложной системы дифференциальных уравнений, определяющих распространение теплоты в элементах тормоза и окружающей среде. Решение этих уравнений возможно только при введении большого числа допущений, снижающих точность расчета.

Одним из возможных путей решения поставленной задачи является применение аппарата теории подобия, дающей возможность на основании синтеза методов теоретической и экспериментальной физики получить обобщенные критериальные уравнения, устанавливающие связь между факторами, влияющими на процесс нагревания и охлаждения тормозного устройства [2].

Метод расчета по критериальным уравнениям позволяет методически правильно провести работу по созданию новых конструкций тормозов с учетом их теплового нагружения. Анализ критериальных уравнений ясно показывает те факторы, изменение которых при

проектировании тормоза может привести к необходимому снижению температуры трения, что в значительной мере расширяет возможности конструктора. Критериальные уравнения могут использоваться при необходимости проведения точных тепловых расчетов тормозов. Для упрощенных расчетов можно использовать метод теплового расчета, основанный на уравнении теплового баланса тормоза при его работе в установившемся тепловом режиме. Этот метод базируется на введении большого количества допущений и упрощений, однако дает результаты, позволяющие оценить степень тепловой нагруженности тормоза для большинства случаев практических расчетов. Для проведения расчета рассматривается установившееся тепловое состояние тормоза, достигаемое в процессе длительной работы в повторно-кратковременном режиме. При достижении тормозом установившегося теплового состояния количество теплоты, образующееся на поверхности трения, должно быть равно количеству теплоты, отводимому от тормозного шкива конвекцией и лучеиспусканием.

Тепловой поток ( $B_T$ ) [количество теплоты (Дж), возникающее при торможении в течение часа работы] определяется кинетической энергией поступательно движущихся и вращающихся масс, а в механизмах подъема также и изменением потенциальной энергии груза весом  $G_{гр}$  за одно торможение.

Тепловой поток для механизма подъема

$$W = \left[ G_{гр}H + \sum \frac{m_i v_i^2}{2} + \sum \frac{J_i \omega_i^2}{2} \right] h \eta;$$

для механизма передвижения

$$W = \left[ \sum \frac{m_i v_i^2}{2} + \sum \frac{J_i \omega_i^2}{2} - W_T H \right] h \eta,$$

где  $H$  — путь торможения;  $\eta$  — КПД механизма, учитывающий, что некоторая часть энергии будет использована на преодоление потерь в механизме (на блоках, в опорах, в передачах);  $h$  — число торможений в час, принимаемое при проверочных расчетах в зависимости от группы режима работы механизмов (для 1М, 2М, 3М групп режима  $n = 60$ ; для 4М  $n = 120$ ; для 5М  $n = 180$ , для 6М  $n = 300$ );  $m_i$  — масса поступательно движущихся элементов крана и груза;  $v_i$  — скорость движения поступательно движущихся масс, при которой начинается торможение;  $\omega_i$  — угловая скорость тормозного шкива, при которой начинается торможение;  $W_T$  — усилие сопротивления передвижению (см. гл. 9);  $J_i$  — момент инерции вращающихся элементов крана, приведенный к тормозному валу,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ .

Для спускного тормоза тепловой поток

$$W = G_{гр} H h \eta.$$

Теплота отводится от тормоза путем лучеиспускания и конвективного теплообмена с окружающей средой при неподвижном и вращающемся шкиве.

Тепловой поток ( $B_T$ ), отводимый в окружающую среду *лучеиспусканием* в течение часа,

$$W_1 = (c_1 A_1 + c_2 A_2) \left[ \left( \frac{273 + t_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{273 + t_2}{100} \right)^4 \right], \quad (7.7)$$

где  $c_1 = 1,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$  — коэффициент излучения полированной поверхности;  $c_2 = 5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$  — коэффициент излучения матовой поверхности;  $A_1$  — площадь полированной поверхности трения тормозного шкива, не закрытая тормозными колодками,  $\text{м}^2$ ;  $A_2$  — площадь двух боковых (торцовых) матовых поверхностей тормозного шкива,  $\text{м}^2$ ;  $t_1$  — максимально допускаемая температура нагрева для выбранного типа фрикционного материала,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_2$  — температура окружающей среды, принимаемая в среднем равной  $35^\circ\text{C}$ .

Вследствие того, что условия отвода теплоты лучеиспусканием от внутренней поверхности шкива значительно хуже, чем от внешней, то в предлагаемой методике расчета площадь внутренней цилиндрической поверхности шкива не учитывают.

Тепловой поток (Вт), отводимый конвекцией при неподвижном шкиве,

$$W_2 = \alpha A_3 (t_1 - t_2) (1 - \text{ПВ}), \quad (7.8)$$

где  $\alpha = 5,8 \dots 8,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$  — коэффициент теплоотдачи конвекцией в воздушную среду при неподвижной теплоотдающей поверхности; большие значения принимают при благоприятных условиях циркуляции воздуха;  $A_3$  — суммарная площадь поверхности шкива,  $\text{м}^2$ , не перекрытая колодками:

$$A_3 = A_2 + A_1;$$

$(1 - \text{ПВ})$  — часть общего времени работы тормоза, в течение которого шкив находится в неподвижном состоянии.

При вращении шкива значение коэффициента теплоотдачи возрастает вследствие возникновения относительной скорости между поверхностью теплоотдачи и окружающим воздухом. По Нуссельту, коэффициент теплоотдачи  $\text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$  в условиях вынужденной конвекции при относительной скорости, поверхности трения тормозного шкива

$$\alpha_1 = 7,15 v_0^{0,78}.$$

По боковым поверхностям шкива скорость изменяется пропорционально радиусу. При этом боковую поверхность  $A$  можно рассматривать как ряд кольцевых поверхностей с площадью  $f_1, f_2, \dots, f_i$ , имеющих соответственно средние скорости  $v_1, v_2, \dots, v_i$ , изменяющиеся пропорционально радиусам этих поверхностей. Тогда тепловой поток, отводимый конвекцией с поверхности вращающегося шкива,

$$W_3 = \text{ПВ} (t_1 - t_2) 7,15 (A_4 v_0^{0,78} + 2f_1 v_1^{0,78} + \dots + 2f_i v_i^{0,78}), \quad (7.9)$$

где  $A_4$  — площадь внутренней и наружной поверхностей обода шкива без площадей, перекрытых колодками.

Суммарный тепловой поток (Вт), отводимый от шкива путем излучения и конвекции в течение часа,

$$W_{\Sigma} = W_1 + W_2 + W_3$$

должен быть больше теплового потока  $W_0$ , образующегося за это же время на поверхности трения, или равен ему. Сравнивая тепловые потоки, образующиеся на поверхности трения, с тепловым потоком, отводимым за то же время от шкива, можно установить, правильно ли выбраны размеры тормозного шкива или необходимо принять меры

для увеличения теплоотвода применением шкива с охлаждающими ребрами или искусственной вентиляцией тормоза. При искусственном обдуве коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  может быть увеличен до 23—30 Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Большинство грузоподъемных машин работает в сложном цикле нагружения при наличии значительных перерывов в работе. Поэтому возможны случаи, когда механизм прекращает работу раньше, чем будет достигнута установившаяся температура нагревания. В таких случаях тормоз может быть использован при значительно более интенсивном нагружении и задача теплового расчета сводится к установлению допустимого времени  $T$  непрерывной работы механизма до достижения предельной допускаемой температуры  $t_1$ . За время  $T$  в тормозе образуется количество теплоты  $WT$ , идущее на нагрев тормозного шкива и элементов тормоза и отводимое в окружающую среду.

На нагрев шкива массой  $Q_m$ , имеющего теплоемкость  $c_m$ , расходуется следующее количество теплоты (Дж):

$$W_n = Q_m c_m (t_1 - t_2).$$

Условно принято, что вследствие высоких теплоизолирующих свойств асбофрикционных накладок вся теплота, образующаяся при трении, проходит через шкив, нагревая его.

Одновременно в процессе нагрева шкива теплота отводится от шкива конвекцией и лучеиспусканием при переменной температуре, изменяющейся от температуры окружающей среды  $t_2$  до максимально допускаемой температуры нагрева  $t_1$ . Для упрощения расчета можно принять, что теплоотдача происходит при некоторой постоянной средней избыточной температуре, равной  $t_{cp} = (t_1 + t_2)/2$ . При этой температуре определяют тепловые потоки  $W_1$ ,  $W_2$ ,  $W_3$ , отводимые от тормоза в течение часа, по уравнениям (7.7)—(7.9) и тогда количество теплоты, отводимое за время  $T$ , будет  $(W_1 + W_2 + W_3) T$ .

Уравнение теплового баланса примет в этом случае вид

$$WT = (W_1 + W_2 + W_3) T + W_n.$$

Из этого уравнения допустимое время непрерывной работы тормоза (ч) при нагреве его до допускаемой температуры  $t_1$

$$T = \frac{W_n}{W - (W_1 + W_2 + W_3)}.$$

Этот метод теплового баланса, базирующийся на опытных значениях коэффициента излучения и теплоотдачи (определяемых для некоторых частных случаев), содержащий большое число допущений (так, нагревающиеся элементы тормоза рассматриваются как материальные точки, хотя температура, измеренная в различных местах тормозного шкива и рычажной системы, имеет существенно различное значение), не может претендовать на получение точных результатов и может быть принят только для приближенных оценок теплового состояния тормоза.

# 8.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ

Механизмы подъема грузоподъемных машин по типу привода можно разделить на механизмы с ручным приводом, с индивидуальным и групповым машинными приводами.

Механизм подъема с ручным приводом. Этот механизм (рис. 8.1) состоит из гибкого рабочего элемента (каната или цепи) — 1, навиваемого на барабан 2; из передачи 3, снабженной тормозным устройством 4, и приводной рукоятки 5. Груз весом  $G$  соединен с гибким элементом с помощью канатных или цепных строп и универсального или специального грузозахватного устройства 6.

Усилие рабочего, приложенное к рукоятке,

$$F = \frac{GD_6}{2\varphi m l u_n a \eta_0}, \quad (8.1)$$

где  $G$  — вес поднимаемого груза (включая вес грузозахватного устройства);  $D_6$  — диаметр барабана (по центру каната);  $l$  — длина рукоятки;  $u_n$  — передаточное число зубчатой передачи;  $a$  — кратность полиспаста;  $\eta_0$  — общий КПД механизма подъема, включая КПД полиспаста;  $m$  — число рабочих;  $\varphi$  — коэффициент, учитывающий неоднородность приложения усилий к рукоятке несколькими рабочими, при  $m = 2$   $\varphi = 0,8$ , а при  $m = 4$   $\varphi = 0,7$ .

Расчетное значение усилия рабочего  $F$ , определяемое по уравнению (8.1), не должно превышать рекомендуемых значений, приведенных в табл. 3.1. При этом груз будет подниматься со скоростью

$$v_{rp} = v_p D_6 / (2 l u_n a),$$

где  $v_p$  — окружная скорость рукоятки, принимаемая по данным табл. 3.1

Из уравнения (8.1) следует, что передаточный механизм и полиспаст выполняют одну и ту же роль — они способствуют подъему груза большей массы при ограниченном усилии рабочего на рукоятке. Однако между передаточным механизмом и полиспастом имеется существенное различие —

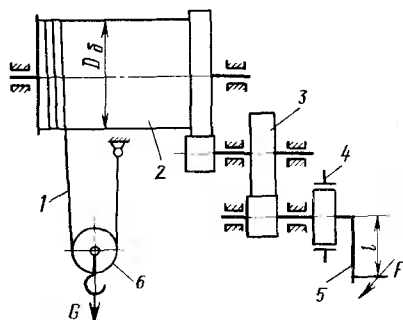


Рис. 8.1. Механизм подъема груза с ручным приводом

изменение кратности полиспаста ведет к изменению натяжения каната, а изменение передаточного отношения передачи не влияет на натяжение каната. Даже в тех случаях, когда не требуется уменьшения усилия в канате, часто применяют полиспаст, поскольку стоимость его изготовления меньше, чем дополнительная стоимость зубчатого передаточного механизма с увеличенным передаточным отношением.

Общий коэффициент полезного действия механизма подъема  $\eta_0$  учитывает потери от сил трения в блоках полиспаста, в опорах вала барабана и в зубчатых передачах:

$$\eta_0 = \eta_n \eta_b \eta_{з.п.}$$

где  $\eta_n$  — КПД полиспаста (см. гл. 5);  $\eta_b$  — КПД барабана;  $\eta_{з.п.}$  — КПД зубчатой передачи.

Обычно потери от сил трения в механизме принимают пропорциональными полезной нагрузке, но это справедливо лишь для области нагружения, близкой к номинальной нагрузке, и несправедливо для области малых нагрузок. Так, по уравнению (8.1) усилие на рукоятке при  $G = 0$  также равно нулю, а в действительности для подъема пустого крюка необходимо преодолеть потери холостого хода механизма.

Согласно правилам Госгортехнадзора механизм подъема с ручным приводом должен иметь грузоупорный тормоз. Это требование продиктовано необходимостью исключения несчастных случаев, возможных при опускании грузов механизмами, снабженными только храповым устройством. Грузоупорный тормоз механизма подъема с ручным приводом обычно расположен на приводном валу или встроен в приводную рукоятку (безопасная рукоятка). Груз опускается при вращении приводной рукоятки в сторону опускания, и скорость его зависит от окружной скорости приводной рукоятки.

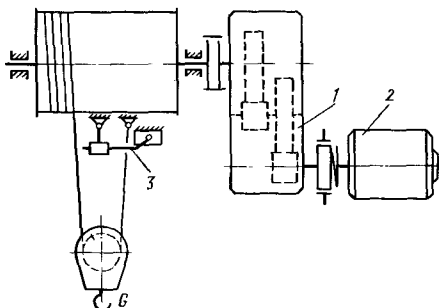
В грузовых лебедках с ручным приводом в тех случаях, когда требуется опускать груз со скоростями, превышающими скорость подъема, правилами Госгортехнадзора допускается применение безопасных рукояток, в которых нормально-замкнутый тормоз размыкается нажатием на рукоятку. При этом механизм получает возможность движения под действием веса опускающего груза. Скорость опускания груза регулируется усилием нажатия на рукоятку или центробежным регулятором скорости.

При расположении механизма подъема с ручным приводом на некоторой высоте (однобалочный мостовой кран) взамен приводной рукоятки установлено тяговое колесо, приводимое в движение рабочим с помощью бесконечной сварной тяговой цепи.

**Механизм подъема с индивидуальным машинным приводом** (рис. 8.2). Основным отличием этого механизма от ручного является наличие приводного двигателя 2 и ограничителя высоты подъема 3. В качестве приводного двигателя в основном используют электродвигатель и реже гидродвигатель (на рис. 8.2 показан электродвигатель). Для уменьшения окружной скорости барабана и соответствующего увеличения крутящего момента на его валу, между бара-



Рис. 8.2. Механизм подъема с индивидуальным машинным приводом



баном и двигателем установлен редуктор 1. Согласно правилам Госгортехнадзора каждый механизм подъема с машинным приводом, индивидуальным или групповым, должен быть снабжен ограничителем высоты подъема груза, автоматически останавливающим механизм подъема в том случае, если крановщик не отключит своевременно механизм при подходе груза к верхнему допустимому положению (см. гл. 14).

Для наиболее безопасной работы механизмы подъема с индивидуальным машинным приводом должны быть снабжены тормозами нормально-замкнутого типа, размыкающимися при включении приводного двигателя. В механизмах с электроприводом безопасная работа обеспечивается параллельным включением в сеть подъемного двигателя и тормозного электромагнита или двигателя привода тормоза.

Тормоз механизма подъема служит для останавливания механизма после отключения приводного двигателя и удерживания поднятого груза в подвешенном состоянии. Работа, совершаемая тормозом при остановке движущегося механизма, зависит от направления движения груза. При торможении опускающегося груза тормоз поглощает кинетическую энергию движущихся масс механизма подъема и груза, а также потенциальную энергию груза на пути торможения (без учета работы сил трения во всех трущихся сочленениях механизма подъема), т. е.

$$A'_т = E_m + E_{гр} + G_{гр}s_t - A_{тр},$$

где  $E_m$  — кинетическая энергия движущихся частей механизма;  $E_{гр}$  — кинетическая энергия груза;  $G_{гр}$  — вес груза;  $s_t$  — путь груза при торможении;  $A_{тр}$  — работа сил трения в механизме.

**Работа тормоза при торможении поднимающегося груза**

$$A_t = E_m + E_{гр} - G_{гр}s_t - A_{тр}.$$

В реальных механизмах подъема величина  $G_{гр}s_t$  всегда больше  $E_{гр}$ , т. е. в процессе торможения при подъеме груза часть его веса воспринимается канатом.

Место расположения тормоза в механизме подъема определяется тормозным моментом и конструкцией кинематической связи между барабаном и тормозным шкивом. Для уменьшения необходимого тормозного момента тормоза целесообразно располагать на быстром валу механизма, имеющем наименьший момент. Однако согласно правилам Госгортехнадзора требуется наличие жесткой неразъемной кинематической связи между барабаном и тормозным

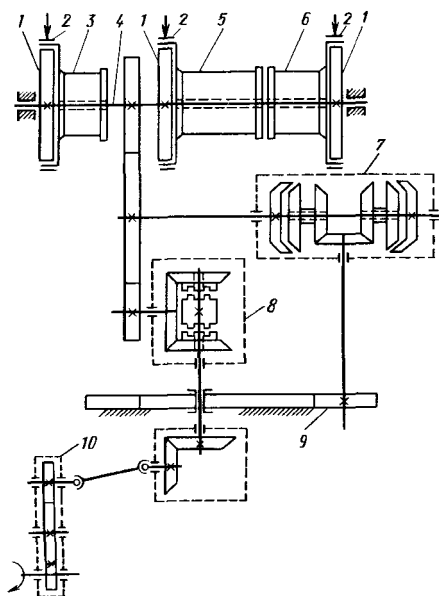


Рис. 8.3. Кинематическая схема механизма подъема стрелового самоходного крана с групповым приводом

шкивом, т. е. в кинематической цепи не должно быть размыкающихся муфт (фрикционных, кулачковых и др.).

В механизмах подъема с индивидуальным машинным приводом барабан соединен с редуктором (см. рис. 8.2) с помощью муфт с жесткими элементами (в основном с зубчатыми), а двигатель соединен с редуктором муфтами с жесткими и чаще с упругими элементами. В этих механизмах тормоз обычно установлен на быстроходном валу. При применении на этом валу муфт с упругими элементами (втулочно-пальцевых, пружин-

ных и т. п.) в качестве тормозного шкива по правилам Госгортехнадзора допускается использование только полумуфты, установленной на валу редуктора.

**Механизм подъема груза с групповым машинным приводом.** Этот механизм подъема и другие механизмы крана имеют привод от одного общего двигателя. Групповой привод в основном применяют в самоходных стреловых кранах. В качестве примера на рис. 8.3 показана кинематическая схема механизмов автомобильного крана с групповым приводом. Кран имеет механизм передвигания, механизмы подъема груза 5, изменения вылета стрелы 3, замыкания грейфера 6 и вращения поворотной платформы 9. Привод всех механизмов осуществляется от автомобильного двигателя внутреннего сгорания через редуктор отбора мощности 10, обеспечивающий предварительное уменьшение частоты вращения рабочих валов механизмов крана. Изменение направления движения всех механизмов крана, кроме механизма передвигания, производится при помощи главного реверсивного механизма 8, а для возможности совмещения поворота крана с подъемом или опусканием груза (или стрелы) применен реверсивный механизм поворота 7. Барабаны механизмов подъема и изменения вылета соединены с горизонтальным валом 4 с помощью фрикционных муфт 1, наличие которых обязывает располагать тормоза 2 непосредственно на барабанах этих механизмов. Правилами Госгортехнадзора разрешается в этом случае применение нормально-замкнутых управляемых тормозов. Включение механизма подъема производится при одновременном включении фрикционной муфты механизма и растормаживании барабана. Аналогично управляются механизмы подъема стрелы и замыкания грейфера.

## 8.2. МЕХАНИЗМЫ ПОДЪЕМА С ИНДИВИДУАЛЬНЫМ ПРИВОДОМ

При выборе механизма подъема следует учитывать следующие факторы: 1) тип грузозахватного устройства; 2) массу поднимаемого груза; 3) высоту подъема; 4) число требуемых устойчивых скоростей подъема при опускании груза; 5) специальные требования, связанные с особенностями технологических процессов использования кранов или характером поднимаемого груза.

При применении в качестве грузозахватных устройств крюков, петель, клещевых захватов, одноканатных грейферов для подъема и захватывания груза требуется только один механизм подъема. При использовании в качестве грузозахватного устройства двухканатного грейфера, подъемного электромагнита или других специальных грузозахватных устройств подъем и захват груза осуществляется двумя механизмами. Конструктивные особенности механизмов подъема со специальными грузозахватными устройствами в данном учебнике не рассматриваются.

Масса поднимаемого груза оказывает влияние на схему полиспаста поднимаемого механизма (см. гл. 5). В зависимости от высоты подъема груза и кратности полиспаста изменяется необходимая канатоемкость барабана. При значительной высоте подъема груза и большой кратности полиспаста канатоемкость барабана возрастает настолько, что навивка каната на барабан в один слой становится невозможной вследствие чрезмерной длины барабана. В этом случае применяют механизмы подъема с многослойной навивкой каната на барабан или со двоянными фрикционными барабанами.

Механизм подъема с многослойной навивкой каната на барабан показан на рис. 8.4. Для правильной укладки каната на гладкий барабан 1 используют специальное устройство — канатоукладчик. От барабана через цепную передачу 7 приводится в движение винт 6 с двойной резьбой — правой и левой. Подъемный канат перед навивкой на барабан проходит через блок 2 между двумя цилиндрическими направляющими роликами 3, закрепленными на каретке 5 канатоукладчика. При вращении винта каретка с роликами и блоком скользит по направляющим 4, обеспечивая правильную укладку каната на барабан.

Винтовой механизм канатоукладчика показан на рис. 8.5. Перемещение каретки с роликами 3 и блоком 2 при вращении винта 1 осуществляется при помощи челнока 5 специального профиля, скользящего по нарезке винта

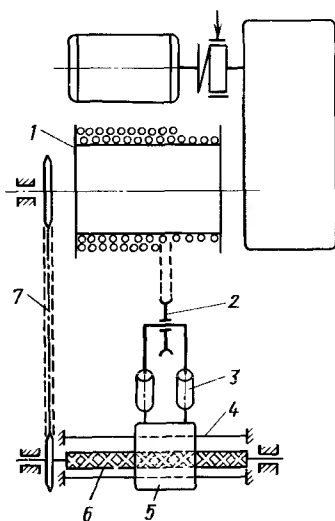


Рис. 8.4. Механизм подъема с многослойной навивкой каната на барабан

и увлекающего за собой каретку. Направление перемещения каретки в крайних точках изменяется при переходе челнока 5 с правой резьбы на левую и, наоборот, по переходной канавке винта. Передаточное число передачи от барабана к винту и шаг винта определяются из условия равенства перемещения каретки за один оборот барабана шагу навивки каната, т. е. шаг винта

$$t_v = t_k u_{\Pi},$$

где  $t_k$  — шаг навивки каната;  $u_{\Pi}$  — передаточное число передачи от барабана к винту.

Кроме винтовых канатоукладчиков в механизмах подъема с многослойной навивкой каната применяют также кривошипные, кулачковые и эксцентриковые канатоукладчики.

При большой грузоподъемности крана вследствие значительного увеличения натяжения каната и его диаметра выбор механизма подъема с многослойной навивкой связан со значительными конструктивными трудностями. В этом случае находят применение механизмы подъема с фрикционными цилиндрическими барабанами, которые рассмотрены в гл. 1.

При значительной высоте подъема для увеличения производительности крана необходимо увеличивать скорость опускания груза по сравнению со скоростью подъема груза. В то же время в некоторых кранах, например монтажных, скорость в момент посадки груза должна быть весьма малой. В таких случаях механизмы подъема

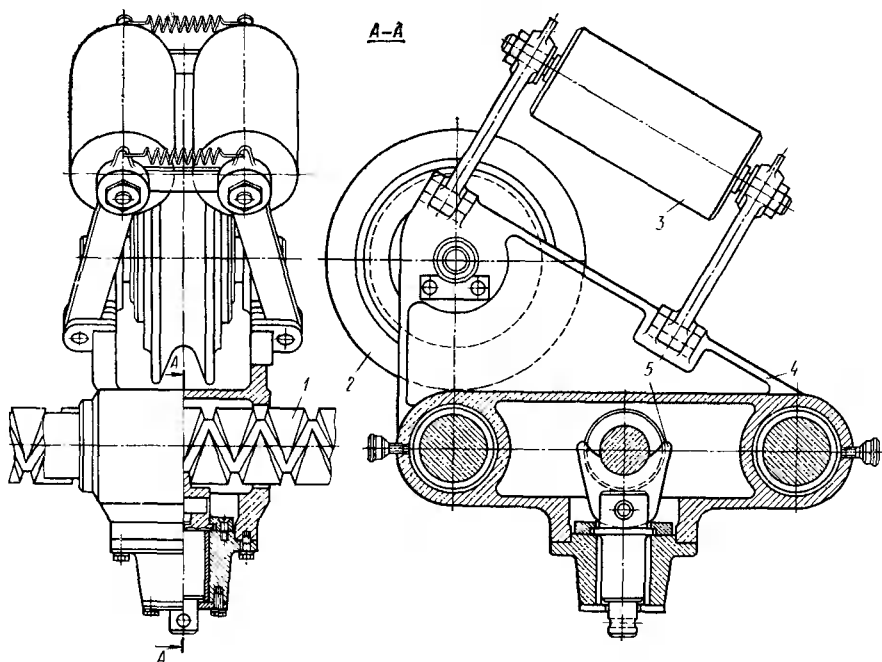


Рис. 8.5. Винтовой механизм канатоукладчика

Рис. 8.6. Механизм подъема с двумя двигателями и планетарной муфтой

должны иметь несколько устойчивых (фиксированных) скоростей подъема и опускания груза. Для кранов, предназначенных для выполнения работ, требующих точности и осторожности при посадке

груза, наличие механизма подъема с соответствующими малыми скоростями регламентируется правилами Госгортехнадзора.

Несколько скоростей подъема и опускания можно получить или применив привод, обеспечивающий работу приводного двигателя с несколькими скоростями или специальными механизмами подъема. Рассмотрим некоторые специальные механизмы подъема, позволяющие получить разные скорости.

Механизм подъема с планетарной муфтой 1 (рис. 8.6) обеспечивает получение двух скоростей — номинальной скорости и малой посадочной скорости. Механизм имеет два приводных асинхронных двигателя — основной двигатель 3 и дополнительный двигатель 5 малой мощности. При работе двигателя 3, отключенном двигателе 5 и разомкнутых тормозах 2 и 4 и замкнутом тормозе 6 подъем груза происходит с номинальной скоростью. При отключенном двигателе 3, разомкнутых тормозах 4 и 6, включенном двигателе 5 и замкнутом тормозе 2 происходит подъем или опускание груза с малой посадочной скоростью.

В механизме подъема (рис. 8.7) применен двухдвигательный привод с планетарным редуктором, имеющим несимметричный плоский

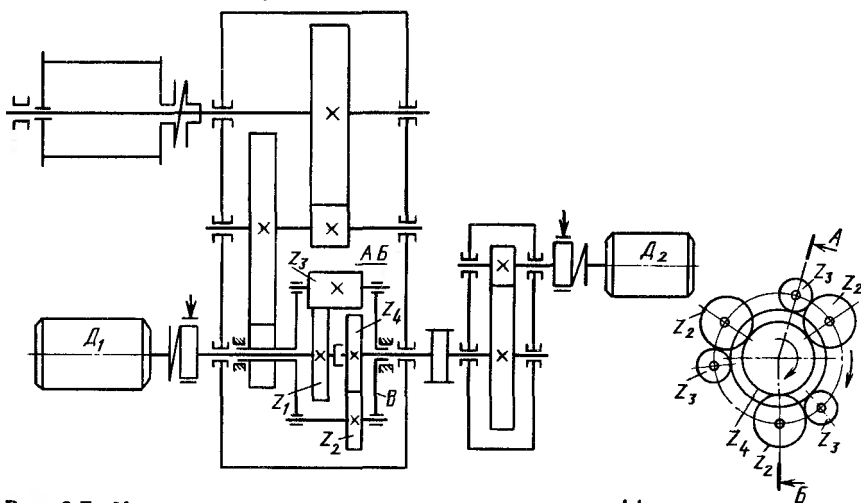
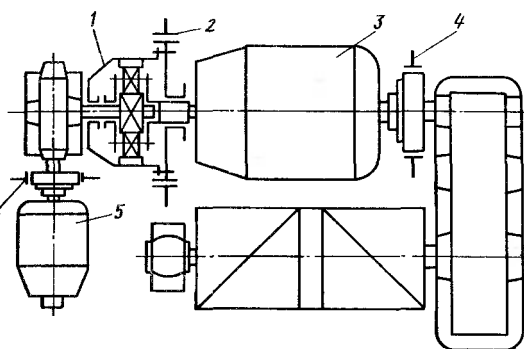


Рис. 8.7. Механизм подъема с двумя двигателями и дифференциалом

дифференциал. В этом механизме подъема возможно получение четырех различных скоростей. Солнечная шестерня  $z_1$ , получающая вращение от двигателя  $D_1$ , находится в постоянном зацеплении с тремя сателлитами  $z_3$ , а солнечная шестерня  $z_4$ , получающая вращение от двигателя  $D_2$  через дополнительный одноступенчатый редуктор, находится в зацеплении с тремя сателлитами  $z_2$ . Каждая группа сателлитов  $z_2$  и  $z_3$  находится в зацеплении друг с другом. Водило дифференциала  $B$  через две зубчатые передачи приводит во вращение барабан механизма. При включенном двигателе  $D_1$  и остановленном двигателе  $D_2$  угловая скорость водила

$$\omega'_B = \omega_1 \frac{z_1}{z_1 + z_4},$$

где  $\omega_1$  — угловая скорость шестерни  $z_1$ .

При включенном двигателе  $D_2$  и остановленном двигателе  $D_1$  угловая скорость водила

$$\omega''_B = \omega_4 \frac{z_4}{z_1 + z_4},$$

где  $\omega_4$  — угловая скорость шестерни  $z_4$ .

Если двигатели  $D_1$  и  $D_2$  вращаются так, что шестерни  $z_1$  и  $z_4$  вращаются в одну сторону, скорость водила  $\omega_{B \max} = \omega'_B + \omega''_B$ , а при вращении шестерен  $z_1$  и  $z_4$  в противоположные стороны скорость водила будет минимальной  $\omega_{B \min} = \omega'_B - \omega''_B$ .

Следует отметить, что выбор механизмов подъема с несколькими скоростями движения при асинхронном приводном двигателе можно также осуществить путем создания специальных систем автоматического регулирования (изучаемых в специальном курсе автоматизации подъемно-транспортных машин).

Механизм подъема, имеющий одну и ту же принципиальную схему, может быть выполнен конструктивно по-разному в зависимости от требований, предъявляемых к нему в той или иной грузоподъемной машине. Эти требования сводятся к рациональной компоновке механизма, компактности, надежности в работе и экономичности.

В основном конструктивные различия в выполнении механизмов подъема касаются конструктивных решений соединения вала двигателя с редуктором и редуктора с барабаном. На рис. 8.8, а показан механизм подъема, отличающийся удобством монтажа и обслуживания. Однако этот механизм имеет относительно большие габариты вследствие больших осевых размеров зубчатой муфты, соединяющей редуктор с барабаном. Соединение двигателя с редуктором обычно осуществляется упругой или зубчатой муфтой (соединение при помощи упругой муфты предпочтительнее, поскольку она уменьшает динамические нагрузки при пуске механизма, особенно механизма с короткозамкнутым асинхронным двигателем).

Для компенсации возможной несоосности или перекаса валов двигателя и редуктора, а также для упрощения монтажа и демонстрации применяют соединение двигателя с редуктором при помощи

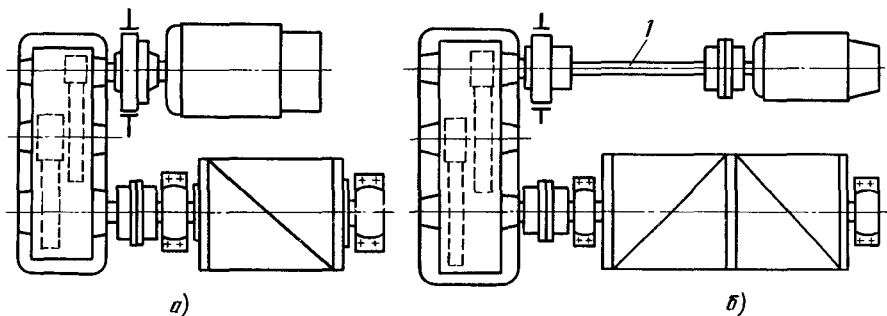


Рис. 8.8. Механизмы подъема из унифицированных узлов:  
 а — без дополнительного вала-вставки; б — с плавающим валом

плавающего вала 1 (рис. 8.8, б). Такое конструктивное решение часто применяют для механизмов подъема, расположенных на тележках (мостовые, консольные и другие краны), так как оно приводит к выравниванию нагрузок, действующих на ходовые колеса тележки.

Для уменьшения габаритов используют механизмы подъема, в которых двухпорный или трехпорный выходной вал редуктора одновременно является валом барабана. На рис. 8.9, а показан механизм с двухпорным валом 3 барабана и редуктора. Этот вал опирается с одной стороны на подшипник редуктора 2, а с другой стороны на выносной подшипник 1. Для обеспечения правильного зацепления зубчатой передачи при монтаже необходимо выдерживать строгую параллельность вала барабана и промежуточного вала редуктора, что является недостатком. Кроме того, в этом механизме невозможно применение нормализованного редуктора. Механизм

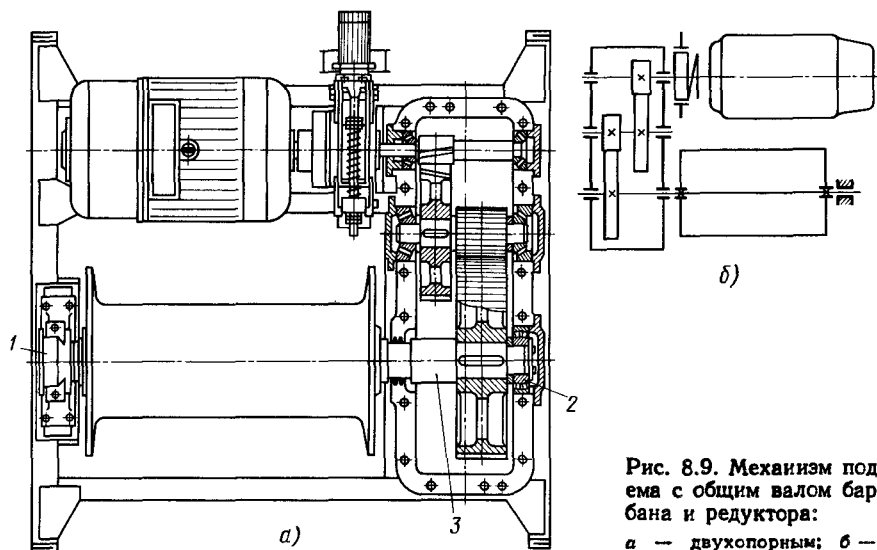


Рис. 8.9. Механизм подъема с общим валом барабана и редуктора:

а — двухпорным; б — трехпорным

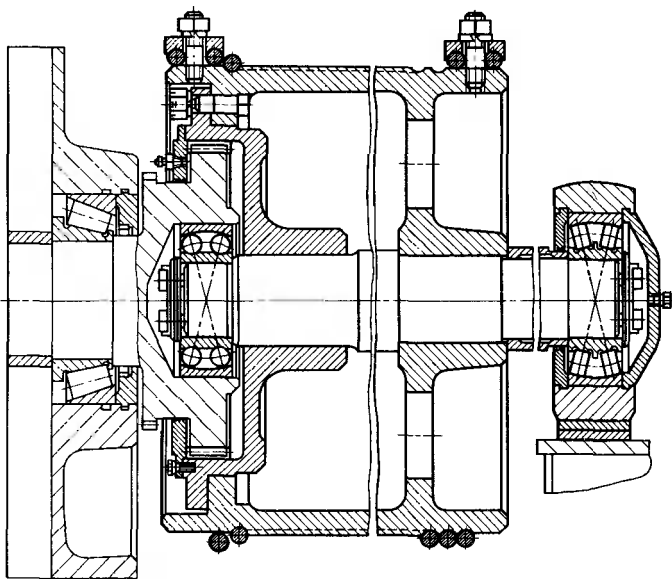


Рис. 8.10. Соединения барабана с валом редуктора

с трехопорным статически неопределимым валом барабана и редуктора (рис. 8.9, б) также очень чувствителен к неточностям монтажа. В обоих механизмах подъема становится невозможной отдельная сборка и обкатка редуктора, что нарушает принцип создания блочной конструкции. По этой причине эти механизмы подъема не получили широкого применения.

В последние годы наибольшее распространение получил механизм подъема с установкой одной из опор оси барабана внутри консоли выходного вала редуктора (рис. 8.10). В этом механизме подъема вал редуктора и ось барабана установлены на двух опорах. Достоинством этого механизма подъема является ее компактность, блочность, статическая определимость валов и передача крутящего момента непосредственно с редуктора на барабан с помощью зубчатой муфты без включения барабана.

Конец выходного вала редуктора выполнен в виде зубчатой полу-муфты, которая входит в зацепление с другой полу-муфтой, закрепленной с помощью болтов на барабане.

Кольца левого подшипника барабана не вращаются относительно друг друга, поэтому этот подшипник выбирают по статической грузоподъемности. На левом торце оси барабана закреплено две шайбы разного диаметра и толщины. Шайба бóльшего диаметра фиксирует наружное кольцо сферического подшипника, что необходимо для сборки рассматриваемого узла. Установленная на правом конце оси барабана длинная втулка обеспечивает разборку барабана при ремонтах без демонтажа корпуса правого подшипника барабана.



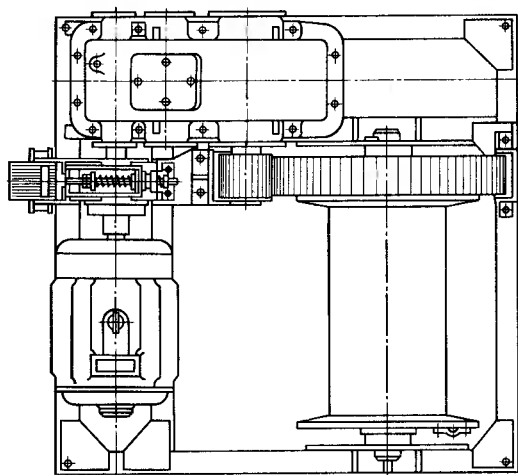


Рис. 8.11. Механизм подъема с открытой зубчатой передачей

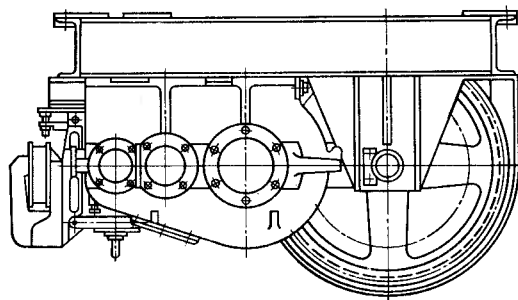
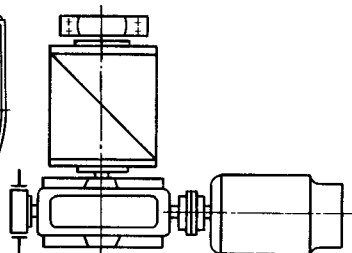


Рис. 8.12. Механизм подъема с червячным редуктором



Иногда в мостовых и других кранах средней и большой грузоподъемности с малой скоростью подъема груза и, следовательно, при большом передаточном числе механизма применяют механизм подъема с открытой тихоходной зубчатой передачей вместо более дорогого трехступенчатого редуктора (рис. 8.11).

Весьма компактное решение дает применение в механизмах подъема червячного редуктора (рис. 8.12). Следует заметить, что червячный редуктор обладает меньшим КПД по сравнению с зубчатым редуктором, поэтому такую конструкцию механизма подъема используют только тогда, когда следует соблюдать жесткие требования компактности. Следует заметить, что в механизмах подъема с индивидуальным приводом при применении самотормозящихся червячных передач в некоторых случаях возможны поломки червячного вала при торможении механизма. Возможность такого случая зависит от соотношения между значениями кинетической энергии частей механизма подъема, разделенных червячным зацеплением.

Если кинетическая энергия части механизма от груза до червячного колеса будет больше кинетической энергии части механизма от двигателя до червячного колеса, то в процессе торможения меха-

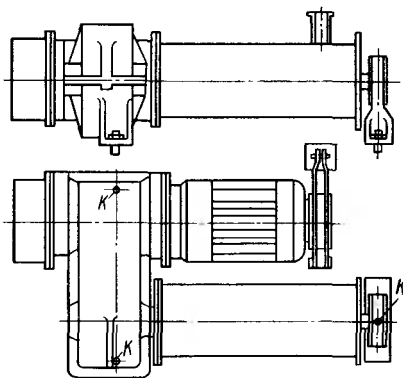


Рис. 8.13. Механизм подъема с тремя точками закрепления

низма при движении груза вниз ведущей частью механизма будет первая часть, что может привести к поломке червячного вала.

Рассмотренные механизмы подъема должны быть установлены на специальной раме или на тележке. Рама или тележка требуют специальной обработки для установки элементов механизма подъема. Это обстоятельство привело к

созданию механизма подъема, не требующего специальной рамы (рис. 8.13). Использование фланцевого двигателя и закрепление барабана на выходном валу редуктора с применением выносной опоры позволило создать высокотехнологическую плоскостную жесткую конструкцию механизма подъема, в результате чего оказалось возможным закрепить механизм подъема только в трех точках К.

В качестве механизма подъема в мостовых однобалочных подвесных, настенных консольных, козловых и некоторых других кранах применяют электрические тали, которые рассмотрены в гл. 1.

Электротали грузоподъемностью более 1 т обычно снабжены двумя тормозами: стопорным колодочным (с пружинным замыканием и электромагнитным приводом) и грузоупорным. Согласно правилам Госгортехнадзора в электроталих, оборудованных двумя тормозами, коэффициент запаса торможения колодочного тормоза должен быть не менее 1,25, а грузоупорного — не менее 1,1. При торможении поднимаемого груза колодочный (или дисковый) тормоз с электромагнитным приводом поглощает кинетическую энергию вращающихся масс тали, а грузоупорный тормоз вступает в действие только после полной остановки груза, удерживая его совместно с колодочным тормозом. При торможении опускаемого груза оба тормоза работают совместно, осуществляя поглощение кинетической энергии вращающихся масс тали и поступательно движущейся массы груза. Оба тормоза при этом совершают также и работу, равную уменьшению потенциальной энергии опускаемого груза. Поскольку тормозной момент грузоупорного тормоза пропорционален весу опускаемого груза, применение этого тормоза в талих обеспечивает примерное равенство замедления опускаемого груза независимо от его значения.

Другую важную функцию выполняет грузоупорный тормоз при опускании груза с постоянной скоростью. Поскольку в этом случае двигатель тали работает в двигательном режиме, справедливо соотношение

$$M_d + M_{гп} = M_t, \quad (8.2)$$

где  $M_d$  — момент, развиваемый двигателем;  $M_{гр,тр}$  — момент, создаваемый опускаемым грузом на валу двигателя;  $M_T$  — тормозной момент грузоупорного тормоза, приведенный к валу двигателя.

Рассмотрим, что грузоподъемный тормоз выполняет функции регулятора скорости. Подставляя в формулу (8.2)  $M_T = k_T M_{гр}$  (здесь  $k_T$  — коэффициент запаса торможения), получаем

$$M_d = (k_T - 1) M_{гр}. \quad (8.3)$$

Предположим, что момент, создаваемый весом опускаемого груза, увеличится на некоторое значение  $\Delta M_{гр}$ . Тогда используя формулу (8.3), имеем

$$\Delta M_d = (k_T - 1) \Delta M_{гр}. \quad (8.4)$$

Увеличение момента приведет к некоторому снижению скорости двигателя. Однако это снижение скорости будет меньше, чем при отсутствии грузоупорного тормоза. Принимая  $k_T = 1,1$ , получаем согласно формуле (8.3) при применении грузоупорного тормоза

$$\Delta M_d = 0,1 \Delta M_{гр}.$$

При отсутствии грузоупорного тормоза двигатель будет работать в режиме генераторного торможения, причем изменение его момента при том же изменении момента от груза

$$\Delta M_d = \Delta M_{гр}.$$

Отсюда следует, что грузоупорный тормоз в режиме опускания груза является регулятором скорости, реагирующим на изменение веса опускаемого груза.

### 8.3. РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА

Расчет механизма подъема ведут по следующим показателям: номинальному весу поднимаемого груза и весу грузозахватного устройства  $G$ , необходимой высоте подъема  $H$ , требуемой скорости подъема  $v_{гр}$  и заданном режиме работы механизма. При расчете механизма подъема определяют схему подвеса груза, нагрузки на элементы механизма, передаточное число редуктора и размеры барабана, мощность приводного двигателя и тип двигателя, необходимый тормозной момент.

Схему подвеса груза выбирают с учетом грузоподъемности и характера перемещения груза. Если механизм подъема расположен непосредственно над грузом и необходимо обеспечить его вертикальное перемещение, то применяют сдвоенный полиспаст. Кратность полиспаста определяют при условии, что натяжение подъемного каната составляет 50—100 кН при грузоподъемности крана 50—100 т и 100—150 кН при грузоподъемности крана более 100 т. Установлено, что при использовании кранов большой грузоподъемности выполнение этого условия обеспечивает минимальную стоимость механизма подъема и способствует улучшению условий унификации узлов и деталей грузоподъемных машин. В некоторых случаях при

использовании канатов с большим сопротивлением разрыву в механизмах подъема кранов большой грузоподъемности (более 100 т) применяют полиспасты уменьшенной кратности; натяжение одной ветви каната при этом достигает 250 кН.

Максимальное натяжение каната  $S_{\max}$ , возникающее при подъеме груза в набегающей на барабан ветви, определяют по формуле (5.1). По значению  $S_{\max}$  выбирают канат и определяют размеры барабана согласно методике, изложенной в гл. 4.

Расчет механизма подъема в период пуска ведут по формуле (12.5), причем момент инерции механизма  $J_{\Pi}$ , приведенный к валу двигателя, должен быть определен по формуле (12.1).

Момент сопротивления  $M_c$  на валу двигателя, создаваемый весом поднимаемого груза и силами трения в элементах механизма,

$$M_c = \frac{S_{\max} D_6 m}{2 u_p \eta_{\text{мех}}}, \quad (8.5)$$

где  $D_6$  — диаметр барабана по центру каната;  $m$  — число ветвей каната, наматываемых на барабан;  $u_p = n_d / n_6$  — передаточное число передачи от двигателя к барабану (здесь  $n_d$  — частота вращения двигателя;  $n_6 = v_{\text{гр}} a / (\pi D_6)$  — частота вращения барабана ( $v_{\text{гр}}$  — номинальная скорость подъема груза);  $\eta_{\text{мех}}$  — КПД механизма подъема, за исключением КПД полиспаста, учтенного при определении натяжения в канате.

При определении  $M_c$  значения КПД следует принимать минимальными.

Для механизма подъема (см. рис. 8.12) КПД механизма

$$\eta_{\text{мех}} = \eta_p \eta_a \eta_m \eta_6,$$

где  $\eta_p$  — КПД редуктора;  $\eta_a$  — КПД открытой зубчатой передачи;  $\eta_m$  — КПД муфты между двигателем и редуктором;  $\eta_6$  — КПД барабана.

Момент, развиваемый двигателем в период пуска, зависит от частоты вращения. Эта зависимость задается в виде механической характеристики или семейства механических характеристик, по которым осуществляется разгон механизма. Свойства приводных двигателей, используемых в грузоподъемных машинах, и их механические характеристики рассмотрены в гл. 3. Если предварительно выбран тип подъемного двигателя, то, подставляя момент двигателя  $M_d$  в зависимости от частоты вращения в уравнение (12.5) и интегрируя его, получаем изменение скорости двигателя в период пуска механизма.

В практических расчетах принимают, что в период пуска  $M_d$  имеет некоторое среднее постоянное значение  $M_{\Pi. \text{ср}}$ . В таком случае правая часть уравнения (12.5) будет постоянной и, следовательно, разгон механизма будет происходить с постоянным ускорением. Подставляя значение  $M_d = M_{\Pi. \text{ср}}$  в формулу (12.5), имеем среднее угловое ускорение двигателя механизма подъема при пуске

$$\varepsilon_{\Pi} = (M_{\Pi. \text{ср}} - M_c) / J_{\Pi}. \quad (8.6)$$

Угловое ускорение двигателя и линейное ускорение груза связаны соотношением

$$e_n = 2au_p a_n / D_6, \quad (8.7)$$

где  $a_n = v_{гр}/t_n$  — среднее ускорение груза при пуске (здесь  $t_n$  — время пуска механизма подъема).

Значения среднего пускового момента для различных типов кра-новых электродвигателей в зависимости от номинального  $M_n$  и максимального  $M_{max}$  моментов двигателя следующие [6]:

Тип подъемного электродвигателя:

асинхронный с фазным ротором . . . . .	(1,5 ... 1,6) $M_n$
асинхронный короткозамкнутый . . . . .	(0,7 ... 0,8) $M_{max}$
постоянного тока с параллельным возбуждением . . . . .	(1,7 ... 1,8) $M_n$
постоянного тока с последовательным возбуждением . . . . .	(1,8 ... 2,0) $M_n$
постоянного тока со смешанным возбуждением . . . . .	(1,8 ... 1,9) $M_n$

Среднее ускорение груза  $a_n$  (м/с<sup>2</sup>) при пуске рекомендуется [16] принимать по следующим данным:

Кран:

монтажный . . . . .	До 0,1
транспортный жидкий металл . . . . .	До 0,1
механосборочных цехов, эллингов и складов . . . . .	До 0,2
металлургический . . . . .	До 0,5
рейферный . . . . .	До 0,8
крюковой, работающий при массовых перегрузочных работах	0,6 ... 0,8

Определим  $M_{п. ср}$  или  $a_n$ . Для этого подставим в уравнение (8.6) выражения (8.5), (8.7) и (12.1), в результате получим

$$M_{п. ср} = \frac{S_{max} r_6 m}{u_p \eta_{мех}} + \frac{au_p a_n}{r_6} \left[ (1,1 \dots 1,2) J_6 + \frac{m_{г} r_6^2 \eta_0}{(au_p)^2} \right], \quad (8.8)$$

Это выражение можно представить в следующем виде:

$$M_{п. ср} = M_c + M_{ин. вр} + M_{ин. гр},$$

где  $M_{ин. вр} = J_6 (1,1 \dots 1,2) au_p a_n / r_6$  — момент сил инерции вращающихся масс механизма;  $M_{ин. гр} = m_{гр} r_6^2 \eta_0 a_n / (au_p)^2$  — момент сил инерции массы груза, приведенный к валу двигателя.

Выражение (8.8) используем для определения среднего пускового момента, который должен развивать двигатель, чтобы обеспечить движение груза с заданным ускорением  $a_n$ . Если двигатель известен, то известен его средний пусковой момент. В этом случае ускорение груза [см. формулу (8.8)]

$$a_n = \frac{\left( M_{п. ср} - \frac{S_{max} r_6 m}{u_p \eta_{мех}} \right) r_6}{au_p [(1,1 \dots 1,2) J_6 + m_{гр} r_6^2 \eta_0 / (au_p)^2]}. \quad (8.9)$$

Момент на валу барабана при подъеме груза с постоянной скоростью

$$M_6 = S_{max} r_6 m.$$

Крутящий момент на валу промежуточного вала

$$M_{np} = M_6 / (u_x \eta_x),$$

где  $\iota_x, \eta_x$  — соответственно передаточное число и КПД передачи между валом барабана и рассматриваемым промежуточным валом.

Мощность, развиваемая двигателем при подъеме груза номинальной массы с номинальной скоростью,

$$N = Gv_{\text{гр}}/\eta_0,$$

где  $\eta_0$  — общий КПД механизма подъема, включая КПД полиспаста.

Выбор типоразмера приводного двигателя зависит от типа привода механизма подъема. Метод выбора приводного электродвигателя механизма подъема из условия его нагрева приведен в гл. 3. Выбранный двигатель проверяют по среднему значению ускорения при пуске. Если значение найденного  $a_{\text{п}}$  отличается от данных на с. 233, то следует повторить расчет приводного двигателя. При необходимости увеличения среднего ускорения необходимо выбрать двигатель большей мощности, а при необходимости уменьшения среднего ускорения можно рекомендовать двигатель той же мощности, но другой серии с меньшим средним пусковым моментом. Электродвигатель считать правильно выбранным, если его номинальная мощность не превышает мощности в заданном режиме работы механизма более чем на 10—15 %.

Уравнение движения подъемного механизма в период торможения

$$J_{\tau} \frac{d\omega}{dt} = \pm M_c - M_{\tau}, \quad (8.10)$$

где  $J_{\tau}$  — момент инерции механизма подъема в тормозном режиме, определяемый по формуле (12.2);  $M_c$  — момент сил сопротивления при торможении, приведенный к валу двигателя;  $M_{\tau}$  — момент, создаваемый тормозом на валу двигателя.

Знак плюс перед  $M_c$  в уравнении (8.10) справедлив для опускания груза, так как направление момента от веса груза совпадает с направлением движения груза, а знак минус справедлив для подъема груза. Из уравнения (8.10) следует, что для обеспечения торможения механизма при опускании груза необходимо, чтобы тормозной момент был больше момента от веса груза, так как  $d\omega/dt$  должно быть отрицательным.

Используя принцип Даламбера и учитывая, что  $M_{\text{ин}} = -J_{\tau} \frac{d\omega}{dt}$ , уравнение (8.10) можно записать в виде

$$M_{\text{ин}} = M_{\tau} + M_c; \quad M'_{\text{ин}} = M_{\tau} - M_c,$$

где  $M_{\text{ин}}, M'_{\text{ин}}$  — момент сил инерции механизма при торможении соответственно при подъеме и опускании груза.

Момент сопротивления  $M_c$  на валу двигателя, создаваемый весом опускаемого груза за вычетом сил трения в элементах механизма между валом барабана и валом, на котором установлен тормозной шкив,

$$M_c = S_{\text{мин}} r_{\text{см}} \eta_{\text{м}} / u_{\text{р}}, \quad (8.11)$$

где  $S_{\text{мин}} = G\eta_{\text{пол}}/(ma)$  — натяжение ветви каната, сбегаящей с барабана при опускании груза;  $\eta'_{\text{м}}$  — КПД части механизма от барабана до вала, на котором установлен тормозной шкив.

### 8.1. Значения коэффициента запаса торможения $k_T$ [12]

Привод механизма	Режим работы	Группа режима работы механизма	$k_T$
Ручной Машиинный	—	1М	1,5
	Легкий	1М, 2М, 3М	1,5
	Средний	4М	1,75
	Тяжелый	5М	2,0
	Весьма тяжелый	6М	2,5

В формулу (8.11) следует подставлять наибольшие значения КПД.

Тормозной момент механизма подъема согласно правилам Госгортехнадзора при условии надежного удержания груза номинальной массы в подвешенном состоянии с определенным запасом торможения

$$M_T \geq k_T M_{oc},$$

где  $M_{oc} = Gr_0/(a_{up})$  — момент на валу двигателя, создаваемый весом неподвижного груза;  $k_T$  — коэффициент запаса торможения, который выбирают согласно данным табл. 8.1.

Механизм подъема кранов, транспортирующих расплавленный и раскаленный металл, ядовитые или взрывчатые вещества, должен иметь два тормоза, причем коэффициент запаса торможения каждого тормоза должен быть не менее 1,25. Если механизм подъема имеет два приводных двигателя (например, механизмы, показанные на рис. 8.6 и 8.7), то коэффициент запаса торможения каждого тормоза должен быть не менее указанного в табл. 8.1. В механизмах подъема с несколькими тормозами коэффициент запаса торможения определяют в предположении, что груз удерживается только одним тормозом.

По определенному значению тормозного момента необходимо определить время торможения и замедления груза, так как в некоторых случаях время торможения и путь торможения груза могут быть недопустимо велики. Вследствие того, что правая часть уравнения (8.10) постоянна, при торможении происходит равнозамедленное уменьшение скорости груза.

Интегрируя уравнение (8.10) в пределах изменения угловой скорости двигателя от номинального значения  $\omega_n$  до нуля, получаем время торможения механизма подъема для опускания груза

$$t_T = J_T \omega_n / (M_T - M_c),$$

где  $\omega_n = a_{up} v_{up} / r_0$ .

Время торможения при подъеме груза

$$t'_T = J_T \omega_n / (M_T + M_c).$$

Механизмы передвижения обеспечивают передвижение грузоподъемной машины или ее части (тележки) по горизонтальному или наклонному пути. В зависимости от типа грузоподъемной машины различают механизмы передвижения для рельсового, безрельсового и канатного путей. Рельсовый путь используют для передвижения мостовых, козловых, консольных, порталных, башенных и железнодорожных кранов, мостовых перегружателей, а также для передвижных талей и тележек. Безрельсовый путь характерен для стреловых кранов на пневмоколесном, гусеничном и редко на шагающем ходах. Канатный путь характерен для кабельных и специальных поворотных кранов, которые не рассматриваются.

Для кранов, перемещающихся по рельсовому пути, используют механизмы передвижения с приводными колесами (первый тип) и канатной или цепной тягой (второй тип). Элементы механизма передвижения с приводными колесами размещены на движущейся раме грузоподъемной машины или тележки. В механизме передвижения с канатной или цепной тягой двигатель и передачи расположены за пределами тележки. Механизмы передвижения с приводными колесами разделяют на механизмы для двухрельсовых и однорельсовых путей. Большинство кранов и тележек передвигается по двухрельсовым путям.

### 9.1. ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ

**Механизм передвижения с приводными колесами.** Механизм передвижения с приводными колесами состоит из двигателя, системы передач и ходовой части с ходовыми колесами (катками). Механизмы передвижения тележек и кранов могут иметь ручной и машинный привод.

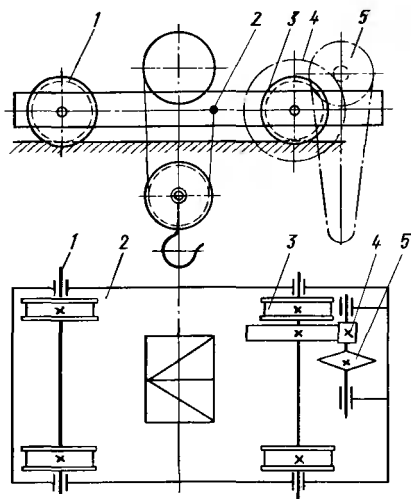
**Механизм передвижения с ручным приводом.** Этот механизм передвижения применяют на кранах, используемых на складах и производственных участках с ограниченным объемом работы. Обычно грузоподъемность таких кранов 15—20 т, пролет не более 16,5 м. В мостовых кранах с механизмом передвижения с ручным приводом в зависимости от грузоподъемности и пролета мост может быть выполнен однобалочным из двутаврового профиля или двух-



Рис. 9.1. Механизм передвижения с ручным приводом

балочным с четырехкатковой тележкой. Механизм передвижения тележки (рис. 9.1) смонтирован на раме 2, опирающейся на два приводных 3 (ведущих) и два не приводных 1 (ведомых) колеса. Ведущие колеса приводятся во вращение через зубчатую передачу 4 от тягового колеса 5 с тяговой цепью или с помощью рукоятки.

Рекомендуемые значения прилагаемых усилий и окружной скорости рукоятки приведены в табл. 3.1.



**Механизмы передвижения с электрическим приводом тележек и мостов.** Эти механизмы состоят из электродвигателя, промежуточных передач, ходовой части с приводными и не приводными ходовыми колесами. В современных кранах механизмы передвижения различаются применением привода с редуктором; использованием ходовых колес со съёмными буксами; соединением валов, в том числе и быстроходных, в основном зубчатыми муфтами, не требующими высокой точности сборки.

Наиболее типичными для механизма передвижения тележки являются приводы с центральным расположением редуктора (см. рис. 9.3, б).

Достаточно широкое распространение получили также приводы с навесными редукторами (рис. 9.2). К навесному редуктору 2 этого механизма прикреплен фланцевый электродвигатель 1, крутящий момент от которого через зубчатые передачи передается на полый выходной вал 8 и от него на валы приводных ходовых колес 9. Второе приводное колесо соединено с валом первого уравнительным трансмиссионным валом 6 с двумя зубчатыми полумуфтами 7. Тормозной шкив 4 тормоза 3, установленного на кронштейне 5, закреплен на промежуточном или на быстроходном валу редуктора. Реактивный момент, возникающий при движении тележки, воспринимается через корпус редуктора упорными болтами 10. Для механизма передвижения с навесным редуктором не требуются специальные опорные стойки на раме тележки под редуктор и электродвигатель. Кроме того, этот механизм передвижения отличается компактностью и простотой установки. Однако при замене приводных колес на этом механизме необходимо демонтировать редуктор, что усложняет ремонт.

