

М.П. АЛЕКСАНДРОВ

ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ

*Допущено Министерством образования
Российской Федерации
в качестве учебника для студентов высших
учебных заведений, обучающихся по направлению
подготовки дипломированных специалистов
“Транспортные машины и транспортно-
технологические комплексы”*

**Издательство МГТУ имени Н.Э. Баумана
Издательство ГУП «Высшая школа»
Москва, 2000**

Федеральная программа книгоиздания России

Рецензенты: Кафедра строительного и подъемно-транспортного машиностроения МГСИ (зав. кафедрой д-р техн. наук, проф. Д.П. Волков); засл. деятель науки и техники РФ, д-р техн. наук, проф. И.А. Недорезов

А46 Александров М.П. Грузоподъемные машины: Учебник для вузов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана – Высшая школа, 2000. – 552 с.

ISBN 5 – 7038 – 1516 – 9

ISBN 5 – 06 – 003978 – 1

Содержание учебника отражает имеющиеся достижения в отрасли подъемно-транспортного машиностроения в России и за рубежом. В учебнике кратко, но четко описаны основные виды прогрессивных грузоподъемных машин, принципы их действия, области применения. На современном научно-техническом уровне рассмотрены основы выбора, расчета и конструирования механизмов, металлических конструкций, отдельных специальных узлов и деталей грузоподъемных машин. Особое внимание уделено специфике работы деталей и механизмов этих машин в условиях повторно-кратковременного режима, нормам техники безопасности и охраны труда, регламентированном Госгортехнадзором РФ, а также устройствам и приборам, обеспечивающим безопасность работы.

Содержание учебника соответствует курсу лекций, читаемых автором в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Для студентов высших технических учебных заведений, аспирантов, специалистов в области подъемно-транспортного машиностроения.

УДК 621.86(075.8)
ББК 39.9

ISBN 5 – 7038 – 1516 – 9

(Изд-во МГТУ
им. Н.Э. Баумана)

© Александров М.П., 2000

ISBN 5 – 06 – 003978 – 1

(Высшая школа)

© Издательство МГТУ
им. Н.Э. Баумана, 2000

ВВЕДЕНИЕ

В проблеме осуществления научно-технического прогресса 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 технологических операций.

Жизненно необходимым является увеличение производства прогрессивных средств механизации подъемно-транспортных, погрузочно-разгрузочных и складских работ. Современные поточные технологические и автоматизированные линии, межцеховой и внутрицеховой транспорт требуют применения разнообразных типов подъемно-транспортных машин и механизмов, обеспечивающих непрерывность и ритмичность производственных процессов. Поэтому подъемно-транспортное оборудование в настоящее время превратилось в один из основных решающих факторов, определяющих эффективность производства. Насыщенность производства средствами механизации трудоемких и тяжелых работ, уровень механизации технологического процесса определяют собой степень совершенства технологического процесса.

Правильный выбор подъемно-транспортного оборудования влияет на нормальную работу и высокую продуктивность производства. Нельзя обеспечить его устойчивый ритм на современной ступени интенсификации без согласованной и безотказной работы современных средств механизации внутрицехового и межцехового транспортирования сырья, полуфабрикатов и готовой продукции на всех стадиях обработки и складирования.

Современные высокопроизводительные грузоподъемные машины, работающие с большими скоростями и обладающие высокой грузоподъемностью, являются результатом постепенного развития этих машин в течение долгого времени. Еще в глубокой древности, за 4000 лет до нашей эры, древнекитайская культура знала применение простейших грузоподъемных устройств – рычагов и полиспастов, используемых для подъема воды из колодцев и при возведении сооружений.

Аналогичные устройства для поднятия и перемещения больших тяжестей были известны и народам Ближнего Востока. Строительные работы, связанные с поднятием и перемещением больших тяжестей с использованием грузоподъемных механизмов, производились, например, при сооружении египетских пирамид. Так, пирамида Хеопса, сооруженная в XXVII в. до нашей эры, имела высоту 147 м и сложена из 2,5 млн известняковых блоков массой от 2 до 30 т. Сложной технической задачей являлась установка плит Баальбекской террасы, находящейся на территории современного государства Ливан, имеющих длину до 20 м, сечение $4,8 \times 4,2$ м и массу более 1000 т.

В античный период при строительстве храма Зевса в Гелиополисе во II в. до н.э. были установлены колонны из порфира массой до 360 т; в храме Артемиды в Эфесе использованы мраморные балки длиной до 90 м.

Первыми средствами, облегчающими ручной труд, были *рычаги, катки и наклонные плоскости*. Проведение крупных строительных работ при таких средствах механизации требовало привлечения громадного количества людей. Так, на строительстве пирамиды Хеопса, продолжавшемся более 20 лет, было постоянно занято около 100 тыс. человек. *Рычажные подъемники* – прототипы современных стреловых кранов – использовались для подъема воды.

Еще за 22 века до нашей эры начали применять и простейшие *вóроты с ручным приводом* (рис. 1). В VII в. до н.э. появились *блоки*, а во II в. до н.э. *вороты с червячной, цевочной и зубчатыми передачами с ручным приводом*.

В эпоху средневековья, в XI-XIII вв., в связи с развитием торговли, мореплавания и горно-металлургической промышленности началось быстрое развитие грузоподъемных машин и расширилась область их применения. Появились первые прототипы современных *кранов*, имевшие ручной привод и привод от топчачковых колес. Вначале эти краны изготовлялись из дерева и только для осей и крюков применялась сталь.

С глубокой древности известны и *машины непрерывного транспорта*, сначала в виде водоподъемных колес и скребковых лотков, а затем в виде ковшовых подъемников (рис. 2) – прототипов современных элеваторов, приводившихся в движение силой течения воды или вручную.

В 1860 г. создан первый *кран с паровым двигателем*. В 80-х годах XIX в. начали применяться *краны с электрическими двигателями*.

Большая заслуга в деле развития подъемно-транспортной техники принадлежит России. Еще в XI в. для подъема тяжестей при возведении Софийского собора в Новгороде строители пользовались сложными системами *полиспастов*, дающими существенный выигрыш в

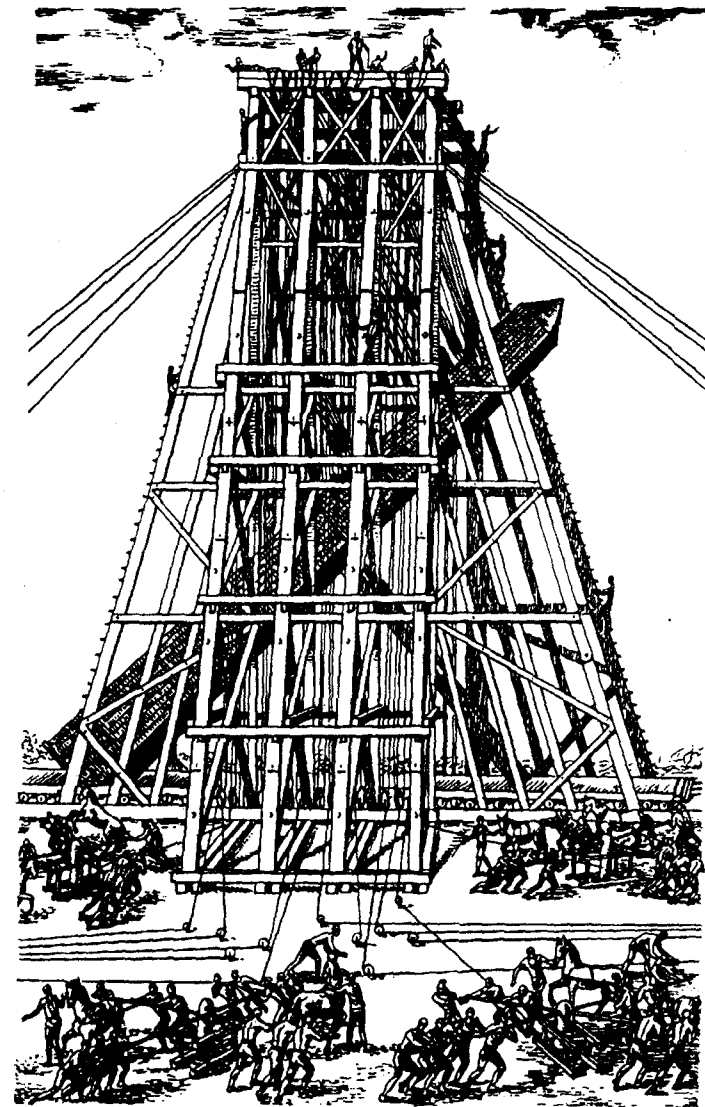


Рис. 1. Установка обелиска с использованием вóротов



Рис. 2. Применение кошового элеватора с ручным приводом для строительства крепости

силе и превосходившими по своим техническим возможностям устройства, применявшиеся в Западной Европе.

В 1677 г. на колокольню Московского Кремля подняли Большой Успенский колокол массой 130 т. Подъем колокола проводился с помощью рычагов, полиспаста и ворот. Для облегчения подъема колокол соединен цепями с противовесом, что было оригинальным решением, облегчавшим труд.

В XVIII в. на металлургических заводах на Урале, Алтае и в Забайкалье применялось большое количество разнообразного подъемно-транспортного оборудования для загрузки доменных печей, откатки вагонеток и др. В 1764 г. русский механик Е. Г. Кузнецов соорудил многоковшовый цепной водоподъемник, впоследствии им же переоборудованный для подъема руды и породы.

Большой вклад в развитие механизации горнорудных работ внес замечательный русский гидротехник и механизатор К. Д. Фролов (1726-1800), работавший на Змеиногорском руднике на Алтае. В 1768 г. он применил грандиозную для того времени комплексную установку для подъема руды и удаления воды из шахт, приводимую в действие давлением воды.

В 1769 г. с помощью оригинального устройства проведено перемещение на большое расстояние камня размером $15 \times 9 \times 7$ м и массой

более 1000 т, использованного скульптором Фальконе в качестве основания памятника Петру I. Его перемещали по медным шарам, уложенным в обшитых медными листами желобах (первый прототип шарикоподшипника). Перемещение осуществлялось с помощью ворот и полиспастов.

В 1832 г. в Петербурге перед Зимним дворцом установлена Александровская колонна массой более 600 т с помощью 60 ворот, каждый из которых приводился в движение 16 рабочими.

В 1834 г. с помощью канатов, полиспастов и ворот была осуществлена доставка и установка 48 колонн Исаакиевского собора в Петербурге – масса каждой колонны примерно 100 т. Процесс установки колонн был разработан настолько четко, что длительность установки одной колонны составляла в среднем всего 105 мин.

Долгое время в России не занимались систематическим изучением и обобщением опыта развития подъемно-транспортных машин. И только в 80-х годах прошлого столетия проф. И. А. Вышнеградский (1831–1895) впервые создал курс подъемно-транспортных машин. В 1882 г. вышла работа проф. Н. П. Петрова, систематизирующая и обобщающая опыт механизированной перегрузки грузов. Большой вклад в развитие подъемно-транспортного машиностроения внесли проф. Н.И. Самусь, издавший в 1886 г. «Курс подъемных машин» с атласом, и Л. З. Ратковский, преподаватель Петербургского политехнического института и заведующий отделом подъемных машин и металлических конструкций Путиловского завода, издавший в 1907–1910 гг. ряд книг под общим названием «Подъемные краны».

Начало производства отечественных подъемно-транспортных машин относится к 1900 г., когда впервые были построены краны на Брянском, Краматорском и Путиловском заводах. В 1913 г. годовой выпуск кранов на Брянском и Краматорском заводах составлял 70 шт. Такое производство не могло удовлетворить запросы развивающейся промышленности. Большая часть машин ввозилась из-за границы или изготавливалась на заводах, расположенных в России, но принадлежащих иностранцам.

После 1917 г. в России были созданы условия для быстрого развития отечественного подъемно-транспортного машиностроения, развития механизации тяжелых и трудоемких работ, механизации и автоматизации производства. Подъемно-транспортное машиностроение выделилось в самостоятельную область машиностроения. Были созданы специализированные заводы по выпуску подъемно-транспортного оборудования. Вместе с расширением материальной базы подъемно-транспортного машиностроения росли и крепились кадры конструкторов.

В 1924 г. в МГТУ им. Баумана по инициативе заслуженного деятеля науки и техники РСФСР, доктора технических наук, проф. Л.Г. Кифера была впервые создана кафедра, готовящая специалистов подъемно-транспортного машиностроения, ставшая родоначальником большого количества специализированных кафедр этого профиля. Были созданы специализированные научно-исследовательские, проектно-конструкторские и технологические организации, занимающиеся вопросами создания новой подъемно-транспортной техники, разработкой нормативной документации (стандартов, методических и руководящих документов и т.п.), такие как, например, АО ВНИИПТ-МАШ, являющийся головным научно-исследовательским институтом по кранам мостового типа, порталным, консольным, железнодорожным, а также по электроталям; АО ВНИИСТРОЙДОРМАШ – головной научно-исследовательский институт по стреловым самоходным кранам общего назначения и кранам-манипуляторам; СКТБК – специализированное конструкторско-технологическое бюро башенного краностроения и другие специализированные организации.

Большой вклад в развитие подъемно-транспортного машиностроения внесли профессор Л. Г. К и ф е р, И. И. А б р а м о в и ч, О. А. С п и в а к о в с к и й, А. И. Д у к е л ь с к и й, П. С. К о з ь м и н и др. Проф. Л.Г. К и ф е р впервые организовал подготовку инженеров по специальности “Подъемно-транспортные машины и оборудование” в МГТУ им. Баумана. В созданном им и проф. И. И. А б р а м о в и ч е м учебнике “Грузоподъемные машины” с атласом конструкций обобщен отечественный и зарубежный опыт построения грузоподъемных машин первой половины XX в.

Темпы развития подъемно-транспортного машиностроения, внедрение прогрессивных машин и оборудования и средств механизации, проводимая работа по повышению технического уровня выпускаемого оборудования позволили существенно увеличить производительность труда.

Специализированные проектные организации совместно с машиностроительными заводами создали ряд высокопроизводительных, экономичных и удобных в эксплуатации машин и устройств для механизации погрузочно-разгрузочных работ. Созданы электро- и автопогрузчики, различные погрузочные машины для штучных и сыпучих грузов, штабелирующие и другие подъемные средства, позволяющие осуществлять комплексную механизацию на многих участках предприятий черной и цветной металлургии, машиностроительной, угольной, химической промышленности и др. Разработаны уникальные конструкции плавучих кранов большой грузоподъемности, созданы новые конструкции мостовых электрических кранов общего назначения грузоподъемностью от 5 до 50 т с высокими техническими показателями и многое другое.

Основными тенденциями развития подъемно-транспортного машиностроения являются:

создание качественно новых видов подъемно-транспортных машин и механизмов, а также широкая модернизация существующих машин и установок для обеспечения механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ во всех областях народного хозяйства;

повышение грузоподъемности и надежности машин при одновременном значительном снижении их металлоемкости благодаря применению новых кинематических схем, более совершенных методов расчета, использованию рациональных облегченных профилей проката, новых материалов (легированные стали, легкие сплавы и пластмассы), а также прогрессивной технологии машиностроения (новые методы термообработки, нанесение упрочняющих покрытий и др.). Отметим, что надежность – это понятие комплексное. Оно включает в себя не только безотказность и долговечность, но и ремонтнопригодность и сохраняемость, т.е. свойства, определяющие эффективность использования техники в заданных условиях эксплуатации;

увеличение производительности оборудования вследствие применения широкого регулирования скоростей механизмов, автоматического, полуавтоматического и дистанционного управления с использованием микропроцессорной и электронно-вычислительной техники, как для управления работой машин, так и для расчетов и проектирования; создание специальных захватных и других подъемных агрегатов, а также улучшение условий труда крановщиков благодаря применению установок для охлаждения и очистки воздуха в кабинах и других мероприятиях.

Современное производство подъемно-транспортных машин основывается на создании блочных конструкций, позволяющих получить высокий технико-экономический эффект при изготовлении и эксплуатации этих машин. *Блочной* называется конструкция, состоящая из самостоятельных сборочных единиц (блоков), соединенных между собой легкоразъемными элементами. К таким блокам можно отнести крановые крюковые подвески, муфты, тормоза, редукторы, ходовые колеса с буксами и т.д. (рис. 3).

В настоящее время принцип блочности используется не только в механизмах, но и в металлоконструкциях, что позволяет организовать поточные линии для серийного изготовления унифицированных сборочных единиц металлоконструкций с соблюдением возможности их взаимозаменяемости.