Применение механизмов с навесным редуктором нецелесообразно для тележек большой грузоподъемности (более 20 т), так как в этом случае размеры и масса навесного редуктора возрастают непропорционально и становятся неприемлемыми.

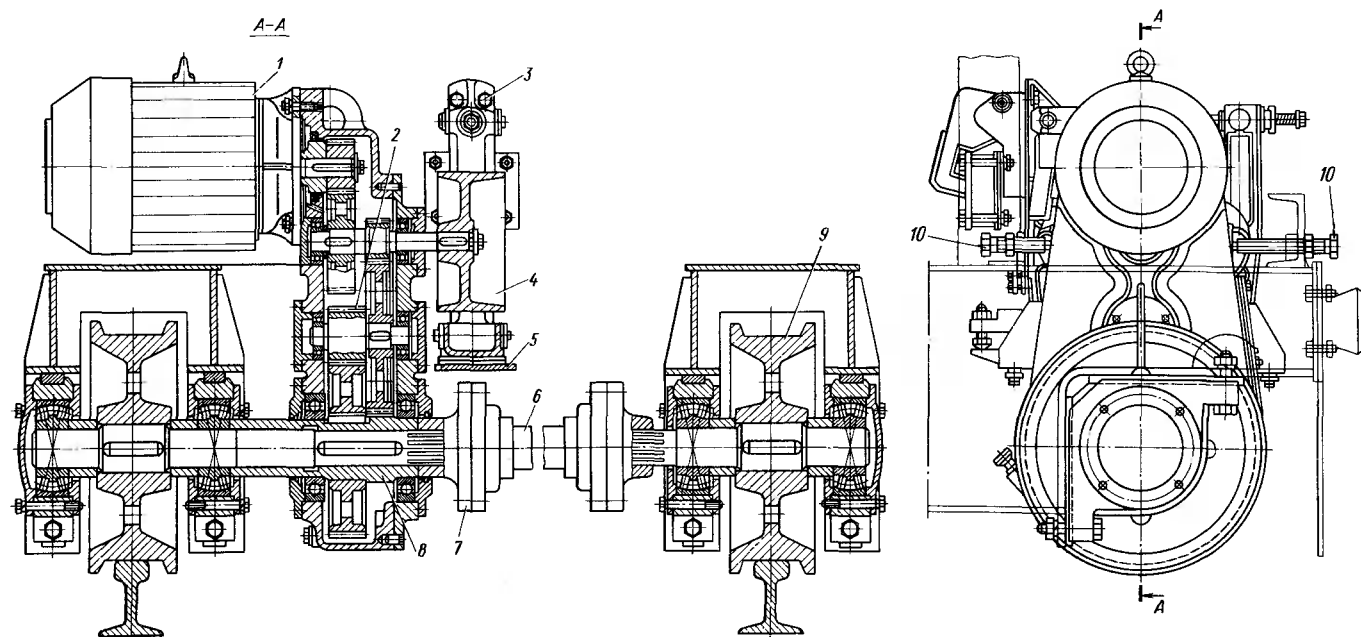


Рис. 9.2. Механизм передвижения тележки с навесным редуктором

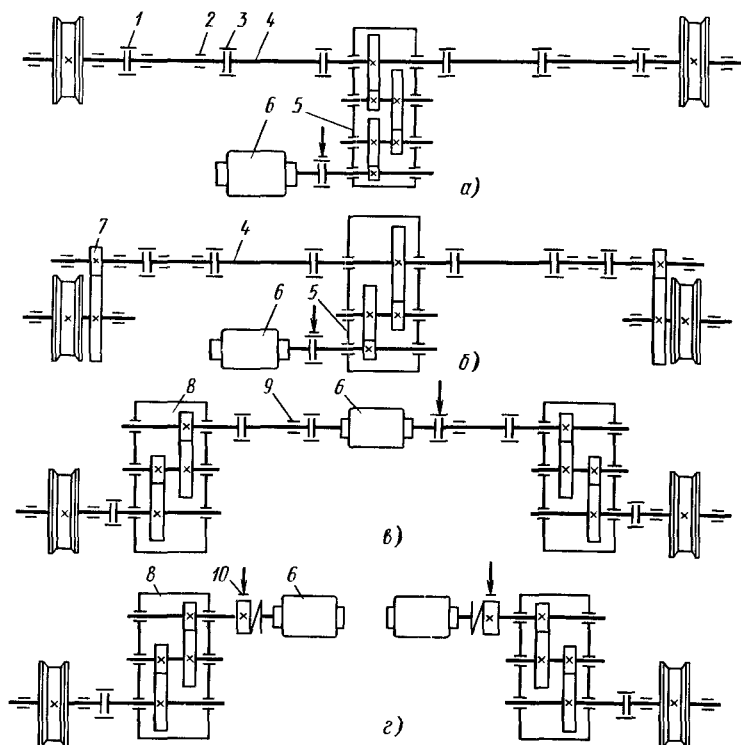


Рис. 9.3. Механизмы передвижения мостовых кранов:

а, б, в — с трансмиссионными валами соответственно тихоходным, среднеходным и быстроходным; г — с раздельным приводом

**Механизмы передвижения моста.** Эти механизмы выполнены с центральным или раздельным приводами (рис. 9.3). При центральном расположении привода для уменьшения перекоса крана электродвигатель установлен примерно в средней части моста. На приводные ходовые колеса вращение передается через трансмиссионный вал. В раздельном приводе для каждого приводного ходового колеса или группы приводных ходовых колес имеется индивидуальный электродвигатель. Механизмы передвижения с центральным расположением привода могут быть выполнены с тихоходным, среднеходным и быстроходным трансмиссионными валами. Грузоподъемность, пролет и тип металлоконструкции моста, а также тип крана оказывают существенное влияние на выбор схемы механизма передвижения.

*Механизмы передвижения с тихоходным трансмиссионным валом.* Этот механизм передвижения находит применение в мостовых кранах (тележках); он имеет электродвигатель 6, двух- или трехступенчатый редуктор 5 и трансмиссионный вал, выполненный из нескольких отдельных секций 4, соединенных между собой, а также с концами выходного вала редуктора и валами ходовых колес обычно зубчатыми муфтами (1 или 3).

Трансмиссионный вал опирается на промежуточные опоры 2, число которых в сочетании с самоустанавливающимися подшипниками должно быть согласовано с числом зубчатых муфт 1 или зубчатых полумуфт 3. В основу этого условия положено соблюдение принципа статической определенности каждой из частей этого вала.

При вращении вала с угловой скоростью, равной угловой скорости ходовых колес, на ходовые колеса передается максимальный крутящий момент, в связи с чем вал, муфты и подшипники имеют значительные размеры и массу. С увеличением грузоподъемности и пролета крана параметры этих элементов и их число возрастают. Секции трансмиссионного вала могут быть выполнены сплошными или сварными из стальных бесшовных труб. Трансмиссионный вал из стальных бесшовных труб по сравнению со сплошным валом имеет массу, меньшую на 15—20 %. Длину секций следует выбирать таким образом, чтобы требуемая длина трансмиссионного вала соответствовала пролету моста крана.

Механизмы передвижения с тихоходным трансмиссионным валом получили широкое применение на мостовых кранах общего и специального назначения и особенно для мостов решетчатой конструкции, где их применение создает лучшие условия для размещения элементов привода.

*Механизм передвижения со среднеходным трансмиссионным валом.* В этом механизме мостового крана (рис. 9.3, б) движение от электродвигателя 6 передается через редуктор 5 с уменьшенным передаточным числом, трансмиссионный вал 4 и дополнительные зубчатые передачи 7 ходовым колесам. Передаваемый трансмиссионным валом крутящий момент будет в несколько раз меньше крутящего момента, действующего на тихоходном валу крана с теми же параметрами, что позволяет сократить его массу, массу зубчатых муфт и подшипниковых узлов, т. е. элементов, непосредственно относящихся к валу. Однако наличие двух дополнительных концевых редукторов или открытых зубчатых передач со значительной суммарной массой не снижает общую массу механизма.

Этот механизм передвижения используют иногда на козловых и консольных кранах и мостовых перегружателях с жесткими мостами. В ранее применяемых конструкциях козловых кранов и мостовых перегружателей механизмы передвижения с центрально расположенным приводом и среднеходным трансмиссионным валом имели одинаковое конструктивное исполнение (рис. 9.4). Среднеходный секционный трансмиссионный вал состоял из двух горизонтальных и двух вертикальных частей, конических зубчатых колес и концевых открытых зубчатых передач для ходовых приводных колес. Схема трансмиссионного вала была predeterminedена конструкцией моста, установленного на высокие опоры, в нижних балках которых были расположены приводные и ведомые ходовые колеса. В настоящее время козловые краны, как правило, имеют отдельный привод колес (см. рис. 9.3, а).

Механизм передвижения (рис. 9.5) консольных однорельсовых кранов имеет также центральное расположение привода. Средне-

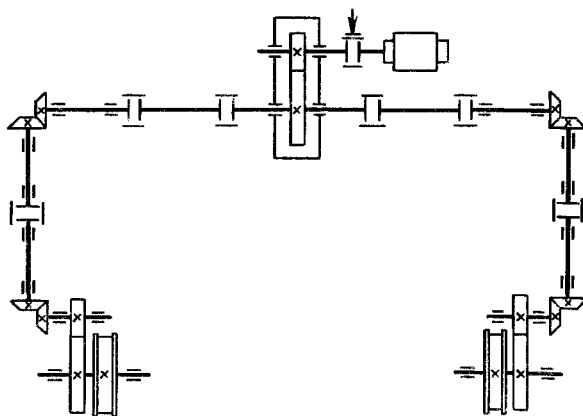


Рис. 9.4. Механизм передвижения козловых кранов и мостовых перегружателей с центральным приводом и среднеходным трансмиссионным валом

ходный трансмиссионный вал 1 соединен с ходовыми (или одним ходовым) колесами 4 через конические 2 и цилиндрические 3 зубчатые передачи. Механизм передвижения установлен на продольной балке относительно кранового рельса.

*Механизм передвижения с быстроходным трансмиссионным валом.* Сборный трансмиссионный вал 9 механизма передвижения моста мостового крана (см. рис. 9.3, в) имеет частоту вращения, равную частоте вращения соединенного с ним вала электродвигателя 6, установленного в средней части моста. От концов трансмиссионного вала вращения передается на два редуктора 8, а затем на ходовые колеса. Быстроходный вал в отличие от тихоходного имеет меньший диаметр (в 2—3 раза) и меньшую массу (в 4—6 раз), но его применение требует высокой точности монтажа подшипников на жестких опорах и динамической балансировки вращающихся частей.

Кроме того, при нагружении крана упругие деформации моста могут вызвать значительные смещения подшипников и дополнительный перекося осей смежных секций, особенно опасный для быстроходного трансмиссионного вала. Поэтому использование быстроходного вала целесообразно для крановых мостов при длине пролета более 15—20 м с повышенной жесткостью в вертикальной плоскости и такой установкой подшипников, при которой исключались бы недопустимые перекося и дисбалансы отдельных секций вала. При

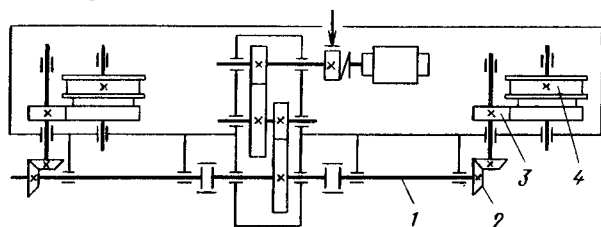


Рис. 9.5. Механизм передвижения консольного крана

тихоходном трансмиссионном вале деформация кранового моста под нагрузкой оказывает малое воздействие на работу вала и обычно не учитывается. Быстроходные трансмиссионные валы иногда применяют на главных тележках литейных кранов.

Трансмиссионные валы механизмов передвижения рассчитывают на прочность по передаваемому крутящему моменту и изгибающему моменту от собственного веса. Быстроходные трансмиссионные валы, соединенные муфтами, представляют собой колебательные системы, в которых при совпадении частоты собственных поперечных колебаний с частотой изменения внешних сил наступает явление резонанса, соответствующее определенной критической частоте вращения  $n_{кр}$ . Для предотвращения резонанса быстроходные трансмиссионные валы должны иметь частоту вращения  $n$ , отличающуюся от критической, в следующих пределах: при работе в докритической зоне —  $0,6n_{кр} \leq n \leq 0,8n_{кр}$ , при работе в закритической зоне —  $n \geq 1,2n_{кр}$ .

Критическую частоту вращения (об/с) можно определить по приближенной формуле

$$n_{кр} = 20,2d/l,$$

где  $d$  — диаметр вала, см;  $l$  — расстояние между опорами вала, м.

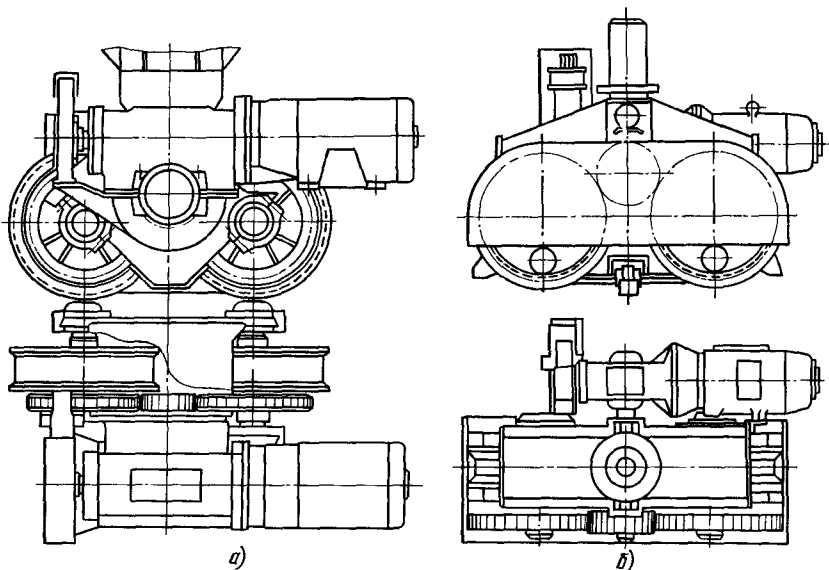
Следует отметить, что трубчатые трансмиссионные валы имеют критическую частоту в 4,5—5,5 раз больше, чем сплошные валы.

**Механизм передвижения с раздельным приводом.** На мостовых кранах механизм передвижения с раздельным приводом (см. рис. 9.3, а) имеет по одному приводу для каждой стороны моста, состоящему из электродвигателя 6 с тормозом 10 и редуктора 8, соединенного с приводным ходовым колесом. Электродвигатели рассчитывают (каждый на 60 % общей требуемой мощности) с учетом возможной неравномерности их загрузки.

В последнее время механизмы передвижения с раздельным приводом приобретают все большее применение на различных кранах. В мостовых кранах их используют на мостах балочной конструкции и пролетах более 15 м. В порталных и башенных кранах эти механизмы передвижения применяют в виде независимых приводных ходовых тележек (рис. 9.6). Каждая из тележек имеет по два ходовых колеса и один электродвигатель. Независимые приводные тележки подобной конструкции используют также для мостов козловых кранов и мостовых перегружателей.

Мост крана или тележка, передвигаясь по рельсам, постоянно отклоняются от прямолинейного движения, в результате возникают так называемые перекосы. При перекосе одна из сторон моста (тележки) забегает вперед или отстает относительно другой стороны. Так как размеры колеи тележек намного меньше, а горизонтальная жесткость больше, чем у мостов, то наиболее существенное влияние на работу механизма оказывают перекосы мостов мостовых и козловых кранов (перегружателей).

Среди основных факторов, вызывающих перекося грузоподъемных машин, можно отметить следующие: погрешности в установке колес, случайное при движении расположение на мосту крана тележки,



**Рис. 9.6. Механизмы передвижения с раздельным приводом:**  
**а, б — приводная тележка соответственно portalного и башенного кранов**

вызывающее неодинаковое нагружение ходовых колес по обеим его сторонам; возможная непараллельность установки рельсовых путей; различие в диаметрах приводных ходовых колес (мосты с центральным приводом), как результат их неравномерного изнашивания; допусковое отклонение механических характеристик серийных электродвигателей для мостов с раздельным приводом. Невозможность устранения этих факторов предопределяет возникновение перекосов при передвижении крановых мостов и необходимость использования ходовых колес с надежными ребордами. Возникающие при этом контакты между внутренними поверхностями реборд ходовых колес и головками рельсов приводят к их быстрому совместному изнашиванию, повышению сопротивления передвижению и, как следствие, к более высоким энергозатратам.

Для кранов с центральным расположением привода перекося движения моста проявляется в наиболее резкой форме. Для уменьшения перекося в этих кранах рекомендуется использовать приводные ходовые колеса с коническими ободьями, способствующими повышению устойчивости прямолинейного движения моста.

При работе механизмов с раздельным приводом и цилиндрическими приводными колесами происходит периодическое перераспределение нагрузок между электродвигателями обоих приводов через металлоконструкцию моста, размеры и жесткость которой могут влиять на характер движения моста крана. Благодаря выравнивающей способности в этом случае установлено, что движение с перекосом уменьшается, а срок службы ходовых колес и рельсов повышается.

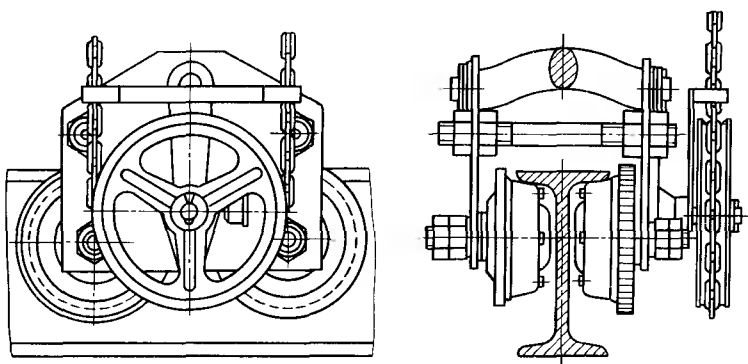


Рис. 9.7. Однорельсовая тележка с ручным приводом

**Механизмы передвижения однорельсовых тележек.** Однорельсовые (монорельсовые) тележки, и тали, оборудованные грузоподъемным устройством, перемещаются по полкам ездовой балки, выполненной из стального проката двутаврового профиля. Тележки могут иметь ручное передвижение от непосредственного воздействия на груз, а также ручной привод от тягового колеса (рис. 9.7), привод от электродвигателя. На приводной тележке (тягаче) (рис. 9.8, а) для увеличения силы тяги благодаря повышению сил сцепления с балкой используют обрезиненное приводное колесо с регулируемой прижимающей пружиной (рис. 9.8, б).

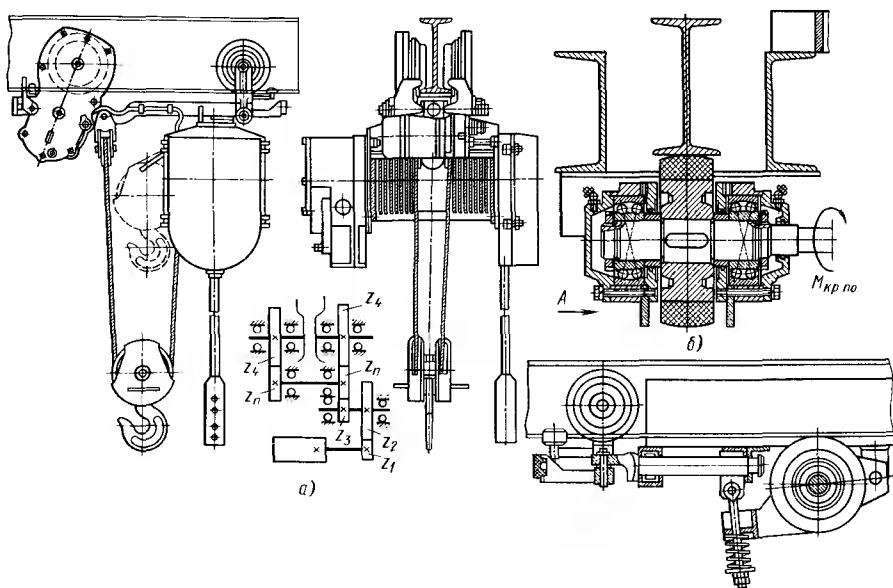


Рис. 9.8. Однорельсовая тележка с приводом от электродвигателя:

а — с двумя приводными колесами; б — с одним приводным обрезиненным колесом



Однорельсовые тележки установлены на двух или четырех катках. Двухкатковые тележки имеют ручной привод, а четырехкатковые — ручной и электрический. Для тележек с электрическим приводом обычно одна пара катков выполнена приводной. Электрические тали большой грузоподъемности подвешивают к двум четырехкатковым тележкам. При необходимости обе тележки могут быть оборудованы специальными электрическими приводами. Использование однорельсовых путей дает возможность получить сложные по конфигурации трассы движения тележек в горизонтальной плоскости, а тележки со специальными обрешиненными прижимными роликами могут перемещаться и по наклонным участкам монорельса.

**Механизмы передвижения с канатной тягой.** Механизмы передвижения с канатной тягой применяют главным образом для тележек башенных и кабельных кранов. Для этого механизма, на тележке которого расположены только ходовые колеса и блоки подъемного каната, характерна незначительная масса и размеры тележки, которая может перемещаться по наклонному рельсовому и канатному пути.

Наиболее распространенная тележка с канатной тягой (рис. 9.9, а) представляет собой жесткую раму 8 с двумя неподвижно закрепленными на ней осями 7. На осях свободно вращаются обычно на подшипниках качения ходовые колеса 6 и блоки 5 подъемного каната 4, один конец которого закреплен на металлоконструкции 9, а второй на барабане 1 механизма подъема. При качении тележки по рельсам происходит перекачивание подъемного каната по блокам, вызывающее дополнительные сопротивления движению, а также сокращение срока службы каната в результате знакопеременного изгиба.

Тяговый канат (или цепь) 3, огибающий в конце хода тележки стационарный блок 10, состоит из верхней и нижней ветвей. Обе ветви прикреплены к раме тележки, а их противоположные концы — к тяговому нарезному барабану 2 с двумя рабочими участками так, чтобы при вращении барабана одна из ветвей каната могла наматываться на барабан, а другая сматываться с него, тем самым осуществляя перемещение тележки. Места крепления ветвей каната на тяговом барабане определяют с учетом направления винтовых канавок на нем, обеспечения правильного без резкого излома схода каната и исключения возможности соприкосновения нижней ветви тягового каната с подъемным канатом крюковой обоймы 11. Для этого на стреле крана, по которой перемещается тележка, иногда устанавливают несколько стационарных отклоняющих канатных блоков.

Для повышения долговечности подъемного каната может быть применена тележка с другой схемой запасовки (рис. 9.9, б). Рама тележки 12, кроме осей 13 ходовых колес, имеет третью ось 14 с двумя или четырьмя свободно вращающимися блоками 15 соответственно для одинарного или сдвоенного полиспастов крюковой подвески. В схеме запасовки со сдвоенным полиспастом на конце стрелы крана установлены уравнивательные блоки 16, что в совокупности с симметричным расположением тяговых канатов обеспечивает перемещение тележки без перекосов. Недостаток этой схемы заключается в уве-

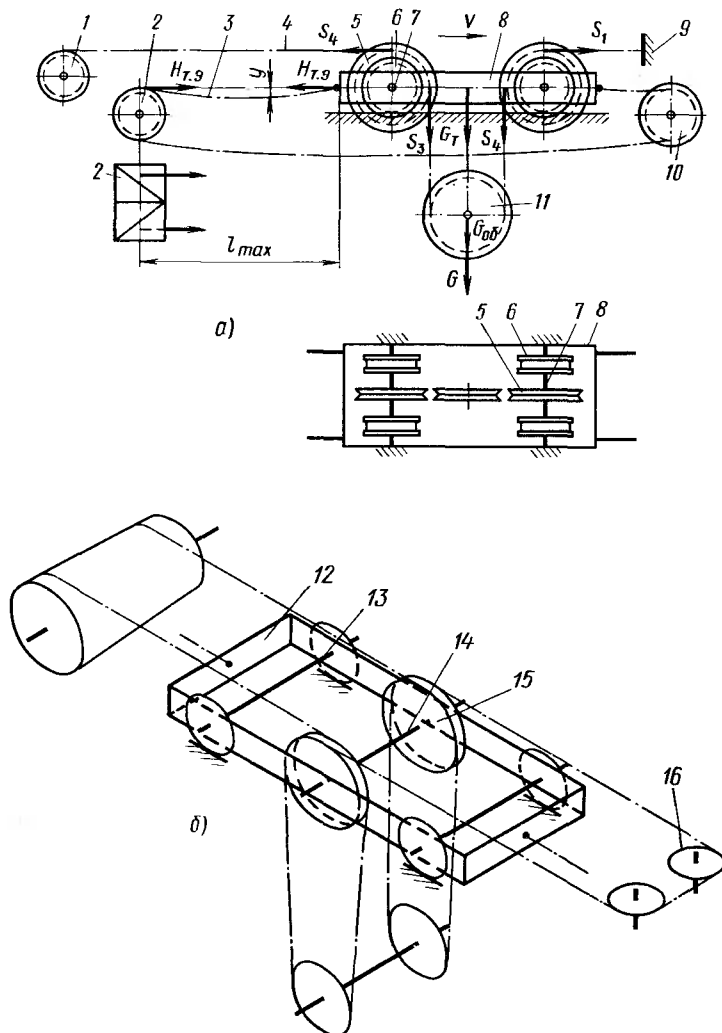


Рис. 9.9. Механизм передвижения тележки по рельсовым путям с канатной тягой:  
 а, б — с изгибом подъемного каната соответственно знакопеременным и в одном направлении

личении нагрузок на раму тележки благодаря применению дополнительной оси блоков и, как следствие, в повышении металлоемкости и сложности конструкции.

## 9.2. ХОДОВАЯ ЧАСТЬ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ

Ходовые колеса для рельсовых путей. Ходовая часть рельсовых механизмов передвижения мостов и тележек кранов имеет различные ходовые колеса (см. рис. 9.20). В основном ходовые колеса выполнены с двумя боковыми выступами — ребрами. На мостовых и консольных кранах допускается использование без-

ребордных колес, но с обязательной установкой дополнительных горизонтальных роликов, удерживающих колеса крана на рельсах.

Одноребордные колеса имеют ограниченное применение и могут быть использованы для тележек, передвигающихся по балке, и наземных кранов, за исключением башенных, в том случае, если оба рельса пути расположены на одном уровне и ширина колеи не превышает 4 м, а также при передвижении каждой стороны крана по двум рельсам, когда реборды колес, движущихся по этим рельсам, расположены противоположно относительно друг друга.

По назначению различают приводные (ведущие) и неприводные (ведомые) ходовые колеса. Получая принудительное вращение от механизма передвижения, приводные ходовые колеса благодаря силам сцепления между поверхностями ободьев и рельсов осуществляют перемещение крана или тележки. Неприводные колеса, являясь только опорными, свободно вращаются на осях.

По форме поверхности дорожки катания ходовые колеса разделяют на цилиндрические, конические и бочкообразные. Цилиндрические колеса преимущественно применяют для тележек и мостов кранов. Однако при движении моста крана с неизбежными перекосами относительно крановых путей приводные цилиндрические колеса не способствуют центрированию его хода, а реборды, набегая на головку рельса, повышают сопротивление передвижению и подвергаются быстрому изнашиванию.

При использовании приводных конических колес колесо отставшей стороны моста крана опирается на рельс окружностью большего диаметра. При одинаковой частоте вращения приводных конических колес отставшая сторона крана начинает передвигаться с более высокой скоростью и кран автоматически выравнивается на рельсах. Коническая поверхность дорожки катания целесообразна только для приводных колес четырехколесного мостового крана без балансиров, имеющего центральный привод. Хотя у конических приводных колес реборды в работе практически не участвуют, их наличие необходимо для предотвращения случайного схода крана с рельсов. Неприводные колеса выполнены всегда цилиндрическими.

Размеры ободов крановых колес должны соответствовать ГОСТ 3569—74\*. Крановые колеса согласно ГОСТу изготавливают из стали 75, 65Г. Шероховатость поверхности дорожки катания вместе с внутренними частями реборд должна быть  $R_z 20$ , а обработка должна соответствовать 11-му качеству.

Для компенсации неточностей укладки крановых рельсов и установки ходовых колес ширину рабочей части их ободьев принимают больше ширины головки рельса: для двухребордных цилиндрических и конических соответственно на 30 и 40 мм, для колес тележек на 15—20 мм, для одноребордных колес на 30 мм.

Крановые ходовые колеса испытывают значительные нагрузки и являются быстроизнашиваемыми деталями, поэтому для обеспечения необходимой долговечности их лучше всего изготавливать цельнокатаными или коваными (штампованными) из высокоуглеродистой стали. Срок службы цельнокатаных колес около 4 лет, штампован-

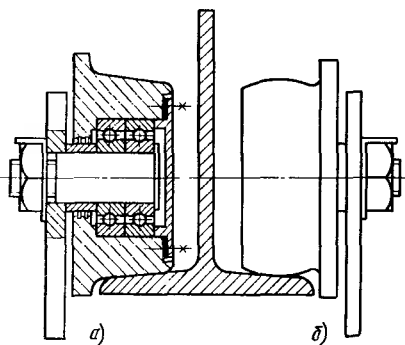


Рис. 9.10. Ходовые колеса подвесных тележек:

*а* — конические; *б* — бочкообразные

ных не более 2,5 лет. Поверхность дорожки катания колес должна быть подвергнута термообработке — закалке до твердости *HV* 300... 360 в зависимости от диаметра на глубину не менее 15—40 мм с постепенным переходом к незакаленному слою.

Ходовые колеса из чугуна СЧ 15 допускается применять только на кранах с ручным приводом. Колеса больших диаметров для экономии дорогостоящих материалов рекомендуется изготавливать сборными, состоящими из ступицы, выполненной литой из низкоуглеродистой стали, и бандажа из качественной стали, надетого с натягом при нагреве.

Одноребордные конические (рис. 9.10, *а*) и бочкообразные (рис. 9.10, *б*) колеса применяют на подвесных однорельсовых тележках. При качении конического колеса подвесной тележки происходит неизбежное его проскальзывание по наклонным боковым дорожкам нижнего пояса ездовой балки. Это проскальзывание возникает в результате различных окружных скоростей конической поверхности качения колеса на линии контакта и приводит к повышенному изнашиванию колес и полок балки. Бочкообразные колеса, не имея этого недостатка, менее чувствительны к перекосам рамы тележки.

Ходовые колеса на кранах устанавливают различными способами. Наиболее распространен способ установки приводных ходовых колес на отдельных валах, а не приводных — на отдельных вращающихся осях. Корпуса подшипников изготавливают в виде съемных или разъемных букс, которые на тележке прикреплены к раме, а на мостах — к концевым балкам или балансирам. Применение отдельных валов и вращающихся осей, а также съемных или разъемных букс упрощает сборку, разборку и смену элементов ходовой части. На рис. 9.11 показаны приводное и не приводное ходовые колеса со съемными буксами, установленные, как правило, на роликовых самоустанавливающихся подшипниках.

Для уменьшения сопротивления движению, повышения надежности и удобства эксплуатации ходовые колеса тележек и мостов кранов установлены на подшипниках качения и, значительно реже, на подшипниках скольжения. Наибольший диаметр поверхности дорожки катания ходового колеса по ГОСТу не должен превышать 1000 мм.

Размеры ходовых колес определяют несущую способность и наибольшую допускаемую нагрузку, которую они могут передать на рельсы. Поэтому установка тележек и мостов на четыре ходовых колеса возможна только для кранов малой грузоподъемности до

50 т. Для кранов грузоподъемностью 75—125 т мост имеет восемь ходовых колес, а при грузоподъемности от 150 и более — 16 ходовых колес. У тяжелых порталных кранов общее число ходовых колес составляет 32 и даже 48 шт. Тележки кранов имеют четыре и восемь колес, а при значительной грузоподъемности — 16 колес. Установка мостов и тележек на восьми, шестнадцати и более ходовых колесах усложняет конструкцию ходовой части. Для обеспечения равномерного распределения нагрузки между колесами следует устанавливать уравнивающие балансиры, использование которых приводит к увеличению высоты концевой балки моста и уменьшению ее горизонтальной жесткости. В основу таких конструкций (рис. 9.12) положены унифицированные двухколесные тележки-балансиры со съемными буксами. Шестнадцатиколесный кран имеет два главных 1 и четыре малых 2 балансира. Число приводных колес устанавливают расчетом. Обычно число колес принимают равным половине или четверти общего числа ходовых колес. Иногда все ходовые колеса выполняют приводными. Привод механизма передвижения должен при этом обеспечить синхронное вращение одной, двух или четырех (редко) пар приводных ходовых колес.

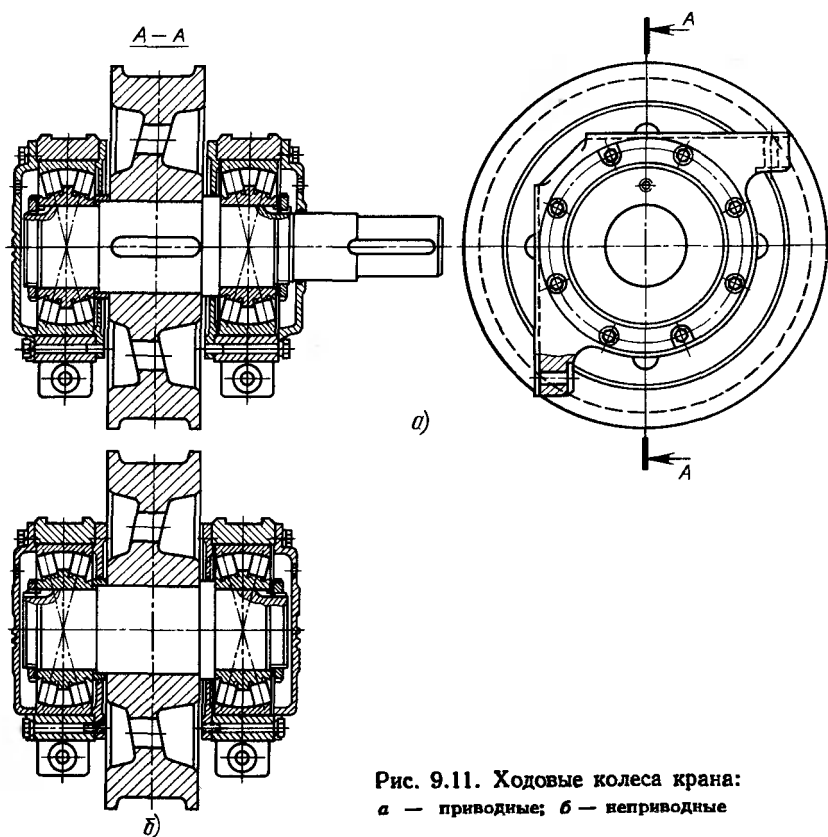


Рис. 9.11. Ходовые колеса крана:  
а — приводные; б — не приводные

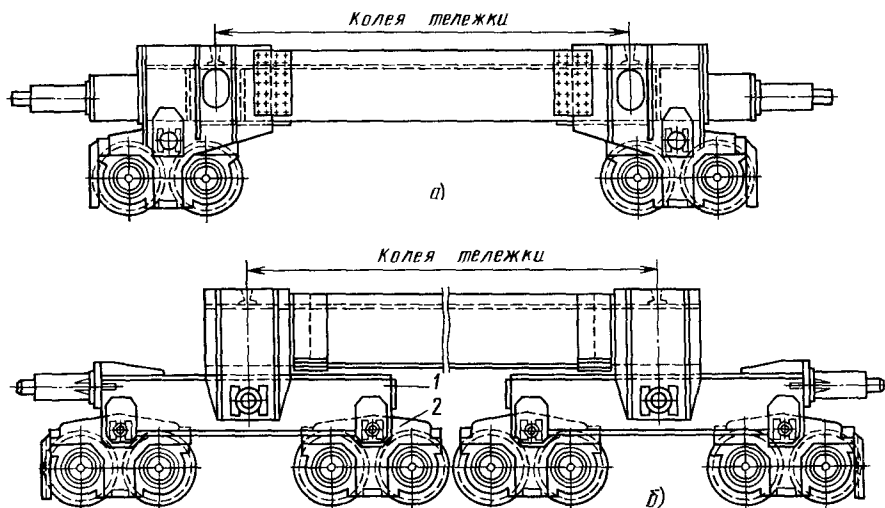


Рис. 9.12. Концевая балка моста крана с балансирами:

а — восьмиколесного; б — шестнадцатиколесного

**Рельсы.** Для кранов применяют различные типы рельсов. В качестве крановых и тележечных рельсов используют железнодорожные для широкой и узкой колеи, крановые, из горячекатаной квадратной и прокатной полосовой стали. Железнодорожные и крановые рельсы выполнены из высокоуглеродистой стали; они имеют скругленную головку. Крановые рельсы имеют стенку повышенной толщины и более широкую опорную плоскость, благодаря чему обеспечивается равномерная передача давления колес на верхний пояс подкрановой балки.

Тип рельса выбирают с учетом группы режима работы крана, характера и давления ходовых колес. Для конических колес предназначены рельсы со скругленными головками. Для цилиндрических колес основными являются железнодорожные и крановые рельсы. Рельсы из квадратной и полосовой стали применяют для кранов сравнительно небольшой грузоподъемности и при замене специальных рельсов. Железнодорожные, козловые и порталные краны передвигаются в основном по железнодорожным рельсам.

Рельсы крепят к подкрановым балкам или укладывают на специальные основания, как железнодорожные пути. Существует два способа крепления рельсов: неподвижное и подвижное со съемными элементами крепления. Неподвижное крепление рельса, выполняемое сваркой, допустимо для кранов с легким режимом работы. Основным рекомендуемым видом крепления считается подвижное. При этом креплении возможно осуществить рихтовку (выравнивание) пути и обеспечить удобную и простую замену изношенных рельсов.

Железнодорожные рельсы часто закрепляют на подкрановой балке парными тяжами диаметром 22—25 мм (рис. 9.13, а), а специальные подкрановые рельсы — боковыми накладками (рис. 9.13, б).

Парные тяжи и боковые накладки устанавливают с шагом 600—700 мм. Рельсы прямоугольного и квадратного профилей прикрепляют к балкам при помощи планок, вставляемых в пазы рельса (рис. 9.13, в).

**Расчет нагрузок на ходовые колеса.** Расчет ходовых колес заключается в проверке выбранных размеров (диаметра и ширины) поверхности дорожки катания обода колеса по напряжению смятию в месте его контакта с рельсом от максимальной статической нагрузки на ходовое колесо. Тележки и мосты кранов, за исключением трехопорных конструкций, представляют собой четырехопорные, один раз статически неопределимые системы. Для упрощения задачи с допустимым для практики приближением раму тележки и мост крана рассматривают как конструкции с равной податливостью основания под опорами. Упрощенные таким образом многоопорные системы имеют геометрическую и статическую симметрию и решаются методами простых разложений вертикальных сил или моментов. Максимальную нагрузку на колесо рассчитывают для случая, когда груз,

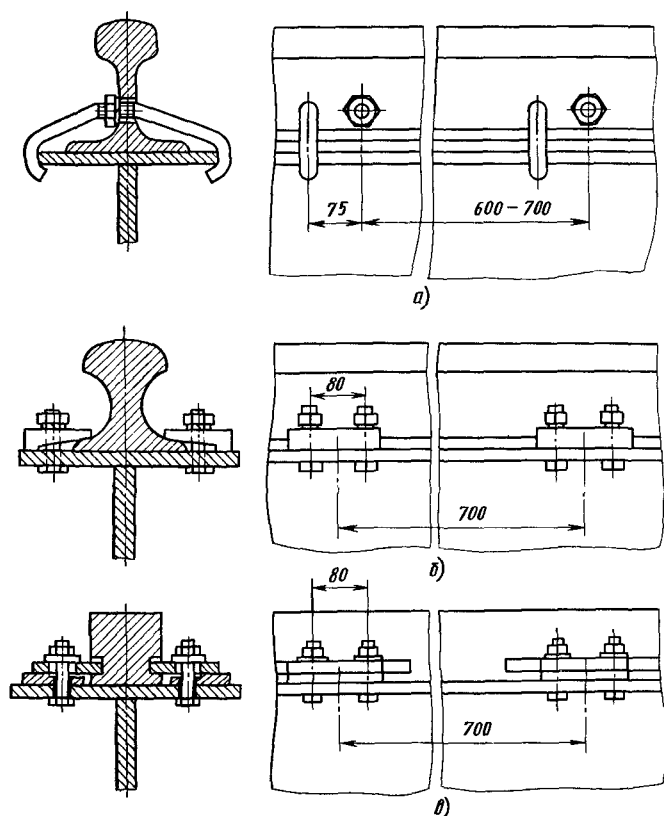
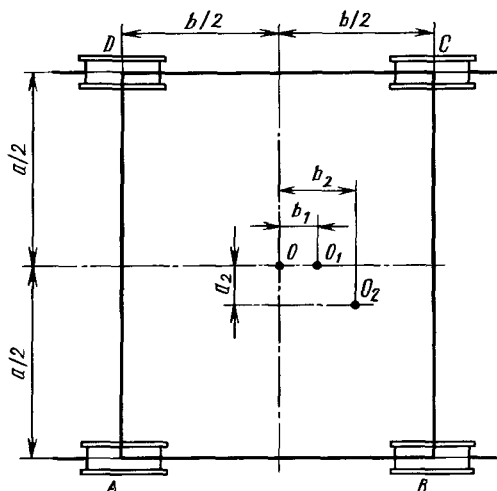


Рис. 9.13. Схема крепления рельса к подкрановой балке:

а — железнодорожного рельса парными тяжами; б — кранового рельса боковыми накладками; в — прямоугольного рельса прижимными планками

Рис. 9.14. Расчетная схема вертикальных нагрузок на ходовые колеса тележки



тележка с грузом или стрела с грузом будут расположены относительно колеса в наиболее невыгодном положении. Если тележка или мост крана опираются не на четыре, а на большее число колес при помощи уравнивающих балансиров, то наибольшая нагрузка на колесо уменьшается и будет

$$N_{\max} = N'_{\max}/n_6,$$

где  $N_{\max}$  — максимальная статическая нагрузка, приходящаяся на

одну из четырех балансирных опор тележки или крана;  $n_6$  — число ходовых колес в балансирной опоре.

Приведенные ниже зависимости для максимальных нагрузок на колеса получены для абсолютно жестких конструкций без учета погрешности изготовления и монтажа рам тележек или мостов кранов, а также состояния рельсовых путей, когда наличие зазора между рельсом и одной из опор ненагруженного крана относится к обычным явлениям.

**Нагрузки на ходовые колеса тележки.** На рис. 9.14 приведена одна из возможных расчетных схем вертикальных давлений для четырехопорной тележки. Анализ этой схемы позволяет установить, что колесо В воздействует на рельс с наибольшей нагрузкой. В соответствии с принятым допущением

$$N_{\max} = N_B = \frac{G_T}{4} + \frac{G_T b_1}{2(2b/2)} + \frac{G_{гр}}{4} + \frac{G_{гр} b_2}{2(2b/2)} + \frac{G_{гр} a_2}{2(2a/2)},$$

откуда

$$N_{\max} = \frac{G_T}{4} \left( 1 + \frac{2b_1}{b} \right) + \frac{G_{гр}}{4} \left( 1 + 2 \frac{b_2}{b} + 2 \frac{a_2}{a} \right),$$

где  $G_T$  — вес тележки с ходовой частью и всеми механизмами;  $G_{гр}$  — вес груза;  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $a_2$  — расстояния от центра симметрии опорного контура рамы тележки  $O$  до ее центра масс  $O_1$  и центра масс груза  $O_2$ ;  $a$  — ширина колес ходовых колес;  $b$  — база ходовых колес.

При конструировании тележек следует стремиться к такому размещению механизмов на ее раме, чтобы центр масс груженной тележки был расположен как можно ближе к центру симметрии рамы (точка  $O$ ), находящемуся на равных расстояниях от ее колес. При этом нагрузки на колеса тележки оказываются примерно одинаковыми.

**Нагрузки на ходовые колеса моста крана.** Нагрузки на колеса крана зависят от положения тележки на мосту. Максимальные на-



грузки возникают на тех колесах моста, которые расположены у концевой балки, где находится в этот момент тележка с грузом номинальной массы. В соответствии с приведенной схемой (рис. 9.15) колесо  $B$  действует на рельс с максимальным давлением. На основе принятого метода расчета без учета податливости моста под колесами тележки можно получить выражение, определяющее это усилие:

$$N_{\max} = N_B = \frac{G_{\text{кр}}}{4} + \left[ \frac{G_T}{4} + \frac{G_T(a_T + b_1)}{2(2 \cdot 1/2 L_K)} \right] + \\ + \left[ \frac{G_{\text{гр}}}{4} + \frac{G_{\text{гр}}(a_T + b_2)}{2(2 \cdot 1/2 L_K)} + \frac{G_{\text{гр}}a_2}{2(2 \cdot 1/2 A_K)} \right],$$

откуда

$$N_{\max} = \frac{G_{\text{кр}}}{4} + \frac{G_T}{4} \left[ 1 + \frac{2(a_T + b_1)}{L_K} \right] + \frac{G_{\text{гр}}}{4} \left[ 1 + \frac{2(a_T + b_2)}{L_K} + \frac{2a_2}{A_K} \right],$$

где  $G_{\text{кр}}$  — собственный вес моста крана, приложенный в центре масс, достаточно близко совпадающем с центром симметрии моста  $O_{\text{кр}}$ ;  $G_T$  — вес ходовой части тележки, приложенный в центре масс тележки в точке  $O_1$ ;  $a_T$  — расстояние от центра симметрии моста до центра масс тележки;  $L_K$  — колея ходовых колес моста (пролет краи);  $A_K$  — база ходовых колес моста.

*Нагрузки на ходовые колеса и ролики настенного консольного передвижного неповоротного крана.* Ходовая часть этого крана (рис. 9.16) выполнена в виде статически определимой системы, имеющей верхние и нижние направляющие ролики с вертикальными осями, которые, передавая боковые усилия на рельс, обеспечивают необходимое положение крана. Наибольшие усилия на опорах возникают при положении тележки с грузом на максимальном вылете  $L$ . Максимальные усилия на вертикальные ходовые колеса и горизонтальные направляющие ролики

$$\sum N_{\max} = G_{\text{гр}} + G_T + G_{\text{кр}}; \quad \sum H_{\max} = \frac{1}{h} [(G_{\text{гр}} + G_T)L + G_{\text{кр}}a_1].$$

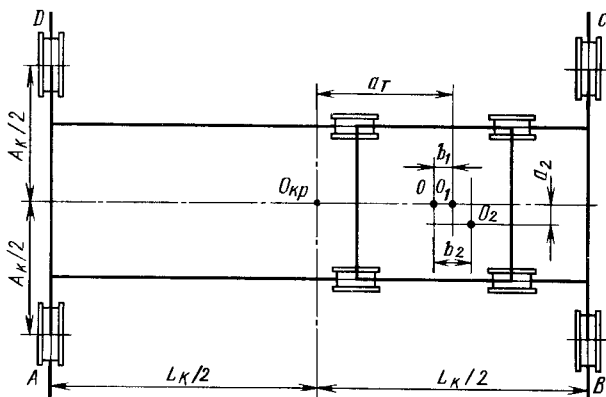


Рис. 9.15. Расчетная схема определения вертикальных нагрузок на ходовые колеса моста крана

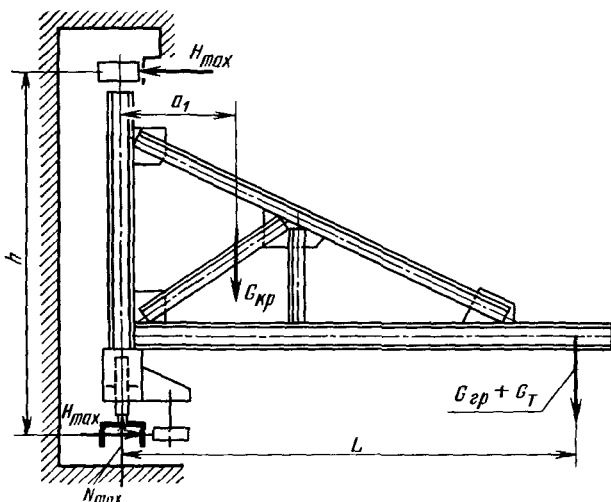


Рис. 9.16. Расчетная схема определения нагрузок на опорные колеса настенного консольного передвижного неповоротного крана

Усилия соответственно на каждое ходовое колесо и горизонтальный ролик

$$N_{\max} = \sum N_{\max}/n_{\text{к}}; \quad H_{\max} = \sum H_{\max}/n_{\text{р}},$$

где  $G_{\text{т}}$  — вес тележки;  $G_{\text{кр}}$  — вес крана без тележки с грузом;  $n_{\text{к}}$  — число вертикальных ходовых колес;  $n_{\text{р}}$  — число горизонтальных направляющих роликов на каждой опоре (обычно  $n_{\text{р}} = 2$ ).

**Нагрузки на ходовые колеса настенного консольного передвижного поворотного крана.** Нагрузки на вертикальные и горизонтальные опоры — колеса крана зависят от положения поворотной стрелы относительно тележки. Вертикальные катки 5 тележки, расположенные на одной прямой вдоль крана и опирающиеся на рельс пути, воспринимают вертикальные нагрузки  $N_{\text{А}}$  и  $N_{\text{В}}$ . Горизонтальные усилия передаются верхними 1 и нижними 6 катками (роликами) на горизонтальные рельсы. В общем случае (рис. 9.17) для стрелы, расположенной относительно вертикальной оси крана под углом  $\alpha$ , усилия на вертикальные и горизонтальные катки

$$N_{\text{А}} = (G_{\text{гп}} + G_{\text{с}} + G_{\text{т}}) - \left( G_{\text{гп}} \frac{L}{A_{\text{к}}} + G_{\text{с}} \frac{b_1}{A_{\text{к}}} \right) \cos \alpha;$$

$$N_{\text{В}} = (G_{\text{гп}} + G_{\text{с}} + G_{\text{т}}) + \left( G_{\text{гп}} \frac{L}{A_{\text{к}}} + G_{\text{с}} \frac{b_1}{A_{\text{к}}} \right) \cos \alpha;$$

$$H = \left( G_{\text{гп}} \frac{L}{h} + G_{\text{с}} \frac{b_1}{h} \right) \sin \alpha_1,$$

где  $G_{\text{с}}$  — вес поворотной части крана;  $G_{\text{т}}$  — вес неповоротной его части;  $L$  и  $b_1$  — плечи приложения сил тяжести;  $A_{\text{к}}$  — база тележки крана;  $h$  — расстояние между верхними и нижними горизонтальными катками.

Члены уравнений при синусе и косинусе получены в результате учета моментов  $M_{гр}$  и  $M_c$ , действующих от сил тяжести груза и стрелы. Так как стрела поворачивается около вертикальной оси — колонны 3, усилия на катки, передаваемые через подшипники 2 и 4 колонны, изменяются при изменении угла  $\alpha$ . Усилия на катки при положении стрелы ( $\alpha = 0$ ), параллельном рельсовому пути,

$$N_A = N_{A \min} = 0,5 (G_{гр} + G_c + G_T) - \left( G_{гр} \frac{L}{A_K} + G_c \frac{b_1}{A_K} \right);$$

$$N_B = N_{B \min} = 0,5 (G_{гр} + G_c + G_T) + \left( G_{гр} \frac{L}{A_K} + G_c \frac{b_1}{A_K} \right);$$

$$H = 0;$$

при положении стрелы ( $\alpha = 90^\circ$ ), перпендикулярном рельсовому пути

$$N_A = N_B = 0,5 (G_{гр} + G_c + G_T);$$

$$H = H_{\max} = G_{гр} \frac{L}{h} + G_c \frac{b_1}{h}.$$

**Нагрузки на опорные катки тележки с канатной тягой.** В конструкциях тележек с канатной тягой вследствие геометрической

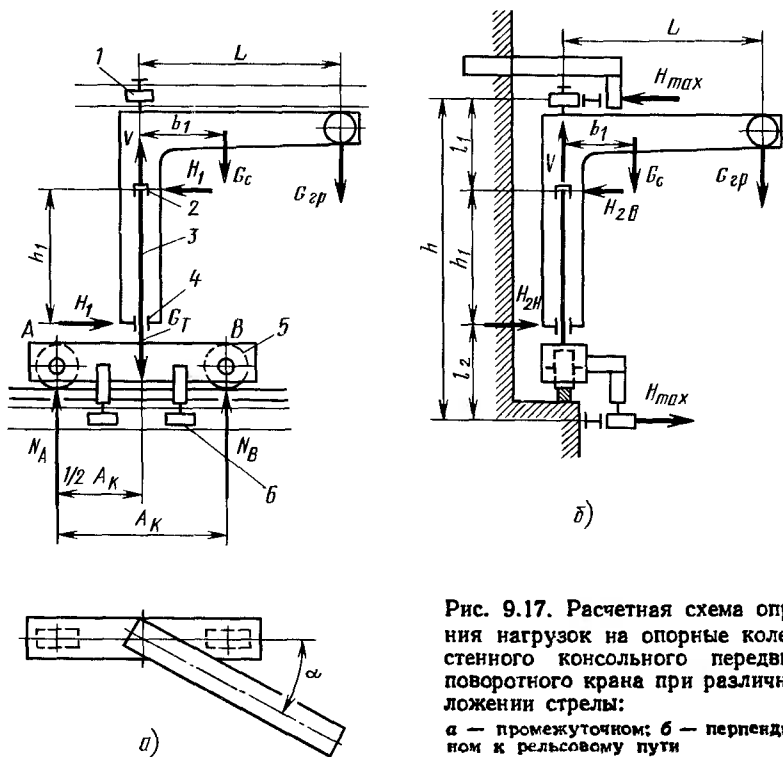
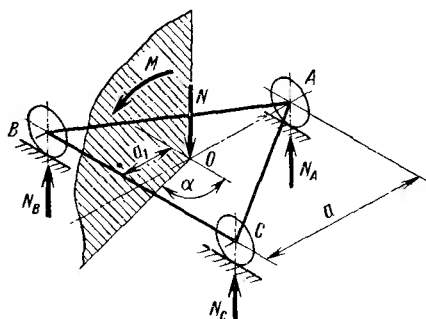


Рис. 9.17. Расчетная схема определения нагрузок на опорные колеса настенного консольного передвижного поворотного крана при различном положении стрелы: а — промежуточном; б — перпендикулярном к рельсовому пути

Рис. 9.18. Расчетная схема определения нагрузок на опорные колеса трехопорного крана



симметрии (см. рис. 9.9) вертикальное усилие на каждое колесо тележки

$$N_{\max} = (G_{\text{гр}} + G_{\text{т}})/4.$$

*Нагрузки на ходовые колеса передвижных поворотных кранов.* Для передвижных поворотных кранов при

определении усилий на ходовые катки необходимо учитывать положение поворотной стрелы в горизонтальной плоскости, а также вылет, конструкцию и жесткость неповоротной части — опорной рамы. Опорные рамы этих кранов могут быть изготовлены трех- и четырехопорными.

Трехопорная рама является пространственной статически определимой системой (рис. 9.18) с опорами-колесами в точках  $A$ ,  $B$  и  $C$ . Для определения усилий на опоры нагрузки, действующие на кран, приводят к точке  $O$ , являющейся центром вращения поворотной части. В полученной эквивалентной расчетной схеме приняты следующие обозначения: сила  $N$ , направленная вертикально в плоскости  $V$  подвеса груза по оси вращения и равная сумме проекций на эту ось от всех нагрузок на кран; сила  $H$ , нормальная к оси вращения поворотной части и равная сумме проекций на это направление всех нагрузок; суммарный момент  $M$ , полученный в результате выполнения правила переноса всех сил к точке приведения нагрузок и действующий в плоскости  $V$ ;  $\alpha$  — угол поворота вертикальной плоскости  $V$  подвеса груза (плоскости стрелы).

Нагрузка, например, на опору в точке  $A$  может быть определена из уравнения моментов относительно прямой, соединяющей точки  $B$  и  $C$  опор:

$$\sum M_{BC} = Na_1 - M \sin \alpha - N_A a = 0.$$

Отсюда

$$N_A = \frac{1}{a} (Na_1 - M \sin \alpha).$$

Эта нагрузка изменяет значение при повороте стрелы, т. е. при изменении угла  $\alpha$ . При  $\alpha = -\pi/2$   $N_A = N_{A \max}$ . При  $\alpha = \pi/2$   $N_A = N_{A \min}$ , что следует иметь в виду при определении сцепного веса крана. Аналогичным образом на основании уравнений моментов можно определить нагрузки на опорные колеса в точках  $B$  и  $C$  при всех положениях поворотной стрелы. Горизонтальную силу  $H$ , действующую на колеса и воспринимаемую головками рельсов, обычно не учитывают при определении вертикальных усилий.

Четырехопорная ходовая часть является статически неопределимой системой. Точный расчет нагрузок на опорные колеса достигается только при учете упругости основания и элементов опорной рамы. На практике обычно используют упрощенные методы решения задачи.

Для опорных рам малой жесткости принято шарнирное соединение элементов (рис. 9.19, *а*). В этом случае целесообразно использовать расчетную нагрузку, которая для горизонтально установленного крана приводится соответственно к вертикальной силе  $N$  и горизонтальной  $H$ . Сила  $N$ , равная сумме проекций на это направление всех действующих на кран сил, расположена на расстоянии эксцентриситета  $e$  от оси вращения стрелы крана. Сила  $H$  равна сумме проекций всех сил на горизонтальную плоскость. Неповоротная часть крана может быть рассмотрена отдельно, но при условиях последующего суммирования нагрузок при определении полных нагрузок на колеса крана.

На расчетной схеме, изображенной на рис. 9.19, *а*, сила  $H$  не показана (см. рис. 9.18), так как она не влияет на распределение нагрузок на колеса крана, а вес  $G$  неповоротной части, рассматриваемый отдельно от веса стрелы, приложен на оси симметрии. Нагрузки от сил  $N$  и  $G$  приложены к балкам рамы, например к  $AB$  и  $DC$ , в соответствии с расстояниями до этих балок. Нагруженные по принятой схеме балки создают усилия в опорах-катках пропорционально расстояниям от мест их действия. Окончательное значение опорных реакций не изменится, если изменить порядок расчета и в качестве исходных взять балки  $AD$  и  $BC$ . Таким образом, нагрузки на опорные колеса

$$N_A = \frac{1}{2b} G(b/2 - b_1) + \frac{1}{ab} N(a/2 + e \sin \alpha)(b/2 - b_0 - e \cos \alpha);$$

$$N_B = \frac{1}{2b} G(b/2 + b_1) + \frac{1}{ab} N(a/2 + e \sin \alpha)(b/2 - b_0 + e \cos \alpha);$$

$$N_C = \frac{1}{2b} G(b/2 + b_1) + \frac{1}{ab} N(a/2 - e \sin \alpha)(b/2 + b_0 + e \cos \alpha);$$

$$N_D = \frac{1}{2b} G(b/2 - b_1) + \frac{1}{ab} N(a/2 - e \sin \alpha)(b/2 - b_0 - e \cos \alpha).$$

Для получения экстремальных значений опорных нагрузок следует взять первую производную по углу  $\alpha$  и, приравняв ее нулю,

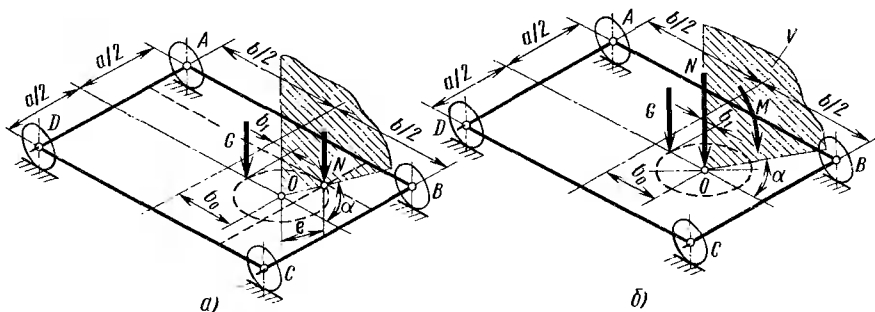


Рис. 9.19. Расчетная схема определения нагрузок на опорные колеса четырех-опорного крана:

*а* — с нежесткой опорной рамой; *б* — с жесткой опорной рамой

определить  $\alpha$ , при котором значение опорной реакции будет максимальным или минимальным.

Если опорную раму считать достаточно жесткой, то можно принять такую расчетную схему, которая показана на рис. 9.19, б. На этой схеме приняты следующие обозначения:  $O$  — ось вращения поворотной части;  $G$  — вес опорной рамы с ходовыми тележками;  $N$  — вертикальная составляющая эквивалентной нагрузки от веса поворотной части;  $M$  — суммарный момент от веса поворотной части;  $\alpha$  — угол поворота вертикальной плоскости  $V$  подвеса груза (стрелы); горизонтальная составляющая  $H$  эквивалентной нагрузки, как и в предыдущей схеме, не показана.