Применение блочных конструкций позволяет выпускать сборочные единицы механизмов “на склад”, т.е. в законченном виде, что

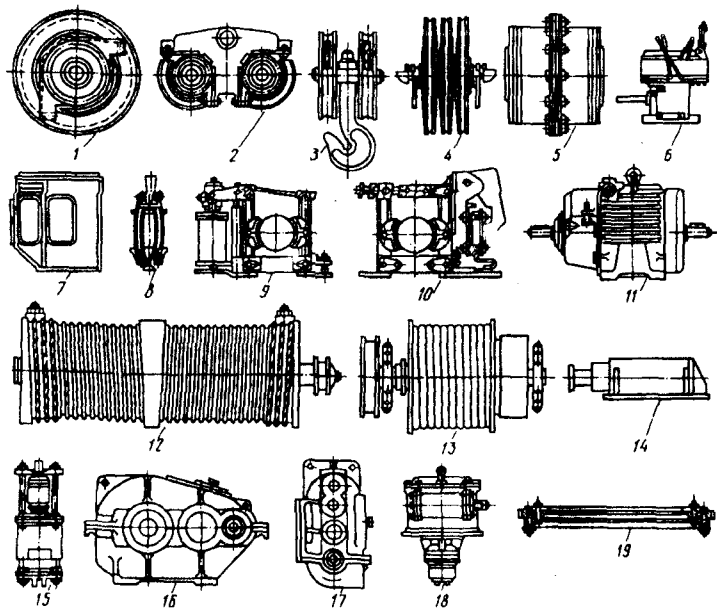


Рис. 3. Унифицированные сборочные единицы грузоподъемных машин:

1 - ходовое колесо с буксой; 2 - балансир с ходовыми колесами; 3 - крюковая подвеска; 4 - неподвижные блоки; 5 - зубчатая муфта; 6 - пульт управления; 7 - кабина управления; 8 - клещевой противоугонный захват; 9 - тормоз с приводом от гидротолкателя; 10 - тормоз с электромагнитом; 11 - электродвигатель; 12 - барабан для каната; 13 - кабельный барабан; 14 - пружинный буфер; 15 - электрогидравлический толкатель; 16 - горизонтальный редуктор; 17 - вертикальный редуктор; 18 - редуктор механизма поворота; 19 - шариковый опорноповоротный круг

приводит к специализации отдельных цехов и заводов. Специализация производства, в свою очередь, обеспечивает повышение качества изготавливаемых сборочных единиц.

Применение блочных конструкций создает максимум удобств в эксплуатации, так как позволяет легко удалить блок, требующий ремонта, без разборки смежных сборочных единиц. При наличии запасных блоков их замену можно проводить в короткое время, что приво-

дит к уменьшению простоя оборудования, и осуществлять высококачественный ремонт в специализированных ремонтных цехах. Кроме того, применение блочных конструкций позволяет максимально унифицировать отдельные сборочные единицы и детали по всей номенклатуре выпускаемых подъемно-транспортных машин, что увеличивает массовость производства и приводит к широкому применению нормализованных сборочных единиц.

Унификация элементов конструкции уменьшает количество необходимого оборудования, инструмента, литейных форм, позволяет применять специальные приспособления, повышающие производительность труда и качество изделия, уменьшает необходимый парк запасных частей. Принцип унификации и блочности, широко используемый в отечественном подъемно-транспортном машиностроении, создает основу для серийного производства подъемно-транспортных машин и, следовательно, для увеличения съема продукции с тех же производственных площадей и при том же оборудовании, а также для расширения кооперации между различными специализированными заводами.

Отрасль подъемно-транспортного машиностроения имеет ряд заводов, специализирующихся на производстве отдельных нормализованных и унифицированных сборочных единиц для грузоподъемных и транспортирующих машин.

При разработке конструкций грузоподъемных машин следует обеспечивать независимость движений отдельных механизмов и возможность совмещения рабочих движений в любых сочетаниях, хотя допускается не совмещать работу главного и вспомогательного подъема. Взаимное расположение механизмов и их сменных элементов должно обеспечивать удобство монтажа, обслуживания и регулировки с возможно меньшей разборкой элементов.

Особое внимание надо обращать на удобство подхода к тормозам, местам креплений канатов, подшипникам, муфтам, зубчатым передачам, устройствам безопасности. В конструкциях кранов должны быть предусмотрены лестницы, галереи, проходы и площадки для текущего обслуживания, ревизии, ремонта и замены изношенных элементов (ходовых колес, тормозных накладок, тормозных шкивов, канатов и т.п.) без демонтажа крана или основных сборочных единиц, металлических конструкций и механизмов. Обеспечение надежности смазки всех трущихся соединений и свободного доступа к местам смазывания является также важным фактором.

Подъемно-транспортные машины по своему назначению и конструктивному исполнению весьма разнообразны. Из всего многообразия подъемно-транспортных машин в данной книге рассмотрены только *грузоподъемные машины*, относящиеся к машинам периодического действия.

КОНСТРУКЦИИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Грузоподъемные машины и механизмы предназначены для перемещения грузов и людей по вертикали и передачи их из одной точки площади, обслуживаемой машиной, в другую. Конструкции этих машин чрезвычайно разнообразны. Их можно классифицировать по конструктивным признакам, назначению, характеру выполняемой ими работы.

Для подъема груза на небольшую высоту (до 1 м) служат простейшие грузоподъемные механизмы — д о м к р а т ы, обычно применяемые при ремонтных и монтажных работах. Привод домкратов может быть ручным и механическим. Различают винтовые, рычажно-реечные, зубчато-реечные и гидравлические домкраты.

На рис. 4, а показано устройство ручного винтового домкрата на салазках, облегчающих его точную установку под грузом. Использование винтовой пары с самотормозящей резьбой, обеспечивающей удержание поднятого груза, является причиной низкого коэффициента полезного действия (КПД), равного от 0,3 до 0,4. Подъемный стальной винт 3 домкрата ввернут в гайку 4, укрепленную в корпусе 7. На верхней части винта установлена рифленая головка 5, которая может поворачиваться относительно винта. Вращение винта 3 производится рукояткой 6 с двусторонней трещоткой 10. В зависимости от положения трещотки, фиксируемой кулачком 9, осуществляют вращение винта в одну или в другую сторону. Корпус домкрата в нижней части имеет опорную плиту, перемещающуюся в

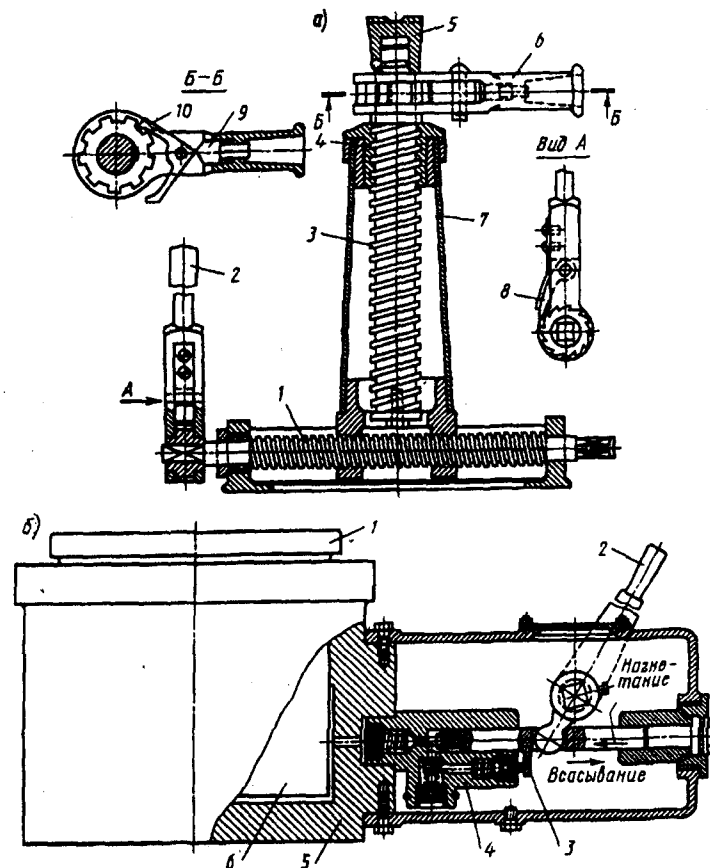


Рис. 4. Домкраты:
а — винтовой; б — гидравлический

горизонтальном направлении при вращении винта 1. Вращение этого винта производится рукояткой 2, снабженной трещоткой 8. Грузоподъемность винтовых домкратов составляет от 2 до 20 т. Сила, необходимая для привода домкрата, определяется из условия равенства момента, создаваемого рабочим на приводной рукоятке, моменту от сил трения в резьбе и между головкой 5 и верхней частью винта.

Широко применяются также гидравлические домкраты (рис. 4, б). Они имеют высокий КПД (от 0,75 до 0,8), малые габариты и массу, обеспечивают плавный подъем и спуск груза при весьма точной его фиксации в необходимом положении. Грузоподъемность гидравлических домкратов достигает 200 т. Недостатками их являются ограниченная высота подъема груза и малые скорости.

Гидравлический домкрат с ручным приводом состоит из скалки 6, снабженной в верхней части упорной головкой 1. Скалка входит в цилиндрический корпус 5, в нижнюю часть которого плунжерным насосом 4 через систему отверстий и клапанов подается рабочая жидкость (обычно масло). Насос работает от рукоятки 2, при качании которой перемещается плунжер 3 насоса, и жидкость через нагнетательный клапан поступает в пространство между скалкой и дном корпуса. Для опускания скалки необходимо рукоятку 2 отклонить за пределы рабочего положения. При этом открывается выпускной клапан и жидкость под воздействием силы тяжести груза перетекает из-под скалки в запасной резервуар. При изменении отклонения рукоятки изменяется степень открытия отверстия выпускного клапана и таким образом регулируется скорость опускания груза.

Числовое значение скорости подъема груза определяется количеством рабочей жидкости, подаваемой под скалку 6 в единицу времени. Так как скорость подъема груза при ручном приводе весьма невелика, то при больших высотах подъема и большой грузоподъемности гидравлические домкраты имеют механический привод. Давление рабочей жидкости для домкратов с ручным приводом принимают до 6 МПа, а для механического привода – в зависимости от параметров примененного насоса – до 30 МПа.

К простейшим грузоподъемным механизмам относятся также и лебедки, предназначенные для подъема, опускания, перемещения грузов по горизонтальному или наклонному пути при производстве различных погрузочно-разгрузочных, ремонтных и строительно-монтажных работ, так и в качестве силового оборудования для комплектации различных подъемных устройств (кранов, подъемников и др.). В зависимости от

исполнения лебедки можно подразделить: *по типу привода* – на лебедки с ручным и машинным приводом; *по типу тягового элемента* – на канатные и цепные; *по типу установки* – на неподвижные (закрепленные на полу, стене, потолке) и передвижные (на тележках, передвигающихся по полу или по подвесным путям); *по числу барабанов* – на одно-, двух- и многобарабанные лебедки; *по типу барабана* – на нарезные, гладкие и фрикционные.

На рис. 5 изображена лебедка с приводом от фланцевого электродвигателя 4, укрепленного на корпусе редуктора 3. Быстроходный вал редуктора соединен с валом двигателя с помощью зубчатой муфты, расположенной внутри корпуса редуктора. На свободном конце вала двигателя установлен шкив 1 колодочного тормоза, приводимого в действие электрогидравлическим толкателем. На выходном валу редуктора установлен барабан 5 с закрепленным на нем концом каната. При включении двигателя приводится во вращение барабан 5 лебедки; при этом канат, к которому прикрепляется груз, наматывается на барабан или сматывается с него, производя подъем или спуск груза. Направление вращения барабана изменяют путем реверсирования электродвигателя. На втором конце быстроходного вала редуктора установлен электроиндукционный (вихревой) тормоз 2, например типа ТМ-4, предназначенный для плавного регулирования скорости опускания груза. Такие лебедки широко используют при монтажных, ремонтных и строительных работах.

В пассажирских подъемниках применяют лебедки с канатом, ведущим шкивом (рис. 6), в ручьи которого входят ветви грузового каната, и передача тяговой силы осуществляется посредством силы трения, возникающей между канатом и поверхностью ручья.

При малой грузоподъемности и скорости подъема груза применяют лебедки с ручным приводом, в которых барабан вращается с помощью приводных рукояток с тормозом, автоматически останавливающим барабан при прекращении вращения рукоятки.

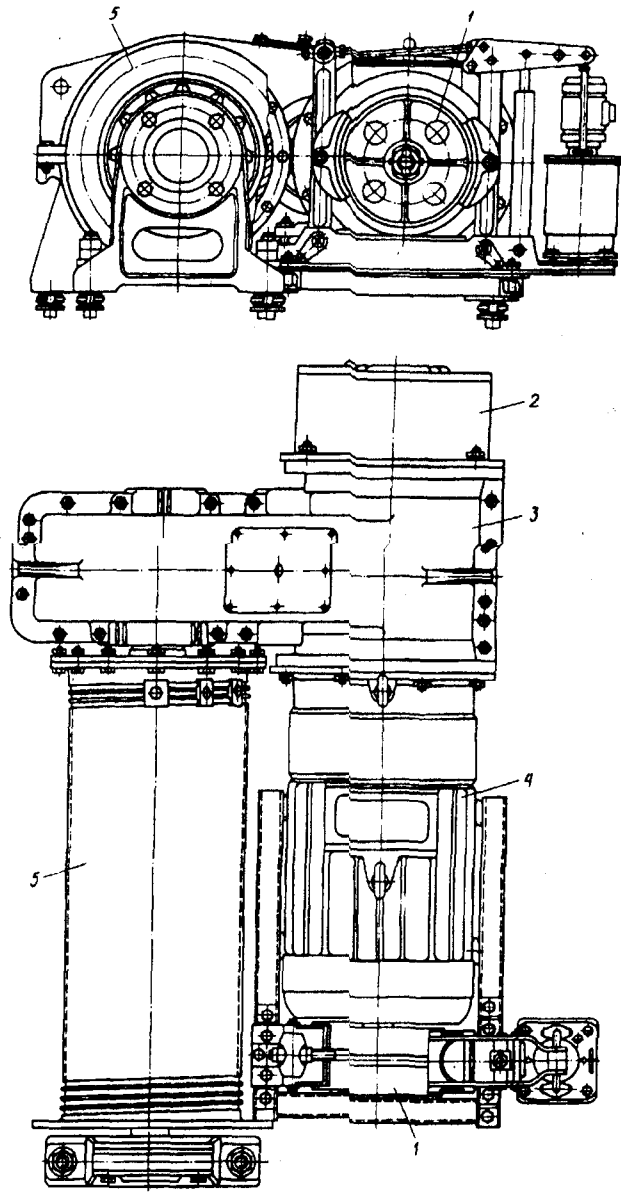


Рис. 5. Лебедка барабанная с электроприводом

При производстве маневровых работ на железнодорожных путях, в портах и доках, для подъема якорей на судах, подаче различных грузов и других работах большое применение находят *шпильи* (рис. 7) – лебедки с фрикционным барабаном, имеющим горизонтальную или вертикальную ось вращения с ручным или механическим приводом. Канат, на конце которого приложена рабочая нагрузка, не закреплен на барабане, как в обычных лебедках, а сцепляется с ним силой трения, возникающей между поверхностью барабана и несколькими витками каната, намотанными на него. Это позволяет работать с канатом большой длины при малых размерах барабана.

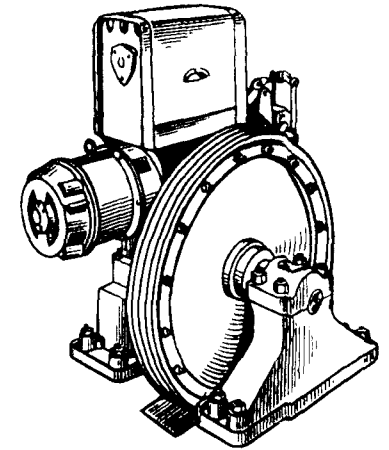


Рис. 6. Лебедка с канатоведущим шкивом

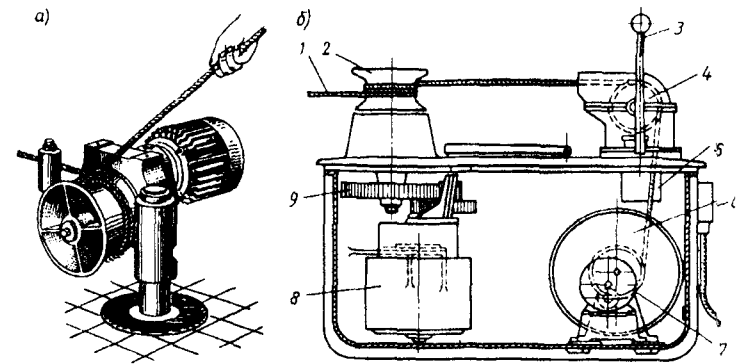


Рис. 7. Электрошпильи:

а – с горизонтальным барабаном; б – с вертикальным барабаном

Имеются электрошпили со встроенным вспомогательным барабаном для навивки каната (рис. 7, б). В этих конструкциях три-четыре витка тягового каната 1 обвивают фрикционный барабан 2, и через отклоняющий блок 4 канат подается к вспомогательному барабану 6, который приводится в движение вспомогательным двигателем 7 небольшой мощности, снабженным электромагнитным тормозным устройством. Фрикционный барабан 2 приводится во вращение основным двигателем 8 через зубчатый редуктор 9. Двигателями управляют с помощью рукоятки 3 контроллера 5. При подтягивании груза (режим “навивки”) оба двигателя (основной и вспомогательный) вращаются одновременно. Частота вращения вспомогательного двигателя устанавливается автоматически и соответствует частоте вращения фрикционного барабана. При режиме “сматывания каната” основной двигатель вращается в обратном направлении, а вспомогательный двигатель продолжает развивать вращающий момент в прежнем направлении и поддерживать канат в натянутом состоянии.

Для внутрицехового и межцехового транспортирования грузов, обслуживания поточных и автоматических линий, станков и других механизмов применяют компактные подъемные лебедки – тали, имеющие ручной, электрический или пневматический приводы. Тали устанавливают стационарно или на передвигающихся тележках.

На рис. 8 показана таль с ручным приводом. Ее подвешивают к опоре за крюк 3. Привод тали осуществляют с помощью бесконечной цепи 7, находящейся в зацеплении с приводным колесом 4. Грузовым элементом в таких таях служит пластинчатая цепь 1 или сварная калиброванная цепь. Поднятый груз удерживают в неподвижном состоянии дисковым тормозом 5, который замыкается весом транспортируемого груза. В этом случае ступицу цепного колеса 4 выполняют в виде гайки, зажимающей храповое колесо 6 тормоза. Собачку 2 тормоза укрепляют на корпусе тали.