Допуская равенство нагружения симметричных опор под действием симметричных нагрузок, получаем

$$N_A = \frac{G(b/2 - b_1)}{2b} + \frac{N(b/2 - b_0)}{2b} + \frac{M \sin \alpha}{2a} - \frac{M \cos \alpha}{2b};$$

$$N_B = \frac{G(b/2 + b_1)}{2b} + \frac{N(b/2 + b_0)}{2b} + \frac{M \sin \alpha}{2a} + \frac{M \cos \alpha}{2b};$$

$$N_C = \frac{G(b/2 + b_1)}{2b} + \frac{N(b/2 + b_0)}{2b} - \frac{M \sin \alpha}{2a} + \frac{M \cos \alpha}{2b};$$

$$N_D = \frac{G(b/2 - b_1)}{2b} + \frac{N(b/2 - b_0)}{2b} - \frac{M \sin \alpha}{2a} - \frac{M \cos \alpha}{2b}.$$

Экстремальные значения опорных нагрузок, например, для опоры в точке  $B$

$$\frac{dN_B}{d\alpha} = \frac{M \cos \alpha}{2a} - \frac{M \sin \alpha}{2b} = 0,$$

т. е. при  $\operatorname{tg} \alpha = b/a$ .

Это соответствует такому положению стрелы, когда ее вертикальная плоскость  $V$  окажется перпендикулярной диагонали  $AC$ , не проходящей через эту опору.

**Расчет ходовых колес.** Согласно отраслевому стандарту ОСТ 24.090.44—82, разработанному во ВНИИПТмаше, при расчете ходовых колес определяют диаметр и ширину поверхности дорожки качения, тип рельса, напряжение в контакте колеса и рельса. С учетом объемного напряженного состояния напряжения в контакте не должно превышать допустимого напряжения, устанавливаемого в соответствии с механическими свойствами материала и заданного срока службы колеса. Расчет колес производят по возможной максимальной статической нагрузке  $N_{\max}$ , действующей на наиболее нагруженное колесо при неблагоприятном положении груза номинальной массы. По  $N_{\max}$  (кН) сначала выбирают предварительные значения диаметра стандартного колеса, тип или размеры рельса (табл. 9.1), а затем рассчитывают напряжения смятия  $\sigma_{\text{см}}$  (МПа). В зависимости от первоначальной (до изнашивания) формы поверхности дорожки качения колеса и рельса между ними возможен линейный и точечный контакты. Линейный контакт возникает при качении цилиндрического колеса по рельсу прямоугольного и квадрат-

9.1. Данные для предварительного выбора размеров колеса и типа рельса

$N_{\text{max}}$ , кН	Диаметр колеса $D$ , см	Тип рельса с выпуклой головкой	Ширина плоского рельса $b_0$ , см
От 30 до 50	20; 25	—	4; 4,5; 5
Св. 50 до 200	32; 40; 50	P50; КР70	5; 5,5; 6; 6,5; 7
Св. 200 до 320	50; 56; 63; 71	P50; КР70; КР80; КР100	6; 6,5; 7; 7,5; 8
Св. 320 до 500	63; 71; 80	КР80; КР100	—
Св. 500 до 1000	80; 90; 100	КР100; КР120; КР140	—

Примечание. Размеры колес соответствуют ГОСТ 3569—74, размеры рельсов Р50 — ГОСТ 7174—75, размеры рельсов КР — данным ГОСТ 4121—76 и размеры плоского рельса — ГОСТ 4693—77.

ного профиля или конических колес подвесных тележек по нижнему поясу двутавровой балки. Точечный контакт возникает у цилиндрических (рис. 9.20, а) и конических (рис. 9.20, б) колес с рельсами, имеющими скругленную головку, а также при качении бочкообразных колес (рис. 9.20, в, г) по рельсу прямоугольного профиля. Линейный контакт колеса с рельсом показан на рис. 9.20, д, е.

Напряжения смятия при точечном контакте

$$\sigma_{\text{см}} = 7500kk_{\tau} \sqrt[3]{\frac{k_{\text{д}}N_{\text{max}}}{D^3}} \leq [\sigma_{\text{п}}]_{\text{см}}; \quad (9.1)$$

при линейном контакте

$$\sigma_{\text{см}} = 340k_{\tau} \sqrt{\frac{k_{\text{д}}k_{\text{н}}N_{\text{max}}}{bD}} \leq [\sigma_{\text{п}}]_{\text{см}}, \quad (9.2)$$

где  $D$  — диаметр колеса, см;  $k$  — геометрический коэффициент, зависящий от отношения радиуса закругления  $r$  к диаметру колеса;  $k_{\text{д}}$  — коэффициент толч-

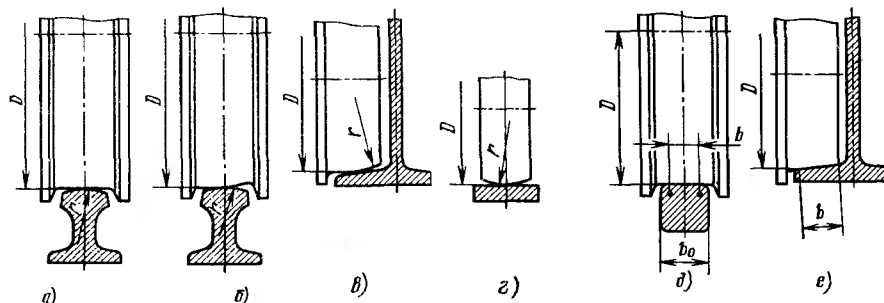


Рис. 9.20. Схема контакта ходового колеса с рельсом

ков при качении колеса по рельсу;  $k_{\tau}$  — коэффициент, учитывающий касательную нагрузку в месте контакта;  $k_H$  — коэффициент неравномерности нагрузки по ширине колеса;  $k_H = 2$ , а для колес балансирной тележки  $k_H = 1,5$ ;  $b$  — рабочая ширина плоского рельса, которая равна полной ширине без закруглений, см.

Геометрический коэффициент  $k$  [см. формулу (9.1)] в зависимости от отношения  $r/D$  следующий:

$r/D \dots$	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
$k \dots$	0,176	0,157	0,137	0,127	0,119	0,113	0,108	0,105

Коэффициент  $k_{\tau}$  зависит от условий работы крана и скорости движения: для закрытых помещений при  $v < 2$  м/с  $k_{\tau} = 1,05$  и при  $v \geq 2-3$  м/с  $k_{\tau} = 1,07$ ; для открытых площадок для любых скоростей движения  $k_{\tau} = 1,1$ .

Коэффициент динамичности

$$k_d = 1 + k_{ж}v,$$

где  $k_{ж}$  — коэффициент, зависящий от типа (жесткости) кранового пути:

Рельсы:

на шпалах . . . . .	0,10
на металлических балках . . . . .	0,15
на железобетонных балках . . . . .	0,20
на массивных фундаментах . . . . .	0,25

При определении допускаемого напряжения смятия необходимо учитывать предполагаемый срок службы колеса, выраженный в виде приведенного числа оборотов  $n_{пр}$ . В соответствии с этим

$$[\sigma_{см}]_{см} = [\sigma_0]_{см} \sqrt[9]{10^6/n_{пр}}. \quad (9.3)$$

Допускаемые напряжения смятия  $[\sigma_0]_{см}$  рекомендуется принимать по данным табл. 9.2.

Для определения приведенного числа оборотов используют зависимость

$$n_{пр} = 3,6 k_{пр} \frac{v_{ср}}{\pi D} T_m 10^5, \quad (9.4)$$

где  $k_{пр}$  — коэффициент приведенного числа оборотов;  $v_{ср}$  — усредненная для установившегося и пуско-тормозного режимов крана скорость передвижения колеса, м/с;  $T_m$  — машинное время работы колеса за расчетный срок его службы, ч.

## 9.2. Допускаемые напряжения смятия для стальных колес

Вид заготовки	Сталь	Вид термообработки, твердость по Бринеллю	$[\sigma_0]_{см}$ , МПа
Поковка	45	Нормализация, HB 200	610
	50	Закалка, отпуск, HB 240	700
Прокат	75 и 65Г	Закалка, отпуск, HB 300	800
	75 и 65Г	Закалка, отпуск, HB 320	860
Отливка	55Л	Отжиг, HB 190	560
	35ГЛ	Отжиг, HB 210	600



Коэффициент  $k_{\text{пр}}$  при предварительных расчетах может быть выбран в зависимости от отношения значений нагрузок на колесо  $N_{\text{min}}/N_{\text{max}}$ :

$N_{\text{min}}/N_{\text{max}}$ . . . . .	0,2	0,4	0,6	0,8
$k_{\text{пр}}$ . . . . .	0,16	0,24	0,38	0,63

Усредненную скорость определяют по номинальной скорости движения колеса  $v$  и коэффициенту  $k_v$ , т. е.  $v_{\text{ср}} = k_v v$ . Коэффициент  $k_v$  зависит от отношения времени неустановившегося  $t_n$  (разгон и торможение) к полному времени  $t$  движения колеса:

$t_n/t$ . . . . .	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$k_v$ . . . . .	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5

Машинное время  $T_m$  согласно ориентировочному сроку службы колеса с учетом группы режима работы крана при обеспечении точности установки колеса, с углом перекоса в горизонтальной плоскости, не превышающем  $2'$  ( $0,0005$  рад), и хорошем состоянии крановых путей следующее:

Группа режима работы крана (ГОСТ 25546—82) . . . . .	1К, 2К	3К, 4К	5К, 6К
$T_m$ , ч . . . . .	1600	3200	12 500
Ориентировочный срок службы, лет . . . . .	12	8	5—4

Если угол перекоса превысит нормированное значение в 3 раза, то фактический срок службы уменьшится на 50 % в основном вследствие преждевременного изнашивания реборд колеса.

### 9.3. СОПРОТИВЛЕНИЯ ПЕРЕДВИЖЕНИЮ КРАНОВ И ТЕЛЕЖЕК

При передвижении кранов и тележек возникают сопротивления в ходовой части от ветровой нагрузки, наклона рельсового пути и сопротивления в элементах передач механизма. В зависимости от режима и условий работы крана эти сопротивления могут действовать в различных сочетаниях. При конструировании необходимо определять наиболее возможное и характерное для данного типа крана их сочетание. Определив значения сопротивлений, можно рассчитать мощность электродвигателя, тормозные устройства, передачи и другие элементы.

При передвижении тележки или моста крана с приводными колесами по двухрельсовым путям с постоянной скоростью (установившийся режим) преодолеваются сопротивления трению в ходовых колесах, сопротивления от ветровой нагрузки и возможного уклона рельсового пути. В момент пуска механизма передвижения (неустановившийся режим), кроме указанных сопротивлений, возникает сопротивление силам инерции приводимых в движение масс. У механизмов с ручным приводом этим сопротивлением обычно пренебрегают.

Для однорельсовых консольных кранов необходимо также учитывать сопротивления в упорных роликах, воспринимающих горизонтальные нагрузки. В однорельсовых тележках возникают сопро-

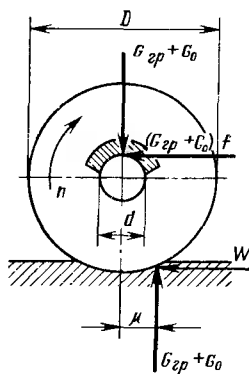


Рис. 9.21. Схема взаимодействия ходового колеса с рельсом

тивления в результате конусности колес и возможного поперечного смещения. Для тележек с канатной тягой электродвигатель механизма передвижения преодолевает, кроме того, сопротивления в канатных блоках от провисания тягового каната и ветровой нагрузки. В отдельных случаях следует также учитывать сопротивления от действия центробежных сил, возникающих при одновременной работе механизмов передвижения тележки и вращения крана.

**Сопротивление трению в ходовых колесах кранов и тележек** (рис. 9.21). Этот вид сопротивлений представляет собой сумму сопротивлений трению качения ходовых колес по рельсам, трению в опорах, трению реборд колес о головки рельсов и трению торцов ступиц колес. При качении колес силы сопротивления вызывают моменты сопротивления передвижению.

Момент сопротивления трению качения колеса по рельсу

$$M_1 = (G_{гр} + G_0) \mu;$$

трению в опорах колеса

$$M_2 = (G_{гр} + G_0) f d / 2,$$

где  $G_0$  — собственный вес крана с тележкой для расчета механизма передвижения моста или одной тележки для расчета механизма передвижения тележки (в обоих случаях с учетом веса грузозахватных устройств);  $\mu$  — коэффициент трения качения (табл. 9.3) колеса по рельсу, измеряемый как плечо приложения реактивной силы;  $f$  — коэффициент трения в опоре, приведенный к диаметру  $d$  цапфы вала колеса, принимают по следующим данным:

Подшипники скольжения

открытого типа	0,10
с буксой и жидкостной смазкой	0,08

Подшипники качения

шариковые и роликовые	0,015
конические	0,02

### 9.3. Коэффициент трения качения $\mu$ ходовых колес по рельсам (см)

Головка рельса	Диаметр ходового колеса, мм				
	200, 250, 320	400, 500, 560, 630	710	800, 900	1000
<i>Стальное ходовое колесо</i>					
Плоская	0,03	0,05	0,06	0,07	0,07
Скругленная	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12
<i>Чугунное ходовое колесо</i>					
Плоская	0,04	0,06	0,08	0,09	0,09
Скругленная	0,05	0,07	0,09	0,12	0,14

9.4. Коэффициент  $k_p$ , учитывающий сопротивление трению реборд и торцов ступиц колес

Вид обода ходового колеса	Привод механизма	Подшипники	
		скольжения	качения
Для крановой тележки			
	Центральный	—	2,5 *
Для кранов мостового типа			
Цилиндрический	Центральный	1,5	1,5
	Раздельный	—	1,1
Для подвесных кранов			
	Односторонний	—	—
	Двусторонний	—	—
Для крановой тележки			
	Центральный	—	—
Для кранов мостового типа			
Конический	Центральный	1,2	1,2
	Раздельный	1,1	1,1
Для подвесных кранов			
	Односторонний	2,0	2,5
	Двусторонний	1,8	2,0

\* Учтены сопротивления трению токосяемников по троллеям.

Моменты сопротивления движению можно выразить в виде

$$M_1 = 0,5W_1D; \quad M_2 = 0,5W_2D,$$

где  $W_1$ ,  $W_2$  — соответственно силы сопротивления трения качения и трению в опорах, отнесенные к поверхности дорожки качения ходовых колес:

$$W_1 = (G_{гр} + G_0) 2\mu/D; \quad (9.5) \quad W_2 = (G_{гр} + G_0) fd/D; \quad (9.6)$$

$D$  — диаметр поверхности дорожки качения ходового колеса.

Сопротивления трению торцов ступиц колес, возникающие при их установке на подшипниках скольжения, и особенно трению реборд зависят от многих переменных факторов, не поддающихся достаточно точному математическому описанию. Поэтому принято использовать условные методы расчета, когда указанные сопротивления учитывают общим опытным коэффициентом трения реборд  $k_p$  (табл. 9.4), который вводят в формулы для момента или силы сопротивления передвижению.

Момент и сила сопротивления в ходовых колесах

$$M_{\kappa} = (M_1 + M_2) k_p = (G_{rp} + G_0) (\mu + fd/2) k_p;$$

$$W_{\kappa} = (W_1 + W_2) k_p = (G_{rp} + G_0) \frac{2\mu + fd}{D} k_p.$$

Если принять, что приведенный к поверхности дорожки качения колеса обобщенный коэффициент сопротивления

$$w_{\kappa} = \frac{2\mu + fd}{D} k_p, \quad (9.7)$$

то силу сопротивления на ходовых колесах можно определить по выражению

$$W_{\kappa} = (G_{rp} + G_0) w_{\kappa}. \quad (9.8)$$

**Сопротивления трению в горизонтальных направляющих роликах и колесах.** При качении безребордных упорных роликов по рельсам возникают сопротивления трению качения и трению в подшипниках. Максимальные значения этих сопротивлений возникают при максимальных горизонтальных усилиях, соответствующих крайнему положению тележки в передвижных консольных кранах (см. рис. 9.16). Учитывая максимальное горизонтальное усилие  $H_{\max}$  на каждую опору консольного крана, определяют сопротивления в направляющих роликах

$$W_{\text{н. п}} = 2H_{\max} w_{\text{н. п.}}$$

В этом выражении приведенный к поверхности дорожки качения направляющего ролика коэффициент сопротивления

$$w_{\text{н. п}} = (2\mu_p + f_p d_p) / D_p, \quad (9.9)$$

где  $\mu_p$  — коэффициент трения качения направляющих роликов по рельсам;  $f_p$  — приведенный коэффициент трения в подшипниках роликов;  $D_p$ ,  $d_p$  — диаметр поверхности дорожки качения и диаметр цапфы оси направляющих роликов.

В последнее время для мостовых кранов применяют безребордные ходовые колеса в различных сочетаниях с горизонтальными направляющими роликами.

Обычно направляющие ролики устанавливают с внутренней стороны рельсов (рис. 9.22). Максимальное горизонтальное усилие на эти ролики может быть определено только экспериментальным путем с учетом грузоподъемности и угла перекоса крана, а также числа направляющих роликов. Согласно исследованиям, проведенным во ВНИИПТмаше, горизонтальное поперечное усилие в ориентировочных расчетах принимают следующим:

Для кранов:

восьмиколесного при контакте с рельсом не менее двух	
горизонтальных роликов . . . . .	$H_{г. п} = 0,08 (G_{rp} + G_0)$
шестнадцатиколесного при контакте с рельсом не менее	
четырёх горизонтальных роликов . . . . .	$H_{г. п} = 0,04 (G_{rp} + G_0).$

Рис. 9.22. Схема мостового крана с безребордными горизонтальными направляющими колесами

В этом случае сопротивление передвижению в горизонтальных роликах

$$W_{г.р} = H_{г.р} w_{н.р}.$$

Значения коэффициентов сопротивления  $w_n$  и  $w_{н.р}$  определяют по формулам (9.7) и (9.9). Необходимо отметить, что при расчете механизмов с направляющими роликами коэффициент трения в ребрах  $k_r = 1$ , причем сопротивление передвижению в направляющих роликах учитывается отдельным коэффициентом [см. формулу (9.9)].

В ориентировочных расчетах для мостовых кранов  $H_{г.р}$  можно не определять, тогда эти сопротивления в горизонтальных роликах учитывают путем введения в зависимости (9.7) и (9.8) коэффициента  $k_p = 1,1$ .

**Сопротивление от ветровой нагрузки  $W_v$ .** Это сопротивление следует учитывать для кранов, работающих на открытом воздухе согласно методике, указанной в ГОСТ 1451—77 (см. гл. 2).

**Сопротивление от уклона пути  $W_y$ .** Это сопротивление определяют для тех рельсовых путей, которые на значительном протяжении имеют наклон или уклон (строительный).

Сопротивление от уклона

$$W_y = (G_{гп} + G_0) \sin \gamma_y;$$

где  $\gamma_y$  — угол уклона рельсового пути, °.

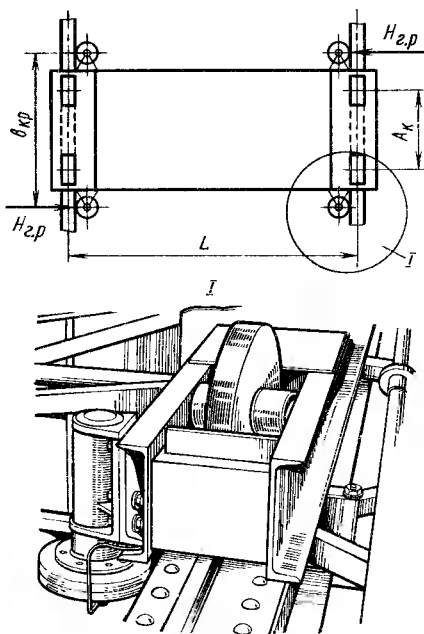
Сопротивление от строительного уклона пути

$$W = (G_{гп} + G_0) \alpha_y,$$

где  $\alpha_y$  — уклон пути в тысячных долях;  $\alpha_y = 0,002 \dots 0,003$  принимают при расчете мощности электродвигателя только для кранов, передвигающихся по путям на шпальном основании; при проверке запаса сцепления и определении тормозного момента уклон путей принимают по следующим данным:

Кран:

мостовой . . . . .	0,001
козловой, порталный и стальной . . . . .	0,003
строительный башенный . . . . .	0,005
железнодорожный . . . . .	0,004
Тележки на мосту крана . . . . .	0,002



**Сопротивление передвижению при перекачивании подъемного и тягового канатов тележек с канатной тягой.** Специфическое для

тележек с канатной тягой (см. рис. 9.9, а) сопротивление состоит из сопротивления в блоках подъемного каната и сопротивления провисанию тягового каната, имеющего максимальное значение при подходе тележки к крайнему положению у блока 10.

Для рассматриваемой схемы при подвешивании груза  $G_{гр}$  на двух ветвях канатов с учетом веса подвески, когда  $G_c = G_{гр} + G_{об}$ ,

$$G_{гр} = S_2 + S_3,$$

где  $S_2, S_3$  — натяжения в ветвях канатов.

При движении тележки вправо натяжение ветви каната

$$S_2 = \eta S_3,$$

где  $\eta$  — коэффициент сопротивления блока (см. гл. 5).

Решение двух последних уравнений дает

$$S_3 = G_c / (1 + \eta).$$

По аналогии с предыдущим

$$S_4 = S_3 / \eta = G_c / ((1 + \eta) \eta);$$

$$S_1 = S_2 \eta = G_c \eta^2 / (1 + \eta).$$

Сопротивление на блоках подъемного каната

$$W_{бл} = S_4 - S_1 = G_c \frac{1 - \eta^2}{(1 + \eta) \eta}.$$

Для груза, подвешенного на  $a$  ветвях ( $a$  в этих механизмах является четным числом)

$$W_{бл} = G_c \frac{(1 - \eta) (1 - \eta^{a+1})}{\eta (1 - \eta^a)}.$$

Горизонтальные составляющие натяжения тягового элемента, приложенные к тележке в обратную движению сторону и к тяговому барабану по направлению движения,

$$H_{т.з} = q_{т.з} g l_{\max}^2 / 8y,$$

где  $q_{т.з}$  — масса 1 м тягового элемента;  $l_{\max}$  — наибольшее возможное расстояние между барабаном 2 и креплением тягового элемента на тележке 8 (см. рис. 9.9, а);  $y$  — стрела провеса тягового элемента, обычно принимаемая  $y = (0,1 \dots 0,15)$  м или  $y = (1/30 \dots 1/50) l_{\max}$ .

Поскольку натяжение  $H_{т.з}$ , действующее на тележку, препятствует движению, а  $H_{т.з}$  на барабане, уменьшенное на сопротивление от потерь через нижнюю ветвь тягового элемента и блок 10 способствует ее движению, то сопротивление от провисания тягового элемента

$$W_{т.з} = H_{т.з} - H_{т.з} \eta_{бар} \eta = H_{т.з} (1 - \eta_{бар} \eta),$$

где  $\eta_{бар}, \eta$  — соответственно коэффициенты сопротивлений барабана и концевого блока 10 при огибании их тяговым канатом.

**Полное статическое сопротивление.** Полное статическое сопротивление передвижению кранов и тележек, действующее на наружном диаметре ходовых колес:

для двухрельсовых кранов и тележек с приводными колесами

$$W_c = W_k + W_b + W_y; \quad (9.10)$$

для однорельсовых консольных кранов с приводными колесами

$$W_c = W_k + W_{н.р} + W_b + W_y; \quad (9.11)$$

для тележек с канатной тягой

$$W_c = W_k + W_b + W_y + W_{сл} + W_{т.э}. \quad (9.12)$$

Для двухрельсовых кранов с горизонтальными направляющими колесами ( $k_p = 1,0$ )

$$W_c = W_k + W_{н.р} + W_p + W_y. \quad (9.13)$$

Составляющие сопротивления  $W_c$  определяют по приведенным выше зависимостям. При подсчете полного статического сопротивления необходимо учитывать, что на краны, установленные в помещениях, не действует ветровая нагрузка.

**Полное статическое сопротивление передвижению однорельсовых тележек.** Движение однорельсовых тележек по подвесным путям характеризуется наличием основных сопротивлений от трения качения и трения в подшипниках ходовых колес, дополнительными сопротивлениями при качении конических и бочкообразных колес по наклонным полкам рельса, а также сопротивлений при перекосе тележки и при ее передвижении по криволинейным участкам пути. Сопротивление трению качения колес и в опорах рассчитывают согласно формуле (9.8) при  $k_p = 1$ :

$$W_k = (G_{г.р} + G_0) \frac{2\mu + fd}{D} = (G_{г.р} + G_0) w'_{к}, \quad (9.14)$$

где  $w'_{к} = (2\mu + fd)/D$  — обобщенный коэффициент сопротивления безребордного колеса.

Качение конического колеса по наклонной полке сопровождается дополнительными потерями на проскальзывание вследствие неравенства скоростей на линии контакта образующей конуса с рельсом. Бочкообразные колеса перекатываются по рельсам обычно без проскальзывания. Исключение составляют рельсы, обладающие невысокой твердостью ( $HB 100$ ). В этом случае вследствие повышенной деформации рельса в месте контакта возможно некоторое проскальзывание бочкообразного колеса, близкое по характеру проскальзыванию конического колеса. Дополнительное сопротивление от проскальзывания бочкообразного колеса может быть определено по зависимости, применяемой для конических колес,

$$W_{ск} = (0,5 \dots 1,0) (G_{г.р} + G_0) w'_{ск}. \quad (9.15)$$

При движении однорельсовых тележек в результате неравномерного распределения усилий между колесами, погрешностей сборки и других причин возникают перекосы даже на прямых участках пути. При перекосе тележки возникают дополнительные сопротивления от трения реборд колес.

В ряде случаев для прямых участков пути сопротивление от трения на ребордах колес могут быть учтены дополнительным коэффициентом  $k_{т.р.}$ , отнесенным к полному сопротивлению передвижения тележки без перекаса колес. Тогда сопротивление передвижению тележки при перекасе

$$W_{пер} = (W_k + W_{ск}) k_{т.р.} \quad (9.16)$$

Значения коэффициента  $k_{т.р.}$  принимают по следующим данным:

Подшипники опор колес . . . . .	Скольжения	Качения
Крепление опор колес		
жесткое, внутренние реборды . . . . .	1,0	0,7
жесткое, наружные реборды . . . . .	0,6	0,4
шарнирное, наружные реборды . . . . .	—	1,5

На криволинейных подвесных путях возникает дополнительное сопротивление передвижению тележки

$$W_{кр} = (G_{гр} + G_0) w_{кр} \quad (9.17)$$

Коэффициент этого сопротивления может быть определен по эмпирической зависимости

$$w_{кр} = 0,5 + 20/R_{кр},$$

где  $R_{кр}$  — радиус криволинейного пути, м.

Полное статическое сопротивление передвижению однорельсовых тележек с коническими ребордными колесами с учетом ветровой нагрузки и в общем случае наклона или строительного уклона пути: на прямолинейном пути

$$W_c = W_k + W_{ск} + W_{пер} + W_v + W_y; \quad (9.18)$$

на криволинейном пути

$$W_c = W_k + W_{ск} + W_{кр} + W_v + W_y. \quad (9.19)$$

Для условий работы с низкой температурой возможно загустевание смазки. В этом случае полное статическое сопротивление передвижению при пуске тележки после длительной остановки следует увеличить в 1,5 раза. Указанное обстоятельство необходимо учитывать при расчете мощности двигателя.

**Сопротивление преодоления сил инерции приводимых в движение масс.** Эти сопротивления возникают при пуске механизма передвижения, электродвигатель которого кроме полного статического сопротивления преодолевает также сопротивления сил инерции элементов приводного механизма, крана или тележки и массы груза.

Момент сопротивления от сил инерции вращающихся масс, приведенный к валу электродвигателя (см. гл. 12).

$$M_{ин1} = (1,1 \dots 1,2) J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = (1,1 \dots 1,2) J_1 2\pi \frac{dn_1}{dt}, \quad (9.20)$$

где  $J_1$  — момент инерции вращающихся масс быстроходного вала механизма;  $\omega_1$  и  $n_1$  — угловая скорость вала электродвигателя, рад/с, и частота вращения, об/с;  $t$  — время, с.



Сила сопротивления и момент сопротивления, приведенные к валу ходовых колес, от сил инерции поступательно движущихся масс

$$W_{ин} = m \frac{dv}{dt};$$

$$M'_{ин 2} = W_{ин} \frac{D}{2} = m \frac{D}{2} \frac{dv}{dt},$$

где  $m$  — масса крана с тележкой и грузом или тележки с грузом, кг;  $m = m_{гр} + m_0$ ; при работе без груза масса крана с тележкой или одной тележки  $m = m_0$  [здесь  $m_{гр}$  — номинальная масса груза;  $m_0$  — собственная масса крана с тележкой для расчета механизма передвижения крана или одной тележки для расчета механизма передвижения тележки (в обоих случаях с учетом массы грузозахватных устройств)];  $dv/dt$  — ускорение поступательного движения при пуске крана или тележки;  $D$  — диаметр ходового колеса, м.

Если принять, что разгон механизма происходит с постоянным ускорением, то

$$\frac{dv}{dt} = j_{п} = \frac{v}{t_{п}} = \text{const};$$

$$\frac{d\omega_1}{dt} = \epsilon_{п} = \frac{\omega_1}{t_{п}} = \text{const}.$$

Рабочая скорость движения тележки или крана при установившемся режиме работы (м/с)

$$v = \omega_{к} D / 2 = \pi D n_{к},$$

где  $t_{п}$  — среднее время пуска механизма, с;  $n_{к}$  — частота вращения ходового колеса, об/с;  $\omega_{к}$  — угловая скорость колеса, рад/с.

Подстановка в формулу момента сопротивления от сил инерции выражения для  $j$  и  $v$  позволяет получить,

$$M'_{ин 2} = \frac{m D^2}{4} \frac{\omega_{к}}{t_{п}} = \frac{m D^2 (2\pi n_{к})}{4 t_{п}}. \quad (9.21)$$

**Пусковой момент механизма передвижения, приведенный к валу электродвигателя.** Момент от полного статического сопротивления  $W_c$  на валу приводных ходовых колес

$$M_c = W_c D / 2.$$

Для тележек с канатной тягой определяется момент на приводном барабане 2 (см. рис. 9.9) диаметром  $D_6$

$$M'_{с. к. т} = W_c D_6 / (2\eta_{св} \eta).$$

Моменты, приведенные к валу электродвигателя,

$$M_c = \frac{M'_c}{i\eta_{п}} = W_c \frac{D}{2i\eta_{п}};$$

$$M_c = \frac{M'_{с. к. т}}{i\eta_{п}} = W_c \frac{D_6}{2i\eta_{п}\eta_{св}\eta}, \quad (9.22)$$

где  $D_6$  — диаметр барабана, м;  $i$  — передаточное число механизма привода;  $\eta_{п}$  — КПД механизма;  $\eta_{св}$  — КПД барабана;  $\eta$  — коэффициент сопротивления концевой блока.

Определение приведенного к валу электродвигателя момента  $M_{ин 2}$  от сил инерции поступательно движущихся частей аналогично определению статического момента сопротивления

$$M_{ин 2} = M'_{ин 2} / (u \eta_M).$$

Так как  $\omega_n = \omega_1 / u$  и  $n_n = n_1 / u$  (здесь  $\omega_1, n_1$  — угловая скорость и частота вращения вала электродвигателя),

$$M_{ин 2} = \frac{m D^2}{4} \frac{\omega_1}{u^2 t_n} = \frac{m D^2 \pi n_1}{2 u^2 t_n \eta_M}.$$

Таким образом, для периода пуска с постоянным ускорением средний пусковой момент, развиваемый электродвигателем механизма передвижения,

$$M_{п. ср} = M_c + (M_{ин 1} + M_{ин 2}).$$

Откуда

$$M_{п. ср} = \frac{W_c D}{2 u \eta_M} + (1,1 \dots 1,2) J_1 \frac{\omega_1}{t_n} + \frac{m D^2 \omega_1}{4 u^2 t_n \eta_M}$$

или

$$M_{п. ср} = \frac{W_c D}{2 u \eta_M} + (1,1 \dots 1,2) J_1 \frac{2 \pi n_1}{t_n} + \frac{m D^2 (2 \pi n_1)}{4 u^2 t_n \eta_M}. \quad (9.23)$$

В отдельных случаях можно использовать приведенный к валу электродвигателя момент инерции механизма передвижения

$$J_{пр} = (1,1 \dots 1,2) J_1 + \frac{m D^2}{4 u^2 \eta_M}. \quad (9.24)$$

Это позволяет получить более удобные выражения для определения среднего пускового момента

$$\begin{aligned} M_{п. ср} &= \frac{W_c D}{2 u \eta_M} + J_{пр} \frac{\omega_1}{t_n}; \\ M_{п. ср} &= \frac{W_c D}{2 u \eta_M} + J_{пр} \frac{2 \pi n_1}{t_n}. \end{aligned} \quad (9.25)$$

Зависимости (9.23) и (9.25) используют при определении пусковой мощности, по которой выбирают электродвигатель по каталогу. В механизмах с канатной тягой (за исключением канатных дорог) вследствие небольших скоростей движения и малых поступательно движущихся масс момент  $M_{ин 2}$  не оказывает большого влияния на пусковые режимы.

**Мощность двигателя механизма передвижения.** Мощность, затрачиваемую двигателем при установившемся режиме работы механизма передвижения, называют также статической мощностью:

$$P_y = \frac{W_c v}{1000 \eta_M} = \frac{M_c n_1}{159,2} = \frac{M_c n_1}{9550}. \quad (9.26)$$

где  $W_c$  — полное статическое сопротивление на ободьях приводных ходовых колес, Н;  $v$  — номинальная скорость моста или тележки, м/с;  $\eta_M$  — КПД привода механизма;  $M_c$  — момент полного статического сопротивления, приведенный к валу электродвигателя, Н·м;  $n_1$  — частота вращения вала электродвигателя, об/с (коэффициент 159,2) или об/мин (коэффициент 9550).

**9.5. Средние допускаемые по абсолютному значению ускорения при пуске и торможении механизмов передвижения кранов (м/с<sup>2</sup>)**

Назначение крана	Грузоподъемность, т		
	до 3,2	3,2—12,5	ср. 12,5
Перегрузка штучных грузов	0,2	0,15	0,10
Перегрузка насыпных грузов	0,25	0,25	0,25
Монтажные работы	0,10	0,07	0,05
Перегрузка жидкого металла	0,10	0,10	0,10

При больших скоростях движения и малых сопротивлениях для предварительного определения мощности двигателя можно использовать известное выражение [16].

$$P_{\text{дв}} = [W_{\text{с}} + (1,1 \dots 1,3) m j_{\text{п}}] \frac{v}{1000 \eta_{\text{м}} \psi}, \quad (9.27)$$

где  $m$  — масса крана с грузом;  $j_{\text{п}}$  — среднее допускаемое ускорение при пуске, которое может быть определено по данным табл. 9.5;  $\psi = M_{\text{п, ср}}/M_{\text{н}}$  — коэффициент перегрузки двигателя при пуске;  $M_{\text{п, ср}}$  — средний пусковой момент (см. табл. 8.1);  $M_{\text{н}}$  — номинальный момент двигателя при заданной ПВ.

Выбранный по каталогу в соответствии с формулой (9.27) двигатель следует проверить на возможную кратковременную перегрузку при установившемся движении от максимального статического сопротивления с соблюдением условия, при котором  $M_{\text{с max}} \leq M_{\text{дв max}}$ , а также по нагреву. Время пуска при этом не должно превышать для кранов 8—10 с, а для тележек 5—6 с.

Ориентировочную мощность двигателя можно определить другим способом. Для этого следует задаться временем пуска, используя принятое допущение о разгоне механизма с постоянным средним ускорением, и значением номинальной скорости движения, когда  $t_{\text{п}} = v/j_{\text{п}}$ . В этом случае, учитывая также указанное выше ограничение времени пуска, по формулам (9.23) или (9.25) можно определить средний пусковой момент и подобрать по нему установочную мощность двигателя, учитывая известные соотношения между моментами и проведенные необходимые проверочные расчеты, в том числе коэффициента запаса сцепления при пуске.

#### **9.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАПАСА СЦЕПЛЕНИЯ ПРИ ПУСКЕ**

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

$$F_{\text{сц}} = \Delta G_0 \varphi,$$

где  $\Delta G_0$  — сцепной вес, т. е. часть силы тяжести крана с тележкой без груза при расчете механизма передвижения крана или часть силы тяжести тележки  $\Delta G_0$  без груза при расчете ее механизма передвижения, действующая на приводные ходовые колеса;  $\varphi$  — коэффициент сцепления колеса с рельсом;  $\varphi = 0,12$  и  $0,2$  для кранов, работающих соответственно на открытом воздухе и в помещении при условии отсутствия влаги;  $\varphi = 0,25$  для кранов, работающих с песочницами.

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

$$\Delta G_0 = G_0 m' / n',$$

где  $m'$  — число приводных ходовых колес;  $n'$  — 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 соблюдении неравенства

$$F_{\text{сц}} > F_{\text{с.о}} + W_{\text{ин.о}}$$

или

$$F_{\text{сц}} = k_{\text{сц}} (F_{\text{с.о}} + W_{\text{ин.о}}),$$

где  $k_{\text{сц}}$  — коэффициент запаса сцепления, обычно  $k_{\text{сц}} \geq 1,2$ .

Силу внешнего статического сопротивления  $F_{\text{с.о}}$  для кранов без поворотных стрел определяют при передвижении крана или тележки без груза  $G_{\text{гр}} = 0$ . В ответственных случаях коэффициент запаса сцепления следует рассчитывать по фактической нагрузке на приводные колеса с учетом наименее выгодного расположения тележки. Для этого можно использовать приведенную выше методику определения усилий на ходовые колеса. При раздельном приводе запаса сцепления проверяют для приводных колес каждой стороны отдельно.

Сила внешнего статического сопротивления меньше силы полного статического сопротивления передвижению без нагрузки кранов и тележек  $W_{\text{с.о}}$  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 для кранов, работающих вне помещений,

$$F_{\text{с.о}} = (W_{\text{с.о}} - W'_1) + W_{\text{в}}; \quad W'_1 = \frac{m'}{n'} = G_0 \frac{fd}{D},$$

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

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

$$W_{ин.о} = m_0 j_{п.о}.$$

Подстановка соответствующих выражений в формулу для  $k_{сц}$ , дает расчетную зависимость

$$k_{сц} = \frac{m' / n' G_0 \varphi}{F_{с.о} + m_0 j_{п.о}} \geq 1, 2, \quad (9.28)$$

где  $j_{п.о}$  — ускорение при пуске механизма крана или тележки при работе без груза.

В уточненных расчетах  $j_{п.о}$  определяют на основе действительной характеристики установленного электродвигателя. С достаточной для практики точностью можно использовать выражение (9.25), решенное относительно фактического времени пуска при работе без груза, с последующей заменой в нем  $M_{п.ср}$  на  $M_n$  или  $M_{дв\max}$ , выбранного по каталогу электродвигателя. Тогда

$$t_{п.о} = \frac{J_{пр} \omega_1}{M_{п.ср} - W_{с.о} D / (2u\eta_m)}$$

или

$$t_{п.о} = \frac{J_{пр} 2\pi n_1}{M_{п.ср} - W_{с.о} D / (2u\eta_m)}. \quad (9.29)$$

Фактическое время пуска позволяет найти среднее ускорение  $j_{п.о} = v / t_{п.о}$ . Подставляя значения  $j_{п.о}$ , можно проверить по выражению (9.28) запас сцепления. Если коэффициент запаса сцепления окажется меньше допускаемого значения, то потребуются другой электродвигатель с меньшей установочной мощностью или следует увеличить время пуска для двигателей с фазовым ротором и постоянного тока.

## 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 п. 137 правил Госгортехнадзора тормоза на механизмах передвижения должны устанавливаться в тех случаях, если машина (тележка), предназначенная для работы в помещении на надземном рельсовом пути, перемещается со скоростью 32 м/мин, 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

$$\begin{aligned} M_T &= -M_{c \min} + (M_{ин1} + M_{ин2}); \\ M_T &= -M_{c \min} + J_{пр.т} \omega_1 / t_T; \\ M_T &= -M_{c \min} + J_{пр.т} 2\pi n_1 / t_T, \end{aligned} \quad (9.30)$$

где  $J_{пр.т}$  — приведенный к валу электродвигателя момент инерции механизма передвижения при торможении;  $M_{c \min}$  — момент от минимально возможного статического сопротивления, приведенный к валу электродвигателя, имеющего угловую скорость  $\omega_1$  или частоту вращения  $n_1$ ;  $t_T$  — время торможения.

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

$$J_{пр.т} = (1, 1 \dots 1, 2) J_1 + \frac{m D^2 \eta_m}{u^2}. \quad (9.31)$$

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

$$M_{c \min} = W_{c \min} D \eta_m / (2u), \quad (9.32)$$

где  $W_{c \min}$  — минимально возможное статическое сопротивление, приведенное к наружному диаметру  $D$  ходовых колес;  $u$ ,  $\eta_m$  — передаточное число и КПД привода механизма.

Минимально возможное статическое сопротивление  $W_{c \min}$  следует определять для механизмов кранов с приводными колесами по формулам (9.10), (9.11) и (9.13), для тележек с канатной тягой — по формуле (9.12), для однорельсовых тележек только на горизонтальном пути — по формуле (9.18). В этих формулах необходимо принять  $k_t = 0$  и  $k_p = 1,0$  и изменить знак на обратный для сопротивления ветровой нагрузке  $W_v$  и составляющей сопротивления от уклона пути  $W_\gamma$ . В этом случае  $W_{c \min}$  может иметь отрицательное значение, что необходимо учитывать при определении тормозного момента по формуле и в приведенных ниже неравенствах.

Способ учета сопротивлений в приводе зависит от соотношения между внешними силами и силами инерции  $W_{ин}$  поступательно движущихся масс, действующими на приводных ходовых колесах механизма. Если при торможении, соответственно для двухрельсовых кранов и тележек, кранов с горизонтальными направляющими колесами и однорельсовых консольных,  $W_{ин} - W_{c \min} < 0$ , то на механизм со стороны колес действуют силы внешнего сопротивления,

**9.6. Рекомендуемые значения замедления и соответствующие им допускаемые минимальные значения пути торможения (согласно данным ВНИИПТмаш для  $\varphi$ , м/с)**

Отношение суммарного усилия на тормозные ходовые колеса $G_T$ , к общей силе тяжести тележки или крана $G_0$	Коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами			
	0,12		0,20	
	Замедление, м/с <sup>2</sup>	Тормозной путь, м	Замедление, м/с <sup>2</sup>	Тормозной путь, м
1	0,90	$v^2/108,3$	1,5	$v^2/183,3$
$\frac{1}{2}$	0,45	$v^2/54,2$	0,75	$v^2/91,7$
$\frac{1}{4}$	0,25	$v^2/27,5$	0,40	$v^2/37,5$

которые преодолеваются силами инерции вращающихся масс на валу электродвигателя. Поток энергии в этом случае имеет такое же направление, как и при двигательном режиме, т. е. направлен к ходовым колесам.

Следовательно, потери в передачах привода, способствующие так же, как и внешние силы сопротивления, торможению и уменьшающие тормозной момент, учитываются величиной  $\eta_m$ , включенной в формулы (9.23), (9.25) и (9.27). Если  $W_{\text{ин}} - W_{c \min} > 0$ , то на приводных ходовых колесах действует активная сила. Эта сила способствует движению механизма и при этом требуется увеличить тормозной момент. Поток энергии, направленный для этого соотношения сил от ходовых колес к валу электродвигателя, частично расходуется на сопротивления в передачах привода. Поэтому внутренние потери энергии учитываются величиной  $\eta_m$ , помещенной в числитель, как в формулах (9.31) и (9.32).

Время торможения  $t_T$  находят по рекомендуемым максимально допустимым значениям замедления и соответствующим допускаемым минимальным значениям пути торможения (табл. 9.6).

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

$$t_T = v/j_T \text{ или } t_T = 2S_T/v,$$

где  $v$  — рабочая скорость движения крана или тележки;  $S_T$  — путь торможения крана или тележки;  $j_T$  — замедление крана или тележки при торможении.

Зная время торможения, по формуле (9.30) можно определить максимальный тормозной момент.

При остановке механизмов кранов без груза под действием рассчитанного по формуле (9.30) тормозного момента время торможения сокращается, замедление имеет максимальные значения  $j_{T \max}$  и возникает опасность буксования приводных (тормозных) ходовых

колес на рельсах. В этом случае по наибольшему замедлению коэффициент запаса сцепления

$$k_{т.сц} = \frac{(m'/n') G_0 \varphi}{m_0 j_{т \max} - F'_{с.о}} \geq 1, 2. \quad (9.33)$$

Силу  $F'_{с.о}$  выбирают с учетом наихудших для этого случая торможения механизма условий. Ее принимают равной минимально возможному статическому сопротивлению  $F'_{с.о} = W_{с \min}$  при работе крана без груза т. е. для  $G_{гр} = 0$ . Так как максимальное замедление

$$j_{т \max} = v/t_{т \min},$$

минимальное время торможения

$$t_{т \min} = (M_{т} + M_{с \min})/(J_{пр.т} \omega_1); \quad (9.34)$$

$$t_{т \min} = (M_{т} + M_{с \min})/(J_{пр.т} 2\pi n_1). \quad (9.35)$$

Если коэффициент запаса сцепления меньше допустимого, то значение тормозного момента уменьшают. Следует учитывать, что при проверке коэффициента запаса сцепления все величины, за исключением  $M_{т}$ , входящие в выражение для  $k_{т.сц}$  и  $t_{т \min}$ , определяют при  $G_{гр} = 0$ . Для монтажных, металлургических, разливочных и заливочных кранов, а также имеющих пролет более 20 м, замедления следует уменьшить на 1/3. Проверки запаса сцепления в этом случае не требуется.



## 10.1. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ

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.

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

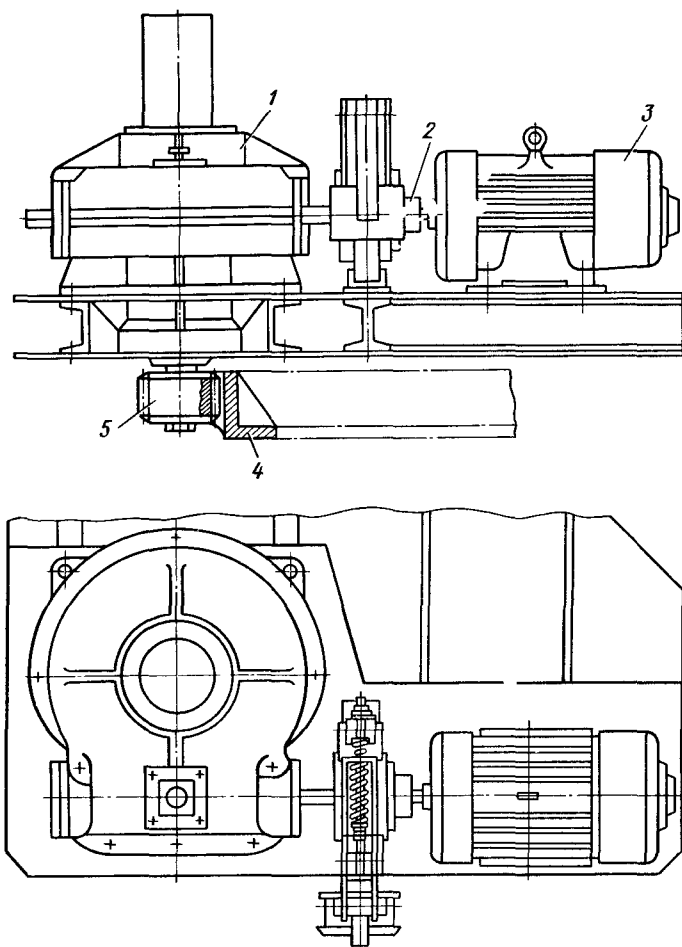


Рис. 10.1. Механизм поворота с червячным редуктором

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.

Предохранительные устройства предусматривают в тех механизмах, которые по конструктивному исполнению или при неблагоприятных условиях (плохое смазывание, загрязнение и т. п.) могут оказаться самотормозящими. Так как во вращательном движении крана принимают участие большие массы, то при отключении двигателя и при наличии самотормозящей системы могут возникнуть чрезмерно большие нагрузки, направленные со стороны вращающихся масс к двигателю, приводящие элементы механизма к повреждению.

Предохранительные устройства предельного момента срабатывают тогда, когда момент, создаваемый двигателем, превысит номинальный на 15—20 %.

Червячный редуктор механизма поворота имеет корпус 9, в котором расположены червячная пара и фрикционная, составляющая муфту предельного момента.

От двигателя крутящий момент передается на червяк 7, который находится в зацеплении с венцом 6, неподвижно закрепленным на колесе 5. Обод колеса 5 с внутренней стороны имеет коническую по-

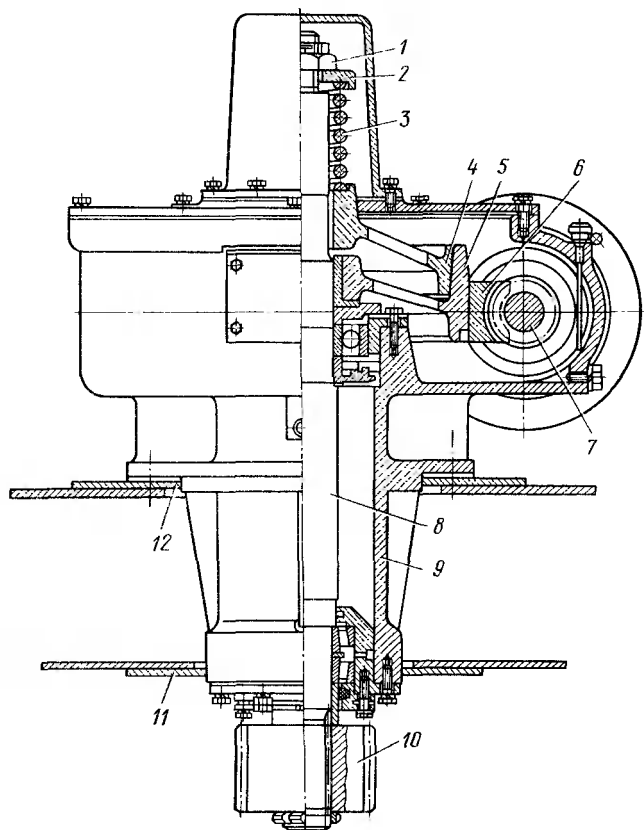


Рис. 10.2. Червячный редуктор механизма поворота

верхность, на которую опирается другое коническое колесо 4 фрикционной пары. Крутящий момент от колеса 5 передается на колесо 4 благодаря силам трения между коническими поверхностями; при этом передаваемый крутящий момент зависит от давления между этими поверхностями, создаваемого усилием пружины 3, расположенной между ступицей колеса 4 и гайкой 1 с шайбой 2. Изменяя положение гайки 1, на вертикальном валу 8, можно регулировать максимальный момент, передаваемый фрикционной парой.

Колесо 4 посредством шлицевого соединения передает крутящий момент на вертикальный вал 8, который далее передает его на приводную шестерню 10, входящую в зацепление с зубчатым венцом, осуществляя поворот поворотной части крана.

Если при повороте крана происходит внезапное стопорение поворотной части, то колесо 4 повернется относительно колеса 5 и моменты, действующие в механизме, не превысят максимальный момент, на который отрегулирована муфта предельного момента. При моменте, превышающем расчетный момент, поверхности конусов начнут скользить относительно друг друга и передаваемый момент будет ограничен.

Момент  $M_{\max}$ , передаваемый муфтой,

$$M_{\max} = Nf d_{cp} / (2 \cos \alpha),$$

где  $N$  — усилие сжатия пружины 3;  $f$  — коэффициент трения покоя между поверхностями конусов муфты;  $d_{cp}$  — средний диаметр рабочих поверхностей конусов;  $\alpha$  — угол между осью и образующей конуса.

Задаваясь предельным моментом, передаваемым муфтой, определим усилие  $N$  сжатия пружины, обеспечивающее передачу момента в пределах значений момента, на который она рассчитана.

Крепление редуктора к раме должно быть выполнено так чтобы обеспечивалась необходимая точность установки механизма, причем крепежные болты при этом должны быть максимально разгружены. Этим условиям удовлетворяет крепление редуктора, показанное на рис. 10.2. Редуктор в горизонтальном направлении фиксируется обработанными поверхностями (заточками) в отверстиях листов 11 и 12, которые приварены к раме при монтаже механизма после тщательной выверки зацепления последней зубчатой пары кинематической цепи. Такое крепление редуктора обеспечивает восприятие горизонтальных нагрузок, действующих на шестерню выходного вала, не болтами, а заточками корпуса редуктора. При этом болты воспринимают только реактивный крутящий момент относительно вертикальной оси редуктора, уменьшенный силами трения между нижней плоскостью корпуса редуктора и поверхностью поворотной рамы, и случайные нагрузки в вертикальном направлении.

На рис. 10.3 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 тормозной шкив 1, на который накладываются тормозные колодки тормоза.

Рис. 10.3. Механизм поворота башенного крана с зубчатым планетарным редуктором

Электродвигатель посредством фланцевой вставки присоединен к верхней части планетарного редуктора. Нижний конец вала электродвигателя посредством зубчатой муфты соединен с входным валом планетарного редуктора.

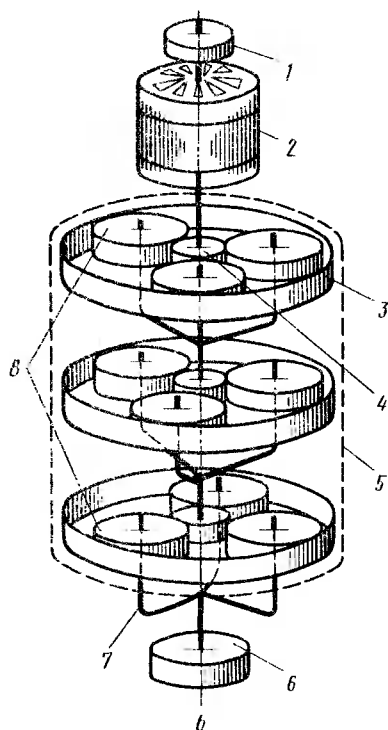
Планетарный редуктор имеет корпус 5, внутри которого по высоте неподвижно установлены три зубчатых венца 3 с внутренним зацеплением. Расстояние между этими венцами фиксируется дистанционными кольцами.

Каждый зубчатый венец 3 находится в зацеплении с тремя сателлитами 8, расположенными относительно друг друга под углом  $120^\circ$  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 водиле 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.

Планетарный редуктор работает следующим образом. Крутящий момент от электродвигателя 2 через зубчатую муфту передается на входную вал-шестерню 4 редуктора, которая находится в зацеплении с тремя сателлитами 8, размещенными на цапфах водила 7. Приведенные во вращение сателлиты 8, перемещаясь по зубчатому венцу 3 с внутренним зацеплением, увлекают за собой цапфы водила 7 и соответственно следующую вал-шестерню 4. Аналогичным образом вал-шестерня 4 верхнего водила 7 приводит во вращение сателлиты второй ступени зубчатой передачи и т. д., заставляя вращаться выходную шестерню 6 редуктора, которая, взаимодействуя с зубчатым венцом на неповоротной части, приводит во вращение поворотную часть кранов.

Выходной вал редуктора нагружен только крутящим моментом, так как радиальные составляющие, действующие в зацеплении выходной шестерни 6 редуктора, передаются через подшипники, уста-



новленные во внутренней полости шестерни на цилиндрическую поверхность нижней части корпуса 5 редуктора.

Для предотвращения протекания масла из внутренней полости редуктора предусмотрены манжетные уплотнения.

## 10.2. НАГРУЗКИ В ОПОРАХ СТАЦИОНАРНЫХ КРАНОВ

Стационарные краны установлены на неподвижных опорах, поэтому они не снабжены ходовой частью с механизмами передвижения. К стационарным кранам можно отнести краны с внешними опорами и краны на колонне, элементы которых, связанные с механизмами поворота, будут рассмотрены ниже.

Стационарные краны с внешними опорами имеют верхнюю и нижнюю опоры в виде подшипниковых узлов, жестко закрепленных на фундаменте и элементах здания. Для экономии производственных площадей обе опоры могут быть размещены на стене или неподвижных колоннах здания (см. рис. 1.28).

Краны с внешними опорами состоят из металлоконструкции, опирающейся на нижнюю и верхнюю опоры, механизмов подъема груза, изменения вылета и поворота крана. Наиболее простые по конструктивному исполнению и легкие краны выполнены с ручным приводом механизма поворота или без него. При отсутствии ручного привода поворот крана осуществляют воздействием усилия рабочего непосредственно на груз или конец стрелы через оттяжку из каната либо цепи.

Обе опоры крана должны быть расположены на одной вертикальной прямой, так как при наклоне оси вращения крана возникнут моменты от составляющих веса груза и крана, изменяющиеся в соответствии с положением вылета, что вызывает дополнительные нагрузки на механизм поворота крана.

Верхняя опора обычно выполнена так, что она воспринимает только горизонтальные нагрузки, а нижняя — горизонтальные и вертикальные. При такой конструкции опор можно определить опорные реакции в плоскости фермы как простой статически определимой системы.

На рис. 10.4 представлена расчетная схема поворотного крана с двумя внешними опорами. Если механизм подъема расположен на металлоконструкции крана, то основными внешними нагрузками, создающими опорные реакции крана, являются вес металлоконструкции с механизмами  $G_k$  и вес полезного груза  $G_{гр}$ , которые при суммировании дают равнодействующую силу  $R$ . Так как направления реакций и равнодействующей должны пересечься в одной точке, то эта точка  $O$  определяется пересечением известных по направлению силы  $R$  и опорной реакции в опоре  $A$ . Через эту точку  $O$  проходит направление действия реакции в опоре  $B$ .

Если силу  $R$  разложить по полученным направлениям, то можно определить реакции в опорах  $H_A$  и  $F_B$ , а также их направление (рис. 10.4, б). Разложив реакцию, действующую на опору  $B$ , на вертикальную  $V_B$  и горизонтальную  $H_B$  составляющие, нетрудно убе-

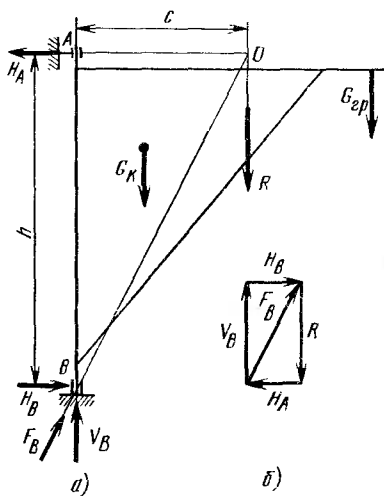


Рис. 10.4. Расчетная схема стационарного поворотного крана с внешними опорами

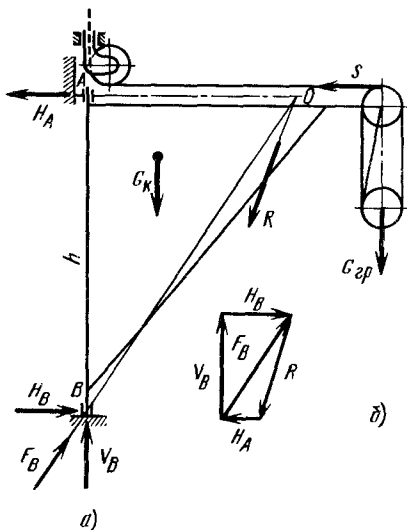


Рис. 10.5. Расчетная схема стационарного поворотного крана с внешними опорами и отдельно установленным механизмом подъема

даться, что горизонтальная реакция опоры  $A$  ( $H_A$ ) и горизонтальная составляющая опоры  $B$  ( $H_B$ ) равны между собой и направлены в противоположные стороны. Это равенство действительно только при вертикальном направлении равнодействующей силы  $R$ .

На рис. 10.5,  $a$  показана расчетная схема крана с двумя внешними опорами, механизм подъема которого расположен на неподвижной части. В этом случае натяжение подъемного каната  $S$  является для металлоконструкции крана внешней нагрузкой, причем равнодействующая внешних сил, действующих на кран, составляет силу  $\bar{R} = \bar{G}_k + \bar{G}_{2p} + \bar{S}$ , направленную под углом к вертикали.

Значение, направление и линию действия равнодействующей  $R$  можно определить одним из известных методов, например методом верового многоугольника или последовательным сложением сил и т. п. Аналогично предыдущему определяем точку  $O$  пересечения равнодействующей  $R$  с известным направлением опорной реакции  $A$ . Разложив силу  $R$  на полученные направления, определим реакции в опорах  $A$  ( $H_A$ ) и  $B$  ( $F_B$ ). Если усилие в опоре  $B$  разложить на горизонтальное и вертикальное направления, то получим соответствующие составляющие  $H_B$  и  $V_B$  (рис. 10.5,  $b$ ). При этом горизонтальная составляющая  $H_B$  не равна горизонтальной  $H_A$  в опоре  $A$ .