Для перемещения груза по горизонтали тали подвешивают к тележкам, перемещающимся по подвесным однорельсовым путям, выполненным из проката двутаврового сечения. Тележки

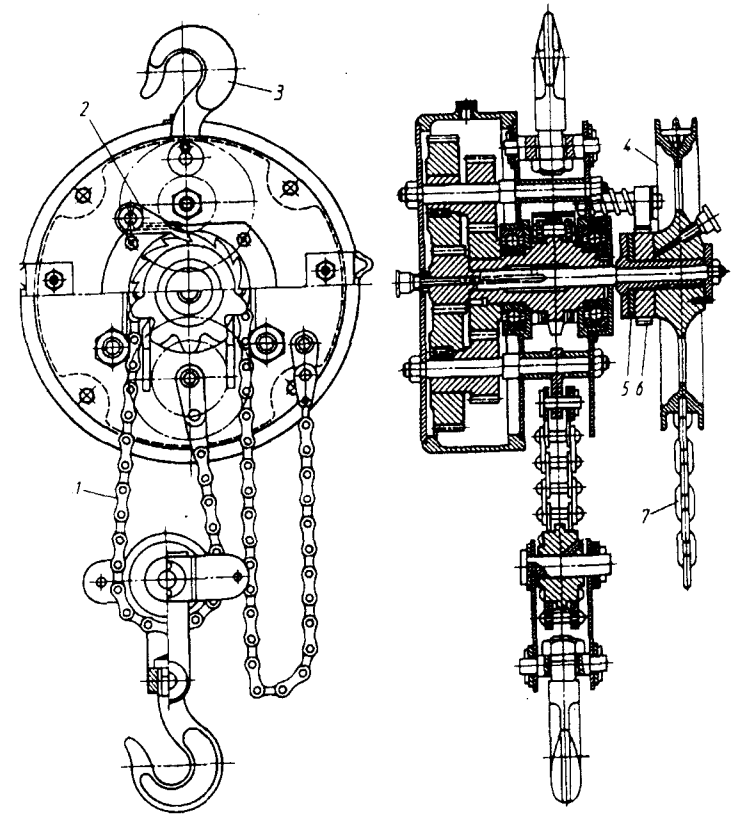


Рис. 8. Таль с ручным приводом с соосной зубчатой передачей

выполняют без привода (при грузоподъемности до 1 т их передвигают, толкая подвешенный груз), а также с ручным или механическим приводом.

Грузоподъемность электроталей составляет от 0,25 до 15 т, скорость подъема от 5 до 25 м/мин. Скорость горизонтального передвижения талей устанавливают в зависимости от длины пути и назначения тали.

На рис. 9 представлен общий вид электротали ТЭ грузоподъемностью до 5 т, обеспечивающей подъем груза на высоту от 3 до 18 м со скоростью 8 м/мин; скорость передвижения

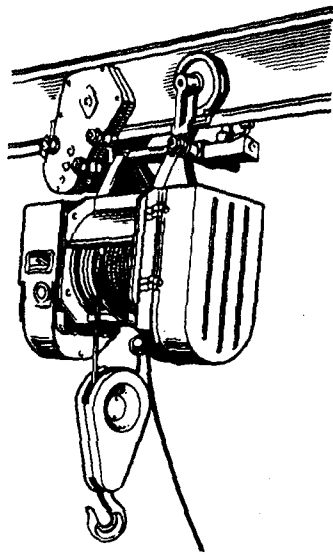


Рис. 9. Электроталь ТЭ

(при управлении с пола) равна 20 м/мин. Механизм подъема этой электротали (рис. 10) состоит из электродвигателя 2, статор которого запрессован в нарезной барабан 1, вследствие чего уменьшается длина тали и ее масса. Через двухпарный соосный редуктор 3 крутящий момент ротора двигателя передается на барабан. Таль оборудована двумя тормозами: стопорным колодочным электромагнитным тормозом 4 и автоматическим спусковым дисковым тормозом 7, замыкаемым весом транспортируемого груза. Тормозной шкив 5 стопорного тормоза 4, снабженный лопастями 6, укреплен на консоли быстросходного вала редуктора и выполняет роль вентилятора, охлаждающего обмотки двигателя.

Для улучшения охлаждения корпус редуктора 3 дополнительно снабжен охлаждающими ребрами. Барабан соединен с выходным валом редуктора с помощью муфты 8, компенсирующей неточности монтажа. Со стороны, противоположной редуктору, расположен шкаф электроаппаратуры 14, в котором располагаются пускатели механизма подъема 11, кольцевой токопровод 12 и конечные выключатели 13 подъема и опускания, ограничивающие крайние верхнее и нижнее положение крюка. Кабель управления вводится в шкаф электроаппаратуры через отверстие 9. Канат 15 крепится на барабане с помощью ковша с заливкой. Редуктор 3 и шкаф электроаппаратуры соединены между собой сварным корпусом 16.

Грузоподъемные машины, предназначенные для выполнения работ, требующих точности и осторожности при посадке

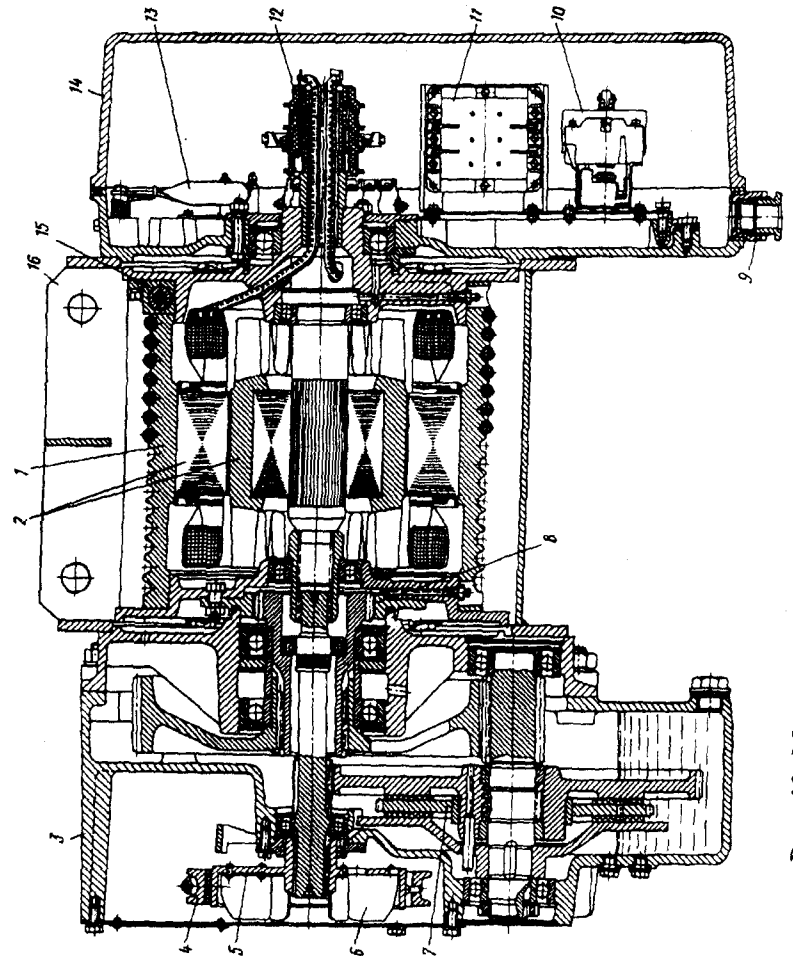


Рис. 10. Механизм подъема электротали ТЭ

грузов, должны иметь соответствующие малые скорости механизмов подъема и передвижения. В этом случае электротали оборудуют так называемым *микроприводом*, обеспечивающим при наличии нормальной скорости подъема и опускания также возможность работы с весьма малыми скоростями, необходимыми для точной установки деталей на станках или приспособлениях для сборочных и монтажных работ. Изменение скорости подъема и опускания обеспечивается путем применения многополюсного двигателя или вспомогательного двигателя малой мощности, приводящего в движение барабан через дополнительные передачи, а также с помощью механического устройства – включением дополнительной передачи через фрикционную муфту.

Новая конструкция электротали ВНИИПТМАШ ТЭ-500 грузоподъемностью 5 т изображена на рис. 11, а. Барабан 2 расположен между фланцевым одно- или двухскоростным электродвигателем 1 серии 4А с пристроенным конусным тормозом и планетарным редуктором 3. Основная скорость подъема груза равна 12 м/мин.

Для получения малой скорости подъема (1,2 м/мин при двухскоростном двигателе или 7,5 м/мин при односкоростном двигателе) электроталь снабжена дополнительным электродвигателем 4 с редуктором, устанавливаемым на торце основного редуктора 3. При работе на малой скорости редуктор малой скорости работает как двухступенчатый с передачей вращения на редуктор основного подъема. При работе на основной скорости подъема включаются одновременно оба двигателя. В двухскоростных тальях между редуктором основного подъема и редуктором малой скорости устанавливается грузоупорный тормоз, включаемый в работу только при спуске груза на малой скорости.

Таль выпускается для высот подъема от 6,3 до 32 м, что осуществляется за счет изменения длины барабана и размеров корпуса тали. С целью повышения безопасности работы таль снабжена ограничителем грузоподъемности пружинно-рычажного типа с установкой уравнительного блока на эксцентриковой втулке.

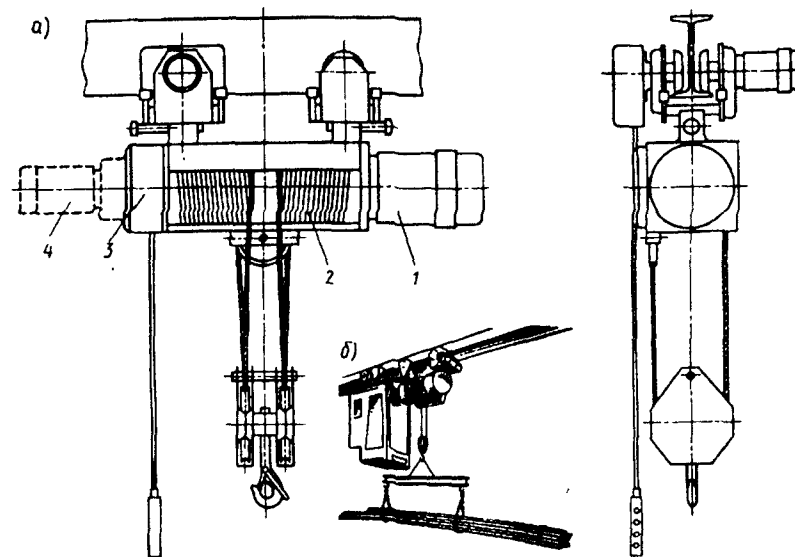


Рис. 11. Электротали:
а – с управлением снизу; б – с управлением из кабины

В большинстве случаев электротали подвешивают к тележкам с ручным или электрическим приводом и управляют или снизу (рис. 11, а) при скорости передвижения до 32 м/мин, или при большей скорости – из кабины управления, перемещающейся вместе с талью по подвесному пути (рис. 11, б).

Однорельсовые тележки с тальями находят широкое применение для передачи грузов между цехами, для подачи грузов на склад или со склада в цех, для загрузки вагранок, подачи земли и т.п. В качестве грузозахватного приспособления электротали могут иметь крюк, подъемный электромагнит или специальный захват для штучных или сыпучих грузов. Для снижения размеров зубчатых передач талей применяют высококачественные легированные стали (хромоникелевые, хромистые и др.), а шестерни выполняют с малым числом зубьев, профиль которых должен быть коррегированным.

При скорости передвижения, превышающей 32 м/мин, механизм передвижения тележки имеет стопорный тормоз. При меньших скоростях механизм передвижения работает без тормоза.

Все большее применение в промышленности получают тали с пневмоприводом. Имеются тали, в корпусе которых, представляющем собой полый цилиндр, размещен полиспаг, использующий в качестве тягового органа стальной канат. К одному концу каната подвешивают груз; второй конец закреплен неподвижно в корпусе тали. При подаче сжатого воздуха в цилиндр подвижные и неподвижные блоки расходятся, в результате чего происходит подъем груза. При выпуске воздуха блоки сближаются под действием веса груза, и груз опускается. В других типах талей с пневмоприводом применяется воздушный двигатель со звездообразно расположенными цилиндрами. Тали с пневмоприводом позволяют проводить плавное (бесступенчатое) регулирование скорости подъема и опускание груза в весьма широких пределах. Они незаменимы и при работе во взрывоопасной среде.

Однорельсовые пути, по которым перемещаются тележки с талими, иногда бывают весьма протяженными и разветвленными и могут обслуживать практически всю заводскую или складскую площадь. В этом случае они имеют специальные стрелки, переводящие тележки с электроталими с одного пути на другой (рис. 12). На рис. 12, а показано устройство вращающейся

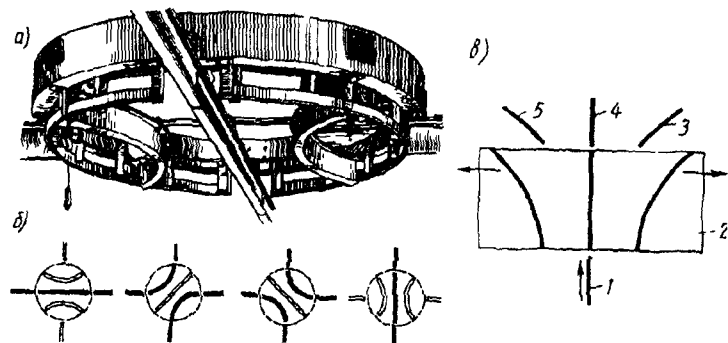


Рис. 12. Стрелки подвесных путей:
а и б - вращающиеся; в - рамная

стрелки, позволяющей обеспечить любое направление движения тележки в месте стыка четырех путей, расположенных под прямым углом один к другому (рис. 12, б). На рис. 12, в показана тройная рамная стрелка, обеспечивающая при поперечном перемещении рамки 2 движение тележки с пути 1 на любое из трех направлений 3, 4, 5.

Размыкаемые участки пути, а также рельсы стрелок оборудуются автоматически действующими фиксирующими устройствами, исключающими сход тележки с рельсового пути. Перевод стрелок проводится с помощью специального механизма, управляемого с пола или из кабины грузоподъемной машины. Возможно перемещение тележек по монорельсовому пути и при транспортировании грузов в различных уровнях (рис. 13)

При необходимости подъема груза по определенной траектории применяют подъемники, в которых подъем груза проводится в клетях (кабинах), на платформах или в бадах, перемещающихся в жестких направляющих. Стационарные подъемники периодического действия, предназначенные для подъема и спуска людей и грузов в кабине по прямолинейным жестким направляющим, имеющим угол

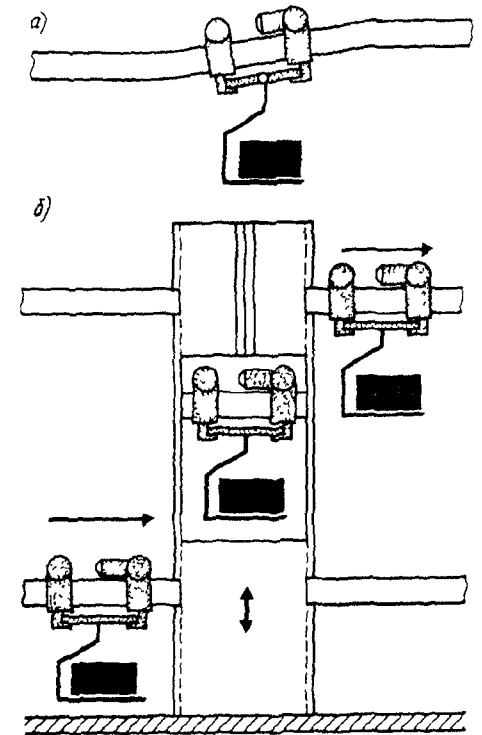


Рис. 13. Транспортировка грузов в различных уровнях:
а - участок пути с подъемом; б - дорога с подъемно-спускной станцией

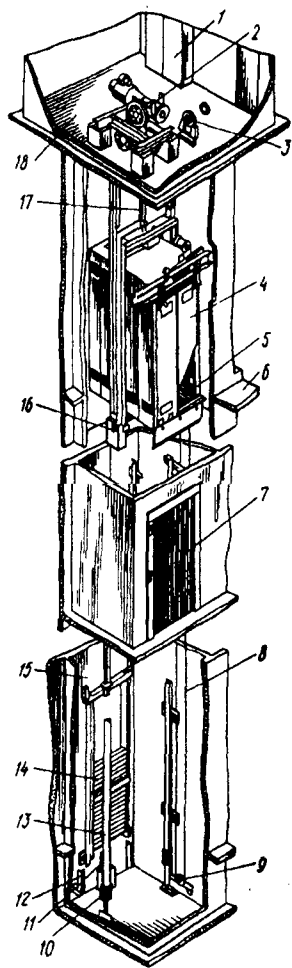


Рис. 14. Пассажирский лифт

ловителей 16, устанавливаемых в нижней или верхней части кабины. Срабатывание ловителей происходит при превышении кабиной расчетной скорости опускания, для чего лифт имеет

наклона к вертикали не более 15° , называются *лифтами*. По назначению различают лифты *пассажирские*, предназначенные для транспортирования людей; *больничные* – для транспортирования больных на больничном транспортном средстве с сопровождающим медицинским персоналом; *грузовые с проводником* – для транспортирования грузов и лиц, сопровождающих груз, и *грузовые без проводника* – для транспортирования только груза. Их применение в различных отраслях народного хозяйства непрерывно расширяется. Лифты используют для погрузочно-разгрузочных работ в складских помещениях, в шахтах и рудниках для вспомогательного подъема и опускания людей и грузов; при производстве строительных работ, эксплуатации многоэтажных и высотных зданий, телевизионных башен, радиорелейных мачт, метеорологических вышек.