Аналитическое определение усилий в опорах  $A$  и  $B$  для крана (см. рис. 10.4,  $a$ ) производят по уравнению моментов всех нагрузок (включая и искомые реакции) относительно точек  $A$  и  $B$ :

$$\sum M_A = Rc - H_B h = 0; \quad \sum M_B = Rc - H_A h = 0.$$

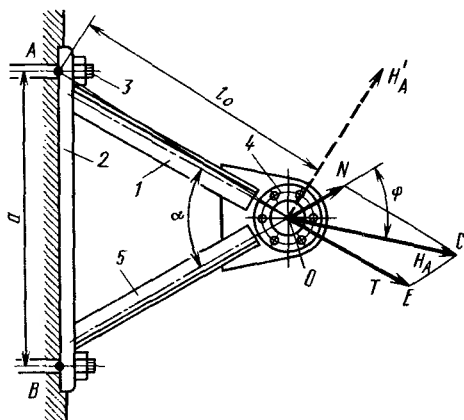
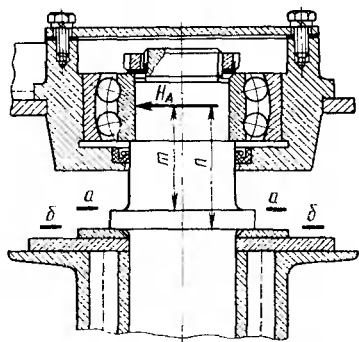


Рис. 10.6. Верхняя опора крана

Рис. 10.7. Кронштейн верхней опоры (расчетная схема)

Откуда

$$H_A = H_B = Rc/h.$$

Равенство усилий  $H_A$  и  $H_B$  в опорах  $A$  и  $B$  объясняется тем, что момент от вертикальной равнодействующей силы одинаков относительно обеих опор.

В кране (рис. 10.5, а) моменты равнодействующей силы  $R$  относительно опорных точек  $A$  и  $B$  не равны между собой, так как плечи силы  $R$  относительно этих точек различны. В результате этого горизонтальные составляющие опорных реакций в точках  $A$  и  $B$  различны.

Верхняя опора крана, воспринимающая только горизонтальные нагрузки, может быть выполнена в виде подшипникового узла трения скольжения или качения (рис. 10.6). Наружный корпус подшипника жестко прикреплен к стене кронштейном или потолочному перекрытию. Для компенсации неточности установки опоры подшипники качения обычно выполнены сферическими. Сечения цапфы рассчитывают на изгиб от момента усилия  $H_A$ , приложенного в середине подшипника по высоте, на плечо до соответствующего сечения. Опасными сечениями цапфы могут быть сечения  $a-a$  и  $b-b$ . Расчетные моменты

$$M_{a-a} = H_A m; \quad M_{b-b} = H_A n,$$

где  $M_{a-a}$ ,  $M_{b-b}$  — расчетные моменты соответственно в сечениях  $a-a$  и  $b-b$ ;  $m$ ,  $n$  — плечи усилия  $H_A$  относительно соответственно сечений  $a-a$  и  $b-b$ .

При креплении верхней опоры к стене или колонне здания подшипник устанавливают на литом или сварном кронштейне (рис. 10.7). Сварной кронштейн состоит из жесткого основания 2, прикрепленного к стене болтами 3, стержней 1 и 5 и подшипникового узла 4. Реакция опоры  $A$  и  $B$  и нагрузки в элементах кронштейна зависят от положения стрелы.

По конструкции кронштейн представляет собой статически неопределимую систему, однако для упрощения расчетов условно при-



нимают крепления стержней 1 и 5 к основанию 2 и между собой шарнирными и, следовательно, в стержнях будут действовать только сжимающие или растягивающие нагрузки. Угол  $\alpha$  между осями стержней 1 и 5 принимают исходя из конструктивных соображений, а угол  $\varphi$  изменяется в зависимости от положения стрелы крана. Из силового треугольника COE имеем соотношение

$$T = H_A \sin \varphi / \sin \alpha.$$

Поскольку угол  $\varphi$  является переменным, усилие  $T$  в стержне 1 имеет наибольшее значение при  $\varphi = 90^\circ$  и  $\varphi = 270^\circ$ :  
при растяжении

$$T_1 = \frac{H_A}{\sin \alpha} \sin 90^\circ = \frac{H_A}{\sin \alpha};$$

при сжатии

$$T_2 = \frac{H_A}{\sin \alpha} \sin 270^\circ = -\frac{H_A}{\sin \alpha}.$$

Если вылет крана соответствует углу  $\varphi = 270^\circ$ , то этот случай является расчетным, так как стержень будет работать на сжатие и расчет следует вести с учетом гибкости элемента. Усилия в болтах кронштейна рассчитывают при условии, что условное опорное ребро (ребро опрокидывания) совпадает с осью болта (точки  $A$  или  $B$ ).

Наибольшее усилие в болте  $B$  возникает при наибольшем моменте относительно ребра опрокидывания, проходящего через точку  $A$ , т. е. усилие  $H'_A$  должно быть направлено перпендикулярно к прямой, соединяющей точки  $O$  и  $A$  (на рис. 10.7  $H'_A$  изображено штриховой линией).

Нагрузка на болт  $B$

$$N = H'_A l_0 / a,$$

где  $l_0$  — плечо силы  $H'_A$  относительно ребра опрокидывания;  $a$  — расстояние между болтами кронштейна.

Крепление основания кронштейна к стене следует выполнить так, чтобы нагрузки, вызывающие напряжения сдвига в кронштейне, воспринимались не болтами, а специальными разгрузочными упорами.

Нижняя опора крана воспринимает вертикальную нагрузку  $Y_B$  и горизонтальную  $H_B$ , которые имеют противоположные направления относительно реакций, показанных на рис. 10.4 и 10.5. Для восприятия этих нагрузок нижняя опора выполнена в виде комбинированного (радиального и упорного) подшипника (рис. 10.8).

Широкое применение находят опоры на подшипниках качения. Ввиду того, что упорные подшипники качения весьма чувствительны к перекосам, нижнюю опору следует выполнять сферической или со свинцовой прокладкой для самоустановки подшипника (рис. 10.8). Для этого используют сферический радиальный подшипник, причем центр его сферической поверхности должен совпадать с центром сферической поверхности под упорным подшипником.

Радиальный и упорный подшипники рассчитывают по статическим нагрузкам  $H_B$  и  $V_B$ . Цапфу нижней опоры рассчиты-

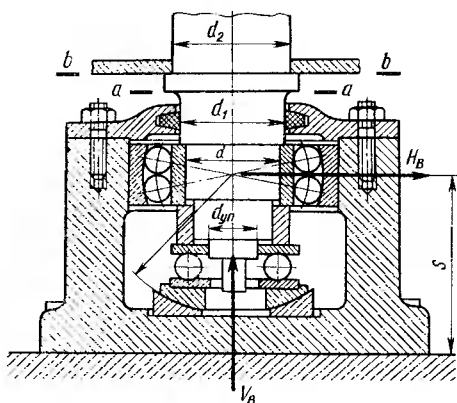


Рис. 10.8. Нижняя опора крана

вают аналогично цапфе верхней опоры, но с учетом напряжения сжатия от нагрузки  $V_B$ .

Если в расчетном сечении  $a-a$  действуют изгибающий момент  $M_{a-a}$  от нагрузки  $H_B$  (рис. 10.8) и вертикальное сжимающее усилие  $V_B$ , то напряжение в этом сечении

$$\sigma_{a-a} = \frac{4V_B}{\pi d_1^3} \pm \frac{M_{a-a}}{0,1d_1^3}.$$

Знаки плюс и минус соответствуют сжатой и растянутой зонам сечения.

Если в креплении корпуса нижней опоры к основанию крана предусмотрено устройство, воспринимающее нагрузки при сдвиге, действующие в плоскости стыка (штифты или планки, приваренные к основанию и др.), то болты крепления опоры воспринимают только усилие предварительной затяжки и растягивающее усилие, вызванное внешним моментом

$$M_0 = H_B s.$$

При отсутствии разгрузочного устройства при затяжке болтов возникает сила трения между корпусом нижней опоры и основанием крана, которая должна быть не менее нагрузки  $H_B$ .

Стационарные краны на неподвижной колонне имеют две опоры; верхняя опора воспринимает горизонтальные и вертикальные нагрузки, а нижняя — только горизонтальные.

Кран с неподвижной колонной (рис. 10.9, а) состоит из колонны 5, неподвижно закрепленной на фундаментной плите 3, которая установлена на фундаменте 1 с болтами 2. В верхней части колонна имеет шип, на который опирается подшипниковый узел 6, передающий на колонну вертикальную и горизонтальную нагрузки. Нижняя опора 4 обычно воспринимает только горизонтальные нагрузки.

Реакции, действующие на опоры металлоконструкции 7 крана на колонне, определяют аналогично реакциям, действующим на опоры крана с внешними опорами. Горизонтальные реакции в опорах равны между собой и их определяют из уравнения моментов от всех сил относительно точек А и В:

$$H_A = H_B = \frac{G_K b - G_{пр} c + G_{гр} a}{h},$$

где  $G_K$  — вес крана с механизмами;  $G_{гр}$  — вес груза;  $G_{пр}$  — вес противовеса;  $a$ ,  $b$ ,  $c$  — плечи действия сил тяжести соответственно груза, крана и противовеса относительно оси колонны;  $h$  — расстояние между опорами.

Вертикальную реакцию в опоре А определяют при условии равенства нулю суммы проекций внешних сил на вертикаль:

$$V_A = G_{гр} + G_K + G_{пр}.$$

Механизмы крана обычно расположены на поворотной части крана. Неповоротную часть крана — колонну, фундаментно плиту с болтами и фундамент рассчитывают на центрально приложенную вертикальную реакцию  $V_A$  и момент от веса полезного груза и веса крана с противовесом относительно центральной оси

$$M = G_{гр}a + G_k b - G_{пр}c.$$

Для уменьшения момента, действующего на неповоротную часть крана при подъеме груза, на противоположной стороне крана от стрелы устанавливают противовес определенной массы (рис. 10.9, а). Вес противовеса  $G_{пр}$  должен быть таким, чтобы при подъеме груза номинальной массы на колонну крана в сторону груза действовал момент  $M$ , равный моменту  $M'$ , который действует в сторону противовеса при отсутствии груза на крюке:

$$M = G_{гр}a + G_k b - G_{пр}c; \quad M' = G_{пр}c - G_k b.$$

При условии, что  $M = M'$ , имеем

$$G_{пр}c = G_k b + G_{гр}a/2,$$

т. е. момент от веса противовеса уравнивает момент от полного веса крана и половину момента от номинального веса груза. Из последней зависимости можно определить вес противовеса при выбранном значении плеча  $c$

$$G_{пр} = (2G_k b + G_{гр}a)/2c.$$

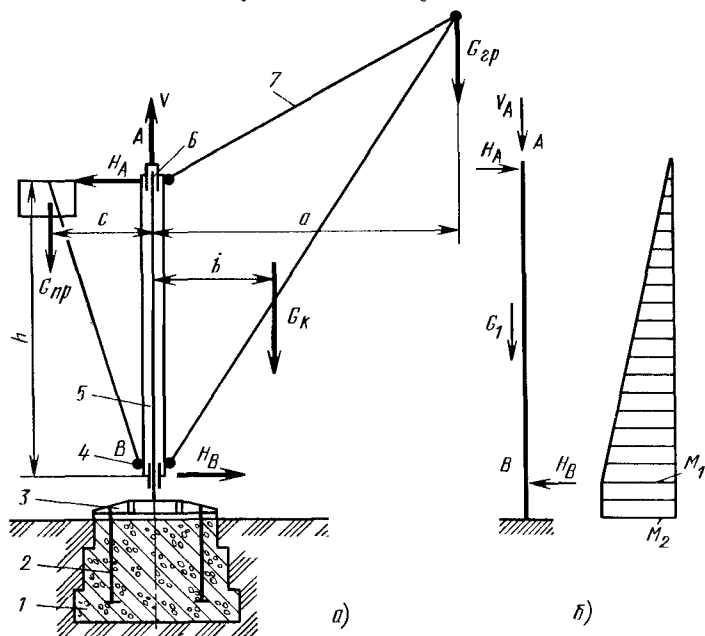


Рис. 10.9. Расчетная схема крана на неподвижной колонне:  
а — крана; б — колонны и эпюры изгибающих моментов

Однако для кранов, которые редко поднимают груз номинальной массы, принимать вес противовеса в соответствии с последней формулой нецелесообразно, так как значительную часть времени в течение суток кран нагружен моментом, действующим в сторону противовеса, от повышенной вертикальной нагрузки (вес элементов крана и противовеса). Поэтому в формулу следует ввести коэффициент  $\varphi$ , учитывающий уменьшение веса противовеса;

$$G_{\text{пр}} = \varphi (2G_{\text{к}}b + G_{\text{гр}}a)/2c,$$

где  $\varphi = 0,7 \dots 0,8$ .

Неподвижную колонну крана рассчитывают на нагрузки, действующие на верхнюю и нижнюю опоры, и от собственного веса. На рис. 10.9, б показана расчетная схема колонны с эпюрой изгибающих моментов. Вес колонны  $G_1$  условно приложен в центре тяжести колонны вместо распределенной по высоте нагрузки, что на напряжения в сечениях колонны существенно не влияет. Изгибающий момент в сечениях колонны изменяется по линейному закону: достигает наибольшего значения в сечении опоры В и далее не изменяется до места заделки в гнезде плиты.

Суммарные напряжения  $\sigma$  в сечениях колонны без учета ее веса

$$\sigma = V_A/F_x \pm H_A x/W_x,$$

где  $F_x$  — площадь сечения колонны в рассчитываемом сечении;  $W_x$  — момент сопротивления сечения колонны;  $x$  — расстояние от опоры А до рассчитываемого сечения;  $V_A$  и  $H_A$  — вертикальная и горизонтальная составляющие нагрузки на опору А.

Плюс в этой формуле соответствует напряжению сжатия, а минус — напряжению растяжения.

Для экономии металла колонну целесообразно выполнять переменного сечения, однако для простоты изготовления кованые колонны выполняют конической формы, а сварные — в виде усеченной пирамиды. Необходимо рассчитать напряжения в сечении колонны в зоне опоры В и основании цапфы в зоне опоры А.

Верхняя опора поворотной части крана часто выполнена в виде траверсы, в которой размещен подшипниковый узел (рис. 10.10, а). Траверса прикреплена к элементам металлоконструкции посредством цапф, выполненных литыми с траверсой (вариант I) или в виде вставных шипов (вариант II). При варианте I боковые стенки металлоконструкции, примыкающие к траверсе, прикреплены к ней гайками, навинчивающимися на нарезанную часть цапфы; при варианте II боковые стенки металлоконструкции стянуты между собой специальными тягами для предотвращения выскакивания шипа из гнезда и отделения траверсы от металлоконструкции.

Подшипниковый узел выполнен с опорами скольжения или качения. Более часто применяют опорные узлы на подшипниках качения. Поскольку траверса крана воспринимает горизонтальную  $H$  и вертикальную  $V$  составляющие, напряжения в среднем сечении следует определять с учетом изгиба траверсы в двух плоскостях. Траверсу следует рассматривать как двухопорную балку, нагружен-

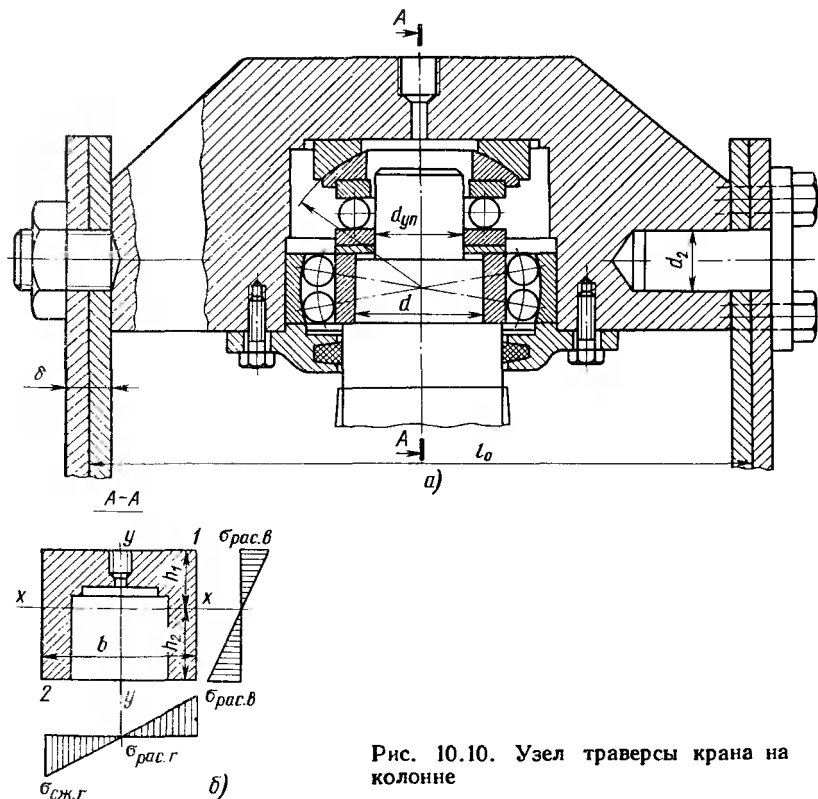


Рис. 10.10. Узел траверсы крана на колонне

ную сосредоточенными силами посередине. При этом изгибающие моменты в среднем сечении в горизонтальной плоскости

$$M_{изг. г} = Hl_0/4;$$

в вертикальной плоскости

$$M_{изг. в} = Vl_0/4.$$

Наибольшие напряжения в среднем сечении траверсы имеются в точках 1 и 2 (рис. 10.10, б), причем в точке 1 — напряжения растяжения, а в точке 2 — напряжения сжатия. Абсолютные значения напряжений растяжения и сжатия в точках 1 и 2 не равны между собой, так как сечение несимметрично относительно горизонтальной оси.

Напряжения растяжения в точке 1

$$\sigma_{рас. г} = M_{изг. г} (b/2)/J_y;$$

$$\sigma_{рас. в} = M_{изг. в} h_1/J_x,$$

где  $J_x$  и  $J_y$  — моменты инерции сечения относительно горизонтальной и вертикальной осей, проходящих через центр тяжести сечения;  $b$  — ширина траверсы;  $h_1$  — расстояние от точки 1 до нейтральной оси  $x-x$  сечения.

Напряжения сжатия в точке 2

$$\sigma_{сж. г} = M_{изг. г} (b/2)/J_y; \quad \sigma_{сж. в} = M_{изг. в} h_2/J_x,$$

где  $h_2$  — расстояние от точки 2 до нейтральной оси  $x-x$  сечения.

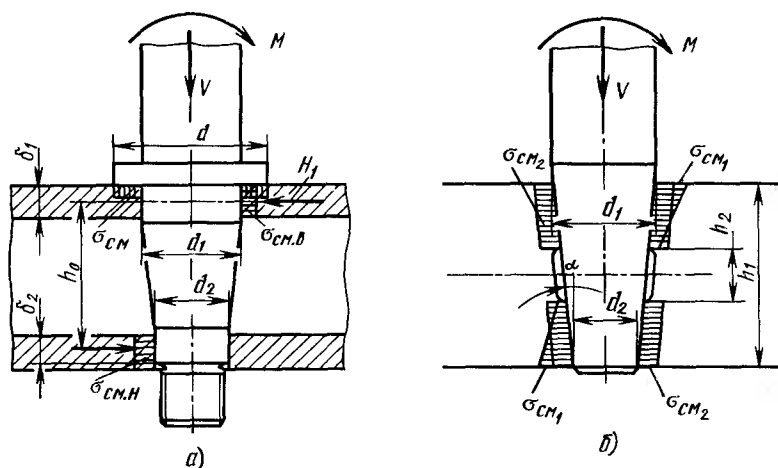


Рис. 10.11. Расчетная схема хвостовика колонны и гнезда плиты:

*а* — хвостовика с цилиндрическими рабочими поверхностями; *б* — конического хвостовика

Обычно более опасными напряжениями являются напряжения растяжения. Суммарное напряжение растяжения в точке *1*

$$\sigma_{\text{рас}} = \sigma_{\text{рас. г}} + \sigma_{\text{рас. в}} \leq [\sigma_{\text{изг}}].$$

Допускаемое напряжение для траверсы, изготовленной из стали Ст4,  $[\sigma_{\text{изг}}] = 100 \text{ МПа}$ .

Цафы траверсы рассчитывают на изгибающий момент и напряжения изгиба от действия вертикальной и горизонтальной составляющих нагрузок:

$$M_{\text{изг}} = (\delta/2) \sqrt{(H_{\text{max}}/2)^2 + (V_{\text{max}}/2)^2}; \quad \sigma_{\text{изг}} = M_{\text{изг}}/W \leq [\sigma_{\text{изг}}],$$

где  $\delta$  — длина рабочей части цафы (см. рис. 10.10, *а*);  $W$  — момент сопротивления изгибу цафы.

Кроме того, цафы проверяют на напряжения смятия в зоне контакта с боковыми элементами металлоконструкции:

$$\sigma_{\text{см}} = \sqrt{[(H_{\text{max}}/2)^2 + (V_{\text{max}}/2)^2]} / (d_2 \delta),$$

где  $d_2$  — диаметр цафы;  $\delta$  — толщина опорной поверхности металлоконструкции.

Нижняя часть колонны имеет хвостовик конической или ступенчатой цилиндрической формы (рис. 10.11). Хвостовик колонны закрепляют на фундаментной плите, которая воспринимает со стороны поворотной части крана с грузом вертикальное усилие  $V$  от веса крана с грузом и колонной.

Если хвостовик колонны и гнездо фундаментной плиты выполнены цилиндрической формы (рис. 10.11, *а*), то в них определяют напряжения смятия от усилия  $V$  со стороны колонны на плиту, которое передается буртом колонны:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4V}{\pi (d^2 - d_1^2)} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Момент  $M$  со стороны колонны воспринимается плитой в зонах верхней и нижней цилиндрических проточек, которые нагружаются одинаковыми усилиями  $H_1$ , образующими пару сил (см. рис. 10.11, а):

$$H_1 = M/h_0,$$

где  $h_0$  — расстояние между серединами проточек.

Напряжение смятия в зоне верхней проточки

$$\sigma_{\text{см. в}} = H_1/(\delta_1 d_1);$$

нижней проточки

$$\sigma_{\text{см. н}} = H_1/(\delta_2 d_2),$$

где  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $\delta_1$  и  $\delta_2$  — соответственно диаметры и высота нижней и верхней рабочих поверхностей хвостовика.

Вследствие того, что нижняя проточка имеет меньший диаметр, напряжения смятия в ней при одинаковой высоте рабочих поверхностей проточек будут большими.

Напряжения смятия на коническом хвостовике определяют с некоторыми условными упрощениями. При определении давлений на рабочих поверхностях условно считают конический хвостовик цилиндрическим с диаметром цилиндра, равным среднему диаметру  $d_{\text{ср}}$  конического хвостовика (см. рис. 10.11, б):

$$d_{\text{ср}} = (d_1 + d_2)/2.$$

Напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см.}} = \frac{M}{W} = \frac{6Mh_1}{d_{\text{ср}} (h_1^3 - h_2^3)},$$

где  $W$  — момент сопротивления диаметральной площади соприкасающихся поверхностей хвостовика и плиты условного цилиндра:

$$W = d_{\text{ср}} (h_1^3 - h_2^3)/(6h_1).$$

Нормальная сила  $N$ , действующая на рабочую поверхность конуса, передается в виде составляющих, направленных перпендикулярно к образующим конуса:

$$N = V/(2 \cos \alpha),$$

где  $\alpha$  — угол между осью и образующей конуса.

Напряжение смятия от этих нагрузок

$$\sigma_{\text{см}} = V/[2d_{\text{ср}} (h_1 - h_2) \cos \alpha],$$

где  $d_{\text{ср}} (h_1 - h_2)$  — условная площадь  $F$  рабочей конической поверхности, воспринимающей силу  $N$ .

С учетом принятых допущений расчетное напряжение смятия конического хвостовика

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{M}{W} + \frac{N}{F} = \frac{6Mh_1}{d_{\text{ср}} (h_1^3 - h_2^3)} + \frac{V}{2d_{\text{ср}} (h_1 - h_2) \cos \alpha} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где  $[\sigma_{\text{см}}]$  — допускаемое напряжение для более слабого элемента контактируемой пары.

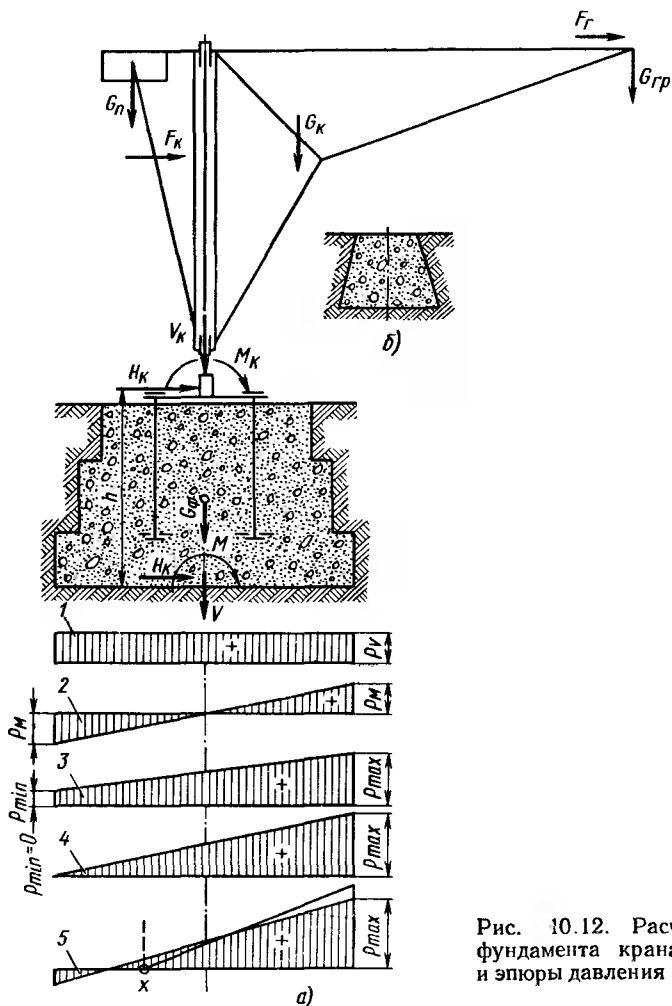


Рис. 10.12. Расчетная схема фундамента крана на колонне и эпюры давления на грунт

**Расчет нагрузок на фундамент.** Фундаменты (рис. 10.12) в стационарных кранах предназначены для обеспечения необходимой устойчивости крана и более равномерного распределения нагрузок крана, передаваемых на грунт. Устойчивость крана обеспечивается в том случае, если равнодействующая всех нагрузок крана, действующих на фундамент, вместе с весом фундамента будет проходить внутри ядра сечения подошвы фундамента. При этом распределение давлений на грунт должно быть таким, чтобы действующие напряжения не превышали допустимых напряжений между подошвой фундамента и грунтом.

Таким образом, расчет фундамента сводится в основном к определению его веса и размеров подошвы основания. Исходными данными для расчета фундамента являются внешние нагрузки, действу-



ющие на кран: вертикальные усилия — вес груза, металлоконструкции крана, противовеса, механизмов; инерционные силы от веса поднимаемого или опускаемого груза и др.; горизонтальные усилия — ветровые нагрузки, действующие на кран и груз; инерционные силы от веса груза и тележки, перемещающихся вдоль стрелы крана; центробежная сила груза, тележки, противовеса, механизмов и металлоконструкции вращающегося крана и другие, а также момент от действующих на кран нагрузок.

Приведение нагрузок, действующих на кран, к основанию крана позволяет получить равнодействующую нагрузку, действующую на фундамент. Эта нагрузка в общем случае может состоять из вертикальной составляющей  $V_k$ , горизонтальной составляющей  $H_k$  и момента  $M_k$  (рис. 10.12, а). Такое сочетание нагрузок возможно, например, для крана на колонне. Фундамент, нагруженный равнодействующей нагрузкой и собственным весом  $G_\phi$  рассматриваем свободно стоящим на грунте. Действие нагрузок боковых поверхностей фундамента на грунт не учитываем, что увеличивает коэффициент запаса устойчивости фундамента. Податливость грунта считаем одинаковой в пределах опорной площади фундамента.

Суммарная вертикальная нагрузка фундамента, которая действует на грунт, состоит из вертикальной составляющей равнодействующей нагрузки и веса фундамента:

$$V = V_k + G_\phi.$$

Нагрузка  $V$  вследствие центрального приложения к подошве основания фундамента вызывает равномерное распределение давления фундамента на грунт по всей опорной площади  $F$  фундамента (эпюра 1, рис. 10.12):

$$p_v = V/F.$$

Нагрузка  $H_k$  передается также на опорную поверхность фундамента, однако в обычных расчетах этой нагрузкой пренебрегают, так как между подошвой основания фундамента и грунтом возникают достаточно большие силы трения, которые воспринимают эту нагрузку.

Суммарный момент, приведенный к основанию фундамента, состоит из момента  $M_k$  от веса крана и момента от силы  $H_k$  относительно основания фундамента:

$$M = M_k + H_k h,$$

где  $h$  — плечо силы  $H_k$  относительно основания фундамента.

Момент  $M$  вызывает перераспределение давлений фундамента на грунт, соответствующее положительному и отрицательному давлению (эпюра 2, рис. 10.12):

$$p_m = \pm M/W_{cp},$$

где  $W_{cp}$  — момент сопротивления площади подошвы фундамента относительно оси, перпендикулярной к плоскости вылета стрелы крана.

При расчете момент  $W_{cp}$  принимаем наименьшим для различных положений стрелы крана в диапазоне рабочего угла поворота крана. Например, если квадратный фундамент имеет наименьшее значе-

ние  $W_{ср}$  при направлении стрелы крана по диагонали подошвы фундамента, то момент сопротивления  $W_{ср} = 0,12B^3$  (здесь  $B$  — сторона подошвы фундамента).

Давление фундамента на грунт можно определить, просуммировав эпюры 1 и 2. При этом суммарная эпюра может иметь различные конфигурации.

1. При  $p_V > p_M$  давление подошвы фундамента на грунт во всех точках является положительным, эпюра давлений имеет трапециевидную форму, а экстремальные давления (эпюра 3)  $p_{\max} = p_V + p_M$  и  $p_{\min} = p_V - p_M$ .

2. При  $p_V = p_M$  давление подошвы фундамента на грунт также положительно во всех точках подошвы, за исключением крайнего ребра или точки подошвы, где давление  $p_{\min} = 0$ . При этом эпюра имеет вид треугольника (эпюра 4), а наибольшее давление  $p_{\max} = p_V + p_M = 2p_V = 2p_M$ .

3. При  $p_V < p_M$  давление подошвы на грунт на некотором участке теоретически отрицательно (эпюра 3), однако отрицательных (отрывающих) нагрузок грунт воспринимать не может, поэтому часть подошвы фундамента отходит от грунта, не передавая никаких нагрузок. В этом случае эпюра давлений имеет вид треугольника с основанием, меньшим размера ширины подошвы фундамента (штриховая линия эпюры 5). Поэтому для определения  $p_{\max}$  следует определить положение точки  $x$  (эпюра 5), которая соответствует началу контакта подошвы фундамента с грунтом, но в практике краностроения раскрытие стыка между подошвой фундамента и грунтом не допускается, поэтому рассмотрение параметров последней эпюры не приводится.

Если при расчете фундамента происходит раскрытие стыка, то следует увеличить вес фундамента за счет увеличения его высоты либо площадь подошвы фундамента. Увеличение площади подошвы фундамента является более экономичным способом, поэтому фундаменты часто выполняют с уширением книзу (см. рис. 10.12, а, б).

Для всех расчетных положений должно быть соблюдено условие  $p_{\max} \leq [p]$ ; здесь  $[p]$  — допускаемое давление (кПа) для различных грунтов, которое по данным ВНИИПТмаш имеет следующие значения:

Плотно слежавшийся гравий . . . . .	500—800
Песок:	
плотно слежавшийся сухой . . . . .	300—500
мокрый . . . . .	100—300
Глина:	
сухая . . . . .	300—400
мокрая . . . . .	50—20
Болотистый грунт, торф . . . . .	25—50

### 10.3. НАГРУЗКИ НА МЕХАНИЗМ ПОВОРОТА ПРИ НЕУСТАНОВИВШЕМСЯ ДВИЖЕНИИ ВРАЩЕНИЯ КРАНА

Поворот крана характеризуется тремя периодами работы механизма, которые необходимо учитывать при расчете. Первый период соответствует пуску и разгону механизма до установившейся

скорости. Во втором периоде кран вращается с установившейся скоростью, преодолевая только нагрузки установившегося движения. Третий период соответствует периоду торможения, когда замедление движущихся масс происходит под действием тормозного момента, развиваемого механическим или электрическим тормозным устройством, и под действием момента от сил сопротивления. В первый и третий периоды, являющиеся периодами неустановившегося движения, на элементы механизма и крана действуют статические и динамические нагрузки.

К расчетным постоянно действующим нагрузкам периода *пуска* (разгона) следует отнести прежде всего сопротивления трения скольжения и качения в опорах поворотной части крана, значения которых зависят от нагрузок на опоры, конструкции и состояния опор. Кроме того, при работе на открытых площадках механизм поворота преодолевает момент от ветровой нагрузки (см. гл. 2), действующей на кран и груз в направлении, перпендикулярном к плоскости вылета крана. Эту нагрузку на кран рассматриваем приложенной к центрам тяжести подветренных площадей, а нагрузку на груз, вследствие его гибкой подвески, рассматриваем приложенной к блокам стрелы (см. гл. 13). В кранах, допускающих отклонение оси вращения поворотной части от вертикали, к статическим нагрузкам следует отнести составляющую веса груза  $G_{гр} \sin \alpha$ , направленную параллельно опорной поверхности крана и приложенную к блокам головки стрелы (здесь  $G_{гр}$  — вес номинального груза;  $\alpha$  — угол отклонения оси вращения крана от вертикали, который в расчетном случае принимаем расположенным в плоскости, перпендикулярной к плоскости вылета крана). Необходимо также учитывать составляющую веса поворотной части крана  $G_k \sin \alpha$  (здесь  $G_k$  — вес поворотной части крана), приложенную к центру тяжести поворотной части крана.

Моменты от ветровой нагрузки, веса груза и поворотной части крана при его вращении (вследствие определенной направленности ветра и уклона) изменяются по значению и характеру воздействия, т. е. на одной половине окружности моменты могут быть положительными, а на другой — отрицательными. Однако при расчете механизма поворота крана наибольшие моменты от всех нагрузок относительно оси вращения крана принимают действующими совместно:

$$M'_c = M'_{тр} + M'_{ук} + M'_в,$$

где  $M'_c$  — момент от статических сил сопротивления поворотной части крана относительно его оси вращения;  $M'_{тр}$  — момент от сил трения поворотной части крана;  $M'_{ук}$  — момент, создаваемый весом груза и поворотной части крана при наличии уклона;  $M'_в$  — момент, создаваемый ветровой нагрузкой, действующей на груз и поворотную часть крана.

В период *разгона* все нагрузки принимают направленными в сторону, противоположную вращению крана.

Динамические нагрузки периода пуска (разгона) обусловлены влиянием сил инерции ускоряемых масс и направлены в сторону,

противоположную направлению ускорения вращающихся элементов крана.

Момент двигателя в процессе разгона

$$M_d = M_c + M_{ин} = [M'_c(u\eta)] + M_{ин},$$

где  $M_d$  — момент, развиваемый двигателем в рассматриваемый момент пускового периода;  $M_c$  — момент статических сопротивлений, приведенный к валу двигателя;  $M_{ин}$  — момент сил инерции вращающихся масс, приведенный к валу двигателя;  $u$  — передаточное число механизма поворота;  $\eta$  — коэффициент полезного действия механизма.

Характер разгона поворотной части крана с грузом в период пуска зависит прежде всего от момента, создаваемого двигателем, а также от значения вращающихся масс и расположения этих масс относительно соответствующих осей их вращения. При создании двигателем момента, превышающего момент статических сопротивлений, избыточный момент (т. е. разница моментов, создаваемых двигателем и статическими сопротивлениями) вызывает соответствующее угловое ускорение вращающихся масс механизма поворота, поворотной части крана и груза.

Таким образом, момент двигателя, необходимый для преодоления сил инерции вращающихся масс,

$$M_{ин} = M_1 + M_2 + M_3,$$

где  $M_1$ ,  $M_2$  и  $M_3$  — моменты, приведенные к валу двигателя соответственно от сил инерции вращающихся масс механизма поворота крана, силы инерции массы груза и сил инерции масс поворотной части крана.

Момент  $M_1$  определяют с учетом инерционных нагрузок вращающихся элементов механизма. Вращающиеся массы на второй, третьей и последующих ступенях передачи оказывают незначительное влияние на суммарный момент от сил инерции вращающихся масс механизма поворота, поэтому принято включать в расчет только массу ротора двигателя, массу привода с частотой вращения ротора, несколько увеличив этот момент:

$$M_1 = (1, 1 \dots 1, 2) J_1 \frac{d\omega_1}{dt},$$

где  $J_1$  — момент инерции ротора, муфты и первого вала редуктора;  $d\omega_1/dt$  — угловое ускорение ротора двигателя в период пуска.

Вследствие изменения частоты вращения якоря двигателя в период пуска по линейному закону угловое ускорение можно принять постоянным:

$$M_1 = (1, 1 \dots 1, 2) J_1 \frac{n_1}{9,55 t_n},$$

где  $n_1$  — частота установившегося вращения ротора двигателя об/мин;  $t_n$  — время разгона (пуска) механизма до установившейся частоты вращения механизма, с.

Для определения момента  $M_2$  следует определить момент от силы инерции груза массой  $Q$  относительно оси вращения крана

$$M_{ин. гр} = J_{гр} \varepsilon = QL^2 \frac{d\omega}{dt}$$

или, если принять угловое ускорение постоянным, то

$$M_{\text{ин. гр}} = QL^2 \frac{\omega}{t_{\text{н}}} = QL^2 \frac{\pi n_{\text{к}}}{30 t_{\text{н}}} = QL^2 \frac{n_{\text{к}}}{9,55 t_{\text{н}}},$$

где  $Q$  — масса груза;  $J_{\text{гр}}$  — момент инерции груза относительно оси вращения крана;  $\epsilon$  — угловое ускорение крана;  $L$  — вылет крана;  $\omega$  — установившаяся угловая скорость крана;  $n_{\text{к}}$  — установившаяся частота вращения крана, об/мин.

Выразив  $n_{\text{к}}$  через частоту вращения двигателя, получим

$$M_{\text{ин. гр}} = QL^2 n_1 / (9,55 t_{\text{н}} \mu).$$

После приведения к валу двигателя

$$M_2 = \frac{M_{\text{ин. гр}}}{\mu \eta} = \frac{QL^2 n_1}{9,55 t_{\text{н}} \mu^2 \eta},$$

где  $\mu$  и  $\eta$  — передаточное число и КПД механизма поворота крана.

Момент  $M_3$  определяют аналогично предыдущему расчету, при этом выразив сначала момент  $M_{\text{ин. к}}$  от сил инерции поворотной части крана, противовеса и механизмов относительно оси вращения крана:

$$M_{\text{ин. к}} = J_1 \frac{\omega}{t_{\text{н}}} + J_2 \frac{\omega}{t_{\text{н}}} + \dots + J_n \frac{\omega}{t_{\text{н}}} = \frac{\omega}{t_{\text{н}}} \sum_{i=1}^{i=n} J_i.$$

где  $J_1, J_2, \dots, J_n$  — моменты инерции масс поворотной части крана;  $J_i$  — момент инерции  $i$ -го элемента поворотной части крана.

Следует иметь в виду, что определение момента инерции в предположении, что масса элемента сосредоточена в центре тяжести элемента, может быть допущено только для элементов небольшой протяженности в радиальном направлении от оси вращения крана, как, например, электродвигатель, редуктор и др. Момент инерции элементов, имеющих значительные размеры, должны определять с учетом распределения массы (см. гл. 8).

Выразив угловую скорость поворотной части крана через частоту вращения  $n_1$  двигателя, получаем

$$M_{\text{ин. к}} = \frac{\pi n_1}{30 t_{\text{н}} \mu} \sum_{i=1}^{i=n} J_i = \frac{n_1}{9,55 t_{\text{н}} \mu} \sum_{i=1}^{i=n} J_i$$

и момент, приведенный к валу двигателя,

$$M_3 = \frac{M_{\text{ин. к}}}{\mu \eta} = \frac{n_1}{9,55 t_{\text{н}} \mu^2 \eta} \sum_{i=1}^{i=n} J_i.$$

Таким образом, момент двигателя, необходимый для преодоления сил сопротивления в период пуска,

$$M_{\text{д}} = (1, 1 \dots 1, 2) \frac{J_1 n_1}{9,55 t_{\text{н}}} + \left( \frac{M'_{\text{с}}}{\mu} + \frac{QL^2 n_1}{9,55 t_{\text{н}} \mu^2} + \frac{n_1}{9,55 t_{\text{н}} \mu^2} \sum_{i=1}^{i=n} J_i \right) \frac{1}{\eta}.$$

Выбор двигателя механизма поворота крана с учетом изменяющейся нагрузки, режимов работы механизмов, системы управления и других показателей является сложной задачей, рассматриваемой в специальных курсах, поэтому ограничимся несколько упрощенной методикой определения мощности электродвигателя. Момент  $M'_c$  от статических сил сопротивления состоит из постоянного момента  $M'_{тр}$  от сил трения поворотной части крана и переменных моментов  $M'_{ук}$  и  $M'_в$  от сил сопротивления от уклона и ветровой нагрузки рабочего состояния крана, изменяющихся в зависимости от положения поворотной части крана относительно направления этих нагрузок.

Для получения среднеквадратичных переменных значений моментов в пределах поворота крана на угол  $90^\circ$  можно принять среднеквадратичный момент сил сопротивления от сил сопротивления от уклона крана относительно оси вращения крана  $M_{ск. ук} \approx 0,7 M_{\max ук}$  (здесь  $M_{\max ук}$  — наибольшее значение момента от сил сопротивления от уклона крана относительно той же оси) и среднеквадратичный момент  $M_{ск. в} \approx 0,7 M_{\max в}$  от сил сопротивления, создаваемых ветровой нагрузкой относительно той же оси (здесь  $M_{\max в}$  — наибольшее значение момента от сил сопротивления ветровой нагрузке относительно той же оси).

Среднеквадратичная мощность двигателя, необходимая для вращения поворотной части крана,

$$N = \frac{M_{тр} + M_{ск. ук} + M_{ск. в}}{9550\eta} n_k,$$

где  $n_k$  — установившаяся частота вращения поворотной части крана;  $\eta$  — КПД механизма поворота.

При отсутствии ветровой нагрузки и уклона (закрытое помещение) мощность двигателя предварительно можно определить по формуле

$$N \approx \frac{M'_{тр} + (1, 1 \dots 1, 3) M_{ин}}{9550\eta\psi} n_k,$$

где  $M_{ин}$  — момент сил инерции масс поворотной части крана с грузом относительно оси вращения крана;  $\psi$  — коэффициент перегрузки двигателя при пуске.

По полученной в последних формулах мощности подбирают двигатель, для которого следует проверить время разгона (пуска),

$$t_n = \frac{n_1 \left[ J_1 + \sum_{i=1}^{i=n} J_i / (u^2 \eta) \right]}{9,55 [M_{ср. п} - (M'_{тр} + M_{\max в} + M_{\max ук})] / (u \eta)},$$

где  $M_{ср. п}$  — средний пусковой момент двигателя.

Для кранов, грузоподъемность которых не зависит от вылета крана, время пуска  $t_n$  для механизмов поворота обычно рассчитывают в зависимости от режима работы крана

$$t_n = 60\beta / (\pi n_k),$$

где  $\beta$  — рекомендуемый угол поворота крана за время пуска (разгона); для 1М, 2М и 3М групп режима работы механизмов,  $\beta = \pi/6$  рад.; для 4М группы  $\beta =$

$= \pi/9$  рад; для 5М группы  $\beta = \pi/12$  рад; для кранов с грузоподъемностью, зависящей от вылета, время пуска можно принимать  $t_{\text{п}} = 3 \dots 5$  с при отсутствии ветровой нагрузки и  $t_{\text{п}} = 4 \dots 10$  с при наличии ветровой нагрузки.

При ручном приводе крана вследствие небольших скоростей поворота динамические нагрузки не учитывают. Передаточное число в этом случае

$$u_0 = M'_c / (M_p \eta),$$

где  $M_p$  — момент от усилия, приложенного к рукоятке привода рабочим;  $M_c$  — момент от статических сил сопротивления поворотной части крана;  $\eta$  — КПД механической передачи.

Другим периодом неустановившегося движения механизма поворота является *торможение*. В период торможения поворотной части крана действуют следующие нагрузки.

1. Момент от сил инерции якоря электродвигателя и вращающихся частей механизма поворота, который в расчетах принимают равным  $(1,1 \dots 1,2) J_1 n_1 / (9,55 t_T)$  (здесь  $J_1$  — момент инерции якоря электродвигателя, муфт и первого вала редуктора механизма).

2. Момент  $M_{\text{ин. гр}} + M_{\text{ин. к}}$  от сил инерции масс груза и поворотной части крана относительно оси вращения крана.

3. Момент от ветровой нагрузки  $M'_в$ , действующей на груз и поворотную часть крана относительно той же оси.

4. Момент  $M'_{\text{ук}}$  от составляющих веса поворотной части крана и груза при уклоне крана относительно той же оси.

5. Момент  $M'_t$  от сил трения поворотного устройства относительно той же оси.

6. Момент  $M_T$ , создаваемый тормозным устройством.

Поскольку тормоза в крановых механизмах устанавливают обычно на быстроходном валу (на входном валу редуктора), целесообразно действующие моменты привести к валу двигателя. Тормозной момент

$$M_T = (1,1 \dots 1,2) \frac{J_1 n_1}{9,55 t_T} + \left[ \frac{n_1 \sum_{i=1}^{i=n} J_i}{9,55 u^2 t_T} + \frac{Q L^2 n_1}{9,55 u^2 t_T} + \frac{M'_в + M'_{\text{ук}} - M'_{\text{тр}}}{u} \right] \eta,$$

где  $t_T$  — время торможения механизма поворота.

В практике часто время разгона и время торможения механизма поворота крана принимают одинаковыми ( $t_{\text{п}} = t_T$ ) для того, чтобы обеспечить примерно одинаковые динамические нагрузки, действующие на элементы механизма поворота крана, в обоих процессах неустановившегося движения.

По последнему уравнению определяют необходимый тормозной момент для обеспечения принятого времени торможения или фактическое время торможения тормоза, развивающего тормозной момент  $M_T$ .

#### 10.4. НАГРУЗКИ В ОПОРНО-ПОВОРОТНЫХ УСТРОЙСТВАХ СТРЕЛОВЫХ КРАНОВ

В поворотных передвижных кранах применяют опорно-поворотные устройства, которые по числу опорных точек и конструкции разделяют на малоопорные и многоопорные. Малоопорными устройствами принято называть такие устройства, поворотная рама которых опирается на жестко закрепленные на ней тележки в четырех (или крайне редко в трех) опорных точках. Многоопорные устройства имеют значительно большее число опорных точек.

Малоопорные поворотные устройства состоят из опорного кругового рельса (круга катания) 3 (рис. 10.13, а), закрепленного на неповоротной части крана, тележек 1 с катками 2, центральной цапфы 4 и иногда специальных роликов 5 (рис. 10.13, б). Схема установки специальных роликов на кране показана на рис. 10.14.

При расчете опорно-поворотных устройств, при определении опорных усилий ходовой части крана или устойчивости поворотной части крана и т. п. целесообразно все нагрузки, действующие на элементы крана свести к такой системе нагрузок, которая по действию на элементы крана будет тождественна действию заданной системы нагрузок, однако расчеты при этом значительно упрощаются.

В качестве примера рассмотрим приведение нагрузок, действующих на поворотную часть крана, к равнодействующей системе нагрузок опорно-поворотного устройства.

Используя принцип независимости действия сил, можно каждую силу, действующую на поворотную часть крана (рис. 10.15, а) привести к центру опорно-поворотного устройства с моментом, равным произведению силы на плечо этой силы относительно центра опорно-поворотного устройства.

Сложив перенесенные силы и разложив их на направление, перпендикулярное оси вращения крана, и на направление по этой оси, все нагрузки можно свести к одной из двух равнодействующих систем, состоящих из следующих сил.

1. Силы  $V$  (рис. 10.15, б), приложенной в центре вращения поворотной части крана и направленной перпендикулярно к плоскости опорно-поворотного устройства; силы  $N$ , направленной параллельно плоскости опорно-поворотного устройства, и момента  $M$ , приложенного в центре вращения и действующего в плоскости, совпадающей с осью вращения. Часто плоскость действия момента совпадает с плоскостью вылета крана.

2. Силы  $V$  (рис. 10.15, в), направленной перпендикулярно к плоскости опорно-поворотного устройства и приложенной с эксцентриситетом  $e$ , который совпадает с плоскостью действия суммарного момента, и силы  $N$ , направленной параллельно плоскости опорно-поворотного устройства.

Силы  $V$  и  $N$  представляют собой составляющие равнодействующей, направленные соответственно перпендикулярно и параллельно плоскости опорно-поворотного устройства. В общем случае,



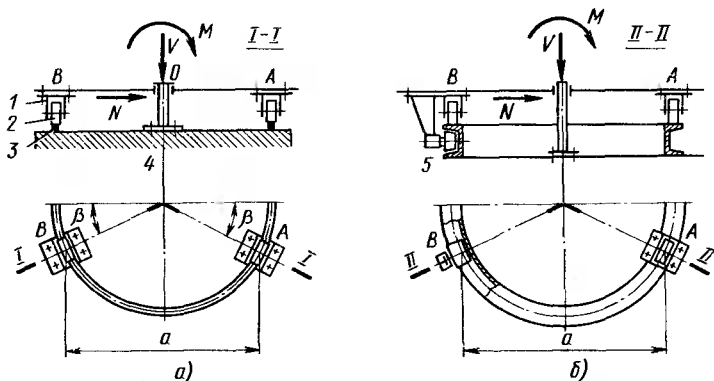


Рис. 10.13. Схема малоопорного опорно-поворотного устройства:  
 $a$  — с центральной колонной, работающей на изгиб и растяжение,  $b$  — со специальными роликами

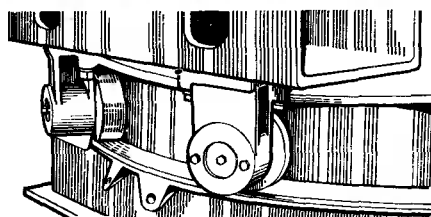


Рис. 10.14. Схема установки специальных роликов поворотного устройства

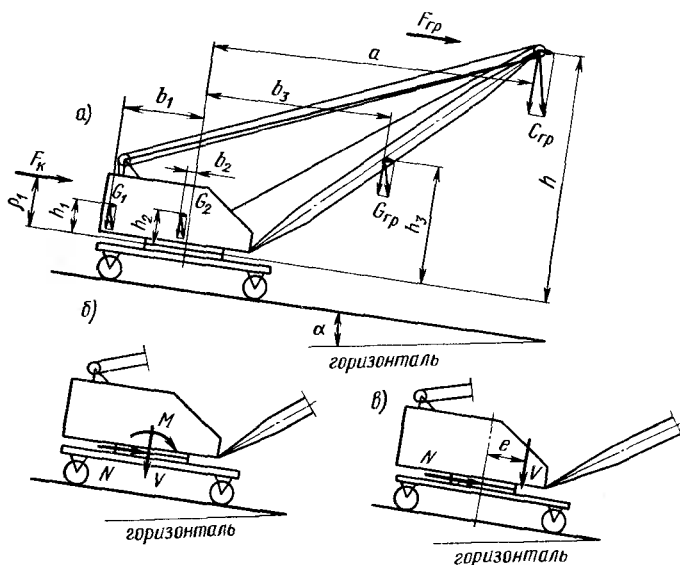


Рис. 10.15. Схема для приведения усилий к равнодействующей нагрузке

когда кран опирается на наклонную плоскость (см. рис. 10.15, а), эти силы

$$V = \sum G_i \cos \alpha + G_{\text{гр}} \cos \alpha + \sum P'_{\text{ин}};$$

$$N = \sum G_i \sin \alpha + G_{\text{гр}} \sin \alpha + \sum P''_{\text{ин}} + F_{\text{к}} + F_{\text{гр}},$$

где  $G_i$  — вес  $i$ -го элемента крана,  $G_{\text{гр}}$  — вес полезной нагрузки;  $\sum P'_{\text{ин}}$ ,  $\sum P''_{\text{ин}}$  — суммарная инерционная нагрузка, действующая соответственно перпендикулярно, параллельно плоскости опорно-поворотного устройства;  $F_{\text{к}}$  и  $F_{\text{гр}}$  — ветровая нагрузка, действующая соответственно на поворотную часть крана и груз.

Момент  $M$  является суммарным моментом от всех нагрузок, действующих на элементы поворотной части крана относительно точки пересечения плоскости опорно-поворотного устройства с осью вращения крана:

$$M = \sum G_i b_i \cos \alpha + G_{\text{гр}} a \cos \alpha + \sum G_i h_i \sin \alpha + G_{\text{гр}} h \sin \alpha +$$

$$+ \sum P'_{\text{ин}} a_1 + \sum P''_{\text{ин}} h'' + F_{\rho_1} + F_{\text{гр}} h,$$

где  $b_i$  — расстояние центра тяжести  $i$ -го элемента поворотной части крана до оси вращения крана;  $a$  — расстояние от головки стрелы крана до той же оси;  $a_1$  — плечо суммарной нагрузки  $\sum P'_{\text{ин}}$  относительно той же оси;  $h_i$ ,  $h$ ,  $h''$ ,  $\rho_1$  — высота над плоскостью опорно-поворотного устройства соответственно центра тяжести  $i$ -го элемента крана, головки стрелы, суммарной равнодействующей  $\sum P''_{\text{ин}}$  и силы  $F_{\text{к}}$ .

Эксцентриситет  $e$  для равнодействующей нагрузки (рис. 10.15, в)

$$e = M/V.$$

Опорно-поворотные устройства с тремя опорными тележками представляют собой статически определимую систему, поэтому определение усилий на тележки (катки) осуществляется весьма просто. Опорно-поворотные устройства с четырьмя тележками являются статически неопределимыми системами, строгое решение которых связано с учетом деформации рам и других элементов устройства. Однако вследствие того, что поворотная рама в продольном направлении имеет плоскость симметрии, а внешние нагрузки прикладываются к раме симметрично, считаем, что правые и левые опоры нагружены одинаково и, следовательно, определение опорных реакций сводится к решению двухопорной статически определимой системы. При этом не следует забывать, что каждая опора этой двухопорной системы содержит по две одинаково нагруженные тележки.

В устройствах с четырьмя тележками и с центральной цапфой (см. рис. 10.13, а) усилия, действующие на тележки поворотного устройства, соответственно в точках  $A$  и  $B$  определяются следующими зависимостями:

$$R_A = \frac{V}{4} + \frac{M}{2a}; \quad R_B = \frac{V}{4} - \frac{M}{2a}.$$

Эти зависимости справедливы при условии, что нагрузка  $R_B$  будет положительна. Этот фактор свидетельствует о том, что передние и задние катки действуют на рельсы с усилием, направленным сверху вниз.

При больших значениях момента  $M$  нагрузка  $R_B$  может оказаться отрицательной, однако катки (см. рис. 10.13) отрывающих нагрузок не воспринимают, поэтому для такого соотношения нагрузок в качестве опор рассмотрим только две одинаково нагруженные передние тележки и центральную цапфу. Тогда при  $\sum M_0 = 0$  и  $\sum M_A = 0$  получаем

$$R'_A = M/a; \quad R_0 = 2M/a - V,$$

где  $R'_A$  — нагрузка на каждую тележку в точке  $A$ ;  $R_0$  — отрицательная нагрузка в центральной цапфе.

При наличии однокатковых тележек нагрузка на каток равна нагрузке, действующей на тележку, а в балансирных тележках нагрузка на каждый каток определяется как частное от деления нагрузки, действующей на тележку, на число катков тележки.

Нагрузки в элементах поворотного устройства с роликами (см. рис. 10.13, б) рассчитывают аналогично изложенному выше, однако при появлении отрывающих нагрузок в работу включаются специальные ролики, а не центральная цапфа. Если специальные ролики расположены в тех же точках круга, что и тележки, то нагрузки на каждую тележку

$$R''_A = \frac{M}{2a} + \frac{V}{4}; \quad R''_B = \frac{M}{2a} - \frac{V}{4},$$

где  $R''_A$  — нагрузка на тележку в опорной точке  $A$ ;  $R''_B$  — отрывающая нагрузка на кронштейн специальных роликов в опорной точке  $B$ .

Нагрузки на тележки  $R'_A$  при работе центральной цапфы на растяжение при прочих равных условиях существенно больше, чем при работе специальных роликов, что влечет за собой повышенные контактные напряжения в зоне контакта колеса с рельсом, увеличенные нагрузки на оси катков, подшипников и т. д. Поэтому предпочтительнее будет расчетная схема, показанная на рис. 10.13, б.

При значительных нагрузках на однокатковую тележку каток в тележке может оказаться перегруженным. В этих случаях следует применять балансирные тележки, два катка которых, объединенные балансиром, шарнирно закреплены на кронштейне. Балансирные тележки также могут воспринимать нагрузки до определенного значения, соответствующего пределу прочности элементов поворотного устройства. Если нагрузки будут больше допустимых, то используют многороликовые (многоопорные) опорно-поворотные устройства, получившие широкое применение.

Многоопорные поворотные устройства состоят из верхнего кругового рельса 2, закрепленного на нижней поверхности поворотной рамы 1 (рис. 10.16, а), нижнего кругового рельса 4, установленного на неповоротной части крана, роликовой обоймы, состоящей из роликов 3 и сепаратора 5, центральной цапфы 6 и в некоторых конструкциях специальных роликов, закрепленных на поворотной платформе аналогично схеме установки специальных роликов на рис. 10.13, б. Как и в малоопорных поворотных устройствах, в этих

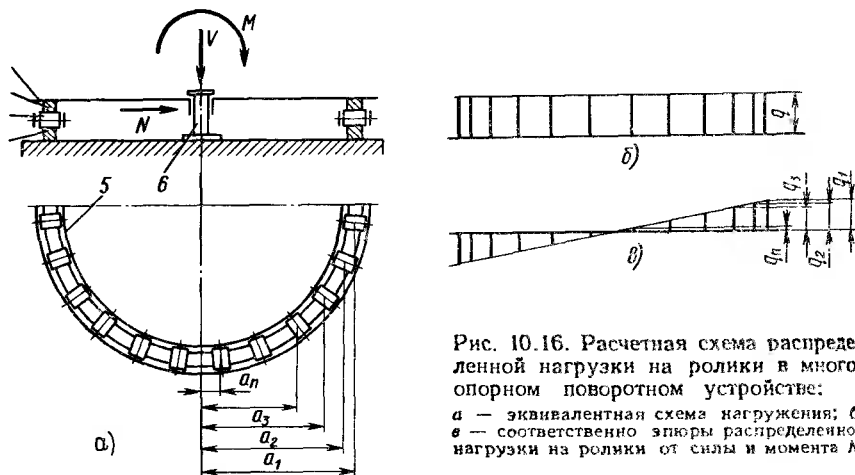


Рис. 10.16. Расчетная схема распределенной нагрузки на ролики в многоопорном поворотном устройстве:  
 а — эквивалентная схема нагружения; б, в — соответственно эпюры распределенной нагрузки на ролики от силы и момента  $M$

поворотных устройствах центральная цапфа может воспринимать отрывающие нагрузки только при отсутствии специальных роликов.

Расчет нагрузок, действующих на ролики многоопорного поворотного устройства, весьма сложен, так как связан с решением многократно статически неопределимой системы, при учете деформаций поворотной и неподвижной рам. Поэтому в начальной стадии проектирования ограничиваются приближенным расчетом, основанным на некоторых допущениях. Эти допущения следующие: 1) рабочие поверхности круговых рельсов должны быть расположены в параллельных плоскостях; 2) ролики должны иметь одинаковый диаметр; 3) распределение усилий на ролики в проекции на диаметральною плоскость круга катания условно принимаем линейным.

Приведем один из методов расчета усилий на катки. Рассматривая поворотное устройство под действием равнодействующей нагрузки  $M$ ,  $V$  и  $N$  (см. рис. 10.16) с учетом принятых допущений, можно отметить, что усилие  $V$  будет равномерно действовать на ролики (см. эпюру на рис. 10.16, б), ролики будут нагружены моментом пропорционально расстоянию ролика от оси симметрии круга (рис. 10.16, в). Усилие  $N$  воспринимается центральной цапфой в зоне подшипника.

Распределенная нагрузка на ролик от силы  $V$

$$q = V/(4n),$$

где  $n$  — число роликов в четверти окружности круга катания.