Пассажирский лифт (рис. 14) состоит из кабины 4, движущейся внутри вертикальной шахты 15 в жестких направляющих 13, предохраняющих кабину от раскачивания и удерживающих ее в неподвижном состоянии в случае обрыва подъемного каната 17 с помощью специальных

ограничитель скорости 3, работающий от специального каната 8, соединенного с кабиной и проходящего через блок ограничителя скорости 3 и блок 9, установленный в нижней части шахты. При срабатывании ловители захватывают направляющие и надежно удерживают кабину.

Привод 2 лифта располагают в машинном отделении 18 в верхней части шахты. При работе привода подъемный канат перемещает кабину внутри шахты на различные этажи обслуживаемого им здания, останавливая кабину на требуемом этаже при совмещении уровня пола 5 кабины с полом 6 соответствующей этажной площадки. Для входа и выхода пассажиров шахту со стороны этажных площадок оборудуют дверями 7.

Для уменьшения потребной мощности двигателя обычно применяют противовес 14, масса которых равна массе кабины и половине массы полезного расчетного груза. Противовесы движутся по своим направляющим 12. В нижней части шахты располагают буферные устройства 10 – для кабины и 11 – для противовеса, предохраняющие кабину от жесткого удара ее о пол шахты в случае неисправности системы управления. Станцию управления 1 располагают в машинном отделении около привода. Крайнее верхнее и нижнее положение кабины ограничивается установленными концевыми выключателями. Для подачи электроэнергии к системе управления, расположенной в кабине 4, используют гибкий кабель.

Номинальную грузоподъемность пассажирских лифтов устанавливают по принципу свободного заполнения полезной площади пола кабины. При этом масса человека принимается равной 80 кг, а грузоподъемность лифта для обычных жилых зданий составляет 350 – 500 кг. Номинальная скорость движения кабины регламентируется государственными стандартами в зависимости от типа лифта. Для лифтов в зданиях, имеющих 6 – 10 этажей, скорость составляет, как правило 0,65 м/с при однокоростном приводе; лифты в 10 – 14-этажных зданиях имеют скорость 1 м/с и двухскоростной привод. В высотных зданиях скорость перемещения кабины находится в пределах от 1,4 до 5,6 м/с в зависимости от этажности.

Интенсифицировать работу лифтов можно, увеличив скорость движения и уменьшив время пуска и торможения. Однако уменьшить эти периоды можно только до определенной степени, так как резкий разгон и торможение вызывают неприятные ощущения у пассажиров.

Рациональный выбор системы управления приводит к повышению производительности лифта. Существует несколько систем управления. При системе, используемой в малоэтажных жилых зданиях и больницах, кабина, если она свободна, прибывает по вызову на нужный этаж без промежуточных остановок. Пассажир входит в кабину и может набрать нужный ему этаж независимо от намерений пассажиров, ожидающих лифт на других этажах. Кабина приходит на набранный пассажирами этаж без промежуточных остановок.

Собирательное управление увеличивает производительность лифта и сокращает время ожидания его пассажирами на этажах. При этой системе управления кабина во время своего движения в определенном направлении может делать промежуточные остановки, принимая тех пассажиров, направление движения которых совпадает с направлением движения лифта. Одновременно с этими пассажирами, находящиеся в кабине могут выходить на нужных им этажах при соблюдении очередности остановок. *Собирательное управление движением* в н и з наиболее эффективно для лифтов, работающих в жилых зданиях, где почти все вызовы лифта происходят с различных этажей в направлении всех остальных этажей. При такой системе управления вызовы всех пассажиров, ожидающих лифта на этажах, рассматриваются как вызовы в направлении вниз и собираются во время движения лифта именно в этом направлении. *Собирательное управление в о б о и х н а п р а в л е н и я х* рекомендуется применять в пассажирских лифтах, работающих в административных зданиях.

Групповое управление обладает всеми качествами соответствующего собирательного управления и объединяет группу из нескольких лифтов. При вызове с определенного этажа на него прибывает тот лифт, который в данный момент времени может

прибыть раньше других. Для групп из трех и более (до шести) лифтов наиболее эффективной и многосторонней командной системой для современных зданий с интенсивным движением лифтов является *распределительная система*. Эта система автоматически приспособливает движение лифтов к любым возможным ситуациям в пределах от пикового до нормального межэтажного потока таким образом, что лифты работают в наиболее скоростном и экономичном режиме. При неинтенсивном движении, когда имеются свободные лифты, всегда выбирается свободный лифт, находящийся ближе всего к этажу вызова. При максимальном движении, когда нет свободных лифтов, первый освобождающийся лифт направляется на тот этаж, откуда поступил вызов. Остальные вызовы обслуживаются лифтами, в которых едут пассажиры при условии, что вызов является попутным и кабина лифта не имеет полной нагрузки. При возникновении максимального пассажирского потока с первого этажа и сверху к нему система обеспечивает преимущество едущих вниз, направляя лифты на первый этаж без промежуточных остановок. В таких случаях вызовы с этажей обслуживаются другими лифтами данной группы.

Выпускаемые *грузовые лифты* имеют в основном кнопочную систему управления. Панель управления расположена либо внутри кабины, либо на одной из этажных площадок. При этой системе вручную проводится только закрытие дверей кабины и нажатие кнопки требуемого этажа. Все другие процессы – выбор направления движения, переход на пониженную скорость перед подходом к заданному этажу и остановка – происходят автоматически. В ряде конструкций закрытие дверей перед троганием с места и открывание дверей по прибытии на нужный этаж также проводятся автоматически после нажатия кнопки отправления.

Для нормальной работы лифтов большое значение имеет обеспечение точной остановки кабины, зависящей при прочих равных условиях от скорости движения и от веса перемещаемого груза. Так как грузоподъемность современных лифтов

достигает 20 т, то разность высоты остановки пустой и нагруженной кабины может быть весьма ощутима. Это является одной из причин того, что большегрузные машины имеют обычно небольшую скорость. Для обеспечения высокой точности остановки применяют лифты с микроприводом, в котором после нажатия кнопки приказа включается основной двигатель, и кабина движется с большой скоростью. Перед подходом к требуемому этажу основной двигатель автоматически отключается и включается двигатель микропривода, мощность которого в несколько раз меньше мощности основного двигателя. При этом кабина переходит на движение со скоростью в 10–20 раз ниже основной, после чего происходит автоматическая остановка на заданном уровне.

Грузовые лифты без проводника отличаются более простой конструкцией и уменьшенным количеством предохранительных устройств. Скорость движения таких лифтов обычно составляет от 0,2 до 0,5 м/с. Грузовые лифты с проводниками имеют более высокую скорость, достигающую 1 м/с.

Лебедки лифтов подразделяются на барабанные и лебедки с канатопроводящими шкивами (см. рис. 6).

Лебедки с канатопроводящими шкивами имеют значительно меньшие габариты, чем барабанные, причем размеры канатопроводящего шкива и лебедки в целом не зависят от высоты подъема, поэтому одну и ту же лебедку можно применять для зданий любой этажности.

Подъемники, предназначенные для перемещения сыпучих грузов в саморазгружающихся ковшах (скипах) по жестким направляющим, называют *ковшовыми*, или *скиповыми* (рис. 15). Ковшовые подъемники применяют для загрузки доменных печей, вагранок и т.п.

Наиболее распространенными грузоподъемными машинами являются *грузоподъемные краны* – машины циклического действия, предназначенные для подъема и перемещения в пространстве груза, удерживаемого грузозахватным устройством. Они имеют весьма разнообразное конструктивное исполнение и назначение. По конструктивному признаку их подразделяют

на краны мостового типа, к которым относят собственно мостовые краны, козловые и полукозловые краны, перегрузочные мосты, настенные передвижные консольные краны, мостовые краны-штаблеры; краны стрелового типа – поворотные краны на колонне, имеющие постоянный или переменный вылет; собственно стреловые передвижные краны со стрелой, закрепленной на раме ходового устройства или на поворотной платформе, размещенной непосредственно на ходовой раме; башенные, порталные и полупортальные краны, вантажные краны и др.

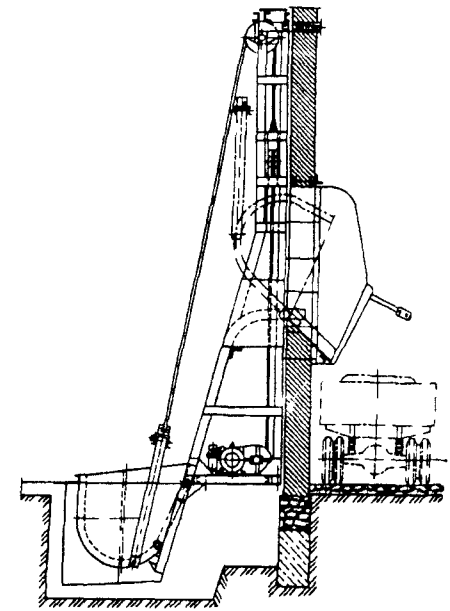


Рис. 15. Ковшовый подъемник

По виду грузозахватного устройства краны подразделяют на *крюковые, грейферные, магнитные, клещевые и др.* По роду привода краны подразделяют на краны с ручным и механическим (электрическим, гидравлическим, пневматическим и др.) приводами. По степени поворота стрелы относительно опорной части краны могут быть неповоротные, полноповоротные и неполноповоротные. По способу опирания ходовой части на рельсовый путь краны могут быть *опорного типа*, опирающиеся на путь сверху, и *подвесного типа*, перемещающиеся по нижним полкам рельсов подвесного кранового пути.

Большое применение в промышленности имеют передвижные *консольные настенные краны*, передвигающиеся по рельсам, расположенным на подкрановых балках, закрепленных на подкрановых колоннах вдоль стены здания. Для изменения вылета стрелы эти краны обычно имеют тележку или электроталь, передвигающуюся по горизонтальной стреле (рис. 16), а

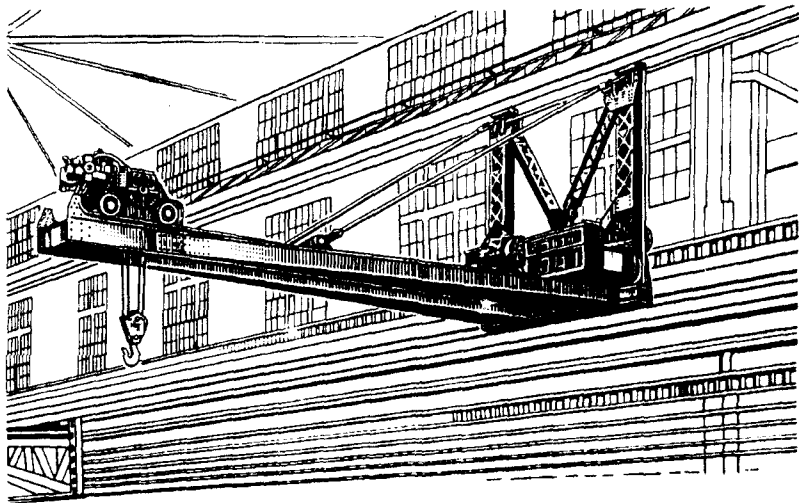


Рис. 16. Консольный кран с тележкой

в некоторых конструкциях стрела имеет еще дополнительную возможность поворота относительно вертикальной оси, что облегчает проведение технологических операций с грузом. Краны этого типа обслуживают площадь, расположенную вдоль подкранового рельса, и их широко применяют в сборочных и механикообрабатывающих цехах для передачи изделия с одной операции на другую.

Наиболее широко в промышленности используют *мостовые электрические краны* (рис. 17), состоящие из моста 11, перемещающегося на ходовых колесах 3, установленные в концевых балках 4 моста крана, по подкрановым путям 2. Эти пути уложены на подкрановых продольных балках, закрепленных на консольных выступах колонн цеха. По верхнему (а в некоторых конструкциях – по нижнему) поясу балок моста поперек пролета цеха передвигается крановая тележка 8 с подъемным механизмом 7 с грузозахватным элементом. В зависимости от назначения крана на тележке можно размещать различные типы механизмов подъема или два механизма подъема, один из

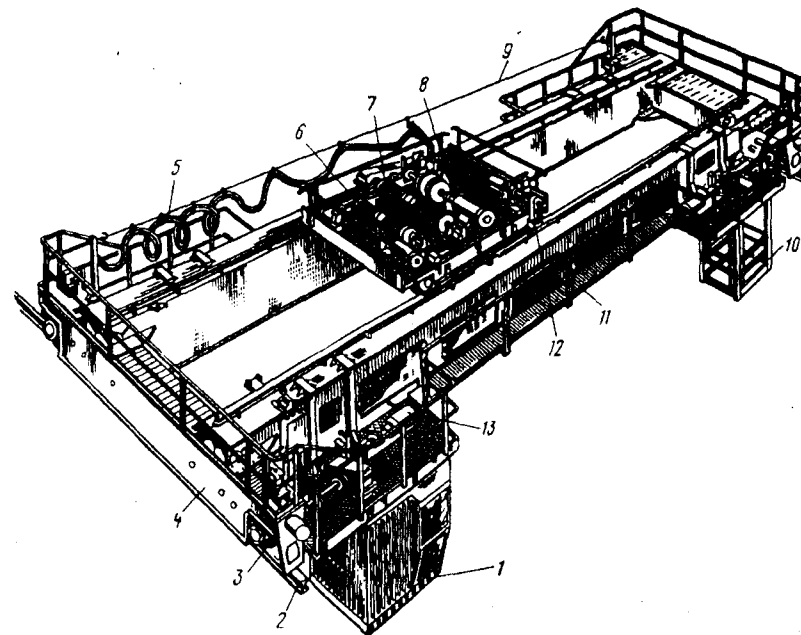


Рис. 17. Мостовой электрический кран

которых является главным 7, а второй (меньшей грузоподъемности) – вспомогательным 6. Механизм 13 передвижения крана установлен на мосту крана, механизм 12 передвижения тележки – непосредственно на тележке. Управление всеми механизмами совершается из кабины 1, прикрепленной к мосту крана.

Расстояние по горизонтали между осями крановых рельсов называют *пролетом*, а расстояние между осями передних и задних колес или балансирных тележек – *базой* крана.

Питание электродвигателей осуществляется от цеховых троллеев, обычно изготовляемых из стали уголкового профиля и прикрепляемых к стене здания. Для подачи напряжения на кран применяют токосъемники скользящего типа, прикрепляемые к металлоконструкции крана; их башмаки скользят по троллеям при перемещении моста крана. Для обслуживания цеховых троллеев на кране предусмотрена специальная площад-

ка 10. Для осуществления токоподвода в двигателям, расположенным на тележке, обычно используют троллеи из круглой или угловой стали. Для их установки требуются специальные стойки на площадке, идущей вдоль главной балки. Поэтому в последних конструкциях мостовых кранов токоподвод к тележке осуществляется с помощью гибкого кабеля 5. В этом случае между двумя стойками, установленными около концевых балок, натягивается проволока 9, к которой на специальных подвесках подвешен гибкий кабель. Применение гибкого токопровода позволяет упростить конструкцию, повысить надежность эксплуатации и снизить массу крана.

В некоторых конструкциях мостовых кранов для подвода тока к тележкам используют кабеленесущие каретки (рис. 18). Каретка (рис. 18, б) имеет раму 1; два концевых барабана 5, через которые проходят питающие кабели 7; опорные ролики

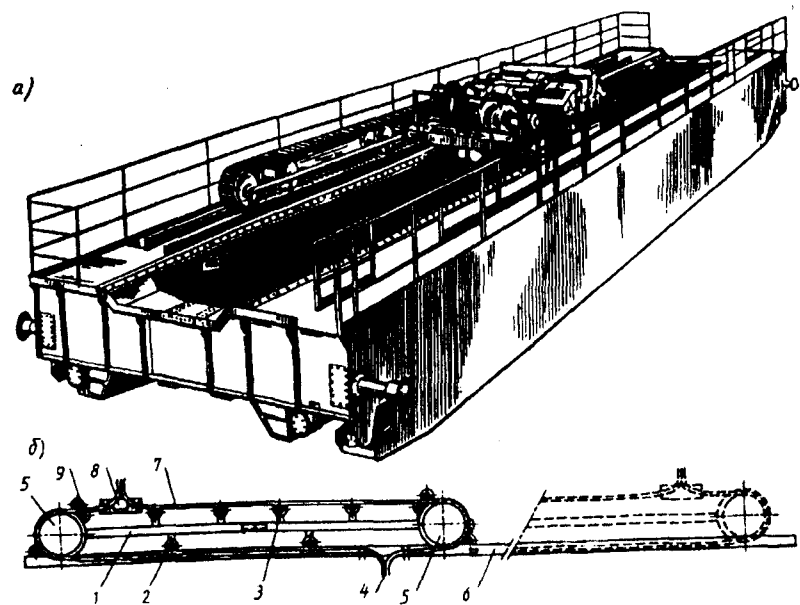


Рис. 18. Мостовой кран с кабеленесущей кареткой:
а – общий вид; б – схема действия каретки

3, поддерживающие кабели; направляющие ролики 9, расположенные около барабанов и обеспечивающие правильное положение кабелей на барабанах и препятствующие набегаению кабелей друг на друга; катки 2, на которых каретка перемещается по путям 6, уложенным на настиле моста параллельно пути движения тележки крана. Неподвижная точка 4 выхода питающих кабелей на настил моста расположена в центре пролета. Точка 8 крепления кабелей к тележке крана перемещается вместе с тележкой, передвигая каретку с помощью тягового каната; при этом кабели не натянуты.

Применение кабеленесущей каретки позволяет устранить все подвижные контакты при электропитании тележки, обеспечивает надежность подвода электроэнергии и долговечность кабелей, поскольку устраняет резкие перегибы кабелей, являющиеся основной причиной их выхода из строя.

Детальное расположение механизмов на тележке мостового крана грузоподъемностью 5 и 20 т показано на рис. 19. На раме 11 тележки размещены механизмы главного и вспомогательного подъемов и механизм передвижения. Расстояние между продольными осями подтележечных рельсов называют *колеей тележки*, а расстояние между осями ходовых колес тележки – *базой тележки*. Механизм главного подъема состоит из электродвигателя 9, соединенного длинным валом-вставкой с редуктором 19. Полумуфта, соединяющая вал-вставку с валом редуктора и расположенная на входном валу редуктора 19, служит тормозным шкивом колодочного тормоза 1 с приводом от электрогидравлического толкателя. Выходной вал редуктора 19 соединен зубчатой муфтой с барабаном 10. Опоры верхних блоков 3 полиспаста и уравнильные блоки 2 расположены на верхней поверхности рамы, что облегчает их обслуживание и увеличивает возможную высоту подъема. Ограничителем высоты подъема служит шпindelный выключатель 12, отключающий питание при достижении крюковой подвески крайнего верхнего или нижнего положения. Вспомогательный механизм подъема имеет аналогичную кинематическую схему (15 – двигатель, 18 – редуктор, 17 – барабан, 13 – конечный выключатель).

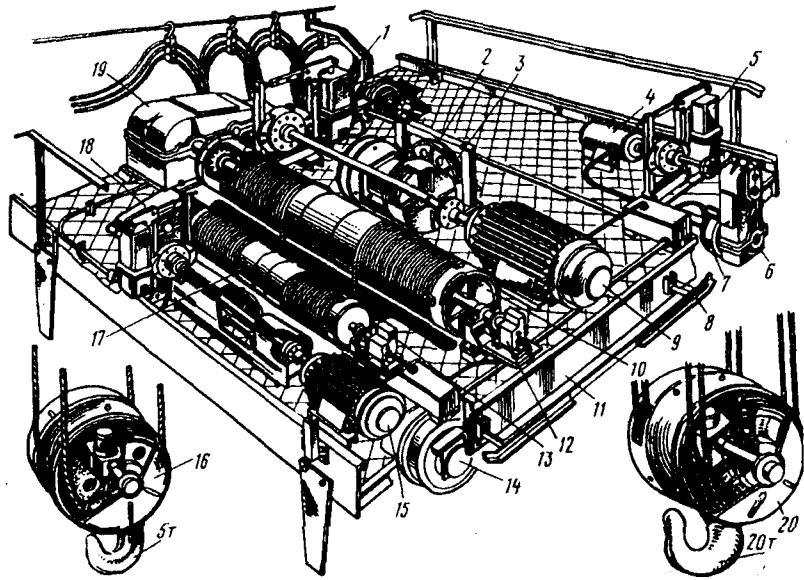


Рис. 19. Тележка мостового крана с главным и вспомогательным подъемом

Оба механизма подъема оборудованы крюковыми обоймами 20 (для главного подъема) и 16 (для вспомогательного подъема). Механизм передвижения тележки состоит из двигателя 4, тормоза 5, вертикального зубчатого редуктора 6, двух ведущих 7 и двух холостых ходовых колес 14. На раме тележки укреплен линейка 8 конечного выключателя, ограничивающего путь передвижения тележки.

Мостовой кран с подвижной тележкой обслуживает практически всю площадь цеха, за исключением узкой полосы вдоль стен цеха, на которую кран не может подать грузозахватное приспособление. Если необходимо обслуживать всю площадь цеха и передавать грузы в соседний пролет, применяют мостовые краны, тележки которых имеют поворотные стрелы, позволяющие объединить транспортные операции в пределах нескольких пролетов (рис. 20).

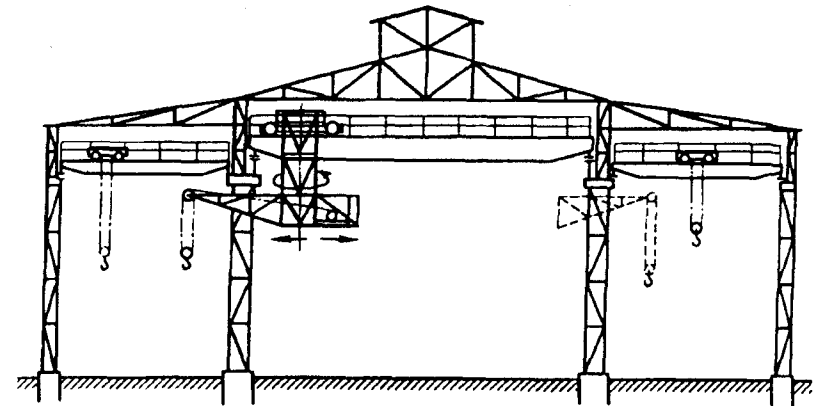


Рис. 20. Применение мостовых кранов с поворотной стрелой

Как уже указывалось, мостовые краны в зависимости от назначения могут иметь различные грузозахватные приспособления: крюки, подъемные электромагниты, грейферы, специальные захваты и др. На рис. 21 показан внешний вид крана, предназначенного для разливки стали. Кран имеет траверсу с двумя крюками для захвата ковша с жидким металлом и вспомогательный подъем с крюковой обоймой для опрокидывания ковша при разливке и для различных вспомогательных работ. Так как мостовые краны перемещаются по путям, располагаемым в верхней части цеха, они не занимают полезной площади пола и поэтому весьма удобны для использования.

При относительно малых грузоподъемностях (до 5 т) применяют одно- и двухбалочные *кран-балки* (рис. 22), представ-

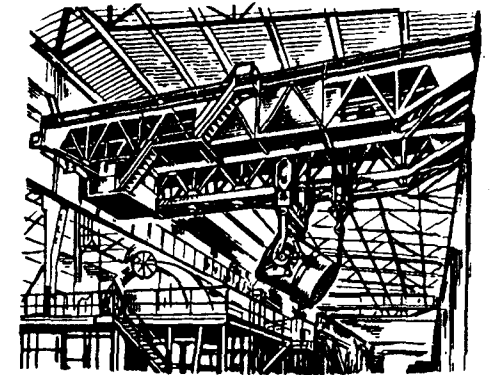


Рис. 21. Мостовой разливочный кран

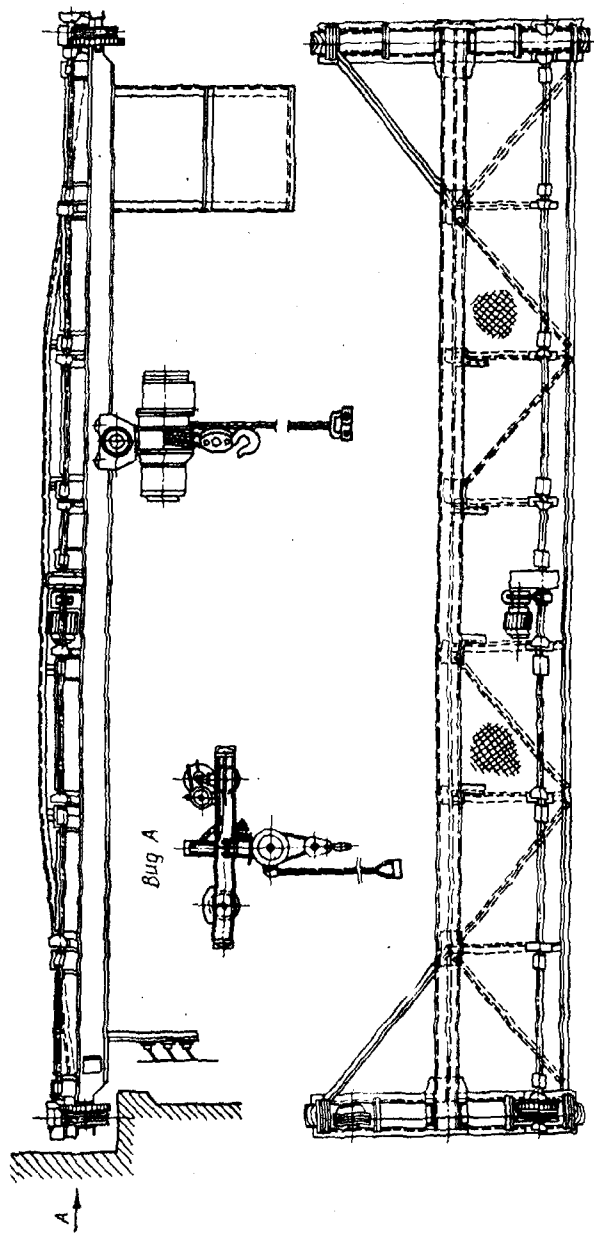


Рис. 22. Однобалочный кран-балка с фермой горизонтальной жесткости

ляющие собой облегченный мостовой кран. При небольших пролетах вместо моста используют простую балку, а вместо крановой тележки – электроталь. При больших пролетах балки снабжаются фермой, обеспечивающей высокую горизонтальную жесткость моста. Управление кран-балкой может проводиться из кабины, но часто осуществляется с пола с помощью подвесных коробок управления и магнитных пускателей.

Мостовые краны общего назначения имеют грузоподъемность от 5 до 300 т. Для монтажных работ на мощных атомных и гидроэлектрических станциях созданы мостовые краны грузоподъемностью 600 т.

При установке моста крана на двух высоких опорных стойках, перемещающихся по рельсам, уложенным на уровне земли, получается *козловой кран* для работы со штучными грузами, или *мостовой перегружатель* (рис. 23) для работы с сыпучими грузами. Для удобства монтажа козловые краны (рис. 24) часто изготавливают как самомонтирующиеся. В этом случае мостовое строение 1 собирают на подставках на небольшом расстоянии от земли, что облегчает производство монтажа. Поддерживающие ноги 2 соединяют шарнирами с мостом 1 и с балансирными тележками. Для подъема моста ноги соединяют полиспастами, канаты которых закреплены на барабанах 5 стягивающих механизмов, имеющих ручной привод. Когда мост занимает рабочее положение, балансирные тележки 4 соединяют балкой 3, а полиспастная система разбирается.

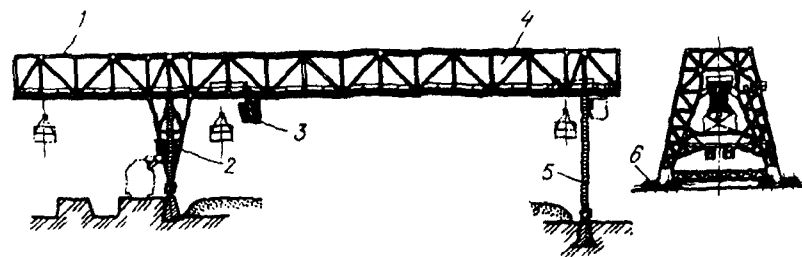


Рис. 23. Мостовой перегружатель:

1 – консоль; 2 – жесткая опора; 3 – грузовая тележка с грейфером; 4 – пролетное строение; 5 – гибкая опора; 6 – балансирная тележка механизма передвижения

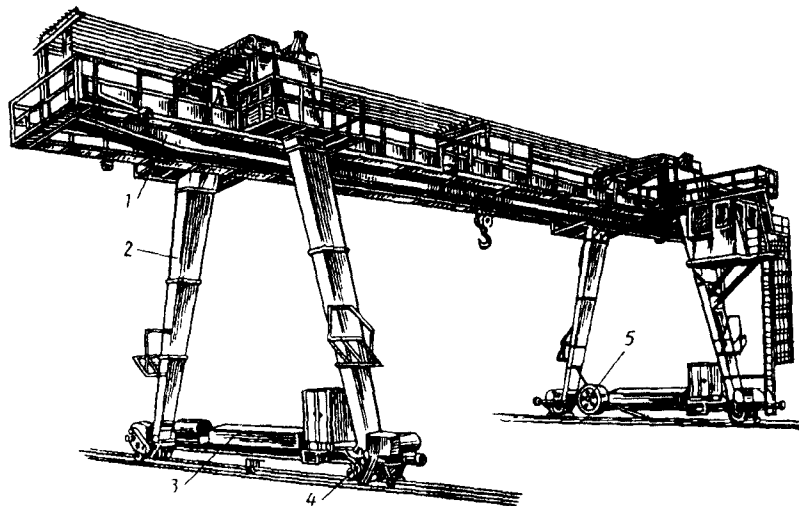


Рис. 24. Козловый самомонтирующийся кран

Если одна опора крана передвигается по рельсу, уложенному на фундаменте, а вторая опора – по рельсу, расположенному на эстакаде или подкрановых балках, укрепленных на выступах колонн здания, получается так называемый *полукозловый кран* (рис. 25).

Обычно козловые краны имеют грузозахватное приспособление в виде крюка и предназначены для работы на складах, для загрузки и разгрузки транспортных средств, для производства строительных и монтажных работ. Мост козлового крана имеет достаточно большую скорость передвижения. Строительство мощных гидро-, тепловых и атомных электростанций с применением конструкций из сборного железобетона связано с монтажом крупногабаритных элементов большой массы. Козловые краны, используемые на этих работах, имеют грузоподъемность, превышающую 200 т при пролетах до 100 м и высоте подъема крюка до 50 м. Имеются также козловые краны грузоподъемностью 800 т, применяемые в судостроении.

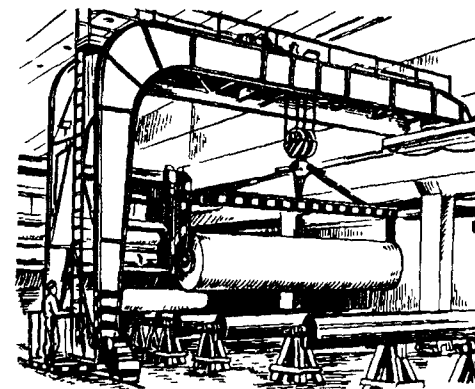


Рис. 25. Полукозловый кран

Мостовые перегружатели имеют специальные грузозахватные приспособления – *грейферы*. Мост передвигается с относительно малой скоростью, являющейся установочным движением; режим работы механизма передвижения моста ненапряженный (обычно 2М и 3М). Остальные механизмы – механизм передвижения тележки и механизмы, связанные с грейфером, – работают в весьма тяжелом режиме (обычно 6М).

По своей конструкции и внешнему виду козловые краны и мостовые перегружатели весьма сходны. Большепролетные козловые краны и мостовые перегружатели выполняют с одной гибкой и одной жесткой опорой. Гибкая опора соединяется с пролетным строением с помощью плоского или сферического шарнира, обладающего тремя степенями свободы. Такое соединение предотвращает возникновение распорных сил, неблагоприятно воздействующих на подкрановые пути и элементы ходовой части, исключает влияние температурных деформаций и обеспечивает расчетное распределение нагрузок на опоры независимо от профиля подкранового пути. В ряде случаев мостовые перегружатели вместо крановой тележки имеют поворотные краны (рис. 26), значительно увеличивающие возможности использования машины.

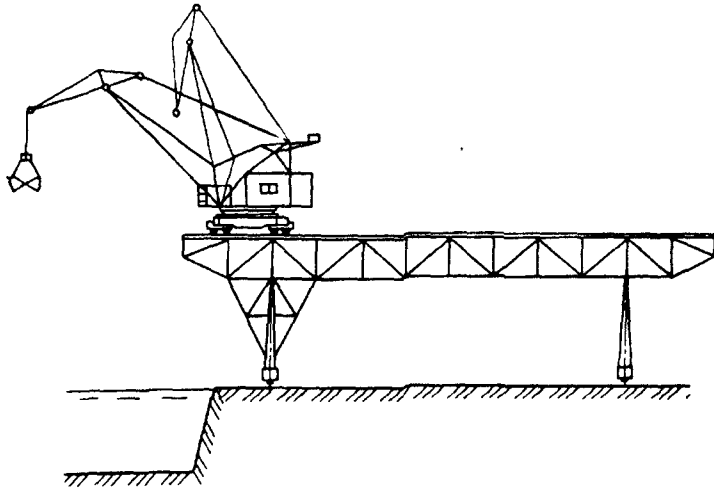


Рис. 26. Перегрузатель с поворотным краном

В зданиях, оборудованных мостовыми кранами, между пространствами, обслуживаемыми кранами соседних пролетов, образуются так называемые мертвые зоны. Площадь мертвой зоны составляет от 15 до 20 % площади цеха. Для более полного обслуживания всей площади цеха вместо *мостовых кранов опорного типа* применяют *подвесные краны*, ходовые тележки которых перемещаются по подвесному рельсовому пути.