Распределенную поверхностную нагрузку на ролик от момента  $M$  можно определить по следующей зависимости:

$$M = 4(q_1 a_1 + q_2 a_2 + \dots + q_n a_n).$$

Учитывая, что распределенная нагрузка изменяется по линейному закону, имеем

$$q_2 = q_1 \frac{a_2}{a_1}; \quad q_3 = q_1 \frac{a_3}{a_1}; \quad \dots; \quad q_n = q_1 \frac{a_n}{a_1}.$$

Подставив эти значения в предыдущее выражение, получим

$$M = \frac{4q_1}{a_1} (a_1^2 + a_2^2 + \dots + a_n^2).$$

Откуда нагрузка от момента на наиболее нагруженные катки

$$q_1 = \frac{Ma_1}{4(a_1^2 + a_2^2 + \dots + a_n^2)}.$$

Суммарная нагрузка на наиболее нагруженный каток

$$q_{\max} = q + q_1 = \frac{V}{4n} + \frac{Ma_1}{4(a_1^2 + a_2^2 + \dots + a_n^2)}.$$

Нагрузка на наименее нагруженный каток

$$q_{\min} = q - q_1.$$

Однако последнее выражение может иметь смысл только при  $q_1 \leq q$ , так как катки не могут воспринимать отрывающих нагрузок.

#### 10.5. СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОВОРОТУ В ОПОРАХ СТАЦИОНАРНЫХ КРАНОВ

Статические сопротивления повороту крана, преодолеваемые механизмом вращения, определяют в соответствии с конструкцией опорных элементов и внешними нагрузками, действующими на кран.

Поскольку восприятие радиальных (горизонтальных) и осевых (вертикальных) нагрузок разграничено по опорам стационарных кранов и по элементам внутри опор, расчет сопротивлений сводится к определению сопротивлений в элементах опор с последующим их суммированием. Верхняя и нижняя опоры (см. рис. 10.6 и 10.8), воспринимающие радиальные (горизонтальные) нагрузки и выполненные на самоустанавливающихся сферических подшипниках качения, создают момент сопротивления вращению

$$M' = Hf \frac{d}{2},$$

где  $H$  — радиальное усилие в опоре;  $f$  — приведенный коэффициент трения подшипника качения;  $d$  — диаметр цапфы.

Для упорного подшипника качения момент сопротивления  $M''$  (см. рис. 10.8 и рис. 10.10)

$$M'' = Vf d_{\text{уп}}/2,$$

где  $V$  — осевая нагрузка на опору;  $d_{\text{уп}}$  — диаметр цапфы под упорный подшипник.

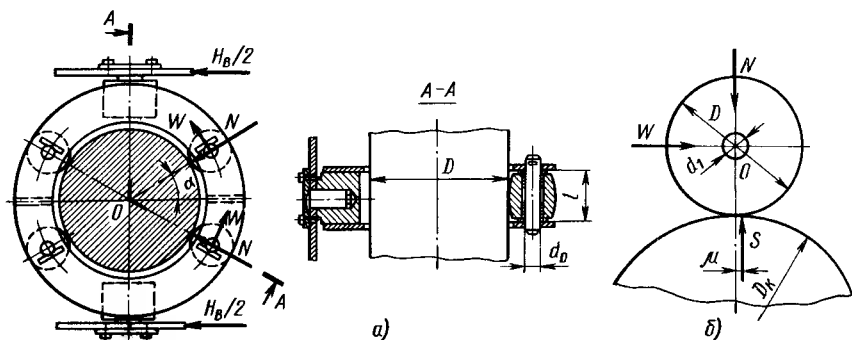


Рис. 10.17. Нижняя опора крана на колонне

В четырехкатковых опорах, воспринимающих только горизонтальные усилия, качение катков по колонне можно рассматривать аналогично качению катка по прямому рельсу, допуская незначительную погрешность в изменении коэффициента трения качения.

Нагрузки на каток в четырехкатковой опоре будут действовать согласно схеме на рис. 10.17, б. Усилия, действующие на катки в радиальном направлении относительно сечения колонны, получают путем разложения горизонтального усилия  $H_B$ , действующего на опору, по радиальным направлениям (рис. 10.17, а):

$$N = H_B / (2 \cos \alpha),$$

где  $\alpha$  — угол между радиальным направлением сечения колонны, проходящим через центр катка и направлением нагрузки  $H_B$ .

На каток действуют следующие усилия (рис. 10.17, б): усилие  $N$  от массы коробки нижней опоры в радиальном направлении; опорная реакция  $S = N$  со стороны колонны со смещением на величину  $\mu$  — коэффициент трения качения;  $W$  — сила сопротивления передвижению катка, направленная по касательной траектории центра катка.

Сила сопротивления передвижению катка

$$W = N \left( \frac{f d_1}{D} + \frac{2\mu}{D} \right) = \frac{H_B (f d_1 + 2\mu)}{2D \cos \alpha},$$

где  $f$  — коэффициент трения в подшипниках оси катка;  $D$  и  $d_1$  — диаметр соответственно катка и его оси.

Для преодоления сопротивления передвижению двух катков к коробке нижней опоры следует приложить момент

$$M_H = W (D_K + D) = \frac{H_B (f d_1 + 2\mu) (D_K + D)}{2D \cos \alpha},$$

где  $D_K$  — диаметр колонны.

## 10.6. СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОВОРОТУ В ОПОРНО-ПОВОРОТНЫХ УСТРОЙСТВАХ СТРЕЛОВЫХ КРАНОВ

В связи с разнообразием конструкций опорно-поворотных устройств существуют различные способы определения сопротивлений повороту. Существенное влияние при этом оказывают тип опорно-

поворотного устройства, форма катка и кругов катания, конструктивное использование подшипниковых узлов и т. п. Рассмотрим некоторые наиболее характерные способы определения сопротивлений повороту в различных опорно-поворотных устройствах.

**Сопротивления в малоопорных опорно-поворотных устройствах.** Малоопорные поворотные устройства выполняют с коническими или цилиндрическими катками. Имеются две схемы установки конических катков. Первая схема (рис. 10.18, а) имеет конический рельс, изготовление которого затруднено вследствие большого диаметра обрабатываемой поверхности, и кронштейн симметричной формы, удобной для механической обработки. Вторая схема (рис. 10.18, б) имеет плоский круговой рельс, что позволяет выполнять его из стального проката при соответствующей укладке и выверке поверхности при сборке. По этой схеме каток устанавливают на наклонной оси, что значительно усложняет механическую обработку и установку кронштейна.

Обязательным условием качения катка по круговому рельсу без проскальзывания является совпадение вершин конусов катка и кругового рельса в одной точке, расположенной на оси вращения поворотной платформы. Исходной нагрузкой, действующей на опору, является сила  $V$  со стороны поворотной платформы. Если эту силу разложить по двум направлениям (рис. 10.18, а) — перпендикулярно к поверхности рельса в точке касания с колесом и парал-

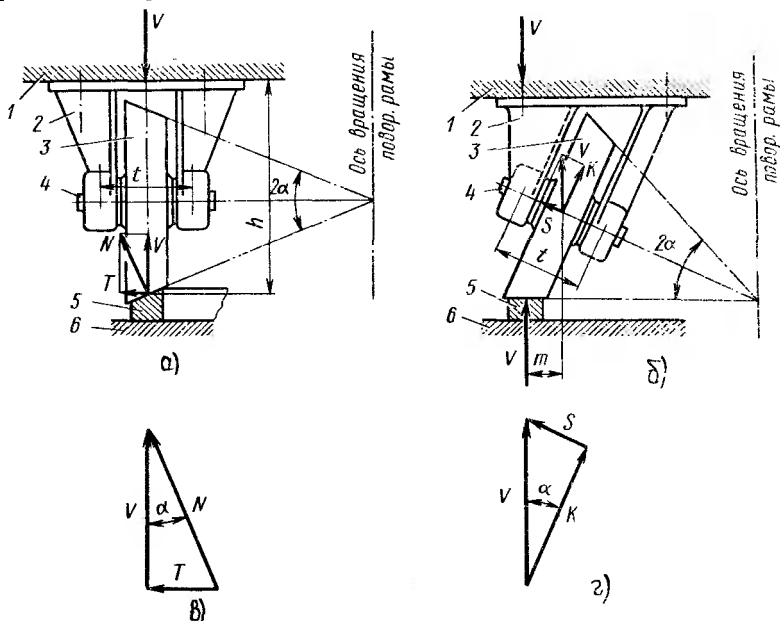


Рис. 10.18. Схемы установки конических катков малоопорных поворотных устройств:

а — вертикальное положение катка; б — наклонное положение катка; а, з — многоугольники сил; 1 — поворотная рама; 2 — кронштейн; 3 — каток; 4 — ось катка; 5 — круговой рельс; 6 — неповоротная часть

лельно оси колеса, — то получим расчетные усилия  $N$  и  $T$ . При этом поворотная платформа испытывает горизонтальную нагрузку в направлении от центра вращения крана. Эти усилия при вертикальном расположении катка (см. рис. 10.18, а)

$$N = V' \cos \alpha; \quad T = V \operatorname{tg} \alpha,$$

где  $2\alpha$  — угол при вершине конуса катка.

Если нагрузки со стороны поворотной платформы ограничиваются только центрально приложенной силой (без момента), то вследствие равенства нагрузок на передние и задние катки, горизонтальные составляющие усилия  $N$  для диаметрально расположенных катков одинаковы и уравновешены. При наличии момента опорные реакции на катках различны и горизонтальное усилие  $T$  у одной пары катков будет больше. Разница между противоположно направленными нагрузками воспринимается центральной цапфой. Если принять усилия реакции на передние и задние катки соответственно  $V_A$  и  $V_B$ , а центральный угол между передними и задними тележками  $2\beta$  (см. рис. 10.13), то суммарное усилие на подшипник центральной цапфы, вызванное радиальными составляющими опорных точек круга катания,

$$U_0 = 2 (V_A - V_B) \operatorname{tg} \alpha \cos \beta.$$

На кронштейн, на котором закреплен каток, действует две составляющие: усилие  $V$ , направленное вверх и нагружающее основание кронштейна центрально приложенной прижимающей нагрузкой, и усилие  $T = V \operatorname{tg} \alpha$ , направленное по радиусу от центра круга катания и приложенное к нижней образующей катка. Основание кронштейна нагружается сдвигающей нагрузкой  $T$  и моментом  $M_1 = Th$  (см. рис. 10.1, а), а каток, кроме восприятия вертикального усилия  $V$ , торцовой поверхностью ступицы прижимается к торцовой поверхности кронштейна усилием  $T$ . Опоры оси катка нагружены неодинаково вследствие внецентренного приложения усилия  $T$ , которое создает момент относительно оси катка

$$M = TD_{\text{ср}}/2,$$

где  $D_{\text{ср}}$  — средний диаметр катка.

Усилия в опорах оси образуют пару сил с усилиями

$$H = \frac{M}{l} = \frac{TD_{\text{ср}}}{2l},$$

где  $l$  — расстояние между опорами оси конического катка.

Поскольку усилие в одной опоре оси увеличивается усилием  $H$ , а в другой уменьшается на такую же величину, суммарное усилие в опорных точках оси от наличия момента и сопротивление вращению оси в подшипниках не изменяются. Однако при расчете прочности оси, подшипников, кронштейна и других элементов следует обязательно учитывать внецентренное приложение усилия  $T$ .

Исходной нагрузкой, действующей на опору (рис. 10.18, б), является усилие  $V$ , направленное перпендикулярно к поверхности



рельса, т. е. вертикально. В этой схеме реакция катка не имеет горизонтальной составляющей, поэтому центральная цапфа дополнительно не нагружается. Опорную часть кронштейна следует проверить на действие усилия  $V$ , приложенного к середине нижней образующей катка. Усилие катка на ось в направлении, перпендикулярном к оси,  $K = V \cos \alpha$  (рис. 10.18, з), а усилие катка на кронштейн в направлении оси катка  $S = V \sin \alpha$ . Кроме того, вследствие внецентренного приложенного усилия  $V$  опоры оси катка, расположенные в кронштейне, нагружаются силами, составляющими пару сил:

$$H = Vm/t,$$

где  $m$  — плечо силы  $V$  относительно середины оси катка.

Как и в предыдущем случае, реактивные силы, составляющие пару сил, следует учитывать только при расчете на прочность элементов опоры, а при расчете суммарных сопротивлений повороту эти усилия можно не учитывать.

При вращении поворотной части сопротивление передвижению каждого катка можно представить как сумму сопротивлений трения качения катка по рельсу и сопротивлений трения ступицы катка по поверхности оси, а также торцовой поверхности ступицы по соответствующей поверхности кронштейна. Для преодоления сопротивления катка с горизонтальной осью вращения (см. рис. 10.18, а), нагруженного усилием  $V$ , к поворотной платформе следует приложить момент

$$\begin{aligned} M_1 &= \left[ N \frac{2\mu}{D_{\text{ср}}} + V \frac{f_1 d}{D_{\text{ср}}} + T \frac{f_2 d_{\text{ср}}}{D_{\text{ср}}} \right] R + U_0 \frac{f_n d_n}{2} = \\ &= \frac{VR}{D_{\text{ср}}} \left[ \frac{2\mu}{\cos \alpha} + f_1 d + f_2 d_{\text{ср}} \operatorname{tg} \alpha \right] + U_0 \frac{f_n d_n}{2}. \end{aligned}$$

Здесь и далее  $V$  — вертикальное усилие, действующее на один каток;  $N$  и  $T$  — составляющие усилия  $V$ ;  $f_1$  — коэффициент трения в подшипниках оси катка;  $f_2$  — коэффициент трения в торцовом подшипнике катка;  $f$  — коэффициент трения катка по рельсу;  $\mu$  — коэффициент трения качения катка по рельсу, см;  $D_n$  — диаметр цилиндрического катка или ролика;  $D_{\text{ср}}$  — средний диаметр конического катка;  $d_{\text{ср}}$  — средний диаметр торцовой поверхности ступицы катка;  $d$  — диаметр оси катка;  $R$  — радиус круга катания поворотного устройства;  $a$  — расстояние между подшипниками ролика;  $b$  — ширина рабочей части катка;  $F$  — усилие в подшипнике оси катка, вызванное трением катка по рельсу;  $U_0$  — усилие, действующее на центральную цапфу в радиальном направлении;  $f_n$  — коэффициент трения скольжения подшипника центральной цапфы;  $d_n$  — диаметр центральной цапфы.

Для определения сопротивления передвижению катка, установленного под углом (см. рис. 10.18, б), к поворотной платформе следует приложить момент

$$\begin{aligned} M_2 &= \left[ V \frac{2\mu}{D_{\text{ср}}} + K \frac{f_1 d}{D_{\text{ср}}} + S \frac{f_2 d_{\text{ср}}}{D_{\text{ср}}} \right] R \cos^2 \alpha = \\ &= \frac{VR \cos^2 \alpha}{D_{\text{ср}}} (2\mu + f_1 d \cos \alpha + f_2 d_{\text{ср}} \sin \alpha). \end{aligned}$$

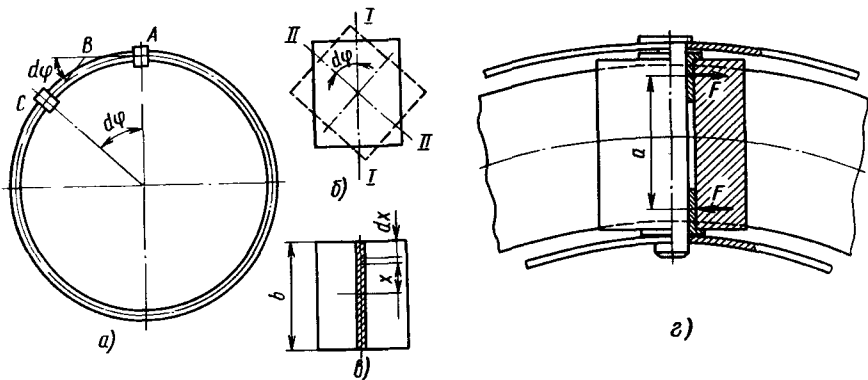


Рис. 10.19. Схема для определения сопротивления передвижению цилиндрического катка по круговому рельсу

Опорно-поворотные устройства на цилиндрических катках находят более широкое применение на кранах вследствие их простого изготовления. Однако цилиндрические катки при перемещении по рельсу, кроме качения, имеют постоянное проскальзывание, связанное с поворотом оси катка в горизонтальной плоскости, что увеличивает сопротивление передвижению и изнашивание катков и рельса. Движение цилиндрического катка по круговому рельсу можно представить как качение без проскальзывания по прямым участкам  $AB$  и  $BC$  (рис. 10.19, а), причем каток поворачивается относительно рельса в горизонтальной плоскости на угол  $d\varphi$  (рис. 10.19, а, б).

Таким образом, вращение поворотной платформы на цилиндрических катках малоопорного круга катания преодолевает следующие сопротивления: сопротивление качению катка по круговому рельсу; сопротивление в подшипниках оси катка основным (вертикальным) нагрузкам; сопротивление скольжению катка по рельсу; сопротивление в подшипниках оси катка дополнительным силам, действующим в плоскости поворотного устройства и вызванным силами трения катка по рельсу.

Первые два сопротивления определяют аналогично сопротивлениям механизма передвижения крана. Момент от этих сопротивлений, приведенный к оси поворота платформы,

$$M_1 = V \frac{(f_1 d + 2\mu) R}{D_K}.$$

При определении сопротивления скольжению катка по рельсу допустим, что давление между катком и рельсом распределено равномерно по всей длине контактной зоны (рис. 10.19, в, контактная зона заштрихована).

Момент сил трения катка по рельсу относительно середины контактной зоны

$$M_2 = 2 \int_0^{b/2} \frac{V}{b} f x dx = \frac{1}{4} V f b,$$

Ось катка испытывает дополнительные нагрузки  $F$ , вызванные моментом сил трения катка по рельсу. Эти нагрузки составляют пару сил (рис. 10.19,  $z$ ), действующую в плоскости опорно-поворотного устройства,

$$F = Vbf/(4a),$$

где  $a$  — расстояние между средними подшипниковых втулок катка.

Момент сил сопротивлений в подшипниках катка, приведенный к оси поворотной платформы,

$$M_3 = \frac{2Ff_1 R d}{D_K} = \frac{Vbf f_1 R d}{2aD_K}.$$

Суммарный момент сопротивлений одного катка, приведенный к оси поворотной платформы,

$$M' = V \left[ \frac{(f_1 d + 2\mu) R}{D_K} + \frac{fb}{4} + \frac{bf f_1 R d}{2aD_K} \right].$$

Общий момент сопротивлений всех катков поворотной части, приведенный к оси вращения платформы,

$$M_{\text{общ}} = \sum V \left[ \frac{(f_1 d + 2\mu) R}{D_K} + \frac{fb}{4} + \frac{bf f_1 R d}{2aD_K} \right],$$

где  $\sum V$  — суммарное усилие на все катки.

**Сопротивление в многоопорных опорно-поворотных устройствах.** Эти устройства на цилиндрических роликах представляют собой роликовую обойму, установленную между верхним и нижним круговым рельсами. Обе контактные зоны ролика с рельсами испытывают полную нагрузку. Аналогично предыдущему при вращении поворотной платформы преодолеваются следующие сопротивления: сопротивление качению ролика по нижнему и верхнему круговым рельсам; сопротивление скольжению ролика по нижнему и верхнему круговым рельсам.

Сопротивлениями сил трения на осях роликов от вертикальных нагрузок можно пренебречь, так как расчетные нагрузки в них практически отсутствуют.

Суммарный момент от сил сопротивления ролика, приведенный к оси поворотной платформы,

$$M'' = V \left( \frac{2\mu R}{D_K} + \frac{bf}{4} \right).$$

Общий суммарный момент сопротивления всей роликовой обоймы

$$M'_{\text{общ}} = \sum V \left( \frac{2\mu R}{D_K} + \frac{bf}{4} \right),$$

где  $\sum V$  — суммарное усилие на все ролики.

Если роликовая обойма центрируется на центральной цапфе, то в этой системе ролики следует выполнять безребордными. Если роликовая обойма с ребордными роликами не центрируется на центральной цапфе, то, кроме указанных сопротивлений, возникает сопротивление трению в реборах. Сопротивление трению в реборах можно определить на базе экспериментальных исследований.

В поворотных кранах перемещение груза в радиальном направлении относительно центра вращения крана осуществляется механизмами изменения вылета. Вылет можно изменить с помощью тележки, перемещающейся по горизонтальным или наклонным поясам металлоконструкции, или изменением угла наклона стрелы, к концу которой подвешен груз. Первый способ изменения вылета рассмотрен в гл. 10.

Изменение угла наклона стрелы осуществляется различными механизмами — винтовыми, реечными, шатунно-кривошипными, секторными и др.; однако перечисленные механизмы применяют главным образом в плавучих, порталных и других специальных кранах и изучаются в специальных курсах. Наиболее простыми механизмами изменения вылета, широко применяемые в кранах общего назначения, являются полиспастный и гидравлический.

Полиспастный механизм (рис. 11.1) имеет стреловую лебедку 1, которая по конструктивному исполнению не отличается от лебедки подъема груза, направляющие блоки 2 и стреловой полиспаст. Неподвижная обойма 3 полиспаста закреплена на стойке, жестко соединенной с поворотной рамой. Подвижная обойма 4 может быть

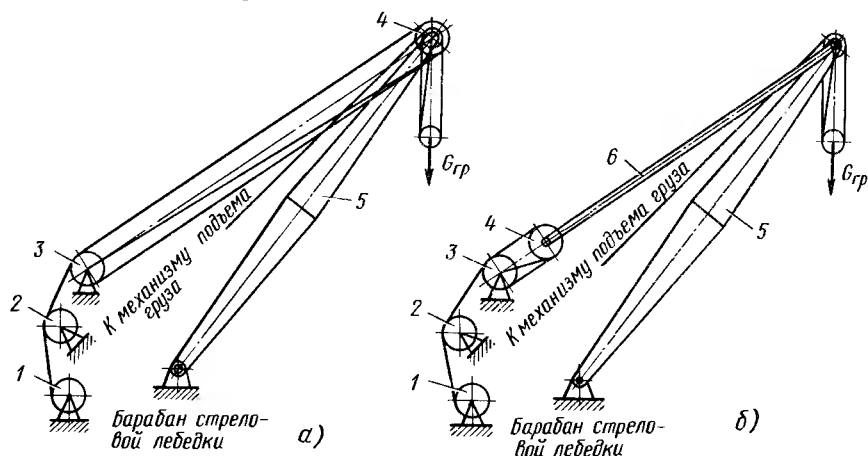


Рис. 11.1. Схема стрелового полиспаста при расположении подвижной обоймы: а — на конце стрелы; б — на тягах



где  $G_{гр}$  — вес груза;  $G_c$  — вес стрелы;  $S$  — натяжение каната, набегающего на барабан механизма подъема груза;  $F_{гр}$  и  $F_c$  — ветровые нагрузки, действующие на груз и металлоконструкцию стрелы;  $C_{гр}$  и  $C_c$  — центробежные силы груза и стрелы;  $P_y$  и  $P_x$  — соответственно вертикальная и горизонтальная составляющие инерционной нагрузки от приведенной массы стрелы и груза при работе механизма подъема стрелы в неустановившемся режиме;  $V_{гр}$  и  $V_c$  — инерционные нагрузки масс груза и стрелы при работе механизма передвижения крана в неустановившемся режиме;  $L, b, e, h, h_1, h_2, h_3, H$  — соответственноечи сил  $G_{гр}, P_y, G_c, S, N, F_c, C_c, V_c, F_{гр}, C_{гр}, V_{гр}, P_x$  относительно шарнира  $O$ .

Некоторые усилия в этой общей формуле могут быть изменены, например, при наличии уклона или могут быть не учтены, если будет отсутствовать совмещение работы некоторых механизмов крана.

С учетом изложенного выше усилие

$$N = \frac{(G_{гр} + P_y) L + G_c b - S e + (F_{гр} + C_{гр} + V_{гр} + P_x) H + F_c h_1 + C_c h_2 + V_c h_3}{h} +$$

Усилия  $S_1$ , действующие в ветви грузового каната над головной частью стрелы, не входят в уравнение (11.1), так как эти усилия не оказывают влияния на равновесие стрелы, но их учитывают при расчете стрелы на прочность, потому что усилие со стороны головного блока создает нагрузку на головную часть металлоконструкции стрелы.

Наибольшее усилие  $S_{\max}$  в канате механизма подъема стрелы будет действовать на участке перед барабаном. При изменении угла наклона стрелы усилие  $N$  в стреловом полиспасте изменяется, при этом наибольшее усилие соответствует максимальному вылету, поэтому это положение обычно является расчетным. В соответствии с изменением вылета изменяется и усилие в ветви каната, набегающего на барабан, а следовательно, изменяется момент на барабане.

На рис. 11.2 центробежная сила  $C_c$  от массы стрелы при вращении крана и инерционная сила  $V_c$  от массы стрелы при работе механизма передвижения крана в неустановившемся режиме работы действуют на различных уровнях. Любая точка стрелы при работе механизма передвижения крана будет иметь одинаковое ускорение, при работе механизма вращения различные точки стрелы будут обладать различными ускорениями, вследствие чего равнодействующая сила  $V_c$  будет всегда проходить через центр тяжести стрелы, а равнодействующая центробежных сил  $C_c$  будет расположена выше центра тяжести стрелы.

Обычно задается полное время изменения вылета (от наибольшего до наименьшего), а скорость наматывания каната на барабан принимается постоянной. При полном изменении вылета расстояние между подвижной и неподвижной обоями стрелового полиспаста изменится на  $m_1 - m_2$  (см. рис. 11.2), тогда скорость навивки каната на барабан

$$v_k = (m_1 - m_2) a / T,$$

где  $T$  — время полного изменения вылета;  $a$  — кратность стрелового полиспаста.

Рис. 11.3. Схема нагрузок на стрелу при расчете против опрокидывания назад

Мощность двигателя, соответствующая наибольшему усилию в канате,

$$P = S_{\max} v_k / \eta_m,$$

где  $\eta_m$  — КПД стреловой лебедки.

Для выравнивания момента на барабане механизма подъема стрелы барабаны иногда выполняют коническими (см. гл. 4). Соотношение диаметров конического барабана принимается в зависимости от усилий в ветви каната, набегающей на барабаны при изменении положения стрелы.

Механизм изменения вылета снабжен тормозным устройством, имеющим коэффициент запаса торможения, принимаемый в соответствии с правилами Госгортехнадзора не менее 1,5. При этом статический момент на тормозном валу, создаваемый весом стрелы, стрелового противовеса, груза номинальной массы и ветровой нагрузки рабочего состояния определяют при таком положении стрелы, когда момент имеет наибольшее значение.

Крайнее верхнее положение стрелы у кранов с машинным приводом механизма изменения вылета ограничивается углом наклона, при котором стрела не запрокидывается в сторону противовеса под действием ветровой нагрузки рабочего состояния. В кранах, не имеющих машинного привода, крайнее верхнее положение стрелы определяют из условий незапрокидывания стрелы под действием ветровой нагрузки нерабочего состояния.

Устойчивость стрелы от запрокидывания в сторону противовеса под действием ветровой нагрузки проверяют по схеме, показанной на рис. 11.3.

Уравнение моментов сил, действующих на стрелу при наименьшем вылете, имеет вид

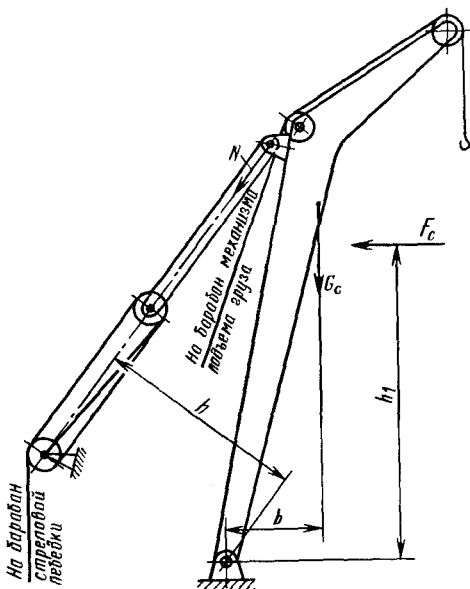
$$\sum M_0 = G_c b - F_c h_1 - N h = 0,$$

откуда

$$N = \frac{G_c b - F_c h_1}{h}.$$

Стрела будет устойчивой при положительном значении усилий  $N$ . При отрицательном значении  $N$  стрела под действием ветровой нагрузки запрокидывается в сторону противовеса.

Для предотвращения подъема стрелы выше допустимого положения в грузоподъемных машинах предусмотрены ограничительные



устройства (концевые выключатели), автоматически отключающие механизм изменения вылета при подходе стрелы к крайним положениям.

Наряду с полиспастной системой изменения вылета в последнее время широко применяют гидравлический привод (рис. 11.4). На поворотной платформе (раме) 1 шарнирно закреплено основание стрелы 2 и гидроцилиндр 3. В гидроцилиндре размещен плунжер 4, который верхней частью шарнирно соединен с металлоконструкцией стрелы, образуя плечо  $b$  относительно шарнира основания стрелы. При подаче жидкости под давлением в нижнюю часть гидроцилиндра 3 под плунжер 4 последний выдвигается, осуществляя подъем стрелы. Вылет увеличивается путем опускания плунжера под действием веса стрелы, причем подача жидкости под давлением в обратном направлении не производится, так как для этого достаточно с помощью клапанного устройства соединить полость гидроцилиндра с масляным баком.

Поскольку расчетная схема стрелы представляет собой статически определимую двухопорную балку, реакции, а следовательно, и нагрузки на гидроцилиндр определяют по уравнению моментов всех внешних нагрузок относительно шарнира  $A$  основания стрелы. Откуда сила, действующая на гидроцилиндр,

$$N = \frac{G_{rp}a + G_c e - S c}{b}.$$

Элементы шарниров  $B$  и  $C$  гидроцилиндра рассчитывают на силу  $N$ , действующую вдоль оси цилиндра. Усилие в шарнире  $A$  основания стрелы можно получить путем суммирования проекций всех сил на горизонталь и вертикаль или графическим методом, приняв для статически определимой системы пересечение сил в одной точке.

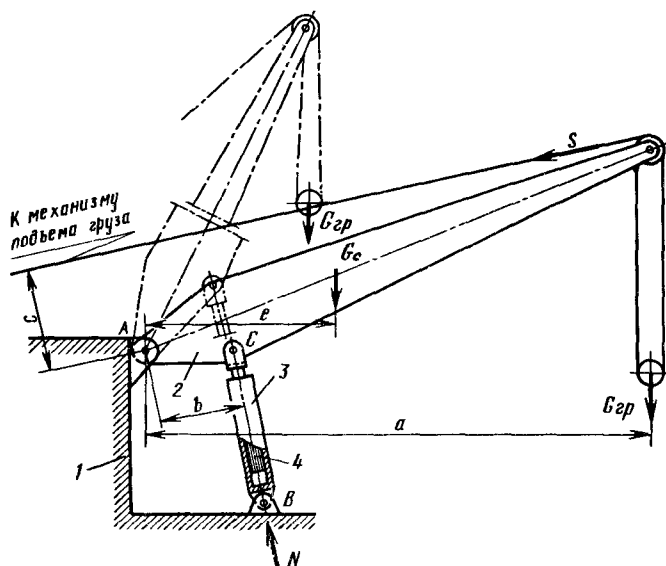


Рис. 11.4. Схема гидравлического привода изменения вылета стрелы



## ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

---

### 12.1. РАСЧЕТНЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Установлено, что около 80 % отказов современных грузоподъемных машин в основном связано с динамическими нагрузками, которые приводят к повышенному изнашиванию трущихся элементов, усталостному разрушению несущих металлоконструкций и деталей механизмов, появлению недопустимых остаточных деформаций и т. п. Это свидетельствует о важности динамических расчетов, без которых невозможно создание машин с высокими технико-экономическими показателями.

Характерная особенность грузоподъемных машин — значительные нагрузки на механизмы от веса поднимаемого груза и собственного веса крановых металлоконструкций и низкие (по сравнению, например, с транспортными машинами) скорости движения механизмов. Кроме того, для этих машин характерна большая масса движущихся частей, работа в повторно-кратковременном режиме, гибкий подвес груза на канатах и ударное нагружение. Эти и другие факторы повышают роль динамических расчетов при проектировании грузоподъемных машин.

Динамические расчеты необходимы не только для определения нагрузок в грузоподъемных машинах. Главное состоит в том, чтобы на основе этих расчетов изменить конструкцию машины и выбрать ее параметры такими, чтобы снижались динамические нагрузки, уменьшалась изнашиваемость трущихся элементов, повышалась долговечность металлоконструкции и механизмов.

Динамический расчет начинают с составления расчетной динамической схемы машины и уравнений движения масс, входящих в эту схему. Реальные машины состоят из большого числа соединенных между собой определенным образом элементов, обладающих массой и упругостью, к которым приложены различные по значению и характеру действия внешние нагрузки. С точки зрения динамического расчета грузоподъемная машина представляет собой единую динамическую систему, состоящую из механизмов, несущей металлоконструкции, приводов, кранового рельсового пути и строительной части здания, в котором работает машина. Учесть все взаимодействующие элементы машины в динамическом расчете весьма сложно, а во многих случаях их не следует учитывать, поскольку на формирование динамических нагрузок не все факторы влияют одинаково.

От реальной машины к расчетной динамической схеме переходят, пренебрегая теми физическими факторами, которые для конкретного расчетного режима имеют несущественное значение. В общем случае при составлении расчетных динамических схем следует учитывать определяемые свойствами грузоподъемных машин и их расчетных режимов следующие физические факторы: сосредоточенные массы, распределение масс по длине силового элемента, упругую податливость силовых элементов, зависимость движущихся и тормозных усилий двигателей от скорости, изменение усилий механических тормозов во времени, изменение приведенных масс механизмов, зависимость сил трения от скорости и т. д. В каждом конкретном случае динамического расчета одни физические факторы являются главными определяющими, а другие — второстепенными. С одной стороны, это обуславливается объектом расчета, с другой — задачей динамического расчета (его целью).

Расчетная динамическая схема, т. е. модель реальной системы, должна удовлетворять двум главным требованиям: во-первых, она должна быть в известной мере адекватна реальной системе и насколько это возможно отражать с большой подробностью основные физические свойства рассматриваемой системы; во-вторых, расчетная схема должна быть не очень сложной, чтобы решение динамической задачи оказалось бы не слишком трудоемким. Любое усложнение расчетной схемы должно быть оправдано получением более точного решения. С другой стороны, упрощение расчетной схемы не должно приводить к искажению реального физического процесса, который изучается с помощью принятой расчетной схемы.

Критерием достоверности принятой расчетной схемы является опыт, сравнение теоретического расчета с результатами эксперимента. Следует подчеркнуть, что эксперимент должен быть поставлен правильно, т. е. отражать те условия работы машины, которые изучаются и сравниваются с результатами теоретического решения. Это касается, например, режимов управления механизмами грузоподъемных машин, физических параметров поднимаемых краном грузов, состоянием рельсового пути крана и т. д.

Выбор расчетной схемы — одна из основных задач прикладной динамики. Выбрать наиболее рациональную расчетную схему помогает опыт инженера, его интуиция и умение сопоставить расчетные варианты.

Выбор той или иной расчетной схемы определяется также и задачей расчета. Если, например, задачей расчета кранового механизма является определение общих закономерностей движения его в периоды неустановившихся движений, мощности двигателя, времени разгона и торможения механизма, а также ориентировочное определение динамических усилий, передаваемых валами, канатами и т. д., то крановый механизм можно представить как одномассовую вращающуюся или поступательно движущуюся систему, к которой приложены все внешние нагрузки. В такой расчетной схеме не учитываются упругие перемещения отдельных элементов относительно друг друга (двигателя, барабана, муфт, груза и т. д.), т. е. она позволяет определить закон движения центра масс механизма.

Расчетные динамические схемы, составленные с учетом упругих деформаций отдельных элементов механизмов, содержат несколько сосредоточенных масс, соединенных между собой упругими связями. Эти схемы могут содержать элементы, масса которых не сосредоточена в какой-то точке, а распределена по его длине. Отдельными сосредоточенными массами можно считать груз, крановую тележку, ротор двигателя, ходовые колеса и др., а упругими связями — валы, канаты, стержни, балки, стрелы.

В расчетных динамических схемах реальные параметры машин (масса, коэффициенты жесткости, податливости и демпфирования скорости и т. п.), а также внешние нагрузки заменяют приведенными величинами для упрощения расчетных уравнений и соотношений.

Приведение параметров и нагрузок производят на основании равенства общей энергии реального механизма и энергии приведенной системы. Приведение производится либо к поступательному движению, либо к вращательному движению одной из масс механизма.

## **12.2. ПРИВЕДЕНИЕ ВНЕШНИХ НАГРУЗОК, МАСС И ЖЕСТКОСТЕЙ**

**Приведение внешних нагрузок.** Внешними нагрузками по отношению к рассматриваемой системе в грузоподъемных машинах являются движущие и тормозные усилия, силы тяжести, ветровые нагрузки и силы трения. Приведение внешних нагрузок осуществляется на основании равенства работ этих нагрузок в реальной и приведенной системах с использованием принципа возможных перемещений.

Наибольшую трудоемкость вызывает учет и приведение сил трения, которые в процессе работы машины изменяются по направлению и значению вследствие непостоянства коэффициента трения. В статических расчетах и при определении динамических усилий без учета упругих колебаний силы трения условно учитывают с помощью КПД в предположении, что силы трения пропорциональны усилиям между трущимися деталями. В динамических расчетах с учетом колебаний силы трения с помощью КПД учесть нельзя, так как направление усилия может непрерывно изменяться.

Непосредственный учет сил трения в передачах, пропорциональных динамическим нагрузкам, приводит к нелинейности уравнений движения, решение которых затруднительно и не имеет смысла ввиду незначительности динамических сил трения, возникающих при колебаниях. Поэтому силами трения, пропорциональными динамическим нагрузкам, определяемым с учетом колебаний с точностью, достаточной для практических расчетов, можно пренебречь. Силы трения, пропорциональные статическим нагрузкам, учитывают при приведении внешних нагрузок (см. гл. 8, 9, 10, 11). Силы трения, направление которых при пуске или торможении механизма не изменяется, учитывают при приведении сосредоточенных масс, так как динамическая нагрузка пропорциональна массе или моменту инерции движущихся частей.

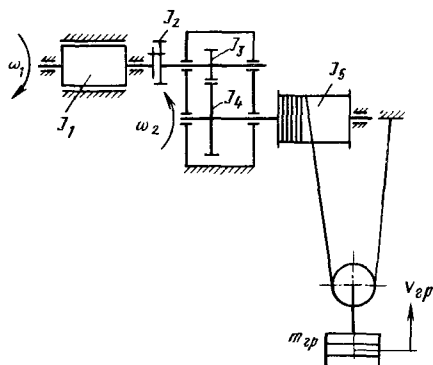


Рис. 12.1. Схема для приведения движущихся масс

**Приведение движущихся сосредоточенных масс.** Приведение движущихся сосредоточенных масс механизма к какому-либо валу или поступательно движущемуся элементу производят на основе постоянства кинетической энергии механизма в реальной системе и приведенной схеме с учетом потерь энергии от сил трения, пропорцио-

нальных динамическим усилиям, в передачах механизма, т. е. на основании равенства

$$E_{\text{пр}} = E_{\text{мех}} \pm A_{\text{тр}},$$

где  $E_{\text{пр}}$  и  $E_{\text{мех}}$  — кинетическая энергия соответственно приведенной системы и механизма;  $A_{\text{тр}}$  — работа сил трения, пропорциональных динамическим усилиям в передачах.

Знак работы сил трения зависит от направления потока энергии. Если передача энергии происходит от вала, к оси которого приводятся параметры системы, к другим массам, например при приведении масс к валу двигателя при пуске механизма, то  $A_{\text{тр}}$  должно быть со знаком плюс.

Физически это означает, что приводной двигатель при пуске должен совершить дополнительную работу на преодоление сил трения, которая для приведенной схемы суммируется с кинетической энергией реального механизма. Если энергия передается от других масс к приводимому валу, что может быть, например, при приведении движущихся масс к валу двигателя при торможении механизма двигателем или тормозом, расположенным на валу двигателя, то  $A_{\text{тр}}$  должно иметь знак минус. Физический смысл этого действия состоит в том, что тормоз должен совершать работу по поглощению кинетической энергии движущихся масс, уменьшенную на работу сил трения.

Определим приведенный к валу двигателя момент инерции масс простейшего механизма подъема груза, состоящего из двигателя, муфты, одноступенчатого редуктора, барабана и двукратного полиспаста (рис. 12.1). С учетом потерь от сил трения с помощью КПД уравнение имеет вид

$$J_{\text{п}} \frac{\omega_1^2}{2} = J_1 \frac{\omega_1^2}{2} + J_2 \frac{\omega_1^2}{2} + J_3 \frac{\omega_1^2}{2} + J_4 \frac{\omega_2^2}{2\eta_{\text{р}}} + J_5 \frac{\omega_2^2}{2\eta_{\text{м}}} + m_{\text{гр}} \frac{v_{\text{гр}}^2}{2\eta_{\text{б}}},$$

где  $J_{\text{п}}$  — момент инерции механизма, приведенный к валу двигателя при пуске;  $\omega_1$  и  $\omega_2$  — угловые скорости соответственно вала двигателя и барабана;  $J_1, J_2, J_3, J_4, J_5$  — моменты инерции соответственно ротора двигателя, муфты шестерни, зубчатого колеса и барабана;  $v_{\text{гр}}, m_{\text{гр}}$  — соответственно скорость, масса

поднимаемого груза;  $\eta_p$  — КПД редуктора;  $\eta_m$  — КПД механизма от барабана до вала двигателя;  $\eta_0$  — КПД механизма подъема, включая КПД полиспаста  $\eta_{\Pi}$ ;  $\eta_0 = \eta_m \eta_{\Pi}$ .

Подставляя в это выражение значения  $v_{гр} = \omega_1 r_6 / (a u_p)$  и  $\omega_1 = \omega_2 u_p$ , получаем

$$J_{\Pi} = J_1 + J_2 + J_3 + J_4 \frac{1}{u_p^2 \eta_p} + J_5 \frac{1}{u_p^2 \eta_m} + m_{гр} \frac{r_6^2}{(a u_p)^2 \eta_0},$$

где  $u_p$  — передаточное число редуктора;  $r_6$  — радиус барабана;  $a$  — кратность полиспаста.

Аналогично находим момент инерции механизма, приведенный к валу двигателя, в тормозном режиме

$$J_T = J_1 + J_2 + J_3 + J_4 \frac{\eta_p}{u_p^2} + J_5 \frac{\eta_m}{u_p^2} + m_{гр} \frac{r_6^2 \eta_0}{(a u_p)^2}.$$

Так как в этих выражениях величины, учитывающие моменты инерции масс тихоходного вала, содержат квадраты передаточного числа редуктора, влияние этих величин по сравнению с моментами инерции масс быстроходных валов, относительно невелико. Поэтому при определении приведенных моментов инерции крановых механизмов моменты инерции вращающихся масс тихоходных валов учитывают путем умножения момента инерции масс быстроходного вала на коэффициент 1,1—1,2.

С учетом этого соотношения выражения для моментов инерции механизмов подъема кранов, приведенных к валу двигателя, соответственно при пуске и торможении следующие:

$$J_{\Pi} = (1, 1 \dots 1, 2) J_6 + m_{гр} \frac{r_6^2}{(a u_p)^2 \eta_0}; \quad (12.1)$$

$$J_T = (1, 1 \dots 1, 2) J_6 + m_{гр} \frac{r_6^2 \eta_0}{(a u_p)^2}, \quad (12.2)$$

где  $J_6 = J_1 + J_2 + J_3$ .

В литературе иногда приводятся не моменты инерции вращающихся масс двигателей, муфт и т. д., а эквивалентные им значения маховых моментов, связанные с моментом инерции соотношением

$$J = GD^2 / (4g),$$

где  $GD^2$  — маховой момент,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $g$  — ускорение свободного падения,  $\text{м}/\text{с}^2$ .

В динамических расчетах усилий в канатах механизмов подъема движущиеся массы приводят к направлению поступательного перемещения груза. Составляя уравнение равенства энергий, получаем

выражения приведенной к этому направлению массы механизма подъема соответственно при пуске и торможении:

$$m_{\Pi} = m_{\Gamma P} + \frac{(1, 1 \dots 1, 2) (a_{\Gamma P})^2 J_6}{r_6^2 \eta_0};$$

$$m_{\tau} = m_{\Gamma P} + \frac{(1, 1 \dots 1, 2) (a_{\Gamma P})^2 J_6}{r_6^2} \eta_0.$$

Формулы для определения приведенных моментов инерции механизмов передвижения, механизмов проворота и изменения вылета приведены в соответствующих главах книги.

Следует еще раз отметить, что учет сил трения с помощью КПД справедлив лишь для динамических расчетов, в которых не рассматривают упругие колебания. В формулах приведенных масс и моментов инерции, используемых в динамических расчетах с учетом упругих колебаний, КПД механизмов следует принимать равным единице.

**Приведение распределенных масс.** В некоторых элементах грузоподъемных машин масса может быть распределена по длине этого элемента. К таким элементам относятся балки или фермы мостовых кранов, пролетные строения козловых кранов, стрелы, канаты больших диаметров и др. По существу такие элементы являются системами с бесконечным числом степеней свободы, так как общее их состояние определяется положением любой элементарной массы в произвольный момент времени.

Из теории колебаний систем с распределенными массами (параметрами) известно, что колебания любой элементарной массы такой системы при приложении к ней произвольной внешней нагрузки складываются из бесконечно большого числа главных колебаний различной частоты. Однако при определенном месте приложения внешней нагрузки и некотором законе изменения этой нагрузки во времени в системе с распределенными параметрами наибольшую динамическую деформацию вызывает только одно главное колебание низшей частоты. В этом случае такую систему можно заменить приведенной системой с одной дискретной (сосредоточенной) массой. Например, если на балку с распределенной массой, свободно опертую на концах, в середине пролета внезапно прикладывается постоянная сила или сосредоточенная сила, изменяющаяся по гармоническому закону во времени, то такую балку можно заменить динамической системой с одной дискретной массой, приведенной к середине пролета, т. е. к точке приложения силы (рис. 12.2).

Приведение масс должно быть выполнено так, чтобы кинетическая энергия реальной системы при ее низкочастотном главном колебании равнялась кинетической энергии приведенной дискретной системы. Для определения кинетической энергии реальной системы необходимо знать форму упругой линии балки при динамическом прогибе низшей частоты, а для этого следует решить дифференциальное уравнение упругих колебаний балки с распределенными параметрами. Ввиду трудоемкости такого решения используют приближенные способы, например метод Рэлея [5], согласно кото-

Рис. 12.2. Схемы для приведения распределенной массы:

*a* — реальная система; *b* — приведенная система

рому динамическая форма деформации балки заменяется некоторой статической формой деформации.

Единственным условием выбора приближенной формы деформации является соблюдение кинематических граничных условий. При свободном опирании балки на концах это означает, что форма изгиба должна быть такой, чтобы перемещения на концах балки равнялись нулю. Рэлей доказал, что в этом случае кинетическая энергия системы весьма близка к кинетической энергии системы, имеющей приближенную выбранную форму деформации.

В качестве простейшей формы деформации изогнутой балки можно принять кривую изгиба под действием постоянной силы  $F$ , приложенной к балке в середине пролета. Дифференциальное уравнение упругой линии при малых деформациях на участке от  $x = 0$  до  $x = l/2$  (рис. 12.2, *a*) имеет вид

$$\frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{Fx}{2EJ},$$

где  $E$  — модуль упругости материала балки;  $J$  — момент инерции сечения балки.

Дважды интегрируя это уравнение по  $x$ , получаем уравнение изогнутой оси балки

$$y = \frac{Fl^2}{16EJ}x - \frac{F}{12EJ}x^3.$$

Прогиб балки в середине пролета

$$y_{x=l/2} = y_c = \frac{Fl^3}{48EJ}.$$

Выразим уравнение изогнутой оси балки через ее прогиб в середине пролета

$$y = y_c \left( \frac{3x}{l} - \frac{4x^3}{l^3} \right).$$

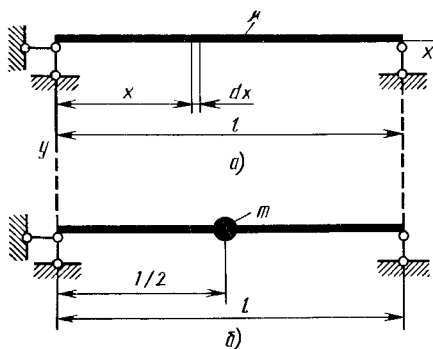
Кинетическая энергия любого элементарного участка балки реальной системы

$$dE_0 = \frac{1}{2} \mu \left( \frac{dy}{dt} \right)^2 dx = 0,5 \mu \dot{y}^2 dx,$$

где  $\mu$  — масса единицы длины балки.

Кинетическая энергия балки

$$E_0 = 2 \int_0^{l/2} 0,5 \mu \dot{y}^2 dx.$$



Подставляя в это уравнение значение

$$\dot{y} = \frac{dy}{dt} = \dot{y}_c \left( \frac{3x}{l} - \frac{4x^3}{l^3} \right)$$

и интегрируя, получаем выражение для кинетической энергии реальной системы

$$E_0 = \frac{17}{70} \mu \dot{y}_c^2.$$

Кинетическая энергия приведенной системы

$$E_{пр} = 0,5 m \dot{y}_c^2. \quad (12.3)$$

Приравнивая эти два выражения кинетической энергии, получаем массу балки при ее поперечных колебаниях, приведенную к середине пролета:

$$m = \frac{17}{35} \mu l = \frac{17}{35} m_0,$$

где  $m_0 = \mu l$  — масса всей балки.

Вычислим эту величину точным способом.

Динамическая форма деформации балки при ее низкочастотном колебании имеет вид [5]

$$y = y_c \sin \pi x / l.$$

Тогда кинетическая энергия балки при ее низкочастотных колебаниях

$$E_0 = 0,5 \mu \dot{y}_c^2 \int_0^l \sin^2 \frac{\pi x}{l} dx = 0,25 \mu l \dot{y}_c^2.$$

Сравнивая это выражение с уравнением (12.3), имеем

$$m = 0,5 \mu l.$$

Отсюда следует, что приведенная масса балки, определенная приближенным методом, отличается от точного значения на 1 %.

**Приведение жесткостей.** Под жесткостью упругого тела понимают его способность сопротивления деформациям. Жесткость количественно определяется коэффициентом жесткости, который равен отношению силового параметра к соответствующей деформации. Коэффициент жесткости упругого тела называют просто жесткостью.

Различают линейную  $c_n$  (Н/м) и угловую (или крутильную)  $c_{кр}$  (Н·м/рад) жесткости:

$$c_n = P/y; \quad c_{кр} = M/\varphi,$$

где  $P$  — сила, вызывающая линейную деформацию  $y$ ;  $M$  — момент, вызывающий угловую деформацию  $\varphi$ .

Основными упругими элементами грузоподъемных машин являются валы, канаты, упругие муфты и металлоконструкции (мосты, балки, стрелы и т. п.). Задача приведения жесткостей упругих элементов возникает обычно в том случае, когда необходим учет



Рис. 12.3. Схемы для приведения коэффициентов жесткости:

*a* — реальная система; *б* — приведенная система

упругости нескольких элементов механизмов. Приведение жесткостей выполняется так, чтобы потенциальная энергия приведенной системы равнялась потенциальной энергии реальной упругой системы.

Пусть имеется система из двух валов с жесткостью  $c_1$  и  $c_2$ , соединенных между собой зубчатой передачей (рис. 12.3, *a*), которую требуется заменить системой с одним упругим элементом, имеющим приведенную жесткость  $c_{пр}$  (рис. 12.3, *б*); причем жесткости следует привести к валу *I*. Если к валу *I* приложен момент  $M_1$ , то момент, приложенный к валу *II*,  $M_2 = M_1 u$ ; в приведенной системе  $M'_2 = M_1$ .

Потенциальная энергия реальной системы

$$\Pi = 0,5M_1\varphi_1 + 0,5M_2\varphi_2 = 0,5M_1(\varphi_1 + \varphi_2 u),$$

где  $\varphi_1, \varphi_2$  — углы закручивания валов под действием приложенных к ним моментов, причем  $\varphi_1 = M_1/c_1$ ;  $\varphi_2 = M_2/c_2$ .

Потенциальная энергия приведенной системы

$$\Pi_{пр} = 0,5M_1\varphi_{пр},$$

где  $\varphi_{пр}$  — угол закручивания приведенной системы.

Приравнивая два выражения потенциальной энергии, получаем

$$\varphi_{пр} = \varphi_1 + \varphi_2 u.$$

Согласно определению приведенная жесткость

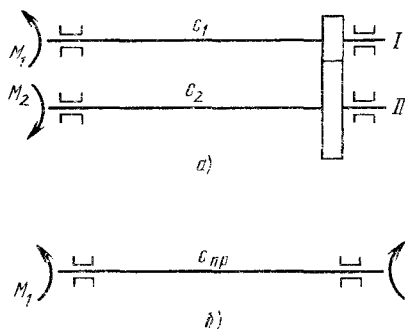
$$c_{пр} = \frac{M_1}{\varphi_{пр}} = \frac{M_1}{(\varphi_1 + \varphi_2 u)}.$$

Подставляя в это уравнение значения  $M_1 = \varphi_1 c_1$  и  $\varphi_2 = \varphi_1 c_1 u / c_2$ , получаем

$$\frac{1}{c_{пр}} = \frac{1}{c_1} + \frac{u^2}{c_2}.$$

В частном случае при  $c_1 \rightarrow \infty$  приведенная жесткость  $c_{пр} = c_2/u^2$ , т. е. жесткость тихоходного вала, приведенная к быстроходному валу, равна жесткости тихоходного вала, разделенной на передаточное число в квадрате.

Таким образом, упругая податливость механизма создается в первую очередь вследствие упругой податливости его тихоходных элементов: в механизмах передвижения — вследствие податливости тихоходных валов; в механизмах подъема — вследствие податливости канатов.



Найдем жесткость подвески груза с помощью одинарного полиспаста, приведенную к валу двигателя механизма подъема. Потенциальная энергия реальной подвески груза

$$П = 0,5G_{гр}y_{гр} = 0,5G_{гр}/(ac_{к}),$$

где  $G_{гр}$  — вес груза;  $y_{гр}$  — упругое перемещение груза;  $c_{п} = ac_{к}$  — жесткость подвески груза;  $c_{к} = E_{к}F_{к}/l$  — жесткость каната длиной  $l$  (здесь  $E_{к}$  — модуль упругости каната;  $F_{к}$  — площадь металлического сечения каната);  $a$  — кратность полиспаста.

Потенциальная энергия приведенной системы

$$П_{пр} = 0,5M_1\varphi_{пр},$$

где  $\varphi_{пр}$  — угол закручивания приведенной системы;  $M_1 = G_{гр}D_6/(2au)$  — момент на валу двигателя, создаваемый весом груза (здесь  $D_6$  — диаметр барабана;  $u$  — передаточное число механизма подъема от двигателя до барабана).

Приравнивая выражения потенциальных энергий, имеем

$$\varphi_{пр} = \frac{G_{гр}y_{гр}}{M_1} = \frac{4M_1au^2}{D_6c_{к}}.$$

Приведенная к валу двигателя жесткость подвески груза

$$c_{пр} = \frac{\mu_1}{\varphi_{пр}} = \frac{D_6^2c_{к}}{4au^2} = \frac{D_6^2c_{п}}{4(au)^2}.$$

Модуль упругости  $E_{к}$  канатов с органическим сердечником можно принимать равным  $(1,1 \dots 1,3) 10^9$  Па, а модуль упругости канатов с металлическим сердечником  $1,4 \cdot 10^9$  Па.

### 12.3. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ АБСОЛЮТНО ЖЕСТКИХ МЕХАНИЗМОВ

Если принять все связи между элементами крановых механизмов абсолютно жесткими и пренебречь раскачиванием груза при его гибком подвесе, то уравнение движения любого кранового механизма в общем случае можно записать в виде

$$J \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega}{2} \frac{dJ}{dt} = M_{д} - M_{с} - M_{т},$$

где  $M_{д}$  — движущий момент двигателя;  $M_{с}$  — момент сил сопротивления, приведенный к валу двигателя;  $M_{т}$  — тормозной момент, приведенный к валу двигателя;  $J$  — момент инерции движущихся масс механизма, приведенный к валу двигателя;  $\omega$  — угловая скорость вала двигателя;  $t$  — время.

Изменение момента инерции  $J$  движущихся масс имеет место, например, в механизмах подъема груза при многослойной навивке каната на барабан, некоторых механизмах изменения вылета, механизмах поворота при совмещении операций поворота и изменения вылета и т. п. Значительно чаще момент инерции системы остается постоянным. Тогда общее уравнение движения принимает вид

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{д} - M_{с} - M_{т}. \quad (12.4)$$

Из этого общего уравнения можно получить частные уравнения при различных сочетаниях величин  $M_d$ ,  $M_c$  и  $M_T$ .

Рассмотрим сначала *пуск механизма*. В этом случае  $M_T = 0$  и уравнение (12.4) принимает вид

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_d - M_c. \quad (12.5)$$

Используя эту зависимость, можно решить встречающиеся в практических расчетах следующие задачи: 1) по известным значениям  $M_d$  и  $M_c$  при пуске определить ускорение механизма  $d\omega/dt$ ; 2) по известным значениям  $M_c$  и  $d\omega/dt$  определить движущий момент двигателя.

Первая задача возникает при определении динамических моментов, вторая — при определении необходимой мощности двигателя.

Уравнение (12.5) можно представить в виде

$$M_d = M_c + M_{\text{дин}},$$

где  $M_{\text{дин}}$  — динамический момент двигателя, под действием которого происходит разгон механизма.

Динамический момент двигателя численно равен моменту сил инерции механизма, т. е.

$$M_{\text{дин}} = -M_{\text{ин}} = J \frac{d\omega}{dt},$$

где  $M_{\text{ин}}$  — момент сил инерции механизма.

Моменты сил сопротивления  $M_c$  механизмов подъема и передвижения можно принимать постоянными. В механизмах поворота с учетом ветровой нагрузки и крена, а также в некоторых механизмах изменения вылета с учетом кинематики изменения наклона стрелы момент сил сопротивления является переменным и зависит от угла поворота двигателя, т. е.  $M_c = M_c(\varphi)$ .

Движущий момент двигателя  $M_d$  зависит от его скорости, т. е.  $M_d = M_d(\omega)$ . Зависимость  $M_d(\omega)$  определяется типом двигателя, его механической характеристикой и системой пуска двигателя (см. гл. 3).

Принимая  $M_c = \text{const}$ , из уравнения (12.5) можно определить ускорение механизма при пуске для любого значения скорости механизма:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{M_{\text{дин}}}{J}.$$

Ускорение механизма при пуске и динамический момент двигателя для любого значения скорости двигателя можно найти непосредственно из механической характеристики двигателя, если известен момент  $M_c$  (рис. 12.4). Зная ускорение механизма при пуске, можно определить динамические нагрузки, передаваемые отдельными элементами механизма. Пусть механизм состоит из пяти масс, соединенных жесткими элементами (рис. 12.5). Тогда момент, передаваемый первым элементом (валом двигателя),

$$M_1 = M_d - J_1 \varepsilon = M_{1\text{дин}} + M_c,$$

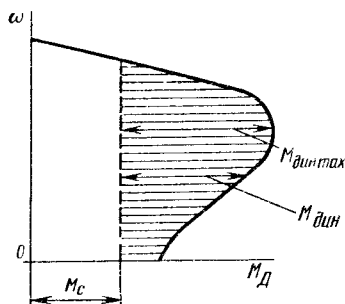


Рис. 12.4. Динамические моменты асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором

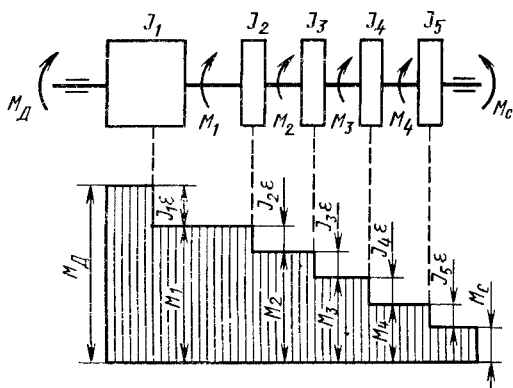


Рис. 12.5. Распределение моментов по кинематической цепи механизма при пуске

где  $J_1$  — момент инерции ротора двигателя;  $M_{1дин}$  — динамический момент, передаваемый валом двигателя:

$$M_{1дин} = (J - J_1)\epsilon.$$

Определив аналогично моменты, передаваемые всеми элементами, можно построить диаграмму распределения моментов по кинематической цепи механизма (рис. 12.5).

Сравнительное значение динамического момента оценивают с помощью динамического коэффициента

$$k_d = M/M_c \geq 1,$$

где  $M = M_c + M_{дин}$  — полный момент, передаваемый элементом механизма.

Из рис. 12.5 видно, что динамический коэффициент вала двигателя больше динамических коэффициентов элементов, расположенных дальше по кинематической цепи от двигателя. Этот вывод справедлив для любых крановых механизмов и не зависит от типа двигателя. Отсюда следует, например, что относительное значение динамических усилий, передаваемых валом двигателя, при пуске всегда больше усилий, передаваемых канатами механизма подъема.

При торможении механизма движущий момент  $M_d = 0$  и уравнение (12.4) принимает вид

$$J \frac{d\omega}{dt} = -M_c - M_T. \quad (12.6)$$

Если тормозной момент создается механическим тормозом, то можно принимать  $M_T = \text{const}$ . Если тормозной момент создается двигателем, работающим в одном из возможных тормозных режимов (см. гл. 3), то он является переменной величиной, зависящей от скорости:

$$M_T = M_T(\omega).$$

В обоих случаях из уравнения (8.6) можно найти замедление при торможении механизма

$$\varepsilon_T = - \frac{d\omega}{dt} = \frac{M_c + M_T}{J}.$$

Распределение динамических моментов по кинематической цепи механизма будет зависеть от способа торможения и месторасположения источника тормозного момента.

Рассмотрим торможение механизма двигателем, когда знак момента сопротивления  $M_c$  совпадает со знаком тормозного момента  $M_T$ , например в механизмах подъема при подъеме груза. В этом случае первый вал (вал двигателя) (рис. 12.6, а) передает только инерционный динамический момент

$$M_1 = M_{1\text{дин}} = M_T - J_1 \varepsilon_T. \quad (12.7)$$

В зависимости от конкретного фактического соотношения величин  $M_T$ ,  $J_1$  и  $\varepsilon_T$  момент  $M_1$  может быть положительным, отрицательным или равным нулю.

На рис. 12.6, а момент  $M_1$ , вычисленный по уравнению (12.7), а также моменты  $M_2$ ,  $M_3$  и  $M_4$  имеют положительное значение.

При применении механического тормоза, установленного в середине кинематической цепи механизма, при некотором произвольном соотношении между моментами  $M_T$ ,  $M_c$  и моментами инерции масс, распределение моментов, передаваемых отдельными звеньями (валами), может соответствовать схеме, показанной на рис. 12.6, б. В данном конкретном случае момент, передаваемый третьим валом,

$$M_3 = M_T - (J_1 + J_2 + J_3) \varepsilon_T = (J_4 + J_5) \varepsilon_T - M_c.$$

В механизмах, в которых момент инерции ротора двигателя составляет значительную часть приведенного момента инерции всего механизма, возможен случай, когда момент, передаваемый валом двигателя, будет меньше приведенного момента, если торможение осуществляется двигателем. Если момент инерции ротора двигателя невелик по сравнению с приведенным моментом инерции механизма, то момент, передаваемый валом двигателя, может быть меньше при применении механического тормоза. Это необходимо учитывать при выборе места установки тормоза и способа торможения.

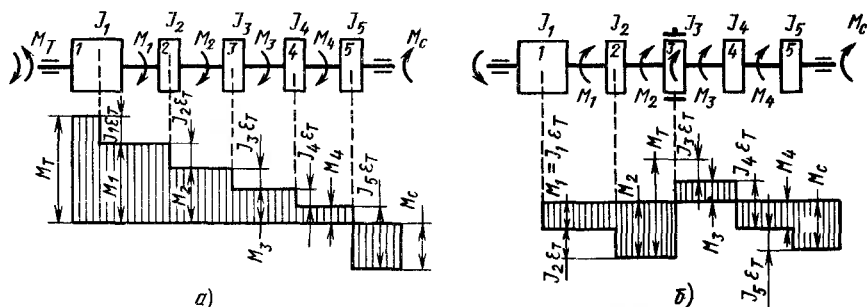


Рис. 12.6. Распределение моментов кинематической цепи механизма при торможении: а — двигателем; б — механическим тормозом

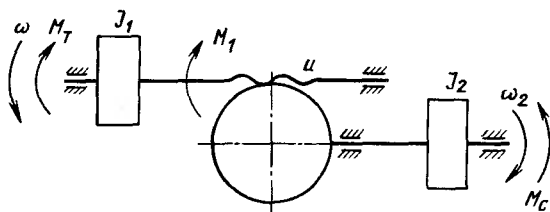


Рис. 12.7. Динамическая схема механизма поворота крана

Соотношение между динамическими и статическими нагрузками в разнообразных крановых механизмах различно. В механизмах подъема вследствие малых скоростей и ускорений подъема груза и больших статических нагрузок динамические усилия во всех звеньях механизмов сравнительно невелики. В механизмах передвижения грузовых тележек динамические нагрузки несколько выше статических. В механизмах передвижения кранов и механизмов поворота динамические нагрузки намного больше статических.

Пользуясь динамической схемой абсолютно жесткой системы, можно приближенно решить вопрос о необходимости установки муфты предельного момента в механизме поворота крана, в котором использован червячный редуктор, причем его КПД при эксплуатации может уменьшаться до 0,5 и более. Представим динамическую схему механизма поворота в виде двух масс с моментами инерции  $J_1$  и  $J_2$ , соединенных между собой червячной передачей, и рассмотрим процесс торможения (рис. 12.7).

В соответствии с уравнением (12.6) ориентировочное значение замедления механизма поворота

$$\epsilon_T = -\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{M_T + M_C/u}{J_1 + J_2/u^2},$$

где  $u$  — передаточное число червячной передачи.

Тогда крутящий момент, передаваемый валом червячного механизма,

$$M_1 = \dot{M}_T - J_1 \epsilon_T.$$

Если этот момент будет иметь отрицательное значение, то при торможении поток энергии будет проходить через червячную передачу от быстроходной части механизма к тихоходной. В этом случае муфту предельного момента устанавливать не следует. Если момент будет иметь положительное значение, то при торможении поток энергии пойдет через червячную передачу от тихоходной части механизма к быстроходной. В этом случае тихоходная часть механизма будет ведущей; поскольку передача энергии к червячному механизму невозможна, то во избежание поломки червячной передачи необходима установка муфты предельного момента. Учитывая сказанное выше, можно сделать вывод, что муфту предельного момента следует располагать на валу червячного колеса.

## 12.4. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В ДВУХМАССОВОЙ УПРУГОЙ СИСТЕМЕ

Динамический расчет элементов крановых механизмов с учетом их упругости позволяет существенно повысить точность определения действительных нагрузок. Наиболее простой расчетной динамической схемой кранового механизма является схема с двумя массами, соединенными между собой упругим элементом. С помощью такой простейшей схемы можно рассчитывать динамические нагрузки в упругих элементах крановых механизмов при некоторых режимах их работы.

При составлении двухмассовой схемы учитывается упругость того элемента, жесткость которого является минимальной; массы, расположенные по обе стороны от этого элемента, приводятся к двум массам. Например, в механизме подъема при определении усилий в канатах учитывается упругость подвески груза; одной из масс расчетной схемы является масса груза, а другой — приведенная к перемещению груза масса вращающихся частей механизма. Для определения усилий, передаваемых первичным валом редуктора механизма поворота крана, одной из масс расчетной схемы является масса ротора двигателя и муфты, а другой — приведенная масса остальных вращающихся частей механизма.

В качестве расчетной схемы рассмотрим систему с двумя поступательно перемещающимися массами  $m_1$  и  $m_2$ , соединенными упругим элементом жесткостью  $c$  (рис. 12.8). Например, это может быть расчетная схема для определения суммарных усилий во всех канатах подвески груза механизма подъема. К массе  $m_1$  приложено движущее усилие  $P$ , к массе  $m_2$  — вес груза, причем  $G_{гр} = mg$ . В исходном состоянии обе массы неподвижны, усилие в упругом элементе (подвеске)  $S_0 = G_{гр}$ . От этого начального состояния отсчитываем перемещения масс  $x_1$  и  $x_2$ . Движение начинается после растормаживания массы  $m_1$ .

При движении системы усилие в упругом звене

$$S = G_{гр} + c(x_1 - x_2). \quad (12.8)$$

Дифференциальное уравнение движения первой массы имеет вид

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + c(x_1 - x_2) = P - G_{гр}. \quad (12.9)$$

Уравнение движения второй массы

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} - c(x_1 - x_2) = 0. \quad (12.10)$$

Для определения усилия в упругом звене, пропорционального разности перемещений  $x_1$  и  $x_2$  (см. 12.8), из уравнений (12.9) и (12.10) получим одно уравнение относительно искомого усилия  $S$ . Для этого, умножая все члены урав-

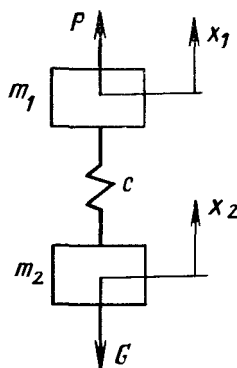


Рис. 12.8. Расчетная двухмассовая схема (на рис.  $G$  — это  $G_{гр}$ )

нения (12.9) на  $m_2$ , а члены уравнения (12.10) на  $m_1$  и вычитая из первого уравнения второе, получаем

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} - \frac{d^2 x_2}{dt^2} + \frac{c(m_1 + m_2)}{m_1 m_2} (x_1 - x_2) = \frac{P - G_{гр}}{m_1}. \quad (12.11)$$

Дифференцируем уравнение (12.8) дважды по времени, имеем

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} - \frac{d^2 x_2}{dt^2} = \frac{1}{c} \frac{d^2 S}{dt^2}.$$

Подставляя это выражение и (12.8) в уравнение (12.11), получаем

$$\ddot{S} + \lambda^2 S = \lambda^2 G_{гр} + (P - G_{гр}) \frac{c}{m_1}, \quad (12.12)$$

где

$$\ddot{S} = \frac{d^2 S}{dt^2}; \quad \lambda^2 = \frac{c(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}.$$

Усилие двигателя  $P$ , как известно, является функцией скорости, т. е.  $P = P(\dot{x}_1)$ . Если учитывать эту зависимость, то из уравнений (12.9) и (12.10) можно получить уравнение четвертого порядка относительно  $x_1$ , решение которого громоздко и трудно анализируется. По этой причине в первом приближении принимается, что движущее усилие  $P$  является постоянным или некоторой функцией времени.

Принимая  $P = P_0 = \text{const}$ , при начальных условиях  $S_{t=0} = G_{гр}$ ,  $\dot{S}_{t=0} = 0$ , получаем решение уравнения (12.12) в следующем виде:

$$S = G_{гр} + \frac{(P_0 - G_{гр}) m_2}{m_1 + m_2} (1 - \cos \lambda t). \quad (12.13)$$

Построенная по этому уравнению зависимость показана на рис. 12.9 (сплошная линия). Выражение (12.13) можно представить как

$$S = S_{ст} + S_{д},$$

где  $S_{ст}$  — статическое усилие;  $S_{ст} = G_{гр}$ ;  $S_{д}$  — динамическое усилие:

$$S_{д} = \frac{(P_0 - G_{гр}) m_2}{m_1 + m_2} (1 - \cos \lambda t).$$

Определим теперь усилие в соединительном звене в предположении его абсолютной жесткости. В этом случае положение масс  $m_1$

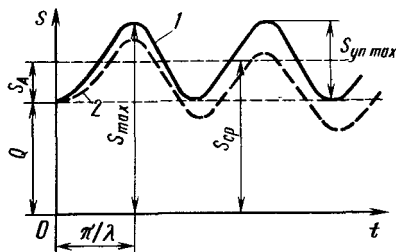


Рис. 12.9. Изменение усилия в упругом звене двухмассовой системы при внезапном приложении:

1 — постоянного движущего усилия; 2 — движущего усилия, убывающего по линейному закону в функции скорости



и  $m_2$  определяется единственной координатой  $x$ , а ускорение системы

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{P_0 - G_{\text{гp}}}{m_1 + m_2}.$$

Усилие в соединительном звене

$$S_c = G_{\text{гp}} + \frac{(P_0 - G_{\text{гp}}) m_2}{m_1 + m_2}$$

или

$$S_c = S_{\text{ст}} + S_{\text{ин}},$$

где  $S_{\text{ин}}$  — динамическое усилие, передаваемое соединительным звеном:

$$S_{\text{ин}} = (P_0 - G_{\text{гp}}) m_2 / (m_1 + m_2).$$

Анализируя полученный результат, можно сделать следующие выводы:

1) усилие в упругом элементе изменяется по гармоническому закону с частотой колебаний масс  $m_1$  и  $m_2$  относительно друг друга:

$$\lambda = \sqrt{c(m_1 + m_2) / (m_1 m_2)};$$

2) амплитуда колебаний упругого динамического усилия равна динамическому инерционному усилию:

$$S_a = S_{\text{ин}} = (P_0 - G_{\text{гp}}) m_2 / (m_1 + m_2);$$

3) усилие в упругом звене через  $\pi/\lambda$  после приложения движущего усилия достигает максимального значения

$$S_{\text{max}} = G_{\text{гp}} + \frac{2(P_0 - G_{\text{гp}}) m_2}{m_1 + m_2};$$

4) максимальное динамическое усилие упругой системы при внезапном приложении постоянного движущего усилия равно динамическому усилию жесткой системы, увеличенному в 2 раза,

$$S_{\text{д max}} = 2S_{\text{ин}};$$

5) динамическое усилие в упругом элементе не зависит от его жесткости; этот вывод справедлив лишь для системы, когда массы начинают движение одновременно, т. е. для так называемой безударной системы; как показано ниже, в системе с соударяющимися массами упругое динамическое усилие существенно зависит от жесткости упругого звена.

Таким образом, можно сделать общий вывод о том, что учет упругой податливости механизма приводит в рассмотренном случае к уточненной (в 2 раза) динамической нагрузке в соединительном звене.

Рассмотрим абсолютное движение масс при пуске системы. Так как под действием постоянной результирующей силы центр масс системы движется с постоянным ускорением, массы  $m_1$  и  $m_2$  совершают сложное движение, которое представляет собой равномерно-ускоренное движение центра масс и относительное колеба-

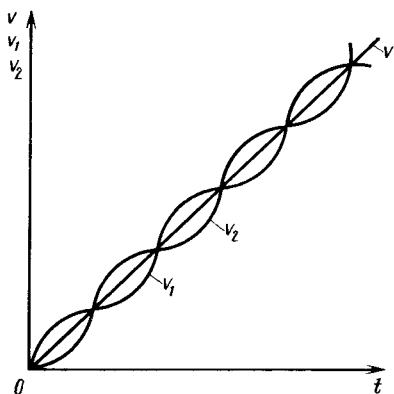


Рис. 12.10. Движение двухмассовой системы при пуске:

$v$  — скорость центра масс;  $v_1$  — скорость массы  $m_1$ ;  $v_2$  — скорость массы  $m_2$

тельное движение около траектории движения центра масс (рис. 12.10).

Постоянное движущее усилие двигателя не является характерным признаком привода механизмов грузоподъемных машин. В действительности оно изменяется в функции угловой скорости ротора (см. гл. 3). Для многих систем электрического привода механизмов применяют ступенчатый пуск двигателей при помощи

пускового реостата, при котором момент двигателя изменяется по линейному закону от скорости (привод от асинхронного двигателя с фазным ротором, шунтового двигателя постоянного тока и т. д.):

$$P = P_0 - B\dot{x}_1, \quad (12.14)$$

где  $B$  — коэффициент пропорциональности;  $P_0$  — движущее усилие при неподвижном роторе;  $\dot{x}$  — угловая скорость ротора (все величины приведены к поступательному перемещению груза).

Определим динамические усилия в упругом элементе двухмассовой системы (см. рис. 12.8) при пуске, если усилие двигателя изменяется по зависимости (12.14). Для решения этой задачи используем уравнение (12.12). Для этого найдем приближенное выражение зависимости  $P(t)$  следующим образом. Предположим, что усилие двигателя  $P$  зависит линейно не от угловой скорости ротора (масса  $m_1$ ), а от скорости центра масс системы (это допущение дает очень малую погрешность для кранов с обычной высотой подъема груза порядка нескольких десятков метров, так как скорость массы  $m_1$  по абсолютному значению мало отличается от скорости центра масс). С учетом этого допущения уравнение движения центра масс системы принимает вид

$$m\ddot{x}_1 + B\dot{x}_1 = P_0 - G_{гр},$$

где  $m = m_1 + m_2$ .

Первый интеграл этого уравнения при нулевых начальных условиях имеет вид

$$\dot{x}_1 = \frac{P_0 - G_{гр}}{B} (1 - e^{-Bt/m}).$$

Подставляя эту формулу в уравнение (12.14), получаем зависимость движущего момента двигателя во времени:

$$P(t) = G_{гр} + (P_0 - G_{гр}) e^{-Bt/m}.$$

Подставляя это уравнение в формулу (12.12), получаем дифференциальное уравнение для определения динамических усилий в упругом элементе

$$\ddot{S} + \lambda^2 S = \lambda^2 G_{rp} + \frac{(P_0 - G_{rp})c}{m_1} e^{-Bm/t}. \quad (12.15)$$

Решение уравнения (12.15) при начальных условиях  $S_{t=0} = G_{rp}$  и  $\dot{S}_{t=0}$  имеет вид

$$S = G_{rp} + \frac{(P_0 - G_{rp})cm^2}{m_1(B^2 + \lambda^2 m^2)} \left( \frac{B}{m\lambda} \sin \lambda t - \cos \lambda t + e^{-Bm/t} \right). \quad (12.16)$$

Зависимость, построенная по этому уравнению, показана на рис. 12.9 штриховой линией.

Исследование уравнения (12.16) показывает, что при применяющихся в кранах системах пуска двигателей и соотношениях параметров механизмов ( $B$ ,  $m_1$ ,  $m$ ,  $c$ ) максимальное усилие в упругом элементе мало отличается (на 2—5 %) от максимального усилия, найденного в предположении постоянного движущего усилия двигателя. Отсюда следует, что за постоянное усилие  $P_0$  следует принимать не среднее значение усилия при пуске, а его значение при включении двигателя или при переходе на новую ступень пускового реостата.

Используя изложенную методику, можно определить динамические нагрузки в упругом элементе безударной двухмассовой системы при торможении механизмов. Если в качестве расчетной динамической схемы принять трехмассовую систему, состоящую из трех масс, соединенных между собой двумя упругими звеньями, то можно получить более точное значение динамических усилий в упругих элементах. Однако это уточнение, как показали исследования [10], весьма мало по сравнению с двухмассовой системой, которую следует принимать в качестве основной расчетной динамической системы крановых механизмов.

Значительно точнее динамические нагрузки механизмов можно получить, если учесть реальные случаи пуска и торможения механизмов, при которых наблюдается ударное воздействие одного элемента механизма на другой. К таким случаям ударного воздействия элементов механизма относятся пуск или торможение при наличии зазоров в кинематической цепи, подъем груза с опоры, удар крана или тележки об ограничивающий буфер и т. п. Рассмотрим один из таких случаев ударного воздействия.

## 12.5. ДИНАМИКА ПОДЪЕМА ГРУЗА С ОПОРЫ МЕХАНИЗМОМ, УСТАНОВЛЕННЫМ НА ЖЕСТКОМ ОСНОВАНИИ

Этот расчетный случай является более сложным и менее определенным, чем предыдущий, поскольку на динамические нагрузки при подъеме груза с опоры оказывают влияние такие дополнительные факторы, как тип контроллера механизма подъема и

способ управления двигателем (последовательность операций управления), вид основания (опоры), с которого поднимается груз, конфигурация (форма) груза, его монолитность и т. п., качество строповки груза и зависимость жесткости подвески груза от натяжения канатов.

После зачаливания груза перед его подъемом в канатах всегда есть некоторая слабина, которая выбирается кратковременным включением двигателя либо постоянным включением двигателя для работы на подъем груза. Поскольку нагрузка на двигатель при выборе слабины каната очень мала, его разгон до установившейся скорости происходит очень быстро. Поэтому при выборе очень незначительной слабины каната двигатель практически имеет частоту вращения, как при холостом ходе. Такой подъем груза с опоры, при котором усилие в канатах начинает возрастать при частоте вращения холостого хода двигателя, принято называть режимом подъема груза «с подхватом». Подъем груза с опоры, при котором включение двигателя происходит при натяжении каната, меньшем усилия от массы поднимаемого груза, принято называть режимом подъема груза «с упругим подхватом».

Подъем груза с подхватом может происходить при работе двигателя на естественной и искусственной механических характеристиках. Подъем груза на естественной характеристике более вероятен при управлении двигателем с помощью силового (кулачкового) контроллера, а подъем груза на искусственной характеристике более вероятен при управлении двигателем с помощью магнитного контроллера.

Вид опоры, с которой поднимается груз, влияет на динамику процесса подъема следующим образом. Если опора весьма жесткая (бетонный пол), то в момент отрыва груза от основания его скорость близка к нулю. Если опора обладает некоторой ощутимой податливостью (деревянный пол или деревянные брусья на бетонном полу), то в момент отрыва груза от основания его скорость сильно отличается от нулевой, что в конечном итоге приводит к уменьшению максимальных динамических нагрузок.

При подъеме груза возможен одновременный отрыв всех опорных точек груза от основания (опоры) либо последовательный отрыв этих точек. Одновременный отрыв возможен при подъеме монолитного жесткого груза при строгом соблюдении центральной строповки. Если груз состоит из отдельных элементов (связка сортового проката), обладает малой жесткостью (рулон листового проката) и имеет нецентральную строповку, отрыв груза происходит путем последовательного уменьшения числа точек контакта с опорой.

При анализе влияния дополнительных факторов на динамические нагрузки экспериментально и методом сравнительных расчетов было установлено, что максимальные динамические нагрузки возникают при подъеме жесткого монолитного груза с жесткого основания с подхватом при центральной строповке груза, при работе двигателя на самой жесткой механической характеристике. Подъем груза при других условиях приводит к снижению динамических на-

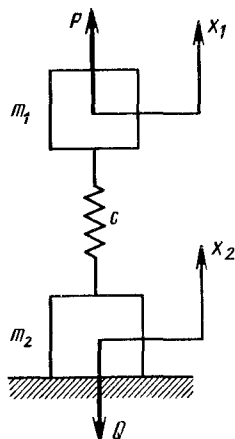


Рис. 12.11. Расчетная двухмассовая схема для определения усилий механизма подъема при подъеме груза с опоры

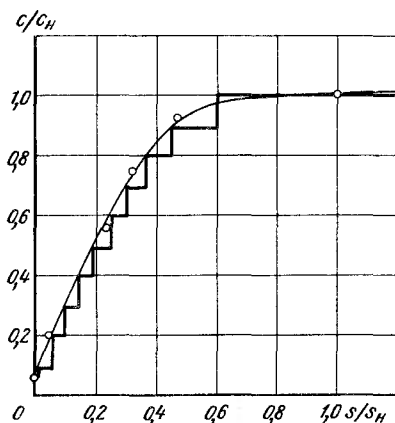


Рис. 12.12. Зависимость коэффициента жесткости канатов от степени их натяжения  $s/s_n$

грузок. Учитывая этот фактор, максимальные расчетные динамические нагрузки в элементах механизма подъема можно определять по зависимости

$$S_p = S_{d \max} k_1 k_2, \quad (12.17)$$

где  $S_{d \max}$  — максимально возможная для данного механизма подъема динамическая нагрузка;  $k_1 \leq 1$  — коэффициент, учитывающий податливость основания;  $k_2 \leq 1$  — коэффициент, учитывающий монолитность груза.

Максимальную динамическую нагрузку  $S_{d \max}$  механизма подъема, установленного на жестком основании, можно определить, используя расчетную схему на рис. 12.11. Механизм подъема можно считать установленным на жестком основании тогда, когда при расчете можно пренебречь энергией упругих колебаний крановой металлоконструкции по сравнению с энергией упругих колебаний механизма подъема. К таким случаям относится подъем груза при расположении грузовой тележки крана мостового типа вблизи опоры и в других случаях.

Возникновение динамических усилий в канатах при подъеме груза с опоры происходит в две стадии. В первой, доотрывной стадии происходит нарастание усилия в канатах до величины  $G_{гр}$  при неподвижной массе  $m_2$ , после чего начинается вторая, послеотрывная стадия, которая начинается с движения массы  $m_2$  (груза), оторванной от опоры. Характерной особенностью расчетной схемы на рис. 12.11 является непостоянный коэффициент жесткости подъемных канатов  $c$  в доотрывной стадии, т. е. в области малых натяжений канатов.

Экспериментально установлено, что коэффициент жесткости подъемных канатов в основном зависит от натяжения подъемных канатов (плавная кривая на рис. 12.12). Динамический расчет с учетом непостоянного коэффициента  $c$  может быть выполнен только численным

методом с применением ЭВМ, причем для упрощения решения плавную кривую удобнее заменить ступенчатой кривой, как это показано на рис. 12.12. С некоторой погрешностью, направленной на увеличение максимума нагрузок, динамический расчет может быть выполнен аналитически в предположении постоянства коэффициента  $c = c_n$  следующим методом.

**Доотрывная стадия.** В этой стадии за начальные принимают следующие показатели: начальную скорость движения  $(\dot{x}_1)_{t=0} = v_0$  массы  $m_1$ , перемещение  $(x_1)_{t=0} = 0$ , усилие  $S_{t=0} = 0$ . Поскольку в доотрывной стадии  $x_2 = 0$  и  $S = cx$ , дифференциальное уравнение движения массы  $m_1$  имеет вид

$$\ddot{x}_1 + \lambda_1^2 x_1 = P/m_1,$$

где  $\lambda_1$  — собственная частота (рад/с) колебаний массы  $m_1$ ,  $\lambda_1 = \sqrt{c/m}$ ;  $P$  — движущее усилие.

Так как к началу возрастания усилия в подвеске груза двигатель имеет максимальную частоту вращения, близкую к частоте вращения при холостом ходе, по мере увеличения натяжения в канатах частота вращения двигателя и, следовательно, скорость массы  $m_1$  несколько уменьшаются, а движущее усилие увеличивается, причем это усилие в доотрывной стадии изменяется в больших пределах. Поэтому движущее усилие необходимо принимать в зависимости от скорости массы  $m_1$ , а не считать его постоянным.

Принимая движущее усилие по уравнению (12.14), получаем дифференциальное уравнение движения массы  $m_1$  в следующем виде:

$$\ddot{x}_1 + 2n\dot{x}_1 + \lambda_1^2 x_1 = P_0/m_1, \quad (12.18)$$

где  $2n = B/m_1$

Решая это уравнение, имеем

$$x_1 = \frac{P_0}{c} + \frac{v_0 c + P_0 \omega_2}{c(\omega_1 - \omega_2)} e^{\omega_1 t} + \frac{v_0 c + P_0 \omega_1}{c(\omega_2 - \omega_1)} e^{\omega_2 t}, \quad (12.19)$$

где  $\omega_1 = -n + \sqrt{n^2 - \lambda_1^2}$ ;  $\omega_2 = -n - \sqrt{n^2 - \lambda_1^2}$ .

Подъем груза с опоры с подхватом, если двигатель при выборе слабину каната имеет максимальную частоту вращения, происходит при работе приводного двигателя на какой-то одной механической характеристике. Если двигатель работает на естественной характеристике, то параметр  $n = B/2m_1$  больше  $\lambda_1$ , а значения  $\omega_1$  и  $\omega_2$  вещественны. Если двигатель работает на искусственной характеристике, то значения  $\omega_1$  и  $\omega_2$  могут стать комплексными. Вид функции (12.19) определяет характер нарастания усилия в подвеске груза. После того как перемещение  $x_1$  достигает такого значения, при котором усилие в упругом элементе будет равно весу груза  $G_{гр}$ , заканчивается доотрывная стадия.

Подставляя в уравнение (12.19) значение  $x_1 = G_{гр}/c$ , получаем уравнение для определения времени  $t_0$  отрыва груза от опоры

$$G_{гр} = P_0 + \frac{v_0 c + P_0 \omega_2}{\omega_1 - \omega_2} e^{\omega_1 t_0} + \frac{v_0 c + P_0 \omega_1}{\omega_2 - \omega_1} e^{\omega_2 t_0}.$$

Это трансцендентное уравнение следует решать на ЭВМ по стандартной программе. Дифференцируя уравнение (12.19) по времени и подставляя значение  $t = t_0$ , определим скорость массы  $m_1$  в момент отрыва груза от опоры

$$v_{отр} = \frac{(v_0 c + P_0 w_2) w_1}{c (w_1 - w_2)} e^{w_1 t_0} + \frac{(v_0 c + P_0 w_1) w_2}{c (w_2 - w_1)} e^{w_2 t_0}.$$

*Послеотрывная стадия.* За начало отсчета времени и перемещения принимается начало послеотрывной стадии. В этот период движущее усилие мало отличается от веса груза. Поэтому, принимая приближенно  $P = G_{гр}$ , дифференциальное уравнение для определения усилия в упругом элементе в послеотрывной стадии имеет вид

$$\ddot{S}_2 + \lambda^2 S_2 = \lambda^2 G_{гр}, \quad (12.20)$$

где  $S_2$  — усилие упругого элемента в послеотрывной стадии;  $\lambda$  — частота колебаний относительно друг друга, рад/с:

$$\lambda = \sqrt{c (m_1 + m_2) / (m_1 m_2)}.$$

Уравнение (12.20) получено тем же методом, что и уравнение (12.12).

Поскольку  $S_2 = G_{гр} + cx$  (здесь  $x = x_1 - x_2$ ) начальные условия будут следующие:

$$(S_2)_{t=0} = G_{гр}; \quad (\dot{S}_2)_{t=0} = c v_{отр}.$$

Решение уравнения (12.20) при этих начальных условиях имеет вид

$$S_2 = G_{гр} + \frac{c v_{отр}}{\lambda} \sin \lambda t.$$

Отсюда следует, что значение усилия в упругом элементе после отрыва груза от опоры колеблется около значения  $G_{гр}$  с амплитудой  $c v_{отр} / \lambda$  и круговой частотой  $\lambda$ .

Максимальное усилие в послеотрывной стадии

$$S_{2 \max} = G_{гр} + v_{отр} \sqrt{c m_1 m_2 / (m_1 + m_2)}.$$

Из этого выражения следует, что динамическое максимальное усилие в упругом элементе тем больше, чем больше его жесткость  $c$  и скорость подхвата груза  $v_{отр}$ .

Во многих кранах кинетическая энергия вращающихся частей механизма подъема во много раз больше кинетической энергии поднимаемого груза номинальной массы, т. е.  $m_1 \gg m_2$ . Например, в мостовых кранах общего назначения грузоподъемностью 5—50 т  $m_1 = (10 \dots 20) m_2$ . Для таких механизмов при работе двигателя на естественной характеристике приближенное усилие в упругом элементе при подъеме груза с опоры с подхватом определяют следующим образом. Считая, что масса  $m_1$  имеет бесконечно большое значение по сравнению с массой  $m_2$ , можно принять, что при подхвате груза с опоры частота вращения двигателя (массы  $m_1$ ) не из-

меняется. Тогда, подставляя в предыдущее уравнение значение  $v_{отр} = v_0$ , получаем максимальное усилие в упругом элементе

$$S_{2 \max} = G_{гр} + v_0 \sqrt{cm_2}.$$

Действительные значения максимального усилия несколько меньше получаемых по этому уравнению значений. Однако простота и предельная ясность физического смысла этого выражения привели к очень широкому его использованию в практических предварительных расчетах.

## 12.6. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ КРАНОВЫХ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ

Большинство динамических нагрузок металлических конструкций грузоподъемных машин возникает в результате силового взаимодействия металлоконструкций с установленными на ней механизмами. Для предварительного выяснения закономерности возникновения динамических нагрузок в металлоконструкциях предположим, что на металлоконструкцию действуют некоторые силы, зависящие только от времени.

За расчетную динамическую схему металлоконструкции примем одномассовую систему с одной упругой связью. Рассмотрим сначала действие ограниченной, линейно возрастающей нагрузки  $G_{гр}(t)$  (рис. 12.13, а).

Дифференциальное уравнение движения массы  $m$  при  $t < t_1$  имеет вид

$$m\ddot{x} + cx = G_0 t / t_1$$

или

$$\ddot{x} + p^2 x = G_0 t / (m t_1) \quad (12.21)$$

где  $x$  — перемещение массы  $m$ , отсчитываемое от положения равновесия при  $G_{гр} = 0$ ;  $c$  — жесткость упругой связи,  $c = G_0 / x_{ст}$  (здесь  $x_{ст}$  — статическое перемещение от действия нагрузки  $G_0$ );  $p$  — частота собственных колебаний системы,  $p = \sqrt{c/m}$ .

Общее решение уравнения (12.21) при нулевых начальных условиях, т. е. при  $x_{t=0} = 0$  и  $\dot{x}_{t=0} = 0$ , имеет вид

$$x = \frac{x_{ст}}{t_1} \left( t - \frac{\sin pt}{p} \right), \quad (12.22)$$

а скорость массы  $m$  (скорость деформации упругой связи)

$$\dot{x} = \frac{x_{ст}}{t_1} (1 - \cos pt). \quad (12.23)$$

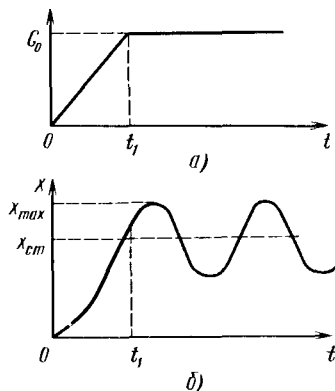


Рис. 12.13. Действие ограниченной линейно возрастающей нагрузки на металлоконструкцию крана:

а — изменение усилия; б — изменение деформации упругой связи при  $t_1 < t$



Между частотой  $p$  собственных колебаний системы и периодом  $T$  собственных колебаний имеется зависимость в виде  $pT = 2\pi$ .

Подставляя выражение  $p$  в формулу (12.22), получаем

$$x = \frac{x_{\text{ст}}}{t_1} \left( t - \frac{\sin 2\pi t/T}{2\pi/T} \right). \quad (12.24)$$

Рассматривая выражение (12.23), можно сделать вывод, что при нарастании нагрузки ( $t \leq t_1$ ) скорость массы  $m$  изменяется по гармоническому закону от нуля до  $\dot{x}_{\text{max}} = 2x_{\text{ст}}/t_1$  и никогда не переходит в область отрицательных значений. Скорость становится равной нулю в моменты времени  $t = kT$  (здесь  $k$  — целое число). Отсюда следует, что в период нарастания нагрузки ( $t \leq t_1$ ) при любых соотношениях между  $t_1$  и  $T$  деформация системы возрастает монотонно, а максимального значения она достигает только в следующий период нагружения (при  $t > t_1$ ). В частном случае при  $t_1 = T$  деформация системы в период  $t \leq t_1$  возрастает только до статического значения от действия нагрузки  $G_{\text{гр}}$ .

Во второй период действия нагрузки при  $t \geq t_1$  уравнение движения системы имеет вид

$$\ddot{x} + p^2 x = G_0/m. \quad (12.25)$$

Начальные условия для решения этого уравнения находят путем подстановки в уравнения (12.22) и (12.23) значения  $t = t_1$ . Решая уравнение (12.25), получаем

$$x = x_{\text{ст}} \left[ 1 - \frac{2}{p t_1} \sin \frac{p t_1}{2} \cos \frac{p (2t - t_1)}{2} \right].$$

Выражая  $p$  через  $T$ , имеем

$$x = x_{\text{ст}} \left[ 1 - \frac{T}{\pi t_1} \sin \frac{\pi t_1}{T} \cos \frac{\pi}{T} (2t - t_1) \right]. \quad (12.26)$$

Изменение деформации упругой связи при  $t_1 < T$ , построенное по уравнениям (12.24) и (12.26), приведено на рис. 12.13, б. Максимальная деформация упругой связи

$$x_{\text{max}} = x_{\text{ст}} \left( 1 + \frac{T}{\pi t_1} \right) \left| \sin \frac{\pi t_1}{T} \right|.$$

Динамический коэффициент рассматриваемой системы

$$k_{\text{д}} = \frac{x_{\text{max}}}{x_{\text{ст}}} = 1 + \frac{T}{\pi t_1} \left| \sin \frac{\pi t_1}{T} \right|.$$

Изменения этого коэффициента в зависимости от отношения  $t_1/T$  показано на рис. 12.14 штриховой линией. Как видно из рис. 12.14, при мгновенном приложении нагрузки ( $t_1 = 0$ ) динамический коэффициент  $k_{\text{д}} = 2$ , а при  $t_1/T > 6$   $k_{\text{д}} \leq 1,05$ . Динамическим влиянием нагрузки в этом случае можно пренебречь.

Для практических расчетов изменение динамического коэффициента принимается по кривой, показанной на рис. 12.14 сплошной линией.

По изложенной методике можно ориентировочно оценить, например, динамическое воздействие на металлоконструкцию от веса

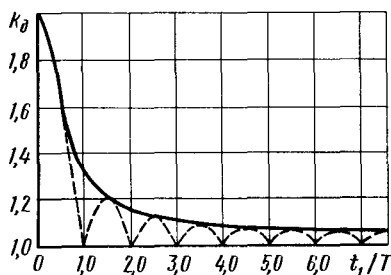


Рис. 12.14. Изменение динамического коэффициента

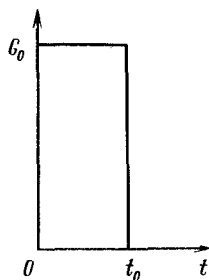


Рис. 12.15. Изменение нагрузки при ее кратковременном приложении к металлоконструкции

поднимаемого с опоры груза, если за время развития нагрузки  $t_1$  принять время натяжения подъемных канатов до отрыва груза от опоры.

При эксплуатации грузоподъемных машин встречаются случаи, когда нагрузка к металлоконструкции прикладывается на короткое время. Для оценки этой кратковременной нагрузки рассмотрим металлоконструкцию, представленную в виде одномассовой динамической схемы массой  $m$ , к которой внезапно приложена нагрузка  $G_0$ , которая затем через  $t_0$  (рис. 12.15) будет устранена.

В период действия этой нагрузки ( $t \leq t_0$ ) деформацию упругой связи можно найти из выражения (12.26), принимая  $t_1 = 0$  и учитывая, что

$$\lim_{t_1 \rightarrow 0} \frac{T}{\pi t_1} \sin \frac{\pi t_1}{T} = 1.$$

Тогда

$$x = x_{\text{ст}} \left( 1 - \cos \frac{2\pi t}{T} \right). \quad (12.27)$$

При  $t_0 \geq T/2$  максимальная динамическая деформация в 2 раза больше статической, т. е.  $x_{\text{max}} = 2x_{\text{ст}}$ . При  $t_0 < T/2$   $x_{\text{max}} < 2x_{\text{ст}}$ . Если  $t_0 < T/4$ , то при действии нагрузки  $x_{\text{max}} < x_{\text{ст}}$ . Дифференцируя по времени уравнение (12.27), найдем скорость изменения деформации при  $t = t_0$

$$\dot{x}_{t=t_0} = x_{\text{ст}} \frac{2\pi}{T} \sin \frac{2\pi t_0}{T}. \quad (12.28)$$

Отсюда следует, что при  $t_0 < T/4$  скорость положительна и максимальная деформация возникает при  $t > t_0$ , т. е. после снятия нагрузки.

При  $t \geq t_0$  уравнение движения системы имеет вид

$$\ddot{x} + p^2 x = 0.$$

Не изменяя отсчета времени, находим общее решение этого уравнения при начальных условиях, определяемых уравнением (12.28) и значением  $x_{t=t_0} = x_{ст} \left( 1 - \cos \frac{2\pi t_0}{T} \right)$ , в следующем виде:

$$x = 2x_{ст} \sin \frac{\pi t_0}{T} \sin \frac{\pi}{T} (2t - t_0).$$

Максимальная деформация

$$x_{\max} = 2x_{ст} \sin \frac{\pi t_0}{T}.$$

Зависимость динамического коэффициента от  $t_0/T$ , построенная по последнему уравнению, показана на рис. 12.16. Отсюда следует, что при малой продолжительности действия нагрузки динамическая деформация весьма мала. На рис. 12.16 вместо  $t_1/T$  следует читать  $t_0/T$ .

### 12.7. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ ПРИ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЕ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ГРУЗА И МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ КРАНА

В реальных условиях динамические параметры (жесткость, масса) механизмов и металлоконструкций существенно влияют на динамические нагрузки механизмов и динамические нагрузки на металлоконструкцию. Примеры расчетных схем, позволяющие определить динамические нагрузки в упругих элементах механизма и крановой металлоконструкции, показаны на рис. 12.17.

На первой схеме (рис. 12.17, а), характерной для мостовых кранов, приняты следующие обозначения:  $m_0$  — масса тележки и металлоконструкции моста, приведенная к вертикальному перемещению груза (когда тележка расположена в середине пролета);  $c_0$  — жесткость моста в месте расположения тележки;  $m_1$  — масса вращающихся частей механизма подъема, приведенная к поступательному перемещению груза;  $m_2$  — масса груза;  $P$  — движущая сила.

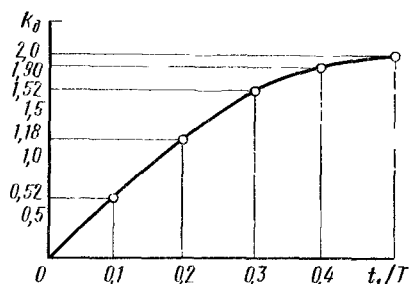


Рис. 12.16. Зависимость динамического коэффициента при кратковременном действии нагрузки от  $t_0/T$

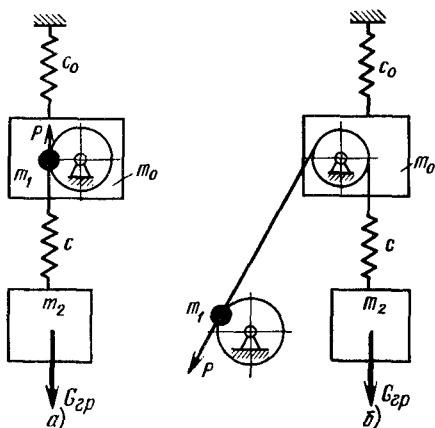


Рис. 12.17. Расчетные динамические схемы:

а — мостового крана; б — стрелового крана

щее или тормозное усилие, приведенное к перемещению груза;  $G_{гр}$  — вес груза;  $c$  — жесткость подвеса груза.

Вторая схема (рис. 12.17, б) принципиально ничем не отличается от первой, но она составлена применительно к стреловому крану; на ней приняты следующие обозначения:  $m_0$  и  $c_0$  — соответственно масса и жесткость стрелы, приведенные к поступательному перемещению груза.

Исследование кранов по данным расчетным схемам показывает, что наибольшие динамические нагрузки возникают не в период неустановившегося движения при подвешенном грузе, а при подъеме груза с опоры. По этой причине рассмотрим расчет динамических нагрузок при подъеме груза с опоры с подхватом. Учитывая все условия возникновения максимальных нагрузок, которые были подробно рассмотрены в параграфе 12.5, расчетные максимальные нагрузки  $S_p$  в элементах механизма подъема и такие же нагрузки  $F_p$  главных балок кранового моста в середине пролета следует определять по зависимостям

$$S_p = k_1 k_2 S_{д\max}; \quad F_p = k_1 k_2 F_{д\max},$$

где  $k_1$  и  $k_2$  — корректирующие коэффициенты, они имеют тот же смысл, что и коэффициенты в формуле (12.17);  $S_{д\max}$ ,  $F_{д\max}$  — максимально возможные для данного крана динамические нагрузки в рассматриваемом расчетном случае.

Достаточно точно максимальные нагрузки  $S_{д\max}$  и  $F_{д\max}$  можно рассчитать только с учетом нелинейной зависимости жесткости канатов от степени их натяжения (см. рис. 12.12). Однако если принять коэффициент  $c$  неизменным и равным  $c_n$ , а затем пренебречь гармоническими составляющими динамических нагрузок второй частоты в послеотрывной стадии, то можно сделать достаточно точный аналитический расчет максимальных динамических нагрузок следующим методом.

При подъеме груза с опоры с подхватом при работе двигателя на естественной характеристике частота вращения двигателя в процессе натяжения канатов мало изменяется. Тогда можно принять, что при выборе слабины канатов частота вращения двигателя в дальнейшем остается неизменной. Это допущение существенно упрощает расчет.

Процесс формирования динамических нагрузок при подъеме груза с опоры состоит из доотрывной и послеотрывной стадий.

*Доотрывная стадия* (рис. 12.18, а). Введем следующие обозначения:  $x_1$  — динамическая деформация (прогиб) металлоконструкции, отсчитываемая от положения равновесия при  $S = 0$ ;  $F$  — упругое усилие в металлоконструкции, вызываемое перемещением массы  $m_0$  от положения равновесия,  $F = c_0 x_1$ ;  $S$  — упругое усилие в подвеске груза;  $t$  — время, начало отсчета которого определяют в момент окончания выбора слабины каната.

Упругое усилие в подвеске груза в этой стадии создается благодаря перемещению точки закрепления подвески груза, движущейся со скоростью  $v_0$ , и деформации металлоконструкции:

$$S = c (v_0 t - x_1).$$

Рис. 12.18. Расчетные схемы для определения динамических нагрузок:

*a* — в доотрывной стадии; *b* — в послеотрывной стадии

Следовательно, уравнение движения массы  $m_0$  имеет вид

$$m_0 \ddot{x}_1 + (c + c_0) x_1 = cv_0 t.$$

Решение этого уравнения при начальных условиях  $(x_1)_{t=0} = 0; (\dot{x}_1)_{t=0} = 0$  имеет вид

$$x_1 = \frac{cv_0}{c + c_0} \left( t - \frac{1}{p_0} \sin p_0 t \right),$$

где  $p_0$  — частота собственных колебаний массы  $m_0$  в доотрывной стадии, рад/с

$$p_0 = \sqrt{(c + c_0)/m_0}.$$

Подставляя полученный результат в выражения для  $F$  и  $S$ , получаем упругие усилия в доотрывной стадии:

$$F = \frac{c_0 cv_0}{c + c_0} \left( t - \frac{1}{p_0} \sin p_0 t \right); \quad (12.29)$$

$$S = \frac{cv_0}{c + c_0} \left( c_0 t + \frac{c}{p_0} \sin p_0 t \right).$$

Доотрывная стадия продолжается до тех пор, пока усилие  $S$  не будет равно весу груза. Подставляя во второе уравнение (12.29)  $S = G_{гр}$ , получаем уравнение для определения времени  $t_0$  доотрывной стадии:

$$G_{гр} = \frac{cv_0}{c + c_0} \left( c_0 t_0 + \frac{c}{p_0} \sin p_0 t_0 \right).$$

Следовательно, в момент отрыва груза от опоры усилия в упругих элементах

$$F_{отр} = c_0 x_{1\text{отр}} = \frac{c_0 cv_0}{c + c_0} \left( t_0 - \frac{1}{p_0} \sin p_0 t_0 \right); \quad (12.30)$$

$$S_{отр} = G_{гр} = cv_0 t_0 - cx_{1\text{отр}}, \quad (12.31)$$

где  $x_{1\text{отр}}$  — динамическая деформация металлоконструкции в момент отрыва груза от опоры:

$$x_{1\text{отр}} = \frac{cv_0}{c + c_0} \left( t_0 - \frac{1}{p_0} \sin p_0 t_0 \right).$$

**Послеотрывная стадия** (рис. 12.18, б). За начало отсчета времени в этой стадии примем момент отрыва груза от опоры. Отсчет  $x_1$  принимаем тот же, что и в доотрывной стадии.

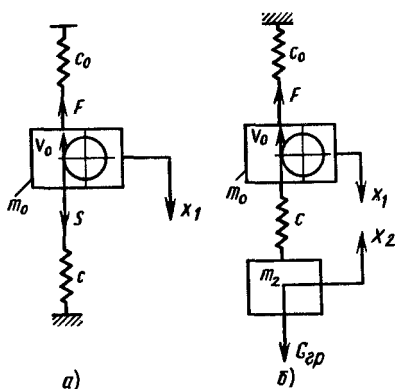
Уравнение движения массы  $m_0$

$$m_0 \ddot{x}_1 = S - F. \quad (12.32)$$

Уравнение движения массы  $m_2$

$$m_2 \ddot{x}_2 = S - G_{гр}. \quad (12.33)$$

Выразим  $\ddot{x}_1$  и  $\ddot{x}_2$  через усилия в упругих звеньях  $S$  и  $F$ .



В послеотрывной стадии усилие в металлоконструкции определяется тем же выражением, что и в доотрывной стадии:

$$F_0 = c_0 x_1. \quad (12.34)$$

Усилие в подвеске груза образуется благодаря перемещению точки закрепления подвески груза и масс  $m_0$  и  $m_2$ :

$$S = c (v_0 t_0 + v_0 t - x_1 - x_2). \quad (12.35)$$

Из уравнений (12.34) и (12.35)

$$x_1 = F/c_0; \quad x_2 = v_0 t_0 + v_0 t - F/c_0 - S/c.$$

Дважды дифференцируя эти выражения по времени и подставляя их в уравнения (12.32) и (12.33), получаем систему уравнений для определения усилия в упругих звеньях:

$$\begin{aligned} \frac{m_0}{c_0} \ddot{F} + F - S &= 0; \\ \frac{m_2}{c_0} \ddot{F} + \frac{m_2}{c} \ddot{S} + S &= G_{гр}. \end{aligned} \quad (12.36)$$

Частными решениями этой системы являются значения  $S = G$  и  $F = G_{гр}$ .

Чтобы системы неоднородных уравнений (12.36) свести к однородной системе, введем новые неизвестные функции  $F'$  и  $S'$  по следующим уравнениям:

$$S = S' + G_{гр}; \quad F = F' + G_{гр}. \quad (12.37)$$

Подставляя их в систему уравнений (12.36), получаем

$$\begin{aligned} \frac{m_0}{c_0} \ddot{F}' + F' - S' &= 0; \\ \frac{m_2}{c_0} \ddot{F}' + \frac{m_2}{c} \ddot{S}' + S' &= 0. \end{aligned} \quad (12.38)$$

Частные решения этой системы будем искать в следующем виде [21]:

$$F' = A \sin(pt + \varphi); \quad S' = B \sin(pt + \varphi). \quad (12.39)$$

Подставляя эти выражения в систему уравнений (12.38), получаем

$$\begin{aligned} -\frac{m_0}{c_0} A p^2 \sin(pt + \varphi) + A \sin(pt + \varphi) - B \sin(pt + \varphi) &= 0; \\ -\frac{m_0}{c_0} A p^2 \sin(pt + \varphi) - \frac{m_2}{c} B p^2 \sin(pt + \varphi) + B \sin(pt + \varphi) &= 0. \end{aligned}$$

Отсюда видно, что решения уравнения (12.39) удовлетворяют системе уравнений (12.38), если коэффициенты  $A$  и  $B$  удовлетворяют следующим уравнениям:

$$\begin{aligned} A \left( 1 - \frac{m_0 p^2}{c_0} \right) - B &= 0; \\ -A \frac{m_2 p^2}{c_0} + B \left( 1 - \frac{m_2 p^2}{c} \right) &= 0. \end{aligned}$$

Введя обозначения  $c_0/m_0 = a$ ;  $c/m_2 = b$ ;  $c/c_0 = k$ , преобразуем эту систему следующим образом:

$$\begin{aligned} A(a - p^2) - aB &= 0; \\ -Ak p^2 + B(b - p^2) &= 0. \end{aligned} \quad (12.40)$$

Одно очевидное решение этой системы  $A=B=0$  определяет условия равновесия (равновесие металлоконструкции и движение груза с постоянной скоростью), но оно не позволяет определить движение в переходном режиме. Решения системы уравнений (12.40) не будут равны нулю, если определитель этой системы принять равным нулю, т. е.

$$\Delta = \begin{vmatrix} a - p^2 & -a \\ -k p^2 & b - p^2 \end{vmatrix} = 0.$$

Раскрывая определитель, получаем следующее уравнение, называемое уравнением частот:

$$p^4 - (a + b + ak)p^2 + ab = 0. \quad (12.41)$$

Квадраты корней уравнения (12.41)

$$p_{1,2}^2 = \frac{a + b + ak \mp \sqrt{(a + b + ak)^2 - 4ab}}{2}.$$

Докажем, что  $(a + b + ak)^2 - 4ab > 0$ . Для этого преобразуем подкоренное выражение

$$\begin{aligned} (a + b + ak)^2 - 4ab &= (a + b)^2 + 2(a + b)ak + \\ &+ a^2k^2 - 4ab = (a - b)^2 + 2(a + b)ak + a^2k^2 > 0. \end{aligned}$$

Следовательно, два корня уравнения (12.41) являются вещественными и положительными,

$$p_1 = \sqrt{D - \sqrt{D^2 - ab}}; \quad p_2 = \sqrt{D + \sqrt{D^2 - ab}},$$

где  $D = (a + b + ak)/2$ .

Причем  $p_1 < p_2$ . Эти две величины являются собственными круговыми частотами системы в послетривной стадии.

Определим амплитуды  $A$  и  $B$ . Из однородной системы уравнений (12.40) можно найти только отношения амплитуд  $A$  и  $B$ , но не их значения:

$$\frac{A}{B} = \frac{a}{a - p^2} \quad \text{или} \quad \frac{A}{B} = \frac{b - p^2}{k p^2}.$$

Эти отношения при  $p = p_1$  и  $p = p_2$  равны между собой, так как оба уравнения (12.40) при этих значениях обращаются в тождество. Следовательно, имеются два соотношения между амплитудами  $A$  и  $B$ :

$$\frac{A_1}{B_1} = \frac{a}{a - p_1^2} = \frac{b - p_1^2}{k p_1^2} = \frac{1}{\gamma_1}; \quad \frac{A_2}{B_2} = \frac{a}{a - p_2^2} = \frac{b - p_2^2}{k p_2^2} = \frac{1}{\gamma_2}. \quad (12.42)$$

Отсюда  $A_1 \gamma_1 = B_1$ ;  $A_2 \gamma_2 = B_2$ .

Хотя значения амплитуд являются неопределенными, их отношения согласно формуле (12.42) могут иметь только два значения, причем они зависят только от параметров динамической системы.

Тогда частные решения системы уравнений (12.38) имеют вид

$$F_1' = A_1 \sin(p_1 t + \varphi_1); \quad F_2' = A_2 \sin(p_2 t + \varphi_2);$$

$$S_1' = A_1 \gamma_1 \sin(p_1 t + \varphi_1); \quad S_2' = A_2 \gamma_2 \sin(p_2 t + \varphi_2).$$

Общими решениями системы уравнений (12.38) являются линейные комбинации из двух частных решений:

$$F' = A_1 \sin(p_1 t + \varphi_1) + A_2 \sin(p_2 t + \varphi_2); \quad (12.43)$$

$$S' = A_1 \gamma_1 \sin(p_1 t + \varphi_1) + A_2 \gamma_2 \sin(p_2 t + \varphi_2).$$

Эти общие решения содержат четыре произвольные постоянные  $A_1, A_2, \varphi_1, \varphi_2$ , которые зависят от начальных условий.

Из уравнений (12.43) следует, что упругие динамические усилия в металлоконструкции и в подвеске груза изменяются по сложному закону, состоящему из двух гармонических колебаний с частотами  $p_1$  и  $p_2$ , причем первое слагаемое этих усилий определяет низкочастотную составляющую, а второе — высокочастотную составляющую сложных колебаний, так как  $p_1 < p_2$ .

Произвольные постоянные  $A_1, A_2, \varphi_1, \varphi_2$  определяют по начальным условиям послеотрывной стадии.

Из уравнений (12.30), (12.31) и (12.37) имеем следующие начальные условия:

$$S'_{t=0} = 0; \quad \dot{S}'_{t=0} = \dot{S}_{\text{отр}} = cv_0 \left[ 1 - \frac{c}{c+c_0} (1 + \cos p_0 t_0) \right];$$

$$F'_{t=0} = F'_{\text{отр}} = c_0 u_0 t_0 - c(1 + c_0/c);$$

$$\dot{F}'_{t=0} = \dot{F}'_{\text{отр}} = \frac{c_0 c v_0}{c + c_0} (1 - \sin p_0 t_0).$$

Для определения произвольных постоянных представим уравнения (12.43) в виде

$$F' = a_1 \cos p_1 t + b_1 \sin p_1 t + a_2 \cos p_2 t + b_2 \sin p_2 t; \quad (12.44)$$

$$S' = a_1 \gamma_1 \cos p_1 t + b_1 \gamma_1 \sin p_1 t + a_2 \gamma_2 \cos p_2 t + b_2 \gamma_2 \sin p_2 t,$$

где

$$a_1 = A_1 \sin \varphi_1; \quad a_2 = A_2 \sin \varphi_2;$$

$$b_1 = A_1 \cos \varphi_1; \quad b_2 = A_2 \cos \varphi_2. \quad (12.45)$$

Дифференцируя уравнения (12.44) по времени, имеем

$$\dot{F}' = -a_1 p_1 \sin p_1 t + b_1 p_1 \cos p_1 t - a_2 p_2 \sin p_2 t + b_2 p_2 \cos p_2 t;$$

$$\dot{S}' = -a_1 \gamma_1 p_1 \sin p_1 t + b_1 \gamma_1 p_1 \cos p_1 t - a_2 \gamma_2 p_2 \sin p_2 t + \quad (12.46)$$

$$+ b_2 \gamma_2 p_2 \cos p_2 t.$$



Подставляя в уравнения (12.44) и (12.46) значения начальных условий, после решения системы уравнений имеем

$$a_1 = \frac{\gamma_2 F'_{отр}}{\gamma_2 - \gamma_1}; \quad a_2 = \frac{\gamma_1 F'_{отр}}{\gamma_1 - \gamma_2};$$

$$b_1 = \frac{\dot{F}_{отр} \gamma_2 - \dot{S}_{отр}}{p_1 (\gamma_2 - \gamma_1)}; \quad b_2 = \frac{\dot{S}_{отр} - \dot{F}_{отр} \gamma_1}{p_2 (\gamma_2 - \gamma_1)}.$$

Окончательно из выражений (12.45) получаем

$$\varphi_1 = \arctg a_1/b_1; \quad \varphi_2 = \arctg a_2/b_2;$$

$$A_1 = \sqrt{a_1^2 + b_1^2}; \quad A_2 = \sqrt{a_2^2 + b_2^2}.$$

Таким образом, усилия в металлоконструкции и в подвеске груза после подхвата груза

$$F = G_{гр} + A_1 \sin(p_1 t + \varphi_1) + A_2 \sin(p_2 t + \varphi_2);$$

$$S = G_{гр} + A_1 \gamma_1 \sin(p_1 t + \varphi_1) + A_2 \gamma_2 \sin(p_2 t + \varphi_2).$$

Максимальные усилия  $F$  и  $S$  теоретически могут возникнуть при совпадении максимумов синусоид двух частот. Однако практически максимум нагрузок  $F$  и  $S$  возникает примерно через четверть периода низкочастотных колебаний после отрыва груза от основания. Это расхождение объясняется двумя причинами: допущением о постоянстве жесткости канатов с доотрывной стадии и пренебрежением диссипативными силами. Поэтому, вводя практические коррективы в расчет, максимальные нагрузки можно с достаточной точностью принять

$$F_{\max} = G_{гр} + A_1; \quad S_{\max} = G_{гр} + \gamma_1 A_1.$$

Отсюда следует, что  $F_{д \max} = A_1$ ;  $S_{д \max} = \gamma_1 A_1$ .

Динамические нагрузки в упругих элементах кранов при подъеме груза с опоры могут быть весьма значительными, особенно у кранов с большой скоростью подъема груза и большими пролетами. Для уменьшения их рекомендуется ввести в систему подвески груза дополнительное упругое звено, снижающее примерно в 2 раза жесткость подвески груза, и исключить при эксплуатации подъем груза с опоры с подхватом при работе двигателя на жестких механических характеристиках путем введения в систему управления специальной блокировки, исключающей этот неблагоприятный режим работы механизма подъема.

## 12.8. ДИНАМИКА МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ КРАНОВ И ТЕЛЕЖЕК С ГИБКИМ ПОДВЕСОМ ГРУЗА

Груз при работе грузоподъемной машины подвешен на канатах, поэтому наблюдается его раскачивание, которое вызывает неравномерное движение механизмов передвижения кранов или тележек, дополнительные нагрузки на элементы кранов и создает

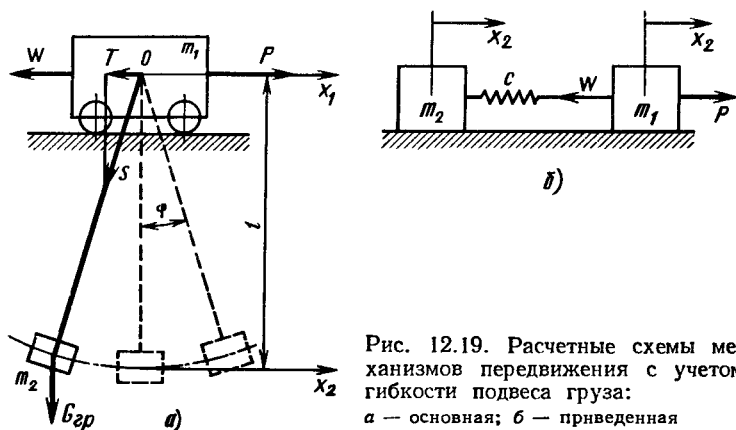


Рис. 12.19. Расчетные схемы механизмов передвижения с учетом гибкости подвеса груза:

а — основная; б — приведенная

неудобства при их эксплуатации. Поэтому необходимо уметь оценивать этот эффект колебаний груза при уточненных расчетах грузоподъемных машин.