Подвесные краны (рис. 27) представляют собой легкие двух- или многоопорные металлические конструкции, подвешенные за ходовые каретки и передвигающиеся вдоль цеха по крановым путям, прикрепленным к строительным фермам перекрытия здания. Несущей балкой этих кранов являются обычно прокатные двутавровые балки. При малых пролетах балки не имеют дополнительных ферм и снабжены только подкосами в местах соединения главной и концевой балок (рис. 27, а). Для больших пролетов эти балки могут иметь шпренгели, горизонтальные (рис. 27, б) и вертикальные (рис. 27, в) фермы жесткости. Длина крана определяется шириной пролета здания и может

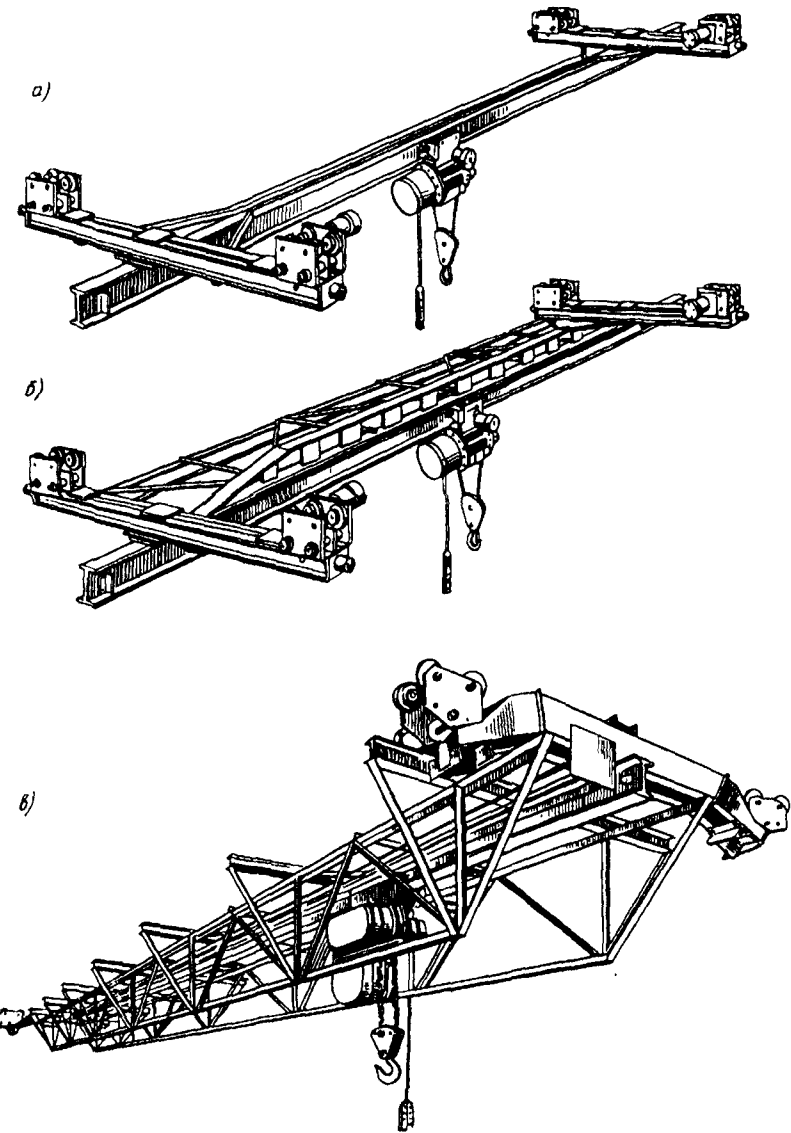


Рис. 27. Подвесные двухопорные краны с управлением с пола

достигать 100 м. Управляют краном из кабины, подвешенной к металлоконструкции крана (неподвижная кабина) или к грузовой тележке (подвижная кабина). При малых скоростях движения крана им управляют с пола. Выбор той или иной схемы управления зависит от планировки оборудования в цехе, скорости передвижения крана, от наличия или отсутствия переходных устройств для передачи груза в другой пролет.

Сравнительно с мостовыми кранами опорного типа подвесные краны обладают значительно меньшей массой. Так, например, при пролете 20 м подвесной кран грузоподъемностью 5 т имеет массу 4,3 т, а мостовой кран опорного типа той же грузоподъемности – 8,5 т.

Для подвесных кранов производственные помещения могут быть ниже, так как вертикальный габарит подвесного крана значительно меньше, чем у опорного мостового крана. Кроме того, применение подвесных кранов позволяет осуществить передачу грузов из пролета в пролет посредством стыкования несущих балок (путей грузовых тележек) двух подвесных кранов, расположенных в соседних пролетах, или стыкованием несущей балки крана с однорельсовым путем соседних пролетов, что дает возможность грузовой тележке с грузом переместиться на несущую балку состыкованного с ним соседнего подвесного крана или на однорельсовый путь.

Грузоподъемность подвесных кранов составляет 0,25 – 20 т. Для подъема груза в них часто используют электротали и ручные червячные тали. Подвесные краны грузоподъемностью 8, 12,5 и 20 т обеспечиваются механизмами подъема груза, унифицированными с механизмами подъема опорных мостовых кранов. Скорости подъема груза и его передвижения по несущей балке крана для однобалочных кранов определяют по соответствующим характеристикам электроталей. Скорости передвижения кранов, управляемых с пола, составляют 20 и 32 м/мин; кранов, управляемых из кабины: однобалочных – 63 м/мин и двухбалочных – 80 м/мин.

Конструкции кранов мостового типа существенно изменяются: появились принципиально новые решения компоновки

механизмов и металлических конструкций. Эти решения направлены на снижение массы крана, уменьшение трудоемкости изготовления и эксплуатационных расходов, повышение удобства обслуживания и использования кранов. Так, вместо традиционной двухбалочной металлической конструкции моста с движением тележки по верхнему поясу с грузозахватным приспособлением, перемещающимся между балками, теперь иногда применяют однобалочную жесткую коробчатую конструкцию, а крюковую подвеску располагают сбоку главной балки (рис. 28).

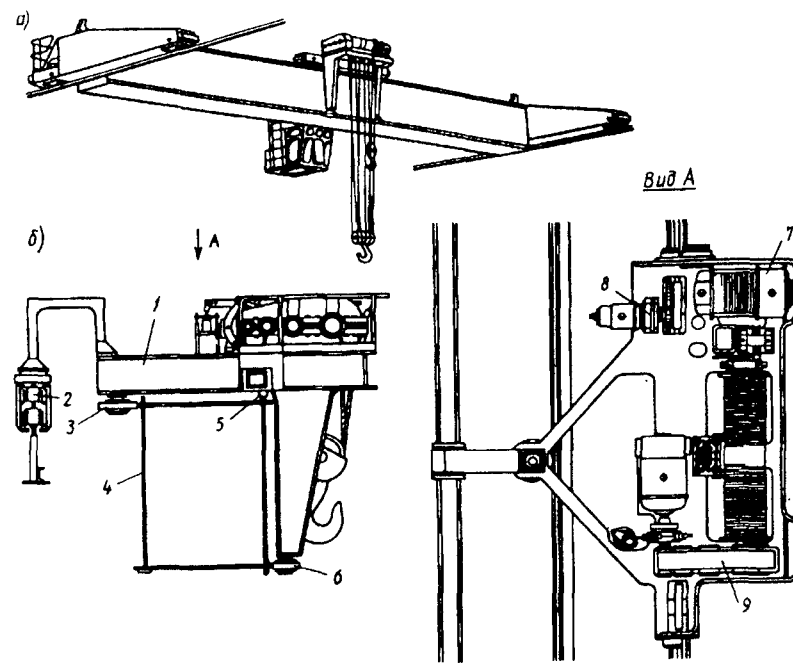


Рис. 28. Мостовой однобалочный кран:

а – общий вид; б – тележка; 1 – рама тележки; 2 – токосъемник; 3 – верхнее горизонтальное колесо; 4 – балка моста крана; 5 – вертикальное колесо; 6 – нижнее горизонтальное колесо; 7 – механизм вспомогательного подъема; 8 – механизм передвижения тележки; 9 – механизм главного подъема

Вертикальная нагрузка воспринимается ходовыми колесами тележки, перемещающимися по рельсам, уложенным на верхнем поясе балки. Горизонтальная нагрузка от опрокидывающего момента воспринимается верхними и нижними горизонтальными колесами, перемещающимися по рельсам, прикрепленным к стенкам балки на уровне верхнего и нижнего поясов.

Однобалочные краны мостового типа имеют значительно меньшую массу металлоконструкции, что особенно существенно при больших пролетах. Они отличаются простотой изготовления благодаря меньшей общей длине сварных швов и простотой обеспечения параллельности рельсов тележки, укрепленных на одной балке. В настоящее время имеются однобалочные мостовые перегружатели и мостовые краны грузоподъемностью до 100 т при пролетах до 40 м.

Конструкции тележек (рис. 29) однобалочных коробчатых мостов могут быть различными. Так, тележка, изображенная на рис. 29, а, перемещается по верхнему поясу моста. Ее масса достаточна, чтобы удерживать тележку от опрокидывания. Механизм подъема располагается на консоли и используется как противовес. В тележке, изображенной на рис. 29, б, имеется кронштейн для крепления ролика, удерживающего тележку от

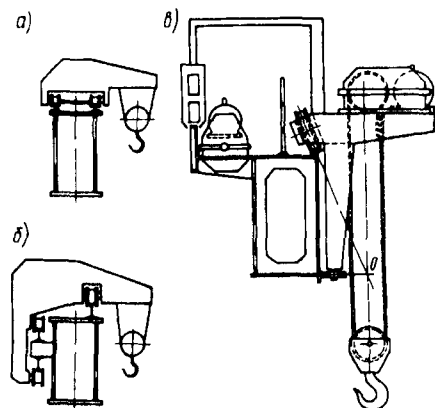


Рис. 29. Схемы грузовой тележек однобалочных кранов

опрокидывания, что исключает необходимость применения горизонтальных колес, улучшает работу сечения моста, упрощает конструкцию моста и тележки. Конструкцию тележки упрощает также применение наклонных ходовых колес (рис. 29, в). Линии действия нормальных опорных реакций верхних и нижних

ходовых колес в этом случае пересекаются в точке O , расположенной на геометрической оси грузового полиспада (если пренебречь возможным незначительным отклонением центра тяжести от оси полиспада). Это обеспечивает равновесие тележки под действием вертикальных нагрузок. Дополнительные, относительно небольшие инерционные горизонтальные нагрузки, возникающие при пуске и торможении моста, воспринимаются ребрами наклонного ходового колеса.

Иногда применяется тележка, передвигающаяся по рельсам, уложенным на верхнем поясе моста однобалочного крана, а полиспаст расположен симметрично по обе стороны сечения моста. Эта схема является оптимальной по весовым показателям и стоимости изготовления, однако конструкция механизма подъема в этом случае усложняется. Кроме того, такая тележка не может передвинуться на консоль моста, что ограничивает ее область применения собственно мостовыми кранами.

В современных конструкциях кранов мостового типа большая часть электрооборудования (магнитные контроллеры, сопротивления и электропроводка) смонтирована внутри пролетной балки, что устраняет необходимость применения труб для разводки проводов, освобождает площадки от консольных нагрузок и позволяет герметически закрыть электрооборудование, когда этого требуют условия эксплуатации.

Для обслуживания больших складских или производственных площадей и строительных площадок применяют *кабельные краны* (рис. 30), состоящие из двух башен 1 и 7 с натянутым между ними несущим канатом 3 специальной закрытой конструкции, заменяющим пролетное строение мостового перегружателя. По несущему канату с помощью тягового каната 5 и лебедки 8 передвигается грузовая тележка 2 с грузозахватным устройством. Тяговый канат 5 огибает блоки, расположенные на обеих башнях, и барабан тяговой лебедки 8 образует замкнутое кольцо. Для подъема и опускания груза в любой точке пролета крана используют подъемный канат 6, прикрепленный одним концом к тележке или к противоположной опорной башне, а другим — к барабану подъемной лебедки 9. Для

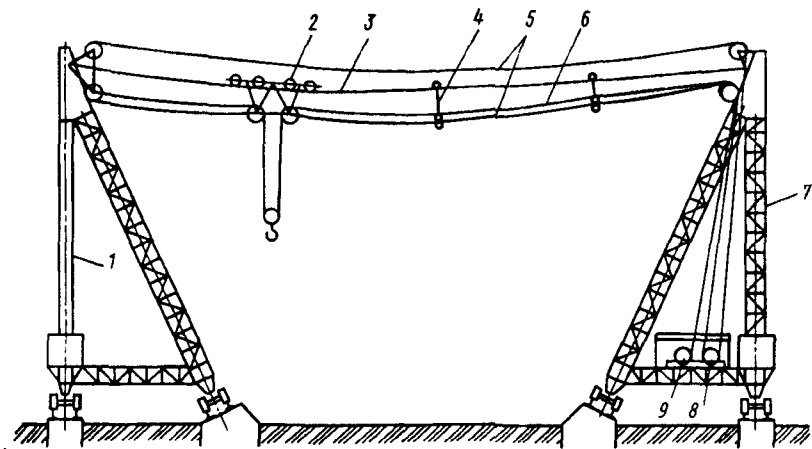


Рис. 30. Схема кабельного крана

уменьшения провисания подъемного и тягового канатов служат поддержки 4.

Опорные башни кабельного крана бывают стационарные и подвижные; последние перемещаются по параллельным подкрановым путям. В *радиальных кабельных кранах* одна из опор неподвижная, а вторая перемещается по рельсовому пути, представляющему собой часть окружности. В этом случае кран обслуживает площадь сектора круга. Пролеты кабельных кранов обычно равны 150...600 м, но иногда превышают 1 км. Грузоподъемность их обычно находится в диапазоне 1...25 т и иногда достигает 150 т.

Особенностью кабельных кранов является увеличенная по сравнению с кранами других типов скорость передвижения груза и тележки. Так, скорость подъема груза в зависимости от высоты подъема достигает 3 м/с, скорость передвижения грузовой тележки до 10 м/с. Передвижение опорных башен является установочным движением и производится со скоростью от 6 до 20 м/мин.

Широкое применение в различных отраслях народного хозяйства находят стационарные и нестационарные *поворотные краны*.

Нестационарные (передвижные) краны могут перемещаться на ходовых колесах по полу цеха или по рельсовому пути. Простейшие стационарные поворотные краны на колонне имеют постоянный *вылет* стрелы (рис. 31, а), т.е. неизменное расстояние от центра тяжести груза до оси, вокруг которой поворачивается стрела. Эти краны могут поднять груз по вертикали и переместить в любую точку, расположенную на окружности, радиусом, равным вылету стрелы. Такие краны находят применение для загрузки железнодорожных платформ и автомашин, для установки деталей на станки и т.п.

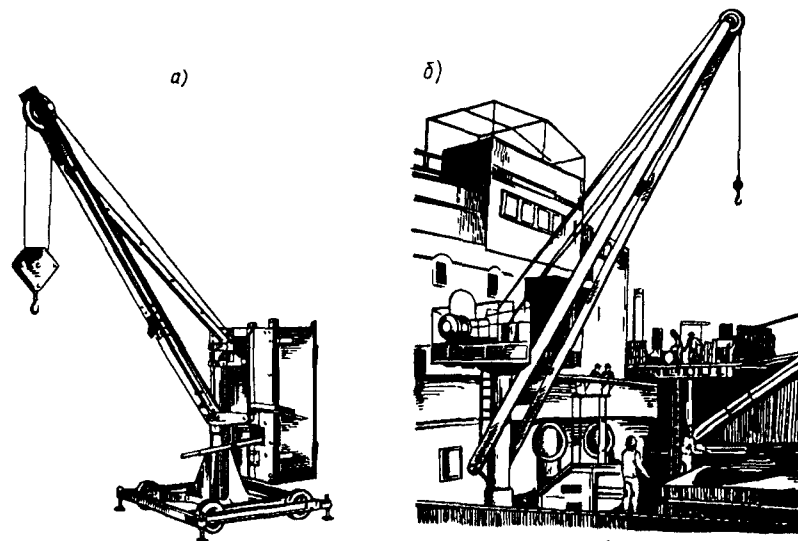


Рис. 31. Консольные поворотные краны на колонне

При необходимости расширения площади обслуживания краном применяют поворотные краны с переменным вылетом стрелы (рис. 31, б). В этом случае кран может обслуживать площадь сектора кольца между двумя окружностями, радиусы которых соответствуют максимальному и минимальному вылетам стрелы. Подобные краны находят применение в различных

областях промышленности, например для погрузки и разгрузки судов. Изменение вылета осуществляется подъемом стрелы, шарнирно соединенной с поворотной частью металлоконструкции крана, как показано на рис. 31, б.

Стрела крана, изображенная на рис. 32, имеет дополнительное шарнирное сочленение в средней части стрелы в горизонтальной плоскости, чем и достигается изменение вылета. В поворотном кране, представленном на рис. 33, изменение вылета на расстояние от L_1 до L проводится движением грузовой тележки по стреле крана. Этот кран имеет поворотную стрелу, вращающуюся вокруг колонны, укрепленной на неподвижной башне металлоконструкции.

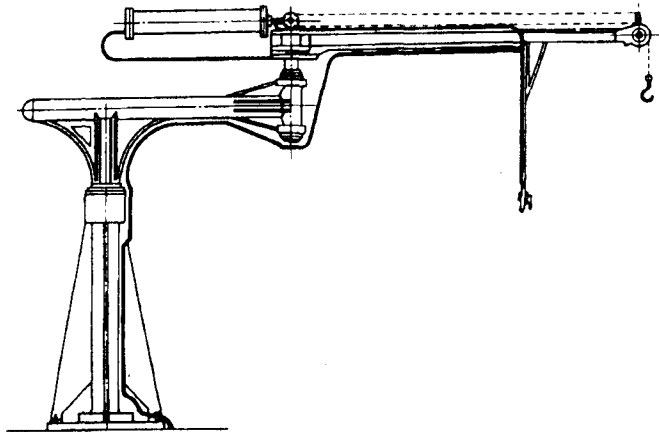


Рис. 32. Консольный поворотный кран на колонне с шарнирно-сочлененной стрелой

Кран имеет три механизма: механизм подъема 1, механизм поворота 2 и механизм передвижения тележки 3. Ограничение угла поворота стрелы, необходимое, в ряде случаев, по условиям эксплуатации, достигается путем установки конечных выключателей на верхней платформе крана. Краны подобного типа широко применяют для погрузочно-разгрузочных работ в кузнечных цехах, на стройплощадках и т.п. При небольшой

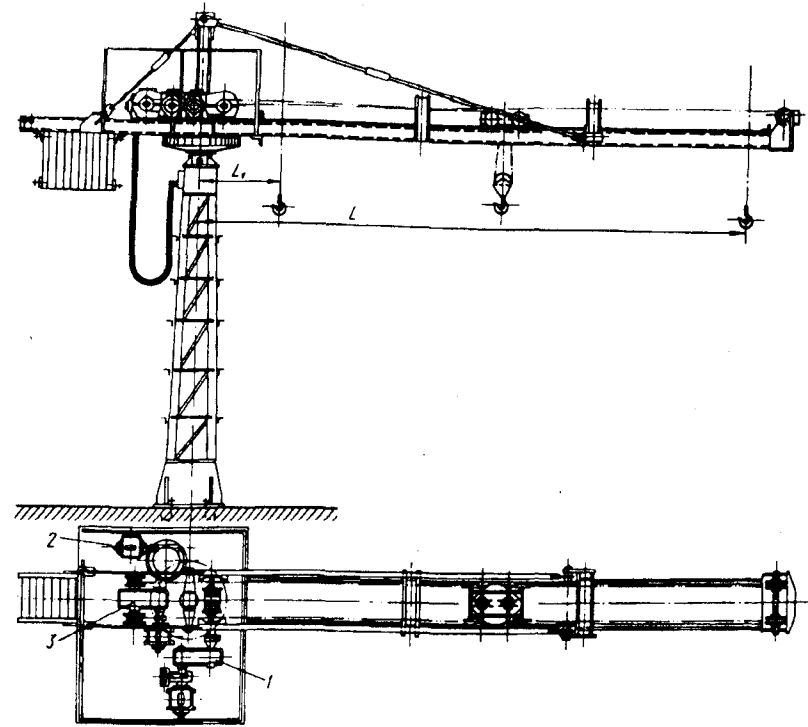


Рис. 33. Консольный поворотный кран на колонне с грузовой тележкой, перемещающейся по стреле

грузоподъемности в качестве механизма подъема часто используют электроталь, имеющую механизм передвижения с ручным или электрическим приводом.

При производстве строительных работ широко применяют башенные краны различного типа, передвигающиеся вдоль внешних стен строящегося здания. Вылет стрелы у таких кранов изменяют либо путем перемещения грузовой тележки по однорельсовому пути, прикрепленному к стреле крана, либо путем подъема стрелы в вертикальной плоскости.

На рис. 34, а показан передвижной полноповоротный башенный кран КБ-504, состоящий из ходовой тележки 1 и поворотной

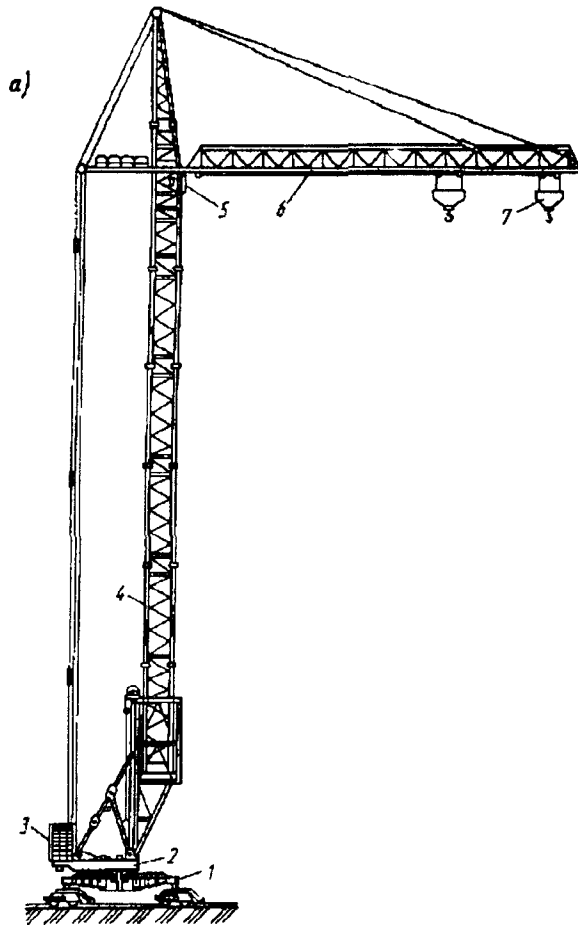


Рис. 34. Башенные краны

платформы 2, позволяющей повернуть башню 4 вместе со стрелой 6 относительно вертикальной оси. Ходовая часть и поворотная платформа соединены между собой опорно-поворотным устройством. На поворотной платформе размещены механизмы подъема груза и поворота и противовес 3, предназначенный для разгрузки башни крана от изгибающего момента, создаваемого весом груза и стрелы. Применение противовеса позволяет су-

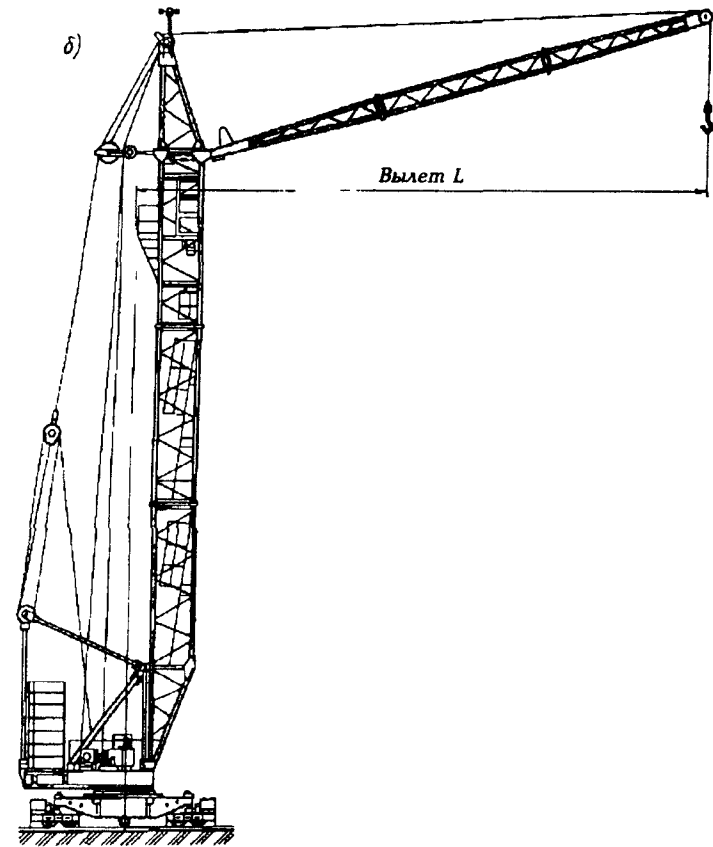


Рис. 34. (Продолжение)

шественно уменьшить массу крана. В кране КБ-504 применен нижний противовес, и разгрузка создается с помощью канатов стрелового расчала. Механизм передвижения крана размещен на ходовой части.

В ряде конструкций ходовые тележки башенных кранов выполняют поворотными, что дает возможность перевода крана на рельсы, уложенные перпендикулярно первоначальному направлению перемещения крана. Изменение вылета осуществля-

ется путем передвижения тележки 7 по стреле 6. Кран имеет лифт для подъема крановщика в кабину 5. Этот кран предназначен для механизации строительно-монтажных работ при строительстве зданий и сооружений высотой до 75 м (22 этажа). Грузоподъемность крана 10 т, вылет изменяется от 7,5 до 40 м, рабочая скорость подъема груза до 160 м/мин.

В монтажном башенном кране МСК-5-20А (рис. 34, б) изменение вылета стрелы L осуществляется путем подъема стрелы в вертикальной плоскости. Этот кран имеет грузоподъемность 5 т на всех вылетах стрелы, максимальный вылет $L = 20$ м, наибольшую высоту подъема крюка от уровня подкранового рельса, равную 39 м.

Большое применение в промышленности находят передвижные *стреловые краны* на гусеничном, автомобильном или железнодорожном ходу. Краны на гусеничном и автомобильном ходу отличаются высокой маневренностью и не требуют укладки рельсовых путей. Эти грузоподъемные машины дают возможность механизировать выполнение различных по своему характеру погрузочно-разгрузочных и монтажно-строительных работ.

Ходовая часть грейферного крана (рис. 35) представляет собой раму, установленную на гусеничных тележках, приводимых в движение от двигателя, расположенного на поворотной части крана. Грузоподъемность крана зависит от вылета, изменяющегося путем подъема стрелы. График зависимости грузоподъемности Q от вылета стрелы L и высоты подъема оголовка стрелы H приведен на рис. 35. Скорость движения гусеничных кранов не превышает 6 км/ч, поэтому транспортирование кранов на большие расстояния проводят на специальных платформах, перемещаемых тягачами. Наличие гусеничного хода уменьшает давление на грунт, что позволяет использовать эти краны для работы на грунтах различной плотности.

Наиболее мобильными и распространенными передвижными стреловыми кранами являются автомобильные краны, устанавливаемые на стандартных или усиленных (при грузоподъемности до 7,5 т) шасси или на специальной ходовой части в

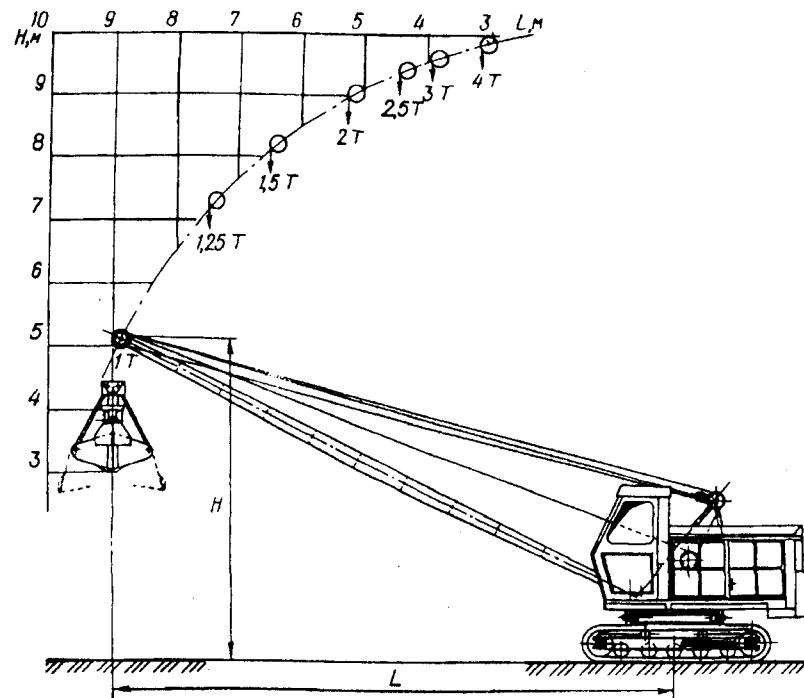
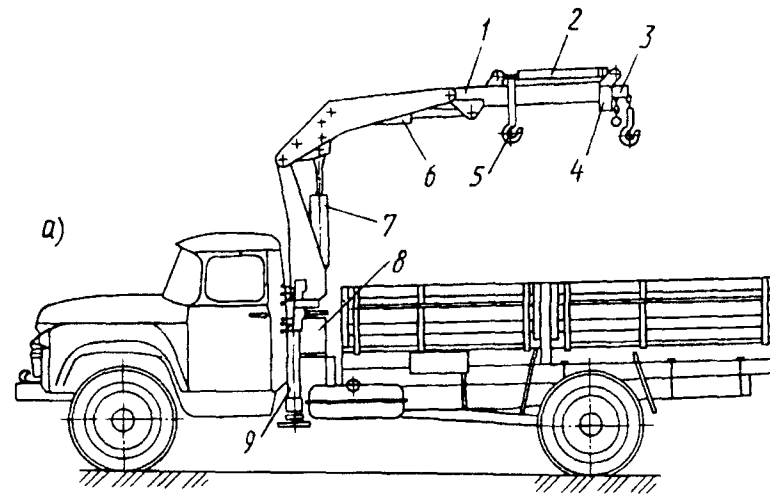


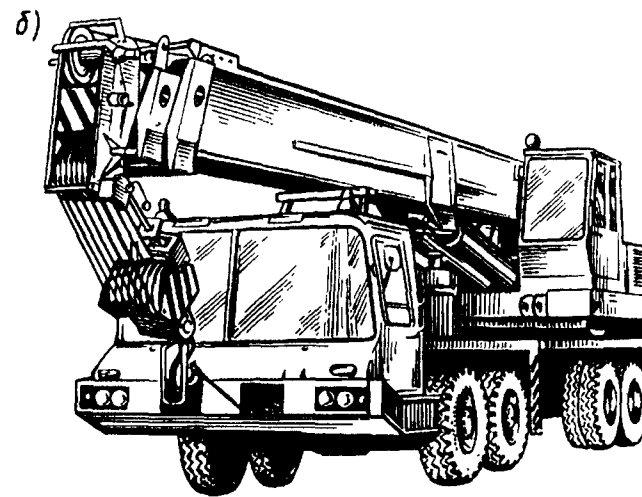
Рис. 35. Грейферный кран на гусеничном ходу

виде опорной рамы на пневматических колесах (пневмоколесные краны). Обычно пневмоколесные краны имеют значительно большую грузоподъемность (до 100 т) по сравнению с кранами на автомобильном шасси. Автомобильные краны подразделяются на *краны общего назначения*, используемые только при работе с грузовым крюком; *полууниверсальные краны*, работающие с крюком и с грейфером; *универсальные краны*, работающие с любым видом сменного оборудования как кранового, так и землеройного назначения (краны-экскаваторы). По исполнению подвески стрелы различают краны с *гибкими подвесками*, у которых стрела удерживается канатами, и с *жесткими подвесками*, когда стрела удерживается гидроцилиндрами.

На рис. 36, а представлен гидравлический (т.е. с гидравлическим приводом механизмов) автомобильный кран, предназначенный для самозагрузки кузова автомобиля. Крановое оборудование устанавливается на раме автомобиля ЗИЛ-130 между кабиной и кузовом. При вылете стрелы 4,5 м грузоподъемность крана равна 1,0 т, а при вылете 1,8 м она составляет 2,5 т. Максимальная высота подъема крюка от земли 6,16 м. Механизм поворота 8 обеспечивает поворот стрелы на угол 200°. Наличие дополнительного крюка 5 значительно расширяет возможности использования крана. Складывание стрелы осуществляет гидроцилиндр 7, перемещение груза – гидроцилиндр 2, выдвигающий внутреннюю балку 3 из средней балки 4, расположенной в верхнем звене стрелы 1. Скорость подъема груза изменяется от 0,2 до 15 м/мин. Рабочее давление в гидросистеме 10 МПа. Для обеспечения устойчивости крана и разгрузки ходовой части автомобиля кран снабжен выносными опорами 9 с гидравлическим приводом. Привод насоса гидросистемы выполняется через коробку отбора мощности.



На рис. 36, б представлен общий вид гидравлического крана на специальном шасси. Он предназначен для строительных, монтажных и погрузочных работ, связанных с частым перебазированием на значительное расстояние. Длина телескопической стрелы изменяется от 11 до 27 м. Наибольшая грузоподъемность при установке крана на выносных опорах равна 40 т. Скорость подъема груза от 0,1 до 9 м/мин.



Автомобильные краны с гидравлическим приводом имеют ряд преимуществ перед кранами с другими видами привода. Гидравлический привод позволяет получить большое тяговое усилие без применения громоздких передач и осуществлять в широких пределах плавное регулирование скорости движения механизмов. Управление краном с гидравлическим приводом значительно проще, чем кранами с механическими передачами.

Масса груза, поднимаемого передвижными кранами, зависит от того, на каком вылете стрелы L (т.е. на каком расстоянии от оси вращения поворотной части крана) находится груз. Это значение определяется условием обеспечения необходимой

Рис. 36. Самоходные краны с гидравлическим приводом: а – автомобильный; б – на пневмоколесном ходу

устойчивости крана; оно уменьшается с увеличением вылета. Так, кран на гусеничном ходу (см. рис. 35), который поднимает груз 4 т при вылете $L = 3$ м, может работать с грузом, не превышающим 1,25 т при вылете $L = 7,5$ м.

Для обслуживания погрузочно-разгрузочных работ (рис. 37), а также для производства работ по ликвидации последствий железнодорожных аварий применяют поворотные *железнодорожные краны*. Они имеют большую грузоподъемность – до 250 т. В этих кранах все большее применение получает дизель-электрический много моторный привод. Ходовая

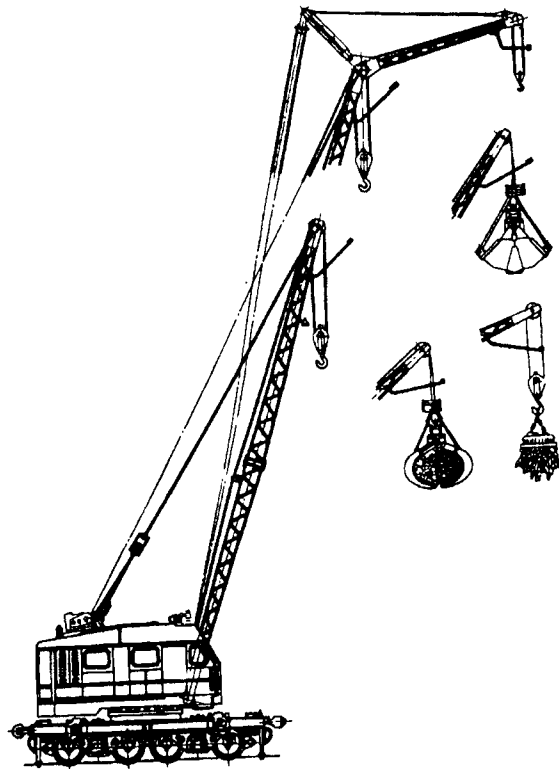


Рис. 37. Универсальный железнодорожный кран грузоподъемностью 75 т со сменным рабочим оборудованием

часть крана выполнена с использованием узлов подвижного железнодорожного состава. Краны могут самостоятельно передвигаться со скоростью, не превышающей 10 км/ч. Для переброски на большие расстояния их включают в состав поезда без ограничения скорости движения. Кран, представленный на рис. 37, является краном универсального назначения; он имеет сменное рабочее оборудование, значительно расширяющее возможности его использования.