Анализ собственных частот колебаний мостовых, козловых и некоторых других кранов стандартных параметров, передвигающихся по рельсовому пути, показывает, что частоты маятниковых колебаний груза относительно крана существенно ниже частот упругих колебаний крановой металлоконструкции и трансмиссии механизма передвижения. Даже при весьма малой длине канатов (не более 2—3 м) частоты маятниковых колебаний груза не превышают 2—2,6 рад/с, в то время как частоты упругих колебаний кранов в несколько раз, а иногда и в десятки раз выше.

Ввиду этого маятниковые колебания груза практически не зависят от упругих колебаний крана и их можно рассчитывать по схеме, когда металлоконструкция и трансмиссия механизма передвижения приняты абсолютно жесткими, что значительно упрощает расчет. При расчете динамических нагрузок крановой металлоконструкции и трансмиссии механизма передвижения крана изменение горизонтальной составляющей усилий в канатах можно принимать в виде известной функции времени, определяемой по схеме абсолютно жесткого крана. Этот прием позволяет снизить порядок уравнений движения крановой динамической системы.

В соответствии с изложенным для оценки гибкости подвеса груза и его влияния на динамику механизмов передвижения примем в качестве расчетной схемы простейшую двухмассовую систему (рис. 12.19, а), на которой приняты следующие обозначения:  $m_2$  — масса груза;  $m_1$  — масса всех движущихся частей тележки или крана и механизма передвижения, приведенная к поступательному перемещению тележки или крана;  $x_1$  — горизонтальное перемещение массы  $m_1$ ;  $x_2$  — абсолютное горизонтальное перемещение груза, состоящее из перемещения  $x_1$  тележки и перемещения груза  $x_2 - x_1$  относительно тележки;  $\varphi$  — угол отклонения подвески груза от вертикали;  $l$  — длина подвеса груза;  $W$  — сила сопротивления пере-

движению крана или тележки;  $P$  — движущее усилие, действующее на тележку или кран.

Ограничимся рассмотрением малых колебаний груза, когда  $\sin \varphi \approx \varphi$ , при неизменной длине подвеса груза.

С учетом этого допущения  $x_2 = x_1 + l\varphi$  усилие в подвеске груза

$$S = m_2 g = G_{\text{гр}},$$

а горизонтальная проекция натяжения в подвеске

$$T = S\varphi = m_2 g \frac{x_2 - x_1}{l}.$$

Уравнение движения тележки

$$m_1 \ddot{x}_1 + \frac{m_2 g}{l} (x_1 - x_2) = P - W. \quad (12.47)$$

Уравнение движения груза в горизонтальном направлении имеет вид

$$m_2 \ddot{x}_2 + \frac{m_2 g}{l} (x_2 - x_1) = 0. \quad (12.48)$$

Рассмотрим приведенную динамическую систему по схеме на рис. 12.19, б, когда масса  $m_2$  скользит по опорной поверхности без трения. Движение этой системы описывается уравнениями

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c (x_1 - x_2) &= P - W; \\ m_2 \ddot{x}_2 + c (x_2 - x_1) &= 0. \end{aligned} \quad (12.49)$$

Сравнивая систему уравнений (12.49) с системой уравнений (12.47) и (12.48), замечаем, что они идентичны, если принять за  $c$  величину  $m_2 g/l$ . Отсюда следует, что динамическое воздействие колеблющегося груза на тележку (или кран) аналогично прикреплению к тележке массы  $m_2$  груза при помощи пружины с жесткостью  $c = m_2 g/l$ . Эта аналогия позволяет наглядно оценить влияние раскачивающегося груза. При  $x_2 > x_1$  отклоняющийся груз «помогает» движущей силе  $P$ , а при  $x_2 < x_1$  отклоняющийся груз увеличивает силы сопротивления передвижению тележки.

Рассмотрим движение груза относительно движущейся точки подвеса в период разгона для простейшего случая, когда

$$P = \text{const} \text{ и } W = \text{const}.$$

Для этого умножим первое уравнение системы (12.49) на  $m_2$ , а второе — на  $m_1$  и вычтем второе из первого:

$$\ddot{x} + \omega^2 x = (P - W)/m_1,$$

где  $x$  — горизонтальное перемещение груза относительно точки подвеса,  $x = x_1 - x_2$ ;

$$\omega^2 = c (m_1 + m_2)/(m_1 m_2); \quad c = m_2 g/l.$$

Из решения этого уравнения при нулевых начальных условиях получаем

$$x = \frac{(P - W) l}{g (m_1 + m_2)} (1 - \cos \omega t). \quad (12.50)$$

Амплитуда колебаний груза

$$A = \frac{(P - W) l}{g(m_1 + m_2)}; \quad \frac{A}{l} = \frac{P - W}{g(m_1 + m_2)}.$$

Из последнего выражения видно, что относительно колебания груза при пуске тележки под действием постоянной силы происходят при некотором наклонном положении подвески груза, определенном углом  $\gamma$ , причем  $\operatorname{tg} \gamma = A/l$ .

Частота колебаний груза при движущейся тележке  $\omega = \sqrt{g(m_1 + m_2)/lm_1}$  больше частоты свободных колебаний груза при неподвижной тележке, которая равна  $\sqrt{g/l}$ .

Горизонтальная составляющая усилий в канатах, действующая на тележку, согласно формуле (11.50) изменяется по закону

$$T = -T_a (1 - \cos \omega t),$$

где  $T_a$  — амплитудное значение этой силы:

$$T_a = (P - W) m_2/(m_1 + m_2).$$

Значение усилия  $T$  изменяется в пределах от  $T_{\min} = 0$  до  $T_{\max} = -2(P - W) m_2/(m_1 + m_2)$  (знак «минус» показывает, что  $T_{\max}$  имеет направление силы сопротивления  $W$ ).

Из уравнений (12.47) и (12.50) следует также, что ускорение тележки при разгоне изменяется по гармоническому закону и находится в пределах от  $\ddot{x}_{1\max} = (P - W)/m_1$  при вертикальном положении груза до  $\ddot{x}_{1\min} = 2(P - W)^2 m_2/m_1^2 (m_1 + m_2)$  при максимальном отклонении груза от вертикали.

Это свидетельствует о том, что наибольшая опасность пробуксовки колес при разгоне с грузом возникает в самом начале пуска при вертикальном положении груза и повторяется через время  $2\pi/\omega$  с.

## 12.9. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ КРАНОВ ПРИ ИХ ПУСКЕ И ТОРМОЖЕНИИ

Эти нагрузки характерны для кранов, передвигающихся по рельсовому пути и транспортирующих груз, но не характерны для самоходных кранов, передвижение которых не является технологической операцией. С другой стороны, из всех кранов на рельсовом ходу наибольший уровень динамического нагружения имеют краны мостового типа, имеющие большие скорости передвижения, особенно мостовые краны, или большие размеры пролетного строения и значительные массы крановых металлоконструкций. По этой причине рассмотрим динамические нагрузки мостовых кранов, расчетные схемы которых являются наиболее простыми. Вместе с тем основы расчета нагрузок мостовых кранов справедливы для других кранов мостового типа.

При работе механизма передвижения мостового крана на его силовые элементы действуют нагрузки, обусловленные взаимодействием механизма, привода, металлоконструкции и зависящие как от положения грузовой тележки в пролете и веса поднятого груза,

так и от конструктивных параметров самого крана. Основными из них являются динамические нагрузки, возникающие в периоды пуска и торможения крана и при движении крана по неровностям кранового рельсового пути, а также динамические нагрузки на металлоконструкцию при наезде крана на концевые упоры и некоторые другие.

Рассмотрим динамические нагрузки при неустановившемся движении крана. Установлено, что грузовая тележка при пуске или торможении крана занимает равновероятное положение в пролете, поэтому при расчете мостового крана принимают два положения тележки: в середине пролета и крайнем положении вблизи одной из концевых балок. При расположении тележки в середине пролета будет симметричная схема нагружения кранового моста и трансмиссии механизма передвижения, а при расположении в крайнем положении — несимметричная схема нагружения, когда наиболее нагруженными становятся концевые балки и узлы соединения их с главными балками. Динамический расчет мостового крана для двух случаев расположения тележки в пролете ведут по расчетным схемам, мало отличающимся друг от друга, поэтому рассмотрим только случай крайнего расположения тележки в пролете.

На основе экспериментальных исследований расчетную схему крановой металлоконструкции при расположении тележки вблизи концевой балки можно принять в виде рамы, закрепленной от поперечных смещений в точках расположения ходовых крановых колес и свободно перемещающейся в продольном направлении (рис. 12.20). На этой схеме приняты следующие обозначения:  $l$  — пролет крана;  $B$  — база крана;  $K$  — колея тележки;  $m_t$  — масса тележки;  $S_1, S_2$  — тяговые усилия приводных колес;  $W_1, W_2$  — силы сопротивления соответствующих сторон крана. Поперечные связи ходовых колес крана с рельсами нельзя считать идеальными, так как при движении крана происходит поперечное смещение колес относительно рельсового пути. Однако поперечные смещения ходовых колес при пуске крана или его торможении сравнительно невелики и ими можно пренебречь. Кроме того, при нормальном пуске или торможении крана не происходит пробуксовки приводных колес и, следовательно, поперечного их проскальзывания. С учетом этих двух факторов была составлена расчетная схема, показанная на рис. 12.20.

Пренебрегая упругой податливостью концевых балок по сравнению с податливостью главных балок, раму моста можно заменить одной балкой, момент инерции сечения которой и масса равны сумме соответствующих параметров двух главных балок. Такое допущение приводит к некоторому увеличению собственных частот колебаний моста, но существенно упрощает задачу расчета. Кроме того, погрешность расчета при этом упрощении снижается с увеличением пролета кранов, а нагрузки упругих колебаний кранов с большими пролетами определяют в известной степени несущую способность его металлоконструкции. Совмещая массу тележки с массой одной из концевых балок и учитывая динамические параметры механизма

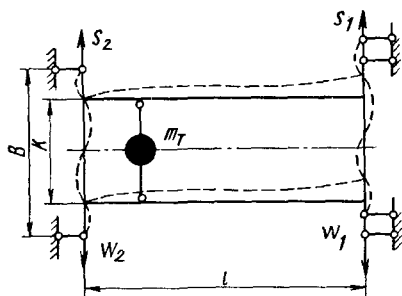


Рис. 12.20. Расчетная схема крановой металлоконструкции

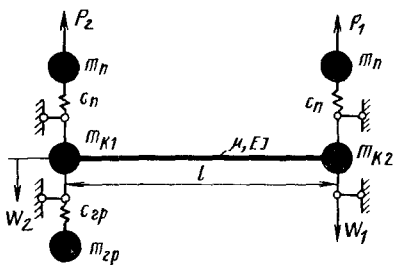


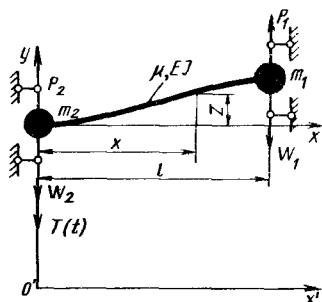
Рис. 12.21. Динамическая схема мостового крана при левом крайнем положении тележки с грузом

передвижения с раздельным приводом, получаем дискретно-континуальную схему мостового крана для расчета динамических нагрузок в периоды пуска и торможения (рис. 12.21). На схеме приняты следующие обозначения:  $P_1, P_2$  — движущие или тормозные усилия соответствующих сторон крана;  $\mu$  — масса единицы длины двух главных балок с установленным на них дополнительным оборудованием;  $m_n$  и  $c_n$  — приведенная масса вращающихся частей привода и коэффициент жесткости механизма одной стороны крана;  $m_{гр}$  — масса груза;  $c = G_{гр}/H$  (здесь  $G_{гр}$  — вес груза;  $H$  — расстояние между центром массы груза и осью барабана). Масса  $m_{K2}$  включает массы концевой балки, букс, ходовых колес и привода, а также приведенную к перемещению крана массу вращающихся колес одной стороны; в массу  $m_{K1}$  входит, кроме этого, масса тележки;  $J$  — момент инерции сечения двух главных балок.

Анализируя параметры мостовых кранов стандартных пролетов грузоподъемностью 5—50 т, можно существенно упростить расчетную схему. Вследствие того что низшая частота собственных колебаний моста во много раз меньше частоты собственных колебаний привода относительно моста, влияние упругих колебаний механизма будет мало сказываться на динамических нагрузках крановой металлоконструкции, поэтому при их расчете можно не учитывать упругую податливость трансмиссии механизма передвижения. При расчете динамических нагрузок крановой металлоконструкции эффект раскачивающегося груза можно учитывать с помощью действующей на мост горизонтальной составляющей усилия в канатах, определенной по расчетной схеме абсолютно жесткого крана (см. рис. 12.19). С учетом сформулированных упрощений для расчета нагрузок металлоконструкции может быть использована схема, включающая две дискретные массы, соединенные упругим стержнем, имеющим собственную массу (рис. 12.22), согласно которой  $m_1 = m_{K1} + m_n$ ;  $m_2 = m_{K2} + m_n$ ;  $F_1 = P_1 - W_1$ ;  $F_2 = P_2 - W_2$ ;  $T(t)$  — горизонтальная составляющая усилий в канатах, принимаемая как внешняя известная сила, изменяющаяся во времени.

Для определения положения любой точки балки вводят две системы координат: неподвижную систему  $x'Oy$ , в которой рассма-

Рис. 12.22. Динамическая схема металлоконструкции мостового крана при левом крайнем положении тележки с грузом



тривают движение абсолютно жесткой балки (переносное движение), и подвижную систему  $zOx$ , в которой рассматривают упругие колебания балки (относительное движение). Принимая, что при пуске или торможении крана в начальный момент груз неподвижен относительно моста, при постоянных усилиях  $F_1$  и  $F_2$  натяжение канатов будет изменяться по уравнению

$$T(t) = T_a (1 - \cos \omega t),$$

где  $T_a = (F_1 + F_2) m_{гр} / (m_{кр} + m_{гр})$ ;  $\omega$  — частота колебаний груза относительно крана при его разгоне или торможении;  $\omega = \sqrt{G_{гр} (m_{кр} + m_{гр}) / (H m_{кр} m_{гр})}$ ; (здесь  $m_{гр}$  — масса груза;  $m_{кр}$  — масса движущихся частей крана, приведенная к его поступательному перемещению).

Уравнение переносного движения кранового моста

$$m_{кр} \ddot{y} = F_1 + F_2 - T_a (1 - \cos \omega t).$$

Отсюда получаем ускорение переносного движения

$$\ddot{y} = j + j_a \cos \omega t, \quad (12.51)$$

где

$$j = (F_1 + F_2 - T_a) / m_{кр}; \quad j_a = T_a / m_{кр}.$$

Известно [5], что уравнение свободных изгибных колебаний балки постоянного сечения имеет вид

$$EJ \frac{\partial^4 z}{\partial x^4} + \mu \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} = 0,$$

где  $z$  — упругое смещение точек балки относительно ее недеформированной оси.

Чтобы записать уравнение вынужденных изгибных колебаний рассматриваемой балки, следует в правую часть этого уравнения записать все внешние силы, действующие на балку согласно расчетной схеме на рис. 12.22, к числу которых относятся и силы инерции переносного движения:

$$EJ \frac{\partial^4 z}{\partial x^4} + \mu \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} = -\mu \frac{d^2 y}{dt^2} + \left( F_1 - T_a + T_a \cos \omega t - m_1 \frac{d^2 y}{dt^2} \right) \sigma_1(x) + \\ + \left( F_2 m_2 \frac{d^2 y}{dt^2} \right) \sigma_1(x-l), \quad (12.52)$$

где  $\sigma_1(x)$ ,  $\sigma_1(x-l)$  — импульсные функции первого порядка,  $m^{-1}$ ; функция  $\sigma_1(x)$  во всех точках, кроме точки  $x=0$ , равна нулю; при  $x=0$   $\sigma_1(x)=1$ ; функция  $\sigma_1(x-l)$  во всех точках, кроме точки  $x=l$ , равна нулю; при  $x=l$   $\sigma_1(x-l)=1$ .

Используя формулу (12.51), представим уравнение (12.52) в виде

$$EJ \frac{\partial^4 z}{\partial x^4} + \mu \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} = -\mu(j + j_a \cos \omega t) + (N_1 + N_3 \cos \omega t) \sigma_1(x) + \\ + (N_2 - N_4 \cos \omega t) \sigma_1(x - l), \quad (12.53)$$

где

$$N_1 = F_1 - T_a - m_1 j; \quad N_2 = F_2 - m_2 j; \\ N_3 = T_a - m_1 j_a; \quad N_4 = m_2 j_a.$$

Применяя метод главных координат, т. е. метод разложения решения по собственным формам колебаний, общее решение уравнения (12.53) будем искать в виде (5):

$$z(x, t) = \sum U_k(x) q_k(t), \quad (12.54)$$

где  $U_k(x)$  — прогиб при  $k$ -м колебании;  $q_k(t)$  — обобщенная координата;  $k = 1, 2, 3 \dots$

Функцию  $U_k(x)$ , определяющую формы изгибных колебаний главных балок мостового крана, определяют из решения уравнения

$$\frac{d^4 U(x)}{dx^4} - \alpha^4 U(x) = 0, \quad (12.55)$$

где  $\alpha^4 = \rho^2 \mu / (EJ)$ ;  $\rho$  — частота собственных колебаний рассматриваемой системы.

Общее решение уравнения (12.55) можно представить в виде

$$U(x) = C_1 K_1(\alpha x) + C_2 K_2(\alpha x) + \\ + C_3 K_3(\alpha x) + C_4 K_4(\alpha x),$$

где  $C_1, \dots, C_4$  — постоянные, определяемые из граничных условий;  $K_1, K_2, K_3, K_4$  — функции А. Н. Крылова [5].

Поскольку на обоих концах расчетной балки углы поворота равны нулю, а поперечные силы — силам инерции дискретных масс  $m_1$  и  $m_2$  в их относительном движении, граничные условия имеют вид

$$\left( \frac{dU}{dx} \right)_{x=0} = \left( \frac{dU}{dx} \right)_{x=l} = 0; \\ \left( \frac{d^3 U}{dx^3} \right)_{x=0} = \frac{m_1 \rho^2 U(0)}{EJ}; \\ \left( \frac{d^3 U}{dx^3} \right)_{x=l} = - \frac{m_2 \rho^2 U(l)}{EJ}.$$

Из условий, принятых для левого конца балки, следует:

$$C_2 = 0; \quad C_4 = C_1 \frac{m_1 \rho^2}{EJ \alpha^3}.$$

Используя граничные условия на правом конце балки, получаем уравнения

$$C_1 [K_4(\lambda) + \beta \lambda K_3(\lambda)] + C_3 K_2(\lambda) = 0; \\ C_1 [K_2(\lambda) + \beta \lambda K_1(\lambda) + \gamma \lambda K_1(\lambda) + \\ + \gamma \beta \lambda^2 K_4(\lambda)] + C_3 [K_4(\lambda) + \gamma \lambda K_3(\lambda)] = 0, \quad (12.56)$$



где

$$\beta = m_1/(\mu l); \quad \gamma = m_2/(\mu l); \quad \lambda = \alpha l.$$

Приравнивая нулю определитель этой системы, получаем так называемое частотное уравнение

$$K_4^2(\lambda) - K_2^2(\lambda) + \lambda(\beta + \gamma)[K_3(\lambda)K_4(\lambda) - K_1(\lambda)K_2(\lambda)] + \\ + \beta\gamma\lambda^2[K_3^2(\lambda) - K_2(\lambda)K_4(\lambda)] = 0.$$

Решая это уравнение на ЭВМ по стандартной программе, находим несколько наименьших значений параметра  $\lambda_k$  ( $k = 1, 2, 3, \dots$ ), после чего находим  $\alpha_k$  и частоты собственных колебаний

$$p_k = \alpha_k^2 \sqrt{EJ/\mu}.$$

Определив из первого уравнения системы (12.56) постоянные соотношения между коэффициентами  $C_1$  и  $C_3$  (при  $\lambda = \lambda_k$ ) и принимая  $C_1 = 1$ , получаем выражение для форм изгибных колебаний балки в виде

$$U_k(x) = K_1(\alpha_k x) - a_k K_3(\alpha_k x) + \beta \lambda_k K_4(\alpha_k x), \quad (12.57)$$

где

$$a_k = \frac{K_4(\lambda_k) + \beta \lambda_k K_3(\lambda_k)}{K_2(\lambda_k)}.$$

Главную координату  $q_k(t)$  определяют из уравнения

$$\ddot{q}_k + p_k^2 q_k = Q_k(t)/m_k^*, \quad (12.58)$$

где  $Q_k(t)$  — обобщенная сила;  $m_k^*$  — обобщенная масса.

Обобщенная сила, соответствующая координате  $q_k$ , равна виртуальной работе всех внешних сил на единичном перемещении  $q_k$ . Учитывая разброс роторных сопротивлений двигателей двух сторон крана, для расчета максимальных нагрузок при пуске движущиеся усилия следует принимать постоянными:  $P_1 = 0,84P_0$ ;  $P_2 = 1,16P_0$  (здесь  $P_0$  — движущее усилие при неподвижном роторе, найденное по данным каталога для двигателя и контроллера). Такое же предположение следует сделать в отношении тормозных усилий двигателей и принять  $P_1 = -1,16P_T$ ;  $P_2 = -0,84P_T$  (здесь  $P_T$  — тормозное усилие при коэффициенте скольжения двигателя, равном единице). Обобщенная сила, согласно сделанному допущению о постоянстве усилий  $P_1$  и  $P_2$ ,

$$Q_k(t) = (N_1 + N_3 \cos \omega t) U_k(0) + (N_2 - N_4 \cos \omega t) U_k(l) - \\ - \mu(j + j_a \cos \omega t) \int_0^l U_k(x) dx; \\ Q_k = A_k + B_k \cos \omega t, \quad (12.59)$$

где

$$A_k = N_1 U_k(0) + N_2 U_k(l) - \frac{\mu j}{\alpha_k} b_k;$$

$$B_k = N_1 U_k(0) + N_2 U_k(l) - \frac{\mu j}{\alpha_k} b_k;$$

$$b_k = K_2(\lambda_k) - a_k K_4(\lambda_k) + \beta \lambda_k [K_1(\lambda_k) - 1].$$

## Обобщенная масса

$$m_k^* = m_1 U_k^2(0) + m_2 U_k^2(l) + \mu \int_0^l U_k^2(x) dx.$$

Принимая начальные условия нулевыми, получаем с учетом формулы (12.59) следующее решение уравнения (12.58):

$$q_k = \frac{A_k}{m_k^* p_k^2} (1 - \cos p_k t) + \frac{B_k (\cos \omega t - \cos p_k t)}{m_k^* (p_k^2 - \omega^2)}.$$

Используя уравнения изгиба балки  $EJ \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} = M$ , определим изгибающие моменты в любом сечении из выражения

$$M(x, t) = \sum_{k=1}^{\infty} M_k(x) q_k(t), \quad (12.60)$$

где  $M_k(x)$  — амплитудная функции изгибающего момента, причем

$$M_k(x) = EJ \alpha_k^2 [K_3(\alpha_k, x) - a_k K_1(\alpha_k, x) + \beta \lambda_k K_2(\alpha_k, x)].$$

Поперечные силы, действующие на ходовые колеса левой и правой стороны крана, соответственно будут

$$R_{\text{л}} = M(0, t)/B; \quad R_{\text{п}} = M(l, t)/B,$$

где  $B$  — база крана.

Численный расчет изгибающих моментов по выражению (12.60) главных балок мостовых кранов стандартных параметров и сравнение его с экспериментальными данными позволяет сделать следующие выводы: максимальный момент возникает на левом конце балки, т. е. в месте расположения грузовой тележки в период пуска и период торможения: достаточно хорошее совпадение с результатами эксперимента получают при учете только первого члена ряда уравнения (12.60); поскольку  $p_1 > \omega$ , а коэффициенты  $A_1$  и  $B_1$  выражения (12.59) имеют противоположные знаки, максимум изгибающего момента возникает в тот момент времени  $t_0$ , когда  $\cos p_1 t_0 = -1$  и  $\cos \omega t_0 = -1$ , т. е. в момент максимального отклонения канатов от вертикали.

Ввиду того, что пуск крана или торможение его происходят при различной длине отвеса канатов, то сформулированное условие возникновения максимума будет иметь место, когда  $p_1 = (2i + 1)\omega$  (здесь  $i = 1, 2, 3 \dots$ ).

С учетом перечисленных выводов максимальный изгибающий момент в любом сечении расчетной балки

$$M(x, t_0) = 2 \frac{A_1 M_1(x)}{m_1^* p_1^2},$$

где  $M_1(x)$  — амплитудная функция низкочастотной составляющей ( $k = 1$ ) изгибающего момента, причем

$$M_1(x) = EJ \alpha_1^2 [K_3(\alpha_1 x) - a_1 K_1(\alpha_1 x) + \beta \lambda_1 K_2(\alpha_1 x)].$$

Абсолютный максимум изгибающего момента (на левом конце балки)

$$M_{\text{max}} = - \frac{2 A_1 a_1 EJ \alpha_1^2}{m_1^* p_1^2} = - \frac{2 A_1 a_1 \mu}{m_1^* \alpha_1^2}.$$

## УСТОЙЧИВОСТЬ ПЕРЕДВИЖНЫХ КРАНОВ ПРОТИВ ОПРОКИДЫВАНИЯ

---

Под устойчивостью передвижных кранов следует понимать способность крана противодействовать опрокидывающим его моментам (см. Правила Госгортехнадзора).

Устойчивость передвижного крана характеризуется коэффициентами устойчивости, представляющими собой отношение восстанавливающего момента к опрокидывающему моменту относительно ребра опрокидывания от нагрузок, действующих на кран. За ребро опрокидывания принимают линию, относительно которой проверяют устойчивость крана с учетом конструктивных особенностей ходовой части крана. Для железнодорожных, строительных башенных, порталных и других кранов на рельсовом ходу при проверке устойчивости в поперечном направлении относительно кранового пути за ребро опрокидывания принимают линию середины головки рельса, относительно которого проверяется устойчивость крана (рис. 13.1, а). Ребро опрокидывания проецируется в точку А.

Для тех же кранов на заторможенных катках ходовой части при проверке устойчивости в продольном направлении относительно кранового пути за ребро опрокидывания принимают линию, соединяющую опорные точки передних или задних катков (рис. 13.1, б), или оси балансиров (рис. 13.1, в), расположенные под соответствующими опорами крана.

Для гусеничных кранов со стрелой, расположенной в поперечном направлении относительно ходовой части, за ребро опрокидывания принимают линию, соответствующую середине гусеницы, если гусеничный ход выполнен по схеме, показанной на рис. 13.1, г, или линию под серединой внешних дисков опорных роликов, если ходовая часть выполнена по схеме на рис. 13.1, д.

При стреле, расположенной в продольном направлении относительно гусеничного хода, за ребро опрокидывания условно принимают линию, соединяющую опорные точки крайних катков обеих гусениц ходовой части (рис. 13.1, е), а для кранов, работающих с выносными опорами за ребро опрокидывания принимают линию, соединяющую шарниры соответствующих опорных плит аутригеров (рис. 13.1, ж).

Некоторые краны для работы с грузами номинальной массы, кроме дополнительных опор, имеют ходовую часть, позволяющую крану перемещаться по рабочей площадке при транспортировании

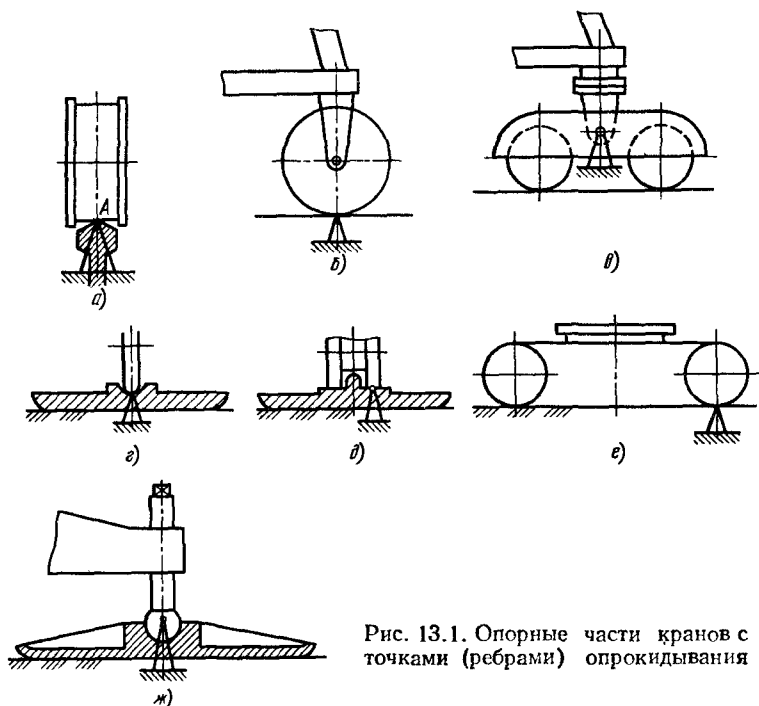


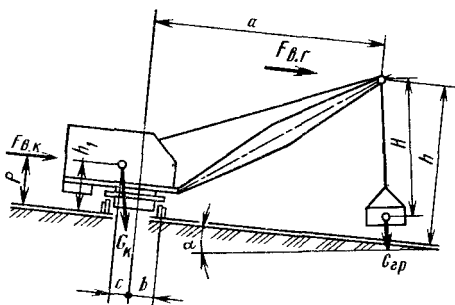
Рис. 13.1. Опорные части кранов с точками (ребрами) опрокидывания

грузов меньшей массы. В этих случаях устойчивость крана проверяют для обоих рабочих положений, причем за ребра опрокидывания принимают линии, соответствующие работе крана как на дополнительных опорах, так и на ходовой части в продольном и поперечном направлениях.

Различают грузовую и собственную устойчивость кранов. Проверка грузовой устойчивости позволяет оценить работоспособность крана при работе с грузом номинальной массы. Проверка собственной устойчивости позволяет оценить устойчивость крана в нерабочем состоянии (без груза) под действием ветровой нагрузки нерабочего состояния.

При определении грузовой и собственной устойчивости стреловых кранов не учитывают вес рельсовых захватов, вес нижних ветвей гусеничных лент и других узлов и деталей, не предназначенных для удержания крана от опрокидывания. Топливные баки, баки и котлы с водой, бункера с топливом, инструментальные ящики и другие емкости крана, масса которых может изменяться при эксплуатации, принимаются полностью заполненными материалом (рабочей жидкостью), если они уменьшают устойчивость. Если перечисленные выше элементы увеличивают устойчивость, то уровень воды в котле принимается минимальным, а баки, бункера, ящики и др. должны быть не заполнены материалом. Дополнительные опоры (аутригеры) и стабилизаторы при расчете собственной устойчивости крана во внимание не принимают.

Рис. 13.2. Расчетная схема для определения грузовой устойчивости крана



Грузовую устойчивость рассчитывают для трех положений крана.

1. Кран работает на наибольшем допустимом уклоне (рис. 13.2) с вылетом, направленным в сторону уклона, при ребре опрокидывания, смещенном также в сторону уклона и направленном перпендикулярно плоскости изменения вылета крана.

Коэффициент  $K_1$  грузовой устойчивости крана в этом положении представляет собой отношение момента относительно ребра опрокидывания, создаваемого весом всех частей крана с учетом дополнительных нагрузок (ветровая нагрузка, инерционные силы, возникающие при пуске или торможении механизмов подъема груза и стрелы, поворота и передвижения крана) к моменту, создаваемому весом рабочего груза относительно того же ребра опрокидывания. Согласно Правилам Госгортехнадзора этот коэффициент должен быть не менее 1,15.

2. Кран работает на горизонтальной площадке. Коэффициент грузовой устойчивости в этом положении представляет собой отношение момента относительно ребра опрокидывания, создаваемого весом всех частей крана без учета дополнительных нагрузок, к моменту, создаваемому весом рабочего груза относительно того же ребра опрокидывания. Этот коэффициент должен быть не менее 1,4.

3. Кран работает на наибольшем допустимом уклоне с ребром опрокидывания в сторону уклона и с вылетом крана, направленным под углом  $45^\circ$  к направлению уклона рабочей площадки.

Коэффициент грузовой устойчивости для этого положения крана представляет собой отношение момента относительно ребра опрокидывания, создаваемого весом всех частей крана с учетом дополнительных нагрузок, в том числе касательных инерционных сил, возникающих при торможении механизма поворота к моменту, создаваемому весом рабочего груза относительно того же ребра. Этот коэффициент должен быть не менее 1,15.

Приведем основные и дополнительные нагрузки, учитываемые при расчете грузовой устойчивости крана, для первых двух его положений и соответственно формулы коэффициентов грузовой устойчивости.

*Собственный вес крана*  $G_k$ , рассматриваемый в виде равнодействующей весов всех элементов крана, проходящей через центр тяжести крана в вертикальном направлении. Момент  $M_{k.y}$  относительно ребра опрокидывания (см. рис. 13.2) с учетом уклона

$$M_{k.y} = G_k [(b + c) \cos \alpha - h_1 \sin \alpha],$$

где  $b$  — расстояние от оси вращения крана до ребра опрокидывания, м;  $c$  — расстояние от плоскости, проходящей через ось вращения крана параллельно ребру опрокидывания, до центра тяжести крана, м;  $h_1$  — расстояние от центра тяжести крана до плоскости, проходящей через точки опорного контура, м;  $\alpha$  — угол наклона крана, °;

*Вес наибольшего рабочего груза  $G_{гр}$  и вес съемных грузозахватных приспособлений.* Некоторые краны для различных вылетов имеют соответствующую грузоподъемность, которую определяют, как правило, из устойчивости крана с проверкой на прочность элементов крана.

Зависимость грузоподъемности крана от вылета показана на рис. 13.3. Кривая 1 соответствует крану, грузоподъемность которого определена для всего диапазона вылетов из условий устойчивости крана, поэтому с увеличением вылета допускаемый вес поднимаемого груза плавно уменьшается.

В практике имеются случаи, когда на малых вылетах первоестественное значение имеет прочность элементов крана, а не устойчивость против опрокидывания, тогда зависимость грузоподъемности от вылета приобретает форму кривой 2. В этом случае в пределах небольшого диапазона малых вылетов вес поднимаемого груза ограничен определенным значением.

Для облегчения работы крановщика и упрощения системы ограничения грузоподъемности крана иногда зависимости придают форму ступенчатой кривой 3, ограничивая грузоподъемность крана только двумя значениями. Наиболее простой является зависимость 4, которая соответствует одному значению грузоподъемности на всех вылетах. При проектировании кранов вес поднимаемых грузов должен быть увязан с вылетами крана, при которых эти грузы поднимаются при условии обеспечения устойчивости крана с последующей проверкой элементов крана на прочность.

Для получения кривой грузоподъемности (кривая 1 на рис. 13.3) вылет крана разбивают на несколько участков. Для наибольших вылетов каждого участка, а также для наименьшего вылета крана из условий устойчивости крана определяют наибольший вес поднимаемого груза. Если по условиям прочности какого-либо элемента крана (редуктора, каната, осей, валов и др.) вес поднимаемого груза не должен превышать определенного значения, то определяют точку на кривой грузоподъемности, соответствующую весу этого груза, затем для наименьших вылетов крана участок кривой грузоподъемности представляют в виде прямой линии (кривая 2 на рис. 13.3).

Если из условий упрощения аппаратуры, контролирующей вес поднимаемого груза (ограничителей грузоподъемности), или по другим причинам следует получить ступенчатую кривую грузоподъемности

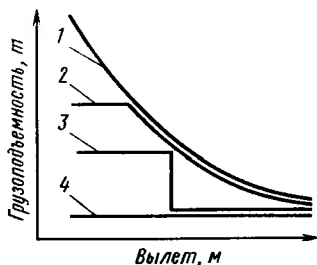


Рис. 13.3. Зависимость грузоподъемности крана от вылета

крана (кривая 3 на рис. 13.3), то для этого определяют вес поднимаемого груза на наибольшем вылете стрелы, а затем вылет стрелы, соответствующий наибольшей грузоподъемности крана. Эти точки являются основой построения характеристики крана.

Для получения характеристики крана, имеющей одно значение веса поднимаемого груза на всех вылетах стрелы (кривая 4 на рис. 13.3), определяют вес груза на наибольшем возможном вылете или наибольший допустимый вылет для груза номинальной массы. По полученным результатам определяют грузоподъемность крана на всем диапазоне вылета стрелы. Подъем грузов массой, превышающей грузоподъемность крана, не допускается.

Момент  $M_{гр}$  относительно ребра опрокидывания, создаваемый рабочим грузом, при работе крана на уклоне (см. рис. 13.2)

$$M_{гр} = G_{гр} [(a - b) \cos \alpha + h \sin \alpha],$$

где  $G_{гр}$  — вес наибольшего рабочего груза, Н;  $a$  — расстояние от точки подвеса груза до плоскости, проходящей через ось вращения крана параллельно ребру опрокидывания;  $h$  — расстояние от головки стрелы до плоскости, проходящей через точки опорного контура, м.

Однако вследствие малого значения допускаемого угла наклона крана Правилами Госгортехнадзора предусматривается момент  $M_{гр}$  принимать

$$M_{гр} = G_{гр} (a - b).$$

Аналогично определяют момент  $M_{гр.ин}$  относительно ребра опрокидывания от веса груза при работе механизма подъема в неустановившемся режиме

$$M_{гр.ин} = G_{гр} v (a - b) / (gt),$$

где  $v$  — скорость подъема груза;  $t$  — время неустановившегося режима работы механизма подъема груза.

*Ветровую нагрузку  $F_{в.к}$  на подветренную площадь крана*, действующую перпендикулярно ребру опрокидывания и параллельно плоскости, проходящей через точки опорного контура, принимают по ГОСТ 1451—77 для рабочего состояния крана. Плечом ветровой нагрузки  $F_{в.к}$  относительно ребра опрокидывания является расстояние  $\rho$  от плоскости, проходящей через точки опорного контура, до центра тяжести подветренной площади крана (см. рис. 13.2).

Момент  $M_{в.к}$  относительно ребра опрокидывания, создаваемый ветровой нагрузкой рабочего состояния крана, действующей на подветренную площадь крана,

$$M_{в.к} = F_{в.к} \rho,$$

где  $\rho$  — расстояние от плоскости, проходящей через точки опорного контура, до центра приложения ветровой нагрузки рабочего состояния на кран, м.

*Ветровую нагрузку  $F_{в.гр}$  на подветренную площадь груза*, действующая перпендикулярно ребру опрокидывания и параллельно плоскости, проходящей через точки опорного контура крана, принимают по ГОСТ 1451—77 для рабочего состояния крана. Характер воздействия ветровой нагрузки  $F_{в.гр}$  со стороны груза на крано-

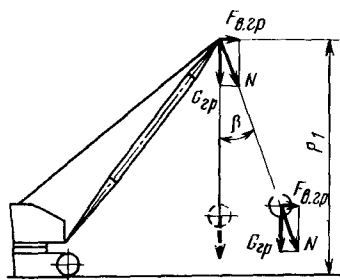


Рис. 13.4. Схема нагружения крана ветровой нагрузкой, действующей на груз

вую систему зависит от способа подвески груза на кране. При подвешивании на свободной гибкой подвеске (рис. 13.4) груз под действием ветровой нагрузки  $F_{в.гр}$  отклонится на угол  $\beta$  от вертикали, при этом равнодействующая  $N$  от веса груза  $G_{гр}$  и ветровой нагрузки  $F_{в.гр}$  будет направлена вдоль оси каната,

так как гибкая подвеска способна воспринимать только растягивающую нагрузку. Если перенести силу  $N$  по линии ее действия к головным блокам стрелы и разложить ее по вертикальному направлению и направлению ветровой нагрузки, то получим те же силы  $G_{гр}$  и  $F_{в.гр}$ , приложенные к головке стрелы. Эти две силы полностью воспроизводят совместное действие ветровой нагрузки и веса груза на крановую систему. Таким образом, плечом ветровой нагрузки  $F_{в.гр}$  относительно ребра опрокидывания при гибкой подвеске груза будет расстояние  $\rho_1$  от опорной поверхности крана до головки стрелы.

Момент  $M_{в.гр}$  относительно ребра опрокидывания, создаваемый ветровой нагрузкой рабочего состояния, действующей на подветренную площадь груза,

$$M_{в.гр} = F_{в.гр} \rho_1.$$

*Инерционные нагрузки от масс груза и элементов крана*, возникающие при передвижении крана с ускорением или замедлением (пуск, торможение). Инерционную нагрузку от массы груза целесообразно аналогично ветровой нагрузке привести к головным блокам стрелы, а суммарную нагрузку от масс элементов крана считать приложенной в центре тяжести крана.

Суммарный момент  $M_{г.к}$  относительно ребра опрокидывания, вызванный инерционными нагрузками от масс груза и элементов крана при работе механизма передвижения крана в неустановившемся режиме,

$$M_{г.к} = \frac{G_{гр} v_1}{g t_1} h + \frac{G_{к} v_1}{g t_1} h_1,$$

где  $g$  — ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;  $v_1$  — скорость передвижения крана,  $\text{м/с}$ ;  $t_1$  — время неустановившегося режима работы механизма передвижения крана,  $\text{с}$ ;  $h_1$  — расстояние от центра тяжести крана до плоскости, проходящей через точки опорного контура,  $\text{м}$ .

*Инерционная нагрузка от масс груза и стрелы*, возникающая при работе механизма изменения вылета стрелы. Это нагрузка зависит не только от массы стрелы и груза, но и от положения груза относительно головных блоков стрелы и системы подвески груза. При сокращении длины подвески груза ускорение груза приближается к ускорению головки стрелы. Поэтому рассматривая наибольшее воздействие этой нагрузки, условно принято считать, что



масса груза сосредоточена в головке стрелы. Инерционную нагрузку от массы груза, направленную по касательной к траектории движения конца стрелы, определяют как произведение массы груза  $G_{rp}/g$  на касательное ускорение конца стрелы  $v_2/t_2$  (рис. 13.5):

$$P_{rp} = G_{rp} v_2 / (g t_2),$$

где  $v_2$  — окружная скорость головки стрелы, соответствующая рассматриваемому положению стрелы;  $t_2$  — время неустановившегося режима работы механизма изменения вылета стрелы (пуск, торможение).

Величины  $v_2$  и  $t_2$  обычно изменяются в зависимости от вылета, поэтому при расчетах принимают их средние значения.

Влияние массы стрелы  $G_c/g$ , распределенной по длине стрелы, целесообразно заменить массой  $G_{пр.с}/g$ , приведенной к головке стрелы. Суммарная инерционная нагрузка от масс груза и стрелы, перемещающихся с ускорением под действием механизма изменения вылета,

$$P_{rp} + P_{пр.с} = (G_{rp} + G_{пр.с}) v_2 / (g t_2),$$

где  $P_{пр.с}$  — инерционная нагрузка от массы стрелы, приведенная к головным блокам стрелы, Н.

Для упрощения расчетов скорость  $v_2$  раскладывают на две составляющие: одну — перпендикулярную к опорной поверхности крана  $v'_2$  и вторую — параллельную этой поверхности  $v''_2$ . Соответственно этим направлениям имеются и инерционные нагрузки, приложенные к головке стрелы: нагрузка, перпендикулярная к опорной поверхности крана и действующая на плече  $(a - b)$  относительно ребра опрокидывания,  $(G_{rp} + G_{пр.с}) v'_2 / (g t_2)$ ; нагрузка, параллельная опорной поверхности крана и действующая на плече  $h$  относительно ребра опрокидывания,  $(G_{rp} + G_{пр.с}) v''_2 / (g t_2)$ .

Суммарный момент  $M'_{г.к}$  относительно ребра опрокидывания, вызванный инерционными нагрузками от масс груза и стрелы при работе механизма подъема стрелы в неустановившемся режиме,

$$M'_{г.к} = \frac{(G_{rp} + G_{пр.с}) v'_2}{g t_2} h + \frac{(G_{rp} + G_{пр.с}) v''_2}{g t_2} (a - b).$$

Определение приведенной массы стрелы осложняется неравномерным распределением массы стрелы по ее длине и в некоторых случаях нарушением прямолинейности оси стрелы. В качестве примера определим приведенную массу прямой стрелы с массой  $Q_c$  при работе механизма изменения вылета, предварительно до-

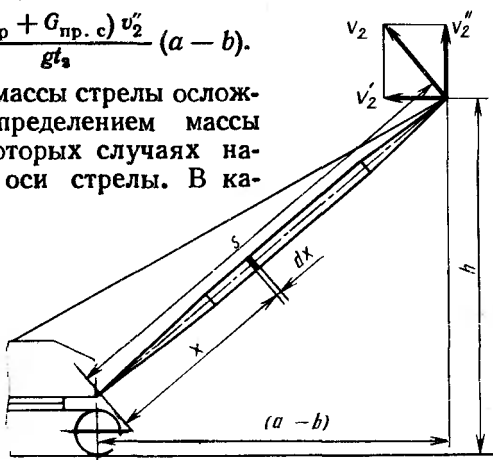


Рис. 13.5. Расчетная схема для определения инерционных нагрузок от масс груза и стрелы при изменении вылета стрелы

пустив равномерное распределение массы стрелы по ее длине.

Масса элементарного участка стрелы (см. рис. 13.5)

$$dQ_c = \frac{Q_c}{s} dx.$$

Момент инерции массы элемента стрелы относительно шарнира основания стрелы

$$dJ_c = \frac{Q_c}{s} x^2 dx.$$

Момент силы инерции элемента стрелы относительно той же оси

$$dM_c = \varepsilon dJ_c = \frac{Q_c v_2}{s^2 t_2} x^2 dx.$$

Момент сил инерции массы стрелы при ее подъеме со средним ускорением  $\varepsilon = v_2/s t_2$  относительно шарнира основания стрелы

$$M_c = \int_0^s \frac{Q_c v_2}{s^2 t_2} x^2 dx = \frac{Q_c v_2 s}{3 t_2}.$$

Приведенная масса стрелы  $Q_{пр.с}$ , сосредоточенная на ее конце, создает такой же момент, как и момент от массы стрелы, распределенной по длине стрелы:

$$M_c = J_{пр.с} \varepsilon = \frac{Q_{пр.с} s^2 v_2}{s t_2} = \frac{Q_{пр.с} s v_2}{t_2},$$

где  $J_{пр.с}$  — момент инерции приведенной массы, сосредоточенной на конце стрелы.

Приравнивая правые части последних уравнений, определим приведенную массу стрелы

$$Q_{пр.с} = Q_c/3.$$

Если прямолинейная стрела имеет существенные отклонения равномерного распределения массы по длине, то в качестве приближенного решения поставленной задачи можно длину стрелы разбить на зоны, внутри которых распределенная масса стрелы изменяется незначительно. Затем определяют суммарный момент инерционной нагрузки относительно шарнира основания стрелы, который получим в результате суммирования интегралов моментов для всех зон стрелы.

Инерционную нагрузку от массы груза при повороте крана (центробежную силу) определяют следующим образом. Груз весом  $G_{гр}$  подвешен на гибкой подвеске длиной  $H$  на расстоянии  $l$  от оси вращения крана (рис. 13.6). При вращении крана с частотой вращения  $n$  (об/мин) груз отклоняется на величину  $x$ , зависящую от радиуса вращения точки подвеса груза и частоты вращения крана.

Для упрощения выводов примем, что груз при отклонении остается на том же уровне относительно опорной площадки крана.

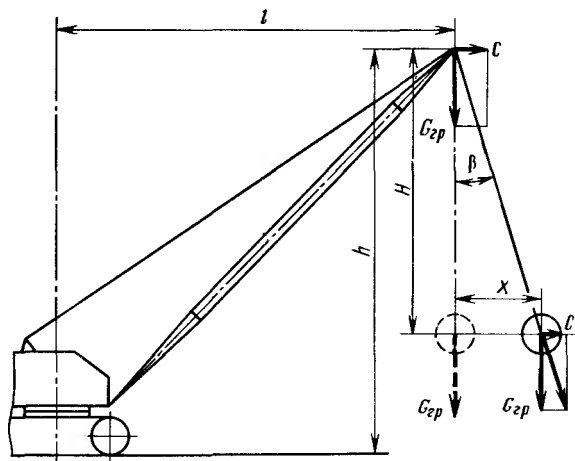


Рис. 13.6. Расчетная схема определения центробежной силы массы груза при вращении крана

При установившейся частоте вращения крана радиус вращения центра тяжести груза равен  $(l + x)$  (рис. 13.6), а центробежная сила

$$C = \frac{G_{гр}}{g} \left( \frac{\pi n}{30} \right)^2 (l + x), \quad (13.2)$$

где  $g$  — ускорение свободного падения.

Учитывая, что  $\operatorname{tg} \beta = C/G_{гр} = x/H$ , получаем

$$x = CH/G_{гр}.$$

Подставив значение  $x$  в формулу (13.2) центробежной силы и приняв численно равными ускорение свободного падения  $g$  и  $\pi^2$ , получим

$$C = G_{гр} n^2 l / (900 - n^2 H).$$

Центробежную силу от массы груза аналогично ветровой нагрузке, действующей на груз, следует рассматривать приложенной к головным блокам стрелы с плечом  $h$  относительно ребра опрокидывания. Момент  $M_{ц}$  относительно ребра опрокидывания, вызванный центробежной силой груза при вращении крана,

$$M_{ц} = G_{гр} n^2 l h / (900 - n^2 H).$$

Значение коэффициента  $K_1$  грузовой устойчивости для свободностоящего крана, работающего на наибольшем допустимом уклоне с вылетом, направленным в сторону уклона, при ребре опрокидывания, смещенном в сторону уклона и направленном перпендикулярно плоскости изменения вылета, определяется отношением суммарного момента относительно ребра опрокидывания от основных

и дополнительных нагрузок, действующих на кран, к моменту, создаваемому весом груза относительно того же ребра:

$$K_1 = \frac{G_K [(b+c) \cos \alpha - h_1 \sin \alpha] - G_{rp} (a-b) - G_{rp} n^2 l h / (900 - n^2 H) - G_{rp} v (a-b) / (gt) - G_{rp} v_1 h / (gt_1) - G_K v_1 h_1 / (gt_1) - (G_{rp} + G_{пр.с} v_2 h / (gt_2) - (G_{rp} + G_{пр.с} v_2'' (a-b) / G_{rp} (a-b) / (gt_2) - F_{в.гп} - F_{в.к}]}{G_{rp} (a-b)} \geq 1,15.$$

Значение коэффициента  $K'_1$  грузовой устойчивости для крана, работающего на горизонтальной площадке, при учете только основных нагрузок, действующих на кран (второе положение крана, с. 361), определится отношением момента относительно ребра опрокидывания от веса крана к моменту, создаваемому весом рабочего груза относительно того же ребра:

$$K' = G_K (b+c) / [G_{rp} (a-b)] \geq 1,4.$$

Устойчивость крана без груза в нерабочем положении оценивается коэффициентом  $K_2$  собственной устойчивости, который выражается отношением момента, создаваемого весом всех частей крана с учетом уклона пути в сторону ребра опрокидывания (рис. 13.7) относительно этого ребра, к моменту, создаваемому ветровой нагрузкой  $F_{в.к}$  (ГОСТ 1451—77) нерабочего состояния крана относительно того же ребра опрокидывания.

Для кранов, изменение вылета стрелы которых осуществляется с помощью механизмов с машинным приводом, коэффициент собственной устойчивости определяют в предположении, что стрела установлена в нижнее рабочее положение. В этом случае обязательна проверка устойчивости стрелы в положении минимального вылета от запрокидывания в сторону противовеса под действием ветровой нагрузки рабочего состояния крана.

Для кранов, изменение вылета стрелы которых осуществляется механизмом с ручным приводом, коэффициент собственной устойчивости определяют при стреле, установленной на минимальный вылет, который назначают из условия устойчивости стрелы от запрокидывания назад под действием ветровой нагрузки нерабочего состояния крана.

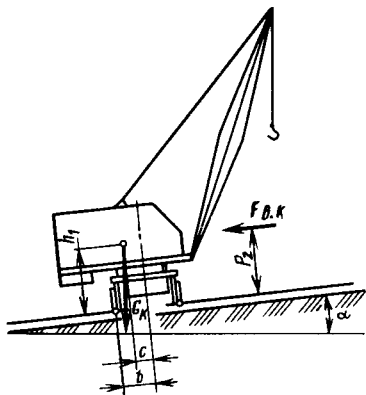


Рис. 13.7. Расчетная схема для определения собственной устойчивости крана

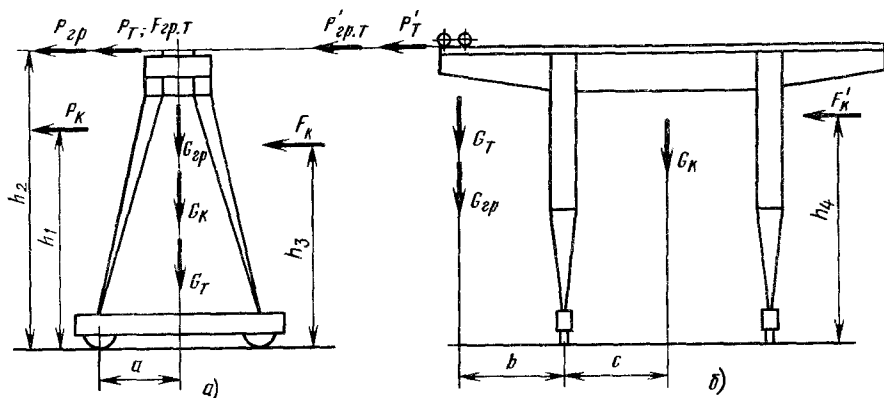


Рис. 13.8. Схема расчета козловых кранов на устойчивость

Значение коэффициента  $K_2$  собственной устойчивости крана определяют при наиболее неблагоприятном положении крана относительно действия ветровой нагрузки по соотношению

$$K_2 = \frac{G_K [(b - c) \cos \alpha - h_1 \sin \alpha]}{F_{в.к} \rho_2},$$

где  $\rho_2$  — расстояние от плоскости, проходящей через точки опорного контура, до центра приложения ветровой нагрузки, м.

Проверку устойчивости козловых кранов следует проводить как в продольном, так и в поперечном направлениях. В продольном направлении основными опрокидывающими параметрами являются ветровая и инерционная нагрузка, а в поперечном — нагрузка, вызванная приложением веса тележки и груза на большом плече относительно ребра опрокидывания при расположении тележки на конце консоли.

Устойчивость козлового крана в рабочем состоянии характеризуется коэффициентом устойчивости, определяемым как отношение момента относительно ребра опрокидывания, создаваемого весом крана и полезного груза, к моменту от ветровых и инерционных нагрузок на кран и груз.

Значение коэффициента устойчивости козлового крана в рабочем состоянии в продольном направлении относительно кранового пути (рис. 13.8)

$$K'_1 = \frac{(G_K + G_{гр} + G_T) a}{P_K h_1 + (P_{гр} + P_T) h_2 + F_K h_3 + F_{гр.т} h_4},$$

где  $G_K$ ,  $G_T$  и  $G_{гр}$  — соответственно вес крана, тележки и груза;  $P_K$ ,  $P_T$  и  $P_{гр}$  — силы инерции масс крана, тележки и груза в период неустановившегося режима работы механизма передвижения крана;  $F_K$  — ветровая нагрузка рабочего состояния крана в продольном направлении (ГОСТ 1451—77);  $F_{гр.т}$  — ветровая нагрузка рабочего состояния на груз и тележку;  $a$ ,  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$  — плечи нагрузок относительно ребра опрокидывания.

Значение коэффициента устойчивости козлового крана в рабочем состоянии поперек кранового пути (рис. 13.8, б).

$$K_z = \frac{G_k c - (P'_T + P'_{гр}) h_2 - F'_k h_4 - F'_{гр.т} h_2}{(G_{гр} + G_T) b},$$

где  $G_T$  — вес тележки;  $P_T, P_{гр}$  — сила инерции тележки и груза, вызванная экстренным торможением тележки;  $F'_k$  — ветровая нагрузка на кран в поперечном направлении;  $F'_{гр.т}$  — ветровая нагрузка на тележку с грузом в поперечном направлении;  $G_{гр}$  — вес груза;  $c, b, h_4$  — плечи нагрузок относительно ребра опрокидывания.

Устойчивость козлового крана в нерабочем состоянии характеризуется коэффициентом собственной устойчивости, который определяется как отношение момента относительно ребра опрокидывания, создаваемого весом крана, к моменту от ветровой нагрузки нерабочего состояния крана. Коэффициент собственной устойчивости козловых кранов должен быть не менее 1,15.

# ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

---

## 14.1. ОРГАНИЗАЦИЯ НАДЗОРА

Контроль безопасных условий эксплуатации грузоподъемных машин осуществляет Государственный комитет по надзору за безопасным ведением работ в промышленности и горному надзору при Совете Министров СССР (Госгортехнадзор СССР). Главными задачами Госгортехнадзора являются проведение контроля за выполнением установленных требований по безопасному ведению работ и проведении 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 по перечню, согласованному с ВЦСПС, 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 СССР и речного регистра РСФСР), экскаваторов (если они

не предназначены для работы 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 заводской 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 тече-



ние 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 считают 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 админи-

страцией предприятия, эксплуатирующего машины. Техническое освидетельствование грузоподъемных машин на предприятии производит инженер по техническому надзору в присутствии ответственного лица за исправное состояние грузоподъемной машины.

Помимо инженерно-технического работника по надзору руководство предприятия назначает ответственное лицо за содержание грузоподъемных машин в исправном состоянии. В его подчинении находится персонал, обслуживающий краны (кроме стропальщиков).

Для проведения работ по перемещению грузов кранами в помощь крановщику назначают стропальщики (такелажники, зацепщики), прошедшие специальное обучение и аттестованные квалификационной комиссией. Перед началом работы крановщик и стропальщик обязаны убедиться в исправности крана и грузозахватных устройств. При подъеме груза стропальщик должен следить, чтобы грузовые канаты находились в вертикальном положении, не допуская перемещения груза при натяжении каната под углом к вертикали. Перед перемещением груза его следует предварительно поднять на 200—300 мм и проверить равномерность натяжения стропов и надежность обвязки груза. Если масса поднимаемого груза близка к грузоподъемности крана, то груз следует поднять на 100 мм и выдержать в течение нескольких минут, чтобы убедиться в надежности строповки груза, исправности тормозов и устойчивости крана, и только после этого можно продолжать подъем и перемещение груза.

Права и обязанности лиц, работающих с грузоподъемными машинами, инженерно-технических работников, осуществляющих надзор на предприятиях и в организациях за содержанием и безопасной эксплуатацией подъемных сооружений, ответственных за исправное состояние грузоподъемных кранов и безопасное производство работ по перемещению грузов кранами различного типа; крановщиков, стропальщиков, обслуживающих краны, изложены в соответствующих инструкциях, разработанных и утвержденных Госгортехнадзором [12, 15].

В особо опасных случаях (например, работы под линией электропередачи, работа у котлована или траншеи, подъем груза двумя кранами, подъем крупногабаритных грузов с высоким расположением центра тяжести и т. п.) работа может производиться только под непосредственным руководством и наблюдением ответственного лица за безопасное перемещение груза кранами.

При производстве работ по подъему и перемещению грузов правилами Госгортехнадзора запрещается поднимать груз, масса которого превышает грузоподъемность машины или неизвестна, но имеются основания считать, что она может превысить номинальную грузоподъемность. Нельзя поднимать груз, засыпанный землей, примерзший к земле и укрепленный болтами или залитый бетоном, а также грузы, находящиеся в неустойчивом равновесии, подвешенные за один рог двурогого крюка, находящиеся в таре и заполняющие ее выше бортов. Не разрешается стропальщику или подсобным рабочим находиться на перемещаемом грузе или под поднятым грузом.

Необходимую надежность и долговечность грузоподъемных машин можно обеспечить только квалифицированным, регулярным техническим обслуживанием. Электрооборудование кранов, качество монтажа, токоподвод и заземление должны соответствовать Правилам устройства электроустановок (ПУЭ).

Безопасная эксплуатация грузоподъемных машин достигается при соблюдении правил технической эксплуатации, обеспечении прочности и устойчивости, наличии автоматических блокировок, исключающих возникновение аварийных ситуаций при неправильных непреднамеренных действиях обслуживающего персонала и специальных устройств, обеспечивающих их безопасную работу.

Виды автоматических блокировок и их устройство описано в гл. 3. К устройствам, обеспечивающим безопасную работу грузоподъемных машин, относятся устройства концевой защиты, ограничители грузоподъемности, противоугонные устройства, буферы и упоры, ограничители перекоса кранов и др.

## 14.2. УСТРОЙСТВА КОНЦЕВОЙ ЗАЩИТЫ

Согласно правилам Госгортехнадзора [12] 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 (рис. 14.1, а) состоит из концевого выключателя 1, рычага 3 с грузом 5, удерживаемого от падения тростиком 6. 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 4 поднимает рычаг с грузом, что приводит к размыканию контакта 2, отключению подъемного двигателя 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 двухдвигательным приводом

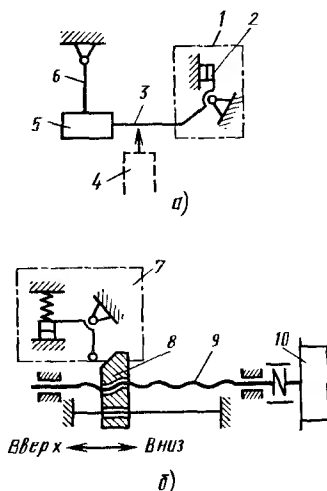


Рис. 14.1. Ограничители высоты подъема:

а — рычажный; б — шпindelный

тельной грейферной лебедкой при срабатывании ограничителя высоты подъема отключаются механизм подъема и механизм замыкания грейфера.

В стреловых и других кранах часто применяют ограничители высоты подъема груза и ограничители угла подъема стрелы шпиндельного типа (рис. 14. 1, б). В этом ограничителе срабатывание концевого выключателя 7 происходит при перемещении гайки 8 по винту 9, приводимому во вращение от вала барабана 10 механизма подъема или изменения вылета стрелы. Шпиндельный ограничитель используют также для ограничения сматывания каната с барабана. Для этого устанавливают еще один концевой выключатель на пути движения гайки в направлении «вниз». Ход гайки ограничителя и шаг винта выбирают так, чтобы крайние положения гайки соответствовали, с одной стороны, максимально поднятому грузу и, с другой стороны, полностью смотанному с барабана канату, за исключением полутора витков, регламентированных правилами Госгортехнадзора.

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 концевого 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. Ограничители хода при не-

обходимости должны быть установлены на других механизмах с электрическим приводом, например на механизмах поворота, телескопических устройствах выдвижения стрелы и др.

#### 14.3. ОГРАНИЧИТЕЛИ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

Ограничители грузоподъемности устанавливают 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. 14.2, а). Такой ограничитель грузоподъемности состоит из упругого элемента 1, уравнивающего вес поднимаемого груза  $G_{гр}$ , передаточного механизма 2 и исполнительного устройства, например концевого выключателя 3, срабатывающего при увеличении усилия  $F$  более допустимого.

Передаточное число ограничителя

$$u_{огр} = G_{гр}/F.$$

В большинстве случаев передача усилия от веса груза на ограничитель грузоподъемности осуществляется через неподвижный

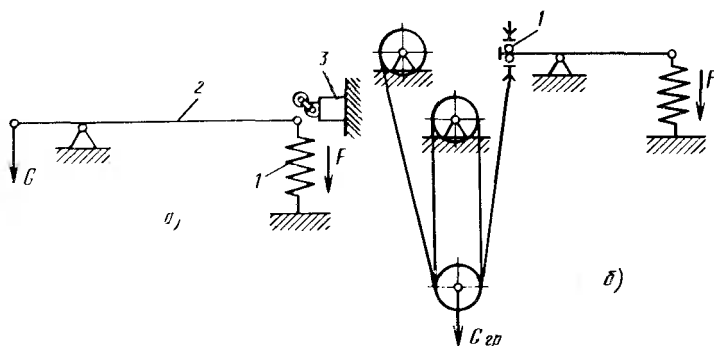


Рис. 14.2. Ограничитель грузоподъемности:

а — обобщенная схема; б — схема передачи усилия от поднимаемого груза на ограничитель через неподвижный уравнивательный блок

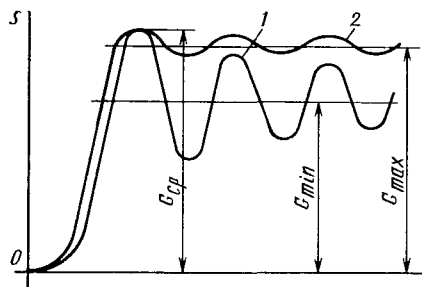


Рис. 14.3. Изменение динамической погрешности ограничителя грузоподъемности

ный уравнильный блок (рис. 14.2, б). В этом случае

$$u_{огр} = au_p,$$

где  $a$  — кратность полиспаста;  $u_p$  — передаточное число рычага.

Для обеспечения функциональной работоспособности ограничителя

грузоподъемности кранов мостового типа должны иметь минимальную относительную погрешность, не превышающую 25 %, а срабатывать они должны при подъеме груза массой, превышающей номинальную грузоподъемность. В процессе срабатывания ограничителя нагрузки на кран не должны превышать 1,25 номинального веса груза [12].

Погрешность ограничителя

$$\delta = (G_{гр\ max} - G_{гр\ min})/G_{ср}, \quad (14.1)$$

где  $G_{гр\ max}$  и  $G_{гр\ min}$  — соответственно максимальный и минимальный вес грузов, при которых усилие в канатах механизма подъема будет эквивалентно весу  $G_{ср}$ ;  $G_{гр\ ср}$  — вес груза, при статическом (бесконечно медленном) подъеме которого должен срабатывать ограничитель.

Суммарную погрешность можно представить как сумму статической и динамической погрешностей. Причинами появления статической погрешности являются следующие факторы: силы трения в полиспасте механизма подъема и передаточном механизме ограничителя, изменение момента размыкания контакта исполнительного устройства вследствие появления остаточных деформаций упругого уравнивающего элемента, износ контактов, изменение питающего напряжения и др. Статическая погрешность увеличивается при повышении кратности полиспаста и передаточного числа ограничителя.

Динамическая погрешность составляет основную долю погрешности ограничителя грузоподъемности. Причина появления динамической погрешности состоит в том, что при различных режимах подъема груза одинаковой массы с опоры возникают различные максимальные динамические усилия в канатах, которые передаются на исполнительный элемент ограничителя. Динамическая погрешность, возникающая при изменении усилий  $S$  в канатах при подъеме груза минимального веса  $G_{min}$  с максимальным динамическим коэффициентом и максимального веса с минимальным динамическим коэффициентом, показана на рис. 14.3 (соответственно кривая 1 и 2). Причем в обоих случаях максимальные усилия в канатах достигают значений  $G_{ср}$ , при превышении которых ограничитель срабатывает.

В ограничителях (рис. 14.2, а) усилия в канатах передаются на исполнительный элемент без погрешностей. В этом случае

$$G_{ср} = G_{max}k_{min} = G_{min}k_{max}.$$

Подставляя эти выражения в формулу (14.1), получаем выражение для динамической погрешности

$$\delta_{\text{дин}} = (k_{\text{max}} - k_{\text{min}})/(k_{\text{max}}k_{\text{min}}),$$

где  $k_{\text{max}}$  и  $k_{\text{min}}$  — соответственно максимальный и минимальный динамические коэффициенты усилий в подъемных канатах.

Если принять, что  $k_{\text{min}} = 1,05$ , то при  $k_{\text{max}} = 1,1; 1,2; 1,3; 1,4$  и  $1,5$   $\delta_{\text{дин}}$  (%) будет соответственно 4,3; 11,9; 18,3; 23,8 и 28,6.

Для уменьшения погрешности ограничителя необходимо предусматривать некоторые конструктивные мероприятия, направленные на уменьшение сил трения, влияющих на статическую погрешность и уменьшение максимального динамического коэффициента усилий в канатах. Жесткость подвеса груза и, следовательно,  $k_{\text{max}}$  уменьшаются при уменьшении жесткости упругого уравнивающего элемента и передаточного числа ограничителя, поэтому для максимального снижения статической и динамической погрешностей передаточное число ограничителя должно быть минимальным и определяться только кратностью полиспаста. Динамическую погрешность можно уменьшить установкой специальной блокировки, исключающей подъем груза с опоры при работе двигателя на всех характеристиках, кроме наиболее мягкой. При этом максимальные динамические нагрузки при подъеме груза с опоры существенно снижаются (см. гл. 12).

Другое важное свойство ограничителя грузоподъемности — быстроедействие существенно зависит от того, как ограничитель воздействует на механизм подъема для предотвращения перегрузки крана. Применяют два способа воздействия ограничителя на механизм подъема. По первому способу срабатывание ограничителя приводит к отключению двигателя механизма подъема и включению тормоза. Учитывая, что кинетическая энергия вращающихся масс механизма подъема достаточно велика (в современных мостовых кранах она в 10—20 раз больше кинетической энергии груза номинальной массы), а время срабатывания тормоза (от снятия питающего напряжения до появления номинального момента) составляет 0,1—0,3 с, после срабатывания ограничителя поднимаемый груз, даже если его масса превышает номинальную грузоподъемность в 1,5—1,8 раза, успевает оторваться от опоры. Следовательно, такой ограничитель предотвращает работу крана с грузами недопустимой массы, но не предохраняет кран от перегрузки.

При другом способе воздействия ограничитель грузоподъемности производит перевод на некоторое время двигателя механизма подъема в режим опускания груза, а затем отключает двигатель и накладывается тормоз. В результате интенсивного торможения двигателем груз не успевает оторваться от опоры. В этом случае кран надежно предохранен от недопустимых перегрузок.

Схема датчика усилия ограничителя грузоподъемности, имеющего допустимую погрешность и максимальное быстроедействие, показана на рис. 14.4. Усилие  $S$  в подъемных канатах через уравнивательный блок или один из верхних блоков 4 полиспаста передается на ко-

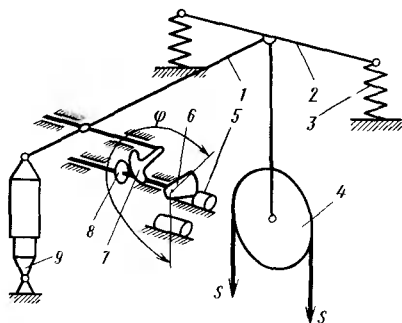


Рис. 14.4. Датчик усилия ограничителя грузоподъемности

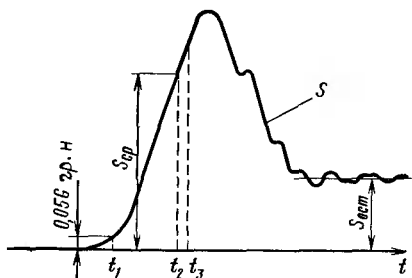


Рис. 14.5. Изменение усилий в подъемных канатах при срабатывании ограничителя грузоподъемности

ромысло 2, сжимая две пружины 3 ограничителя. Деформация пружин приводит к повороту рычага 1, на оси которого закреплен зубчатый сектор 7, входящий в зацепление с шестерней 8. На оси шестерни закреплен флажок 6 в виде тонкой стальной пластины, который при повороте шестерни входит в щели двух бесконтактных датчиков положения 5. На втором конце рычага закреплен шток гидравлического гасителя колебаний одностороннего действия 9, корпус которого шарнирно прикреплен к раме тележки. Зубчатая передача, имеющая сектор 7 и шестерню 8, выполнена как беззазорная передача, что необходимо для снижения статической погрешности ограничителя. Один из датчиков перемещения 5 используется для осуществления блокировки, исключающей подъем груза с опоры при работе двигателя на всех характеристиках, кроме характеристики при полностью включенных роторных резисторах, а другой датчик предназначен для подачи первоначального сигнала на срабатывание ограничителя. Установка гасителя колебаний одностороннего действия производится так, что при увеличении усилий в канатах сопротивление гасителя близко к нулю, а при уменьшении усилий в канатах сопротивление гасителя отличается от нуля. Это приводит к уменьшению времени затухания вертикальных упругих колебаний груза и крановой металлоконструкции и не уменьшает быстрдействие ограничителя грузоподъемности.

При попытке подъема с опоры груза массой, превышающей номинальную грузоподъемность, работа ограничителя происходит в следующей последовательности. В исходном положении при ослабленных канатах флажок ограничителя находится в щели первого датчика положения. Вследствие этого после перемещения рукоятки контроллера или командоконтроллера в любое положение на «подъем» двигатель начинает работать с полностью введенными роторными резисторами до тех пор, пока существует слабина подъемных канатов. Это соответствует подъему груза на самой мягкой механической характеристике двигателя. После выбора слабину каната и увеличения его натяжения  $S$  до значения  $0,05 G_{гр.н}$  (рис. 14.5), что соответствует моменту времени  $t_1$ , флажок датчика



усилия выходит из щели первого датчика положения и включается реле задержки времени. По окончании задержки в системе управления становится возможным вывод резисторов из роторной цепи двигателя и, следовательно, перевод работы двигателя на более жесткие характеристики. В момент времени  $t_2$ , когда усилие в канатах будет соответствовать усилию срабатывания  $S_{ср}$ , флажок датчика усилия входит в щель второго датчика положения, что приводит к реверсированию подъемного двигателя. Через некоторое время, определяемое с помощью реле времени, в момент времени  $t_3$  двигатель отключается от сети и механический тормоз включается. По окончании торможения канаты имеют остаточное усилие  $S_{ост}$ , что предотвращает рассыпание груза.

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.

Ограничители грузоподъемности стреловых кранов должны иметь погрешность не более 10 % (для порталных кранов не более 15 %), т. е. меньшую, чем погрешность кранов мостового типа. В стреловых кранах они обладают меньшим быстродействием, чем ограничители грузоподъемности кранов мостового типа. Это объясняется тем, что динамические нагрузки элементов стреловых кранов при подъеме груза с опоры обычно ниже, чем динамические нагрузки кранов мостового типа вследствие значительной упругой податливости подвески груза стреловых оттяжек, башни башенных кранов, а также оснований, на которых установлены стреловые краны. Кроме того, в стреловых кранах при некоторой задержке в срабатывании ограничителя при подъеме с опоры груз недопустимой массы не отрывается от опоры и кран не опрокидывается. Только длительная работа механизма подъема может привести к потере устойчивости крана. Следует также отметить, что кратковременные динамические перегрузки не приводят к опрокидыванию стреловых кранов и ограничитель грузоподъемности может на них не реагировать.

Наибольшее распространение имеет универсальный ограничитель грузоподъемности типа ОГП-1, предназначенный для установки на башенных, автомобильных, пневмоколесных, гусеничных

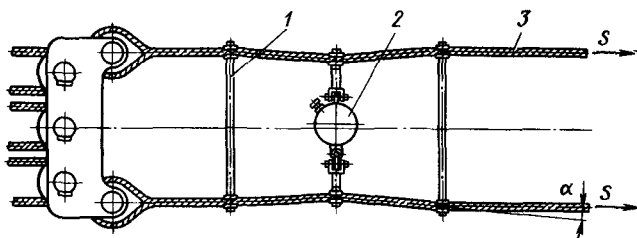


Рис. 14.6. Схема включения датчика усилия

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. 14.6). Между канатами стреловой оттяжки 3 вставлены две распорки 1 так, что при закреплении датчика усилия 2 канаты отклоняются от оси оттяжки на некоторый угол  $\alpha$ , в результате чего усилие  $P$ , деформирующее упругий элемент датчика, по сравнению с усилиями  $S$  в канатах уменьшается в  $u$  раз, причем

$$u = S/P = 1/\operatorname{tg} \alpha.$$

Эту величину  $u$ , называемую коэффициентом редукции канатного многоугольника, выбирают в пределах 8—50.

Датчик усилия ограничителя ОГП-1 (рис. 14.7) имеет упругое динамометрическое кольцо 1, деформация которого с помощью толкателя 3 и сухаря 4 передается на потенциометр 2, осуществляющий преобразование перемещения кольца в некоторое электрическое напряжение.

Потенциометрический датчик угла наклона стрелы 3 (рис. 14.8, а) 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 6 датчика угла (рис. 14.8, б),

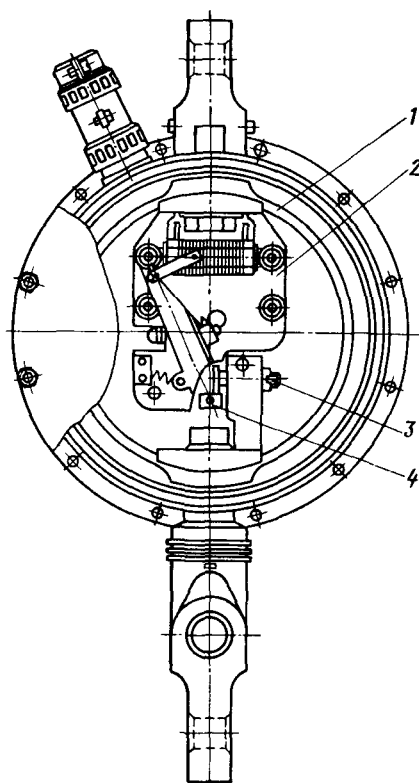


Рис. 14.7. Датчик усилия ограничителя ОГП-1

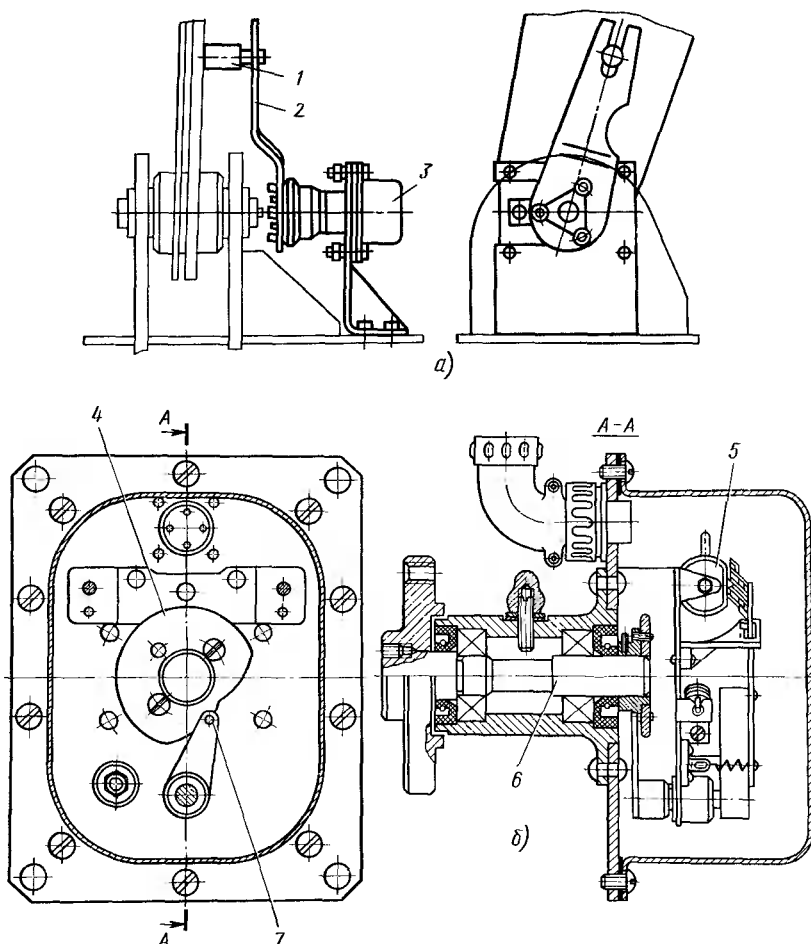


Рис. 14.8. Датчик угла наклона стрелы:  
а — схема установки; б — общий вид

на другом конце которого закреплен профилированный кулачок 4. По поверхности кулачка скользит штифт рычага 7, который поворачивает движок потенциометра 5. С помощью кулачка задается необходимая для данного крана кривая допустимой, так называемой заградительной грузовой характеристики, когда масса поднимаемого груза при данном вылете равна 1,1 номинальной массы. Профилирование кулачка осуществляется так, чтобы между допустимым усилием в стреловом полиспасте  $S_{\text{доп}}$  и углом наклона стрелы  $\varphi$  была бы зависимость, соответствующая грузовой характеристике крана.

Усилие  $S_{\text{доп}}$  в стреловом полиспасте (рис. 14.9) зависит от угла наклона стрелы:

$$S_{\text{доп}} = \frac{(1,1G_{\text{гр.н}} + G_{\text{к}}) l_1}{l_2} + \frac{G_{\text{с}} l_3}{l_2} - \frac{(1,1G_{\text{гр.н}} + G_{\text{к}}) l_{\text{н}}}{al_2},$$

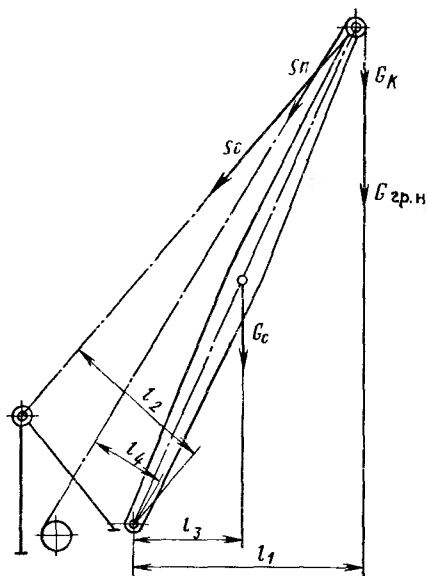


Рис. 14.9. Расчетная схема усилий в стреловом полиспасте

где  $G_{гр.н}$  — номинальный вес груза;  $G_K$  — вес крюка;  $G_{стр}$  — вес стрелы;  $l_1, l_2, l_3, l_4$  — расстояния от оси поворота стрелы до линий действия соответственно сил  $G_{гр.н}$ ,  $S_с$ ,  $G_{стр}$ ,  $S_п$ ;  $a$  — кратность полиспаста механизма подъема;  $S_п$  — усилие в подъемном канате;  $S_с$  — усилие в стреловом полиспасте.

Срабатывание ограничителя грузоподъемности происходит, когда напряжение, снимаемое с потенциометра датчика усилия, будет равно напряжению, снимаемому с потенциометра датчика угла. Для исключения срабатывания ограничителя при кратковременных динамических перегрузках, не опасных для устойчивости крана, в схеме ограничителя предусмотрена за-

держка срабатывания в течение 0,5 с. За это время груз не должен подняться над опорой более чем на 0,15 м, а при опускании груза стрелой перегрузка после срабатывания ограничителя не должна превышать  $1,05 S_{доп}$ .

#### 14.4. ПРОТИВОУГОННЫЕ УСТРОЙСТВА

Грузоподъемные краны на рельсовом ходу, работающие на открытом воздухе, снабжены противоугонными устройствами, предотвращающими угон крана по рельсовому пути под действием ветровой нагрузки нерабочего состояния крана. Мостовые краны могут быть не снабжены противоугонными устройствами, если при действии на кран ветровой нагрузки нерабочего состояния коэффициент запаса удерживающей силы тормозов механизма передвижения равен не менее 1,2.

По принципу действия противоугонные устройства разделяют на ручные, механические и автоматические.

Ручные противоугонные устройства наиболее часто выполняют в виде рельсовых захватов клещевого типа. Удержание крана от угона ветром осуществляется прижатием рычагов с губками к боковым поверхностям рельсов или зажатием их за головку рельса. Наиболее распространенный ручной клещевой захват показан на рис. 14.10. Рычаги захвата 1 имеют профилированные губки, охватывающие головку рельса, зажатие которого осуществляется с помощью винта 3. Захват закреплен на ходовой тележке крана с помощью пальца 2, входящего в овальные прорези рычагов. В нерабочем положении рычаги отводятся от головки рельса и поворачиваются губками вверх.

Захваты установлены на каждой стороне (по отношению к направлению рельсового пути) крана. Удерживающее усилие, которое должны обеспечивать рельсовые захваты,

$$P = W_{\text{вн}} + W_{\text{у}} - W_{\text{с}} - W_{\text{т}},$$

где  $W_{\text{вн}}$  — ветровая нагрузка нерабочего состояния крана без груза;  $W_{\text{у}}$  — нагрузка от уклона рельсовых путей;  $W_{\text{с}}$  — силы сопротивления передвижению крана вследствие трения в его ходовых частях (без учета трения в ребордах);  $W_{\text{т}}$  — усилие тормозов механизма передвижения крана.

Усилие зажатия захватом головки рельсов

$$N = Pk/(if'),$$

где  $k = 1,2$  — коэффициент запаса удерживающей силы;  $i$  — число захватов на кране;  $f'$  — приведенный коэффициент трения губок захвата с рельсом; по рис. 14.10

$$f' = f/(\sin \delta + f \cos \delta) \quad (14.2)$$

(здесь  $\delta$  — угол наклона граней выреза в рычаге захвата;  $f$  — коэффициент сцепления (коэффициент трения покоя) губок захвата с рельсом).

При расчете противоугольных устройств крана коэффициент  $f = 0,12$  — при гладких губках;  $f = 0,15 \dots 0,18$  — для закаленных губок с притупленной насечкой;  $f = 0,3$  — для закаленных губок с острой насечкой.

В формуле (14.2) следует принимать  $f = 0,12$  при гладких губках и  $f = 0,15$  при губках с насечкой.

Ручные противоугольные захваты на козловых кранах и мостовых перегружателях применять запрещено.

Механические противоугольные устройства выполняют в виде клещевых захватов с электроприводом либо в виде эксцентриковых самозатягивающихся захватов, которые имеют механический привод, в основном электромагнитный. Зажатие головки рельса механического клещевого захвата осуществляется под действием силы тяжести замыкающего груза, например тяжелого клина, а освобож-

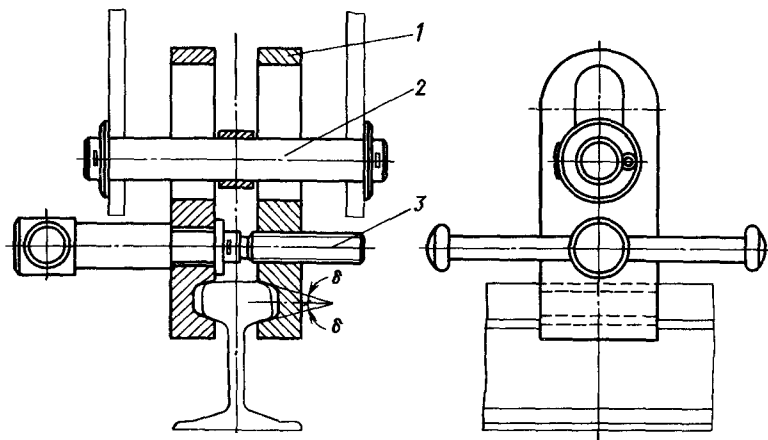


Рис. 14.10. Ручной клещевой захват

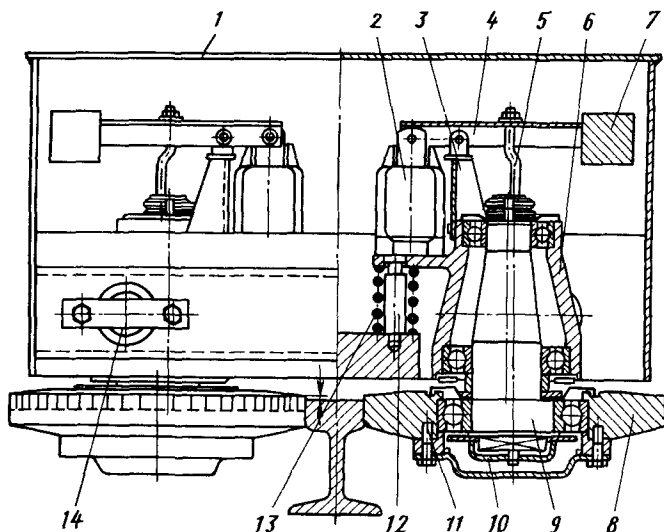


Рис. 14.11. Эксцентриковый рельсовый захват

дение рельса происходит с помощью электрического, электрогидравлического или центробежного привода [16].

В эксцентриковых механических захватах первоначальное зажатие рельса между двумя эксцентриками происходит под действием усилия пружины или собственного веса. Рельс окончательно зажимается путем самозатягивания эксцентриков. Освобождение рельса осуществляется при включении электромагнита и передвижении крана в направлении, противоположном направлению самозатягивания эксцентриков [11].

Управление механическими рельсовыми захватами осуществляется крановщиком из кабины крана. Во избежание резкой остановки крана и возникновения при этом недопустимых динамических нагрузок включение рельсовых захватов должно осуществляться после предварительного торможения крана.

Автоматические противоугольные устройства являются наиболее надежными и перспективными для всех типов рельсовых кранов. Они срабатывают при отключении подачи на кран электрической энергии и при скорости ветра, превышающей допустимую. Эти устройства так же, как и механические, выполнены в виде клещевых захватов или в виде эксцентриковых замозатягивающихся рельсовых захватов. Эти устройства отличаются от механических только приводом, обеспечивающим их автоматическое срабатывание.

Для примера рассмотрим автоматический рельсовый захват эксцентрикового типа, применяемый в козловых кранах (рис. 14.11). На каждой из двух опор крана установлено по одному захвату, корпус 1 которого соединен с опорой крана вертикальной осью, благодаря чему он может поворачиваться в горизонтальной плоскости на некоторый угол. В корпусе с помощью горизонтальных

цапф 14 закреплено два рычага 6, на концах которых в подшипниках закреплены эксцентриковые оси 9. Нижний конец каждой оси выполнен с шейкой, ось которой смещена относительно оси подшипников, в которых эксцентриковая ось установлена на рычаге. На эксцентриковой шейке оси на подшипниках закреплен ролик 8, боковая поверхность которого (одна половина) имеет насечку. Под действием собственного веса рычага 6 и оси 9 ролик 8 постоянно прижимается к боковой поверхности головки рельса. Для смягчения ударов при проходе рельсовых стыков между рычагом 6 и корпусом установлена пружина 13.

Для ограничения угла поворота рычага предусмотрен упор 12. В выключенном состоянии захвата ролик 8 свободно вращается на эксцентриковой оси 9. Захват включается при соединении кулачковой муфты 10, свободно перемещающейся по квадратному хвостовику эксцентриковой оси, с кулачковым кольцом 11, установленным на ролике 8. Кулачковая муфта перемещается по квадрату хвостовика с помощью штока 5, верхний конец которого соединен с двуплечим рычагом 14. Этот рычаг шарнирно закреплен на кронштейне 3, смонтированном на основном рычаге 6. Двуплечий рычаг на одном конце имеет противовес 7, другой его конец соединен с якорем электромагнита 2, который также находится на основном рычаге 6.

При передвижении крана электромагнит включен, противовес 7 поднят и кулачковая муфта выключена. При отключении электромагнита включается кулачковая муфта и ролик 8 может поворачиваться только совместно с эксцентриковой осью 9. Поскольку ось ролика не совпадает с его осью вращения происходит самозатягивание эксцентрикового захвата.

Если общее удерживающее усилие одного захвата равно  $2P_1$ , то зажимающее усилие эксцентрика

$$N \geq P_1/f. \quad (14.3)$$

Используя метод обращения перемещений (рис. 14.12), будем считать, что при срабатывании захвата относительно ролика с оста-

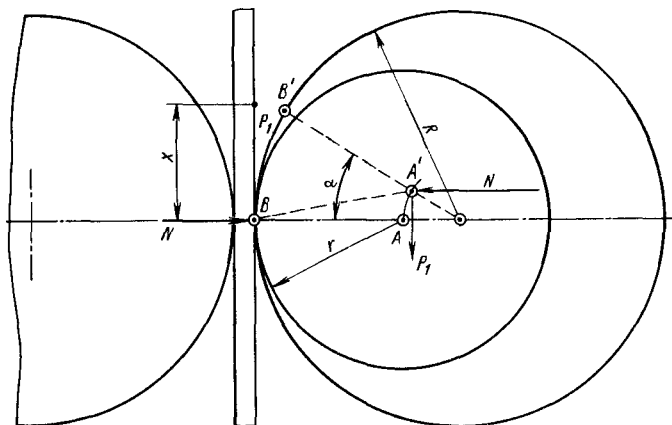


Рис. 14.12. Схема к расчету эксцентрикового захвата

новленной осью  $O$  перемещается крановый рельс. В исходном положении ось ролика  $O$ , центр  $A$  эксцентриковой оси и точка  $B$  контакта ролика с рельсом находятся на одной прямой. В процессе срабатывания захвата точка  $B$  рельса проходит некоторый путь  $x$ , а ролик поворачивается на угол  $\alpha$  благодаря силам трения. При этом положении ролика расстояние  $BA'$  будет больше расстояния  $BA = r$ , вследствие чего увеличивается усилие на ролик со стороны эксцентриковой оси, которое направлено по направлению  $AB$  и равнодействующими которого являются усилия  $N$  и  $P_1$ , приложенные в точке  $A'$ .

Из условия равновесия ролика при известной силе  $P_1$  зажимающее усилие

$$N = P_1 \frac{R - e \cos \alpha}{e \sin \alpha},$$

где  $R$  — радиус ролика;  $e = R - r$  — эксцентриситет (здесь  $r$  — минимальное расстояние от центра эксцентриковой оси до окружности ролика).

Сравнивая это выражение с формулой (14.3), получаем необходимое условие работы захвата

$$f \geq \frac{e \sin \alpha}{R - e \cos \alpha} = \frac{\sin \alpha}{R/e - \cos \alpha}.$$

Это условие легко реализуется даже при малых значениях  $R/e$ .

Для аварийного отключения механизма передвижения крана и приведение в действие автоматических захватов при недопустимой скорости ветра используют анеометры, измеряющие скорость ветра в направлении вдоль рельсовых путей — направлении угона крана ветром [1].

#### 14.5. БУФЕРА И УПОРЫ

Для ограничения перемещения кранов и грузовых тележек по рельсовым путям, а также для ограничения верхнего положения стрел применяют упоры. Краны на рельсовом ходу и грузовые тележки для уменьшения ударных нагрузок при их подходе к упорам или друг к другу снабжают буферами. При полностью исправных тормозах и концевой автоматической защите кранов установка буферов позволяет расширить рабочий ход крана или тележки, а при возможной неисправности тормозов и автоматической защиты повысить надежность и безопасность работы кранов.

Качество буфера оценивают по энергоемкости — количеству энергии, которое буфер способен накопить за счет упругой деформации или поглотить, рассеять энергию, и коэффициентом поглощения — отношением поглощенной энергии к энергоемкости. Для буфера, имеющего малый коэффициент поглощения, характерна большая отдача, поскольку после сжатия буфера большая часть энергии удара снова переходит в кинетическую энергию крана или тележки.

Если на рельсовом пути работает один кран, то буфера устанавливают на концевых упорах; при работе двух и более кранов на одном пути буфера располагают на кранах — по два буфера с каж-



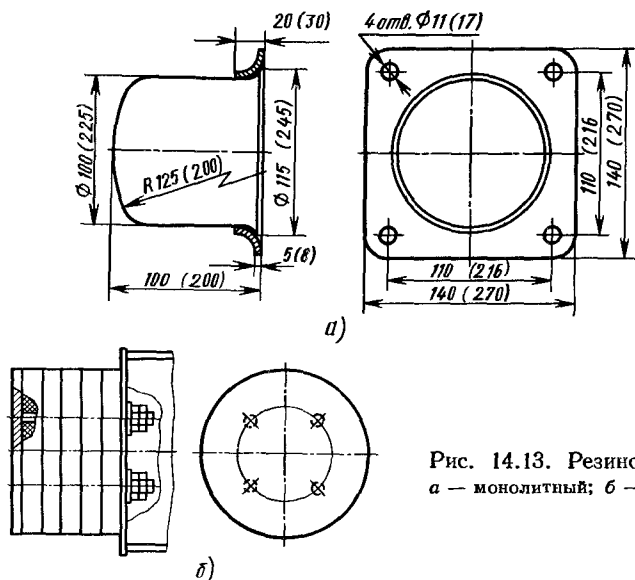


Рис. 14.13. Резиновые буфера:  
а — монолитный; б — наборный

дой стороны. В этом случае буфера прикрепляют к концевым балкам моста или крайним ходовым тележкам. В грузовых тележках используют в основном один буфер двустороннего действия.

В кранах находят применение деревянные, резиновые, пружинные, пружинно-фрикционные и гидравлические буфера. Вместо буферов начали применять так называемые *тупиковые упоры* — отрезки рельсового пути, плавно поднимающиеся вверх. При наезде на тупиковый упор кинетическая энергия крана переходит в потенциальную энергию поднятой массы крана, что предотвращает жесткий удар по упорам.

*Деревянные буфера*, состоящие из набора брусков, используют только на кранах с ручным приводом.

*Резиновые буфера* могут быть выполнены монолитными, состоящими из одного целого куска резины, закрепленного в стальном фланце (рис. 14.13, а) или наборными из нескольких круглых резиновых пластин, соединенных болтами (рис. 14.13, б).

Резиновые буфера обладают хорошей поглощающей способностью, так как 30—50 % кинетической энергии крана переходит в теплоту благодаря силам внутреннего трения резины. Энергоемкость буфера сравнительно невелика: при деформации, составляющей 50 %, 1 см<sup>3</sup> резины может поглотить энергию 1,8 Дж. С учетом этого фактора эти буфера применяют при скорости удара до 1 м/с для кранов небольшой грузоподъемности (до 5 т) и малых пролетов.

Наиболее часто в кранах применяют простые по конструкции пружинные буфера из одной или нескольких винтовых пружин (рис. 14.14). Эти буфера имеют незначительный коэффициент погло-

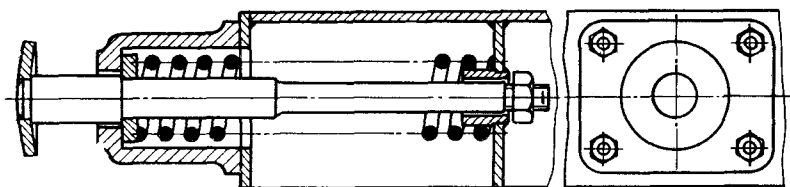


Рис. 14.14. Пружинный буфер козлового крана грузоподъемностью 10 т

щения и сравнительно небольшую энергоемкость: один килограмм винтовой пружины способен накопить 2 Дж энергии упругой деформации. Поэтому в крупных кранах эти буфера имеют значительные размеры.

*Пружинно-фрикционные буфера* имеют очень высокий коэффициент поглощения (0,6 ... 0,7). Однако они отличаются сложностью конструкции и трудно поддаются расчету ввиду некоторой неопределенности при определении работы сил трения [17].

Наиболее совершенными являются *гидравлические буфера*, имеющие большую энергоемкость при ограниченных размерах и коэффициент поглощения, близкий к единице. Гидравлический буфер (рис. 14.15) представляет собой наполненный жидкостью цилиндр 1, в котором перемещается поршень 2 с полым штоком 3. К стенке цилиндра консольно прикреплен профилированный палец 4. При ударе крана или концевого упора о боек 6 поршень выдавливает жидкость из цилиндра, которая через кольцевую щель перетекает в полость штока. Кинетическая энергия крана гасится за счет упругой деформации возвратной пружины 5 и главным образом за счет работы сил трения, возникающих при перетекании жидкости через узкую щель.

При расчете буферов принимают следующие основные положения: удар крана воспринимается одновременно двумя буферами, установленными на двух концевых балках; потенциальная энергия упругой деформации крановой металлоконструкции при ударе о буфера мала по сравнению с кинетической энергией крана; при

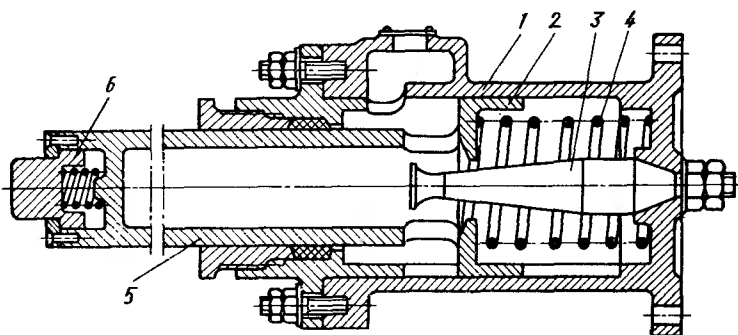


Рис. 14.15. Гидравлический крановый буфер

расчете энергии, которую должны поглотить буфера, не учитывается кинетическая энергия груза на гибком подвесе, так как за время удара угол наклона к вертикали подъемных канатов изменяется в очень малых пределах; скорость крана  $v_0$  при ударе о буфера принимают по следующим данным:

Номинальная скорость  $v_H$  кранов:

менее или равная 32 м/мин . . . . .	$v_0 = v_H$
мостовых более 32 м/мин . . . . .	$v_0 = 0,71 v_H$
башенных, порталных, козловых, мостовых перегружателей более 32 м/мин . . . . .	$v_0 = 0,5 v_H$

Буфера рассчитывают по соотношению, определяющему равенство кинетической энергии крана работе сил сопротивления перемещения крана при ударе:

$$E_H = n \int_0^s P_6 dx + (W + P_T) s,$$

где  $E_H$  — расчетная кинетическая энергия крана;  $n = 2$  — число буферов;  $P_6$  — сила сопротивления буфера;  $x$  — текущая осадка буфера;  $s$  — полная осадка буфера;  $W$  — силы сопротивления передвижению крана;  $P_T$  — тормозные усилия механизма передвижения крана.

Кинетическая энергия крана с учетом приведенной массы крана и механизма передвижения

$$E_K = \frac{1}{2} m_H v_0^2,$$

где  $m_H$  — масса движущихся частей крана и его механизма передвижения, приведенная к перемещению крана.

Рассчитанная по формуле (14.3) полная осадка буфера будет несколько завышенной, поскольку при ударе крана о буфера допускается пробуксовка ходовых колес и часть кинетической энергии механизма передвижения будет поглощаться при работе сил трения буксующих колес.

Использование уравнения энергий (14.3) для расчета требуемой осадки буфера или его максимальной силы сопротивления возможно только для пружинных буферов, когда сила сопротивления буфера пропорциональна его осадке:

$$P_6 = cx, \quad (14.4)$$

где  $c$  — коэффициент жесткости пружины одного буфера.

Подставляя уравнение (14.4) в формулу (14.3), получаем квадратное уравнение относительно  $s$ :

$$ncs^2 + 2(N + P_T)s - 2E_K = 0.$$

Максимальное усилие буфера  $P_{6 \max}$  и максимальное замедление крана  $j_{\max}$

$$P_{6 \max} = cS; \quad j_{\max} = (2P_{6 \max} + W + P_T)/m_H.$$

Поскольку сила сопротивления резиновых и гидравлических буферов зависит от скорости деформации резины и скорости перетекания жидкости, их расчет возможен только путем решения диф-

ференциальных уравнений движения крана при ударе. При использовании резинового буфера уравнение движения имеет вид

$$0,5m_{\text{н}}\ddot{x} + D\dot{x} + F(x) = 0, \quad (14.5)$$

где  $F(x)$  — упругая сила буфера, определяемая опытным путем;  $D$  — коэффициент демпфирования буфера.

Уравнение (14.5) решается при начальных условиях  $x_{t=0} = 0$ ;  $\dot{x}_{t=0} = v_0$ . Максимальная осадка буфера возникает в тот момент времени, когда скорость крана будет равна нулю.

Уравнение движения крана при использовании гидравлического буфера имеет вид

$$0,5m_{\text{н}}\ddot{x} + k(x)\dot{x}^2 + c(x) = 0, \quad (14.6)$$

где  $c$  — коэффициент жесткости возвратной пружины;  $k(x)$  — коэффициент гидравлических сопротивлений, зависящий от перемещения поршня  $x$  и профиля козольного пальца 3 (см. рис. 14.15).

Для создания постоянной силы сопротивления гидравлического буфера коэффициент  $k(x)$  выбирают таким, чтобы в начале удара (при большой скорости) он был бы малым, а по мере перемещения поршня плавно увеличивался.

#### 14.6. ОГРАНИЧИТЕЛИ ПЕРЕКОСА

Правилами Госгортехнадзора предусмотрено оборудование козловых кранов и мостовых перегружателей ограничителями перекоса. При передвижении кранов, в особенности кранов больших пролетов, к которым относятся козловые краны и мостовые перегружатели, возникает забег одной опоры крана относительно другой опоры и, следовательно, перекос пролетного строения крана. Причин движения кранов с перекосом существует много. Главными из них являются монтажный перекос ходовых колес в горизонтальной плоскости относительно продольной оси крана, неравенство сил сопротивлений передвижению опор крана, асимметрия в распределении масс крана относительно продольной оси (в направлении передвижения крана), неравенство коэффициентов жесткости характеристик приводных двигателей и случайные пробуксовки приводных крановых колес.

Образование перекоса крана проходит две стадии: стадию свободного перекоса, когда пролетное строение поворачивается в пределах свободного зазора между головками рельсов и ребрами ходовых колес; стадию упругого перекоса, когда после соприкосновения реборд хотя бы двух колес с головками рельсов увеличение забега опор происходит вследствие упругой деформации пролетного строения и опор крана. В кранах малого пролета упругий перекос мал по сравнению с предельным свободным перекосом, в кранах с большими пролетами основным видом перекоса является упругий.

Движение крана с перекосом сопровождается рядом отрицательных явлений: повышенным изнашиванием ходовых колес, повышен-

ным уровнем нагрузок на металлоконструкцию крана и крановые рельсы, а в некоторых случаях заклиниванием крана или сходом колес с рельсов. Нормальная работа кранов больших пролетов невозможна, если в конструкции крана и его системе управления не предусмотрены средства для стабилизации движения при перекосе либо для периодического выравнивания крана после образования критического забега опор. Ограничители перекоса осуществляют аварийную автоматическую остановку крана при недопустимом перекосе, их устанавливают на козловых кранах и мостовых перегружателях любых пролетов. На кранах больших пролетов (более 100 м), кроме этого, устанавливают системы визуального контроля перекоса и системы автоматической стабилизации бесперекосного движения крана.

Перекос в ограничителях перекоса или в системах стабилизации бесперекосного движения измеряют двумя способами: измерением разности путей, проходимых двумя опорами крана, и измерением упругой деформации пролетного строения или опор крана.

Первый способ является более предпочтительным, так как между перекосом пролетного строения и забегом опор существует однозначная зависимость. Определение разности путей, проходимых опорами крана, производится измерением углов поворота двух холостых колес противоположных опор крана (или специальных измерительных роликов) либо измерением расстояний, проходимых опорами крана от упоров, установленных в конце рельсового пути. В последнем случае используется дискретный способ измерения пути.

Для этого вдоль рельсового пути с обеих сторон крана на равных расстояниях друг от друга устанавливают реперы, а на ходовых тележках крана — импульсные датчики перемещения. Перекос определяют по разности импульсов, получаемых с двух сторон крана.

Ограничители перекоса предотвращают работу крана с опасными забегами опор, но не устраняют этот забег. Уменьшить забег опор до минимума возможно только при использовании системы автоматической стабилизации бесперекосного прямолинейного движения крана, которые применяют на козловых кранах больших пролетов и мостовых перегружателях.

1. Абрамович И. И., Котельников Г. А. Козловые краны общего назначения. М.: Машиностроение, 1983. 232 с.
2. Александров М. П. Тормоза подъемно-транспортных машин. Изд. 3-е доп. и перераб. М.: Машиностроение, 1976. 386 с.
3. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. М.: Машиностроение, 1984. 336 с.
4. Башенные краны/Л. А. Невзоров, А. А. Зарецкий, Л. М. Волын и др. М.: Машиностроение, 1979. 292 с.
5. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1980. 408 с.
6. Борисов Ю. М., Соколов М. М. Электрооборудование подъемно-транспортных машин. М.: Машиностроение, 1971. 375 с.
7. Вайнсон А. А. Подъемно-транспортные машины. М.: Машиностроение, 1975. с. 432.
8. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. Л.: Машиностроение, 1976. 454 с.
9. Грузоподъемные краны. В 2-х кн. Сокр. пер. с нем. /Пер. М. М. Рунова и В. Н. Федосеева; под ред. М. П. Александрова. М.: Машиностроение, 1981, кн. 1. 216 с.; кн. 2. 287 с.
10. Казак С. Динамика мостовых кранов. М.: Машиностроение, 1968. 331 с.
11. Козырев Ю. Г. Справочник. Промышленные роботы. М.: Машиностроение, 1983. 374 с.
12. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. М.: Металлургия, 1981. 169 с.
13. Правила устройства и безопасной эксплуатации лифтов. М.: Недра, 1972. 96 с.
14. Промышленная робототехника/Под ред. Я. А. Шифрина. М.: Машиностроение, 1982. 415 с.
15. Сборник инструкций по безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. М.: Недра, 1980. 95 с.
16. Справочник по кранам. В 2-х т./Под ред. А. И. Дукельского Л.: Машиностроение, 1971, т. 1. 399 с.; 1973, т. 2. 504 с.
17. Шабашов А. П., Лысяков А. Г. Мостовые краны общего назначения. М.: Машиностроение, 1980. 304 с.

## А

Автооператор 60  
Автопогрузчик 57  
— вилочный 58

## Б

Балка главная 32  
— концевая 33  
Барабан для многослойной наливки 125  
— — однослойной наливки 123  
— канатосборный 23  
— фрикционный 129  
Блок уравнивательный 35, 140  
Блокировка автоматическая 97  
Буфер гидравлический 390  
— пружинный 389  
— пружинно-фрикционный 390  
— резиновый 389

## В

Вес сцепной 35

## Г

Грузозахватные приспособления 141  
Грузоподъемность 61  
Грейфер двухканатный 162  
— одноканатный 163  
Группа режима работы крана 69  
— — — механизма 65

## Д

Давление ветровое динамическое 79  
— рабочей жидкости в электрогидравлическом толкателе 188  
— распределение по дуге обхвата шкива 178  
— распределение по ширине диска 198  
Датчик угла наклона стрелы 383  
— усилия 382  
Двигатель асинхронный короткозамкнутый 89  
— — с фазным ротором 90  
— постоянного тока 91  
— — — параллельного возбуждения 92

— — — последовательного возбуждения 92  
— — — смешанного возбуждения 93  
— мощность 270  
— пусковой момент 269  
Домкрат винтовой 10  
— гидравлический 10  
— зубчато-реечный 9  
— реечный 9  
— рычажно-реечный 9

## З

Замедления допускаемые 275  
Захват для штучных грузов 155  
— клещевой несимметричный 160  
— — симметричный 155  
— рельсовый 384  
— эксцентриковый 160, 386  
Защита автоматическая 97

## К

Канат стальной 101  
— — классификация 101  
Канатоукладчик 223  
Класс использования крана 67  
— — механизмов 65  
— нагружения крана 68  
Колесо ходовое 249  
Контакт колеса с рельсом 258  
Коэффициент грузовой устойчивости крана 361, 369  
— динамичности 172, 191, 341  
— долговечности 73  
— запаса прочности 80, 168  
— — сцепления 276  
— использования в течение года 64  
— — — суток 63  
— — — часа 64  
— — по грузоподъемности 64  
— — хода электромагнита 185  
— нагружения 64, 68  
— надежности удерживания груза 156  
— перегрузки 74  
— собственной устойчивости крана 368, 369  
— трения скольжения 181, 199, 309

Кран грузоподъемный 8, 27, 45, 50, 55, 282, 286, 305

- — автомобильный 46, 50
  - — башенный 51
  - — гусеничный 46, 50
  - — кабельный 40
  - — козловой 35, 37
  - — контейнерный 37
  - — мостовой 28, 41, 43
  - — — опорного типа 28, 30
  - — — подвешенного типа 28, 29
  - — мостокабельный 40
  - — на колонне 286
  - — полукозловой 37
  - — порталный 55
  - — самоходный 46
  - — с башенно-стреловым оборудованием 48, 51
  - — с внешними опорами 282
  - — стационарный 45, 282, 305
  - — стреловой 45, 306
  - — штабелер 41
  - — — стеллажный 41, 43
- Кратность полиспаста 138
- Крюк грузовой однорыгий 141
- — двурыгий 147

## Л

Лебедка 18

- с машинным приводом 20
  - с ручным приводом 19
  - фрикционная 20
- Лифт пассажирский 25
- грузовой 25

## М

- Манипулятор автоматический 58, 60
- копирующий 59
- Механизм изменения вылета 312
- передвижения 236
  - — козлового крана 241
  - — консольного крана 241
  - — мостового крана 329, 241, 242
  - — однорельсовой тележки 244
  - — с канатной тягой 236
  - — с приводными колесами 236
  - поворота 294
  - подъема груза 8, 219

## Н

- Нагрузка динамическая 326, 331
- ветровая 77
  - — нерабочего состояния 72, 77
  - — рабочего состояния 71, 77
  - крановых металлоконструкций 340
  - расчетная 70
  - эквивалентная 73, 75

## О

Ограничитель грузоподъемности кранов мостового типа 377

- — — стреловых 381
  - — — перекоса 392
- Опорно-поворотное устройство 300, 306
- — — малоопорное 307
  - — — многоопорное 311
- Останов роликовый 171
- храповой 167
- Относительная продолжительность включения 63

## П

- Петля грузовая 148
- Перегрузчик мостовой 35, 39
- Перекас моста крана 243
- тележки 243
- Подъемник 25
- скиповый 27
  - строительный 27
- Подъем строительный 33
- Погрузчик 57
- Полиспаст 131
- одинарный 138
  - сдвоенный 138, 140
  - силовой 137
  - скоростной 134
- Подвеска крюковая 149
- Привод гидравлический 85, 99
- механический 9
  - от двигателя внутреннего сгорания 85, 98
  - пневматический 85, 99
  - ручной 9, 86
  - тормоза с толкателем электрогидравлическим 186
  - — — — — электромеханическим 189
  - — — — — электромагнитный 182
  - — — — — электрический 87
- Пролет 29
- Противоугольное устройство автоматическое 386
- — — механическое 385
  - — — ручное 384

## Р

- Расчет нагрузок на ролики настенного крана 253
- — — — — поворотного крана 255
  - — — — — ходовые колеса 251, 252
  - — — — — по допускаемым напряжениям 79
  - — — — — по методу предельных состояний 80
  - — — — — стальных канатов 109
- Режим работы электродвигателя кратковременный 94
- — — — — повторно-кратковременный 94
  - — — — — продолжительный 94
- Рельс крановый 250
- Робот промышленный 58
- Рукоятка безопасная 213
- Ряд грузоподъемностей 62



## С

Сила тяжести 61  
Сопотивление от ветровой нагрузки 265  
— — трения реборд 263  
— — уклона пути 265  
— передвижению 261, 268  
— трения 264  
Средер 37  
Срок службы рекомендуемый 66, 68

## Т

Таль пневматическая 17  
— червячная 12  
— шестеренная 13  
— электрическая 14  
Тележка мостового крана 33  
Токоподвод 97  
Толкатель электрогидравлический 186  
— электромеханический 189  
Тормоз гидравлический 211  
— грузоупорный 202  
— колодочный 173  
— комбинированный 166  
— ленточный 192  
— — дифференциальный 194  
— — простой 193  
— — суммирующий 195  
— материал шкива 180  
— нормально замкнутый 166  
— нормально разомкнутый 166  
— осевой дисковый 197  
— — дисково-колодочный 200

— — конический 207  
— порошковый 213  
— спускной 165  
— стопорный 165  
— управляемый 165  
— центробежный 208, 209  
— электроиндукционный 211

## У

Управление тиристорное 96  
Ускорение допускаемое 271  
Устойчивость кранов грузовая 71  
— — собственная 72  
— — передвижных козловых кранов 369  
— — стреловых кранов 359  
— стрелы от запрокидывания 315

## Ф

Фрикционный материал 180  
— — допускаемая температура нагрева 182  
Фундамент крана на колонне 292  
Фуникулер 27

## Ц

Цепь пластинчатая 112, 116  
— сварная 112

## Ч

Частота колебаний 333

## Ш

Шпиль 22

Введение . . . . .	3
<b>Глава 1. Общие сведения, классификация и конструкции грузоподъемных машин . . . . .</b>	<b>8</b>
Общие сведения и классификация . . . . .	8
1.2. Подъемные механизмы . . . . .	8
Домкраты . . . . .	8
Тали . . . . .	12
Лебедки . . . . .	18
1.3. Подъемники . . . . .	25
1.4. Грузоподъемные краны . . . . .	27
Краны мостового типа . . . . .	28
Краны-штабелеры . . . . .	41
Краны стрелового типа . . . . .	45
1.5. Погрузчики . . . . .	57
1.6. Роботы и манипуляторы . . . . .	58
<b>Глава 2. Общие положения расчета грузоподъемных машин . . . . .</b>	<b>61</b>
2.1. Основные параметры . . . . .	61
2.2. Расчетные нагрузки . . . . .	70
2.3. Расчеты на прочность . . . . .	79
<b>Глава 3. Привод грузоподъемных машин . . . . .</b>	<b>85</b>
3.1. Общие сведения . . . . .	85
3.2. Ручной привод . . . . .	86
3.3. Электрический привод . . . . .	87
3.4. Привод от двигателей внутреннего сгорания . . . . .	98
3.5. Гидравлический и пневматический привод . . . . .	99
<b>Глава 4. Гибкие грузовые элементы и детали, барабаны и блоки . . . . .</b>	<b>101</b>
4.1. Стальные канаты . . . . .	101
4.2. Грузовые цепи . . . . .	112
4.3. Блоки для стальных канатов . . . . .	118
4.4. Барабаны . . . . .	119
4.5. Крепление каната на барабане . . . . .	130
<b>Глава 5. Полиспасты . . . . .</b>	<b>134</b>
<b>Глава 6. Грузозахватные приспособления . . . . .</b>	<b>141</b>
6.1. Грузовые крюки и петли. Крюковые подвески . . . . .	141
6.2. Захваты для штучных грузов . . . . .	155
6.3. Грейферы . . . . .	162
<b>Глава 7. Остановы и тормоза . . . . .</b>	<b>165</b>
7.1. Общие сведения . . . . .	165
7.2. Остановы . . . . .	166
7.3. Тормоза . . . . .	173
Колодочные тормоза . . . . .	173

Ленточные тормоза . . . . .	192
Тормоза с осевым нажатием . . . . .	197
Тормозные устройства для регулирования скорости . . . . .	208
7.4. Безопасные рукоятки . . . . .	213
7.5. Тепловой расчет тормоза . . . . .	215
<b>Глава 8. Механизмы подъема груза . . . . .</b>	<b>219</b>
8.1. Общие сведения и конструктивные особенности . . . . .	219
8.2. Механизмы подъема с индивидуальным приводом . . . . .	223
8.3. Расчет механизма подъема . . . . .	231
<b>Глава 9. Механизмы передвижения . . . . .</b>	<b>236</b>
9.1. Основные схемы механизмов передвижения . . . . .	236
9.2. Ходовая часть механизмов передвижения . . . . .	246
9.3. Сопротивления передвижению кранов и тележек . . . . .	261
9.4. Определение запаса сцепления при пуске . . . . .	271
9.5. Торможение механизмов передвижения . . . . .	273
<b>Глава 10. Механизмы поворота . . . . .</b>	<b>277</b>
10.1. Конструктивные особенности . . . . .	277
10.2. Нагрузки в опорах стационарных кранов . . . . .	282
10.3. Нагрузки на механизм поворота при неустановившемся движении вращения крана . . . . .	294
10.4. Нагрузки в опорно-поворотных устройствах стреловых кранов . . . . .	300
10.5. Сопротивления повороту в опорах стационарных кранов . . . . .	305
10.6. Сопротивления повороту в опорно-поворотных устройствах стреловых кранов . . . . .	306
<b>Глава 11. Механизмы изменения вылета . . . . .</b>	<b>312</b>
<b>Глава 12. Динамические нагрузки грузоподъемных машин . . . . .</b>	<b>317</b>
12.1. Расчетные динамические схемы грузоподъемных машин . . . . .	317
12.2. Приведение внешних нагрузок, масс и жесткостей . . . . .	319
12.3. Динамические нагрузки абсолютно жестких механизмов . . . . .	326
12.4. Динамические нагрузки в двухмассовой упругой системе . . . . .	331
12.5. Динамика подъема груза с опоры механизмом, установленным на жестком основании . . . . .	335
12.6. Динамические нагрузки крановых металлоконструкций . . . . .	340
12.7. Динамические нагрузки при совместной работе механизма подъема груза и металлоконструкций крана . . . . .	343
12.8. Динамика механизмов передвижения кранов и тележек с гибким подвесом груза . . . . .	349
12.9. Динамические нагрузки кранов при их пуске и торможении . . . . .	352
<b>Глава 13. Устойчивость передвижных кранов против опрокидывания . . . . .</b>	<b>359</b>
<b>Глава 14. Обеспечение безопасной эксплуатации грузоподъемных машин . . . . .</b>	<b>371</b>
14.1. Организация надзора . . . . .	371
14.2. Устройства концевой защиты . . . . .	375
14.3. Ограничители грузоподъемности . . . . .	377
14.4. Противоугольные устройства . . . . .	384
14.5. Буферы и упоры . . . . .	388
14.6. Ограничители перекосов . . . . .	392
Список литературы . . . . .	394
Предметный указатель . . . . .	395

## Учебник

*Михаил Павлович Александров, Леонид Николаевич  
Колобов, Николай Александрович Лобов и др.*

## ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ

Редактор Ю. Н. Макарова  
Художественный редактор Е. А. Ильин  
Технический редактор Н. Н. Скотникова  
Корректоры Н. Г. Богомолова и А. А. Снастина

ИБ № 4311

Сдано в набор 29.10.85. Подписано в печать 29.01.86. Т-04859.  
Формат 60×90<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная. Гарнитура литературная.  
Печать офсетная. Усл. печ. л. 25,0. Усл. кр.-отт. 25,0. Уч.-изд.  
л. 26,93. Тираж 70 000 экз. (2-й завод 40 001—70 000 экз.).  
Заказ 139. Цена 1 р. 30 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машино-  
строение», 107076, Москва, Стромынский пер., 4

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного  
Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга»  
им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государ-  
ственном комитете СССР по делам издательства, полиграфии и  
книжной торговли. 193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.