Для погрузки и выгрузки штучных и насыпных грузов в морских и речных портах с высоким грузооборотом применяют *портальные краны* (рис. 38). Краны этого типа имеют жесткий четырехстоечный (в других конструкциях – трехстоечный) портал, перемещающийся по рельсовому пути, уложенному вдоль фронта работ (причальной стенки). На портале установлена поворотная часть крана со стрелой, подвижным противовесом и механизмами подъема и изменения вылета стрелы.

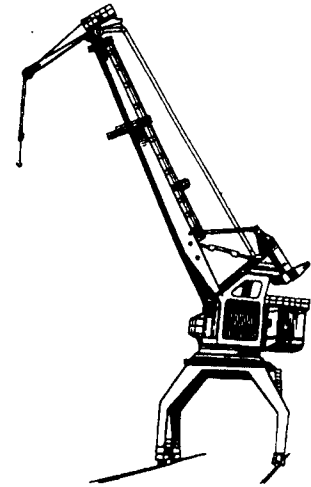


Рис. 38. Портальный кран

Стрела представляет собой шарнирный четырехзвенник, стороны которого подобраны таким образом, что при изменении вылета стрелы груз практически не изменяет своего положения по вертикали. При этом мощность двигателей механизмов изменения вылета стрелы расходуется только на преодоление трения в шарнирах, на перекачивание канатов по блокам и на преодоление ветровых и инерционных нагрузок. Кроме того, мощность расходуется на преодоление (в некоторых положениях стрелы) неуравновешенного момента от веса стрелы.

При разгрузке сыпучих грузов, а также при работе с контейнерами применяют специальные портальные краны

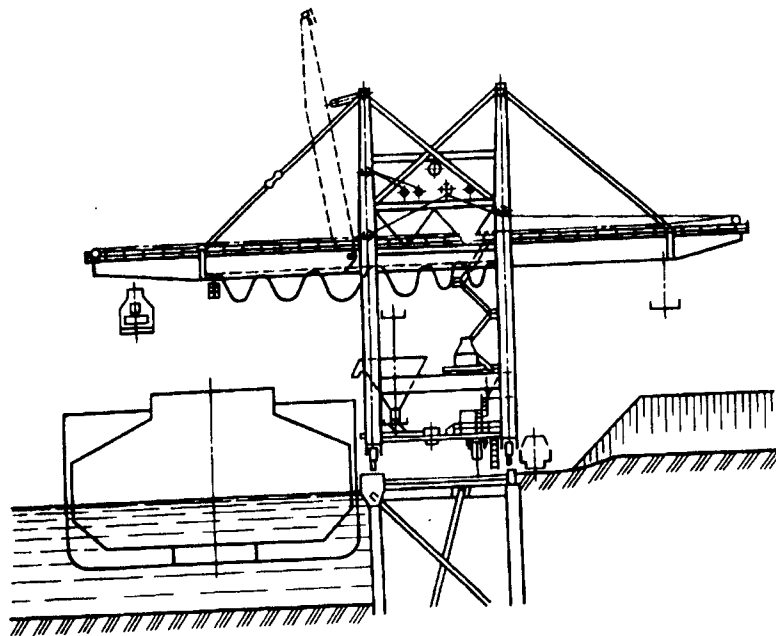


Рис. 39. Специальный порталный кран с грейферной тележкой и с двумя консолями

(рис. 39), снабженные соответственно грейфером или захватом для контейнеров (спредером). Эти краны имеют две консоли, одна из которых может подниматься, обеспечивая проход разгружаемых судов.

Широкое применение для работы в портах, при монтаже и ремонте буровых вышек в море, а также при устранении последствий аварий имеют *плавучие краны* (рис. 40), устанавливаемые на самоходных или буксируемых понтонах. Энергоснабжение крана осуществляется от силовых установок, размещенных в понтоне. Привод механизмов крана электрический, обычно постоянного тока. Грузоподъемность плавучих кранов доходит до 5000 т.

Для производства работ и доставки грузов в труднодоступные места все шире применяются краны-вертолеты (рис. 41),

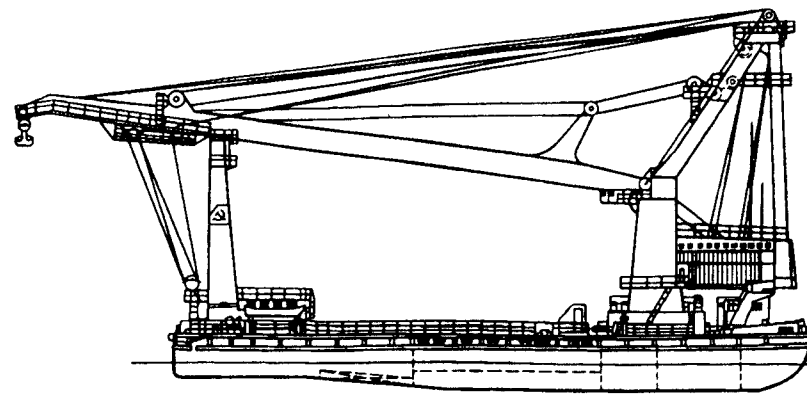


Рис. 40. Полноповоротный плавучий кран "Богатырь"

которые могут зависать над грузом и забирать его непосредственно с земли, что повышает безопасность зачалки груза. В труднодоступных местах эксплуатация крана-вертолета экономически выгодна. Так, при прокладке высоковольтной линии электропередачи применение крана-вертолета в 1,35 раза экономичнее, чем использование автомобилей и грузоподъемных машин.

Для внутрицехового и межцехового транспортирования различных грузов, а также для проведения погрузочно-разгрузочных работ на железных дорогах и в портах широко применяют *самоходные погрузчики*, служащие для выполнения операций захвата, вертикального и горизонтального перемещения груза и укладки

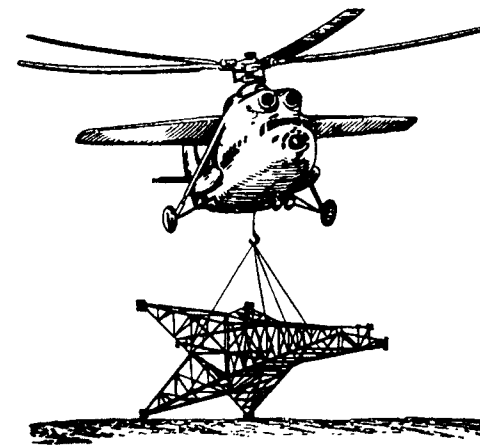


Рис. 41. Кран-вертолет

его в штабеля или на транспортные средства. Отечественная промышленность выпускает погрузчики с приводом от двигателя внутреннего сгорания и с электроприводом (электрокары), питающимся от аккумуляторной батареи.

При работе в закрытых помещениях и цехах применяют электропогрузчики, не загрязняющие воздух помещения выхлопными газами. Отечественные погрузчики с аккумуляторной батареей имеют грузоподъемность до 1,5 т. Они имеют массивные резиновые шины и предназначены для работы на площадках с твердым и ровным покрытием. Грузчики на пневматических шинах с двигателем внутреннего сгорания выпускают грузоподъемностью 3 т и выше; они могут работать на площадках, не имеющих ровного покрытия.

В зависимости от назначения конструкция погрузчиков бывает различна. Их выполняют в виде самоходных тележек с подъемной платформой (рис. 42, а) и с вилчатым подхватом (рис. 42, б) для захвата штучных грузов и укладывания их в штабеля или на стеллажи, ковшами для сыпучих грузов; они могут иметь крановое оборудование и пр.

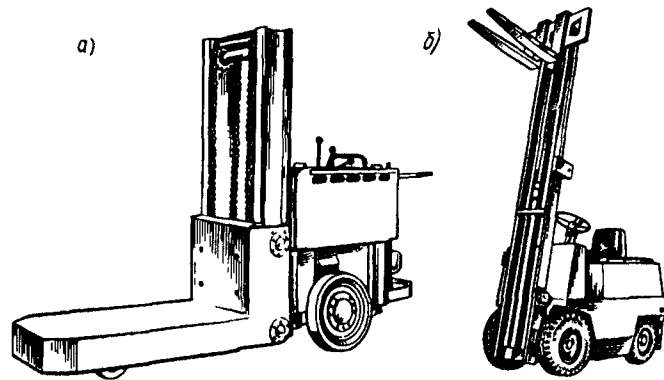


Рис. 42. Грузчики:
а – с подъемной платформой; б – с вилчатым подхватом

Универсальность погрузчика и возможности его использования определяются числом различных сменных грузозахватных приспособлений. Основным грузозахватным устройством

является *вилочный захват* для работы со штучными грузами. Для выполнения различных монтажных работ применяют так называемую *безблочную стрелу*, не имеющую полиспастной системы: грузовой крюк располагают непосредственно на ее консольной части с постоянным или изменяемым вылетом. Скорость подъема крюка равна скорости подъема каретки грузоподъемника.

Для работы с некоторыми типами грузов (бочки, рулоны, ящики и т.п.) на каретке грузоподъемника устанавливают захват, имеющий *грузозахватные челюсти* плоской или полукруглой формы. Эти захваты могут иметь принудительный поворот челюстей на $90 - 360^\circ$, что позволяет при укладке груза в штабель повернуть его в требуемое положение. Для работы с сыпучими грузами погрузчики снабжают *ковшами* с механическим или гидравлическим приводом или *грейфером*. Для производства ремонта и обслуживания высоко расположенных объектов погрузчик имеет рабочую *подъемную платформу*, а для удобства штабелирования грузов – *сталкиватель* с механическим или гидравлическим приводом.

Для удобства захвата, транспортирования и укладки грузов рама грузоподъемника погрузчика может отклоняться вперед на $3 \dots 6^\circ$ и назад – до $10 \dots 15^\circ$ от вертикального положения. Наклон рамы производится с помощью гидроцилиндра, шток которого соединен с рамой. Наклон рамы облегчает сталкивание груза с вилок при штабелировании и увеличивает устойчивость груза при транспортировании.

Грузоподъемность погрузчика определяется по значению опрокидывающего момента, создаваемого грузом, относительно оси передних колес, и поэтому указывается его значение для определенного расстояния центра тяжести груза от передних стенок подхватывающих вилок. Работоспособность погрузчика в значительной мере зависит от конструкции крепления сменного рабочего оборудования к каретке грузоподъемника. При проектировании грузоподъемника особое внимание следует обращать на простоту и надежность крепления, позволяющего обеспечить

быструю смену приспособлений. По виду привода грузоподъемника отечественные погрузчики подразделяют на грузоподъемники с гидравлическим и механическими приводами.

Преимуществами гидравлического привода являются плавность подъема и опускания каретки, широкий диапазон регулирования скорости, простота конструктивной схемы. Недостатком гидравлического привода является ухудшение обзора из кабины из-за цилиндра подъема, расположенного в центральной части рамы. Недостатком механического привода является необходимость применения специального редуктора и весьма длинной грузовой цепи, а также малые диапазоны регулирования скорости.

При значительных грузооборотах, особенно на заводах с крупносерийным и массовым производством, все большее применение получают склады с многоярусными стеллажами, в ячейки которых устанавливают ящики или поддоны с грузами. Многоярусная система хранения грузов создает значительную экономию площадей. Для производства погрузочно-разгрузочных работ в таких складах также весьма удобным является применение погрузчиков, предназначенных для выполнения всего комплекса работ по транспортированию и штабелированию грузов.

Однако при наличии узких проходов между стеллажами применение погрузчиков становится затруднительным. В этом случае наиболее удобными подъемно-транспортными машинами являются *краны-штабелеры* мостового типа (рис. 43), получающие в настоящее время все большее применение. Эти краны сочетают свойства мостовых кранов и вилочных погрузчиков. Они состоят из моста, перемещающегося по путям, уложенным на подкрановых балках или непосредственно на стеллажах, или по подвесным путям. По мосту крана перемещается тележка с вертикальной колонной, имеющей возможность поворота относительно вертикальной оси. По колонне передвигается грузовая каретка с вилочным захватом, обеспечивающим удобство захвата грузов, уложенных на поддоны или в ящики, и передачу их в штабель или на другие транспортные средства.

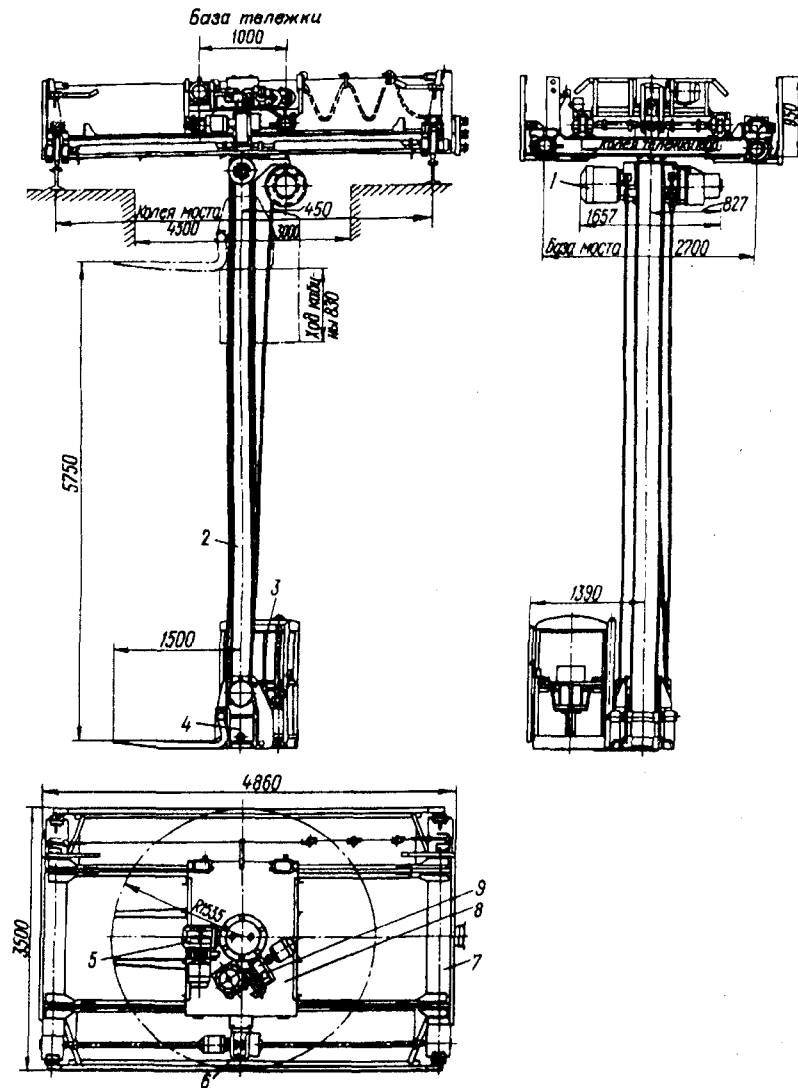


Рис. 43. Кран-штабелер с управлением из кабины:

1 – механизм подъема; 2 – колонна; 3 – кабина; 4 – грузовая каретка с вилочным захватом; 5 – механизм передвижения тележки; 6 – механизм передвижения крана; 7 – мост; 8 – тележка; 9 – механизм поворота

В высоких складских помещениях иногда применяют штабелеры с телескопическими направляющими; кабину оператора устанавливают на поворотной раме либо стационарно, либо с возможностью перемещения вместе с грузовой кареткой. При небольшой высоте штабелирования (до 4 м) управление штабелером проводят с пола. Различные конструкции кранов-штабелеров имеют грузоподъемность от 0,15 до 6 т (наиболее распространены штабелеры грузоподъемностью 2–3 т), высоту подъема груза до 10 м и возможность поворота вилочного захвата на угол 360° . Допускаемая ширина проходов между стеллажами от 1,7 до 2,7 м, скорости передвижения моста до 45 м/мин и скорость подъема груза от 6 до 8 м/мин. Подъем и опускание подвижных секций телескопической колонны осуществляется лебедкой с механическим или гидравлическим приводом.

В штабелере, изображенном на рис. 43, механизмом подъема служит стандартная электрическая таль, дополненная устройством, предохраняющим канат от холостого выбега при достижении грузовой кареткой нижнего положения и являющимся также ограничителем высоты подъема. Кабина управления перемещается по направляющим, закрепленным на грузовой каретке, со скоростью, меньшей скорости каретки, вследствие чего вилочный захват находится при работе примерно на уровне глаз оператора, что обеспечивает лучшую наводку груза на ячейку стеллажа. Механизм подъема и передвижения тележки этого штабелера оборудован двухскоростными электродвигателями, что позволяет вводить груз в ячейку стеллажа на пониженной установочной скорости.

Модификацией мостовых кранов-штабелеров являются *стеллажные краны* (рис. 44). Они состоят из рамы, движущейся вдоль прохода между стеллажами, и вертикально перемещающейся по раме грузовой платформы с грузозахватным устройством и кабиной управления. Стеллажные краны-штабелеры могут быть подвесными, опирающимися на стеллажи. Подвесные стеллажные краны (рис. 44, а) перемещаются по подвесному пути, укрепленному на конструкциях перекрытия здания.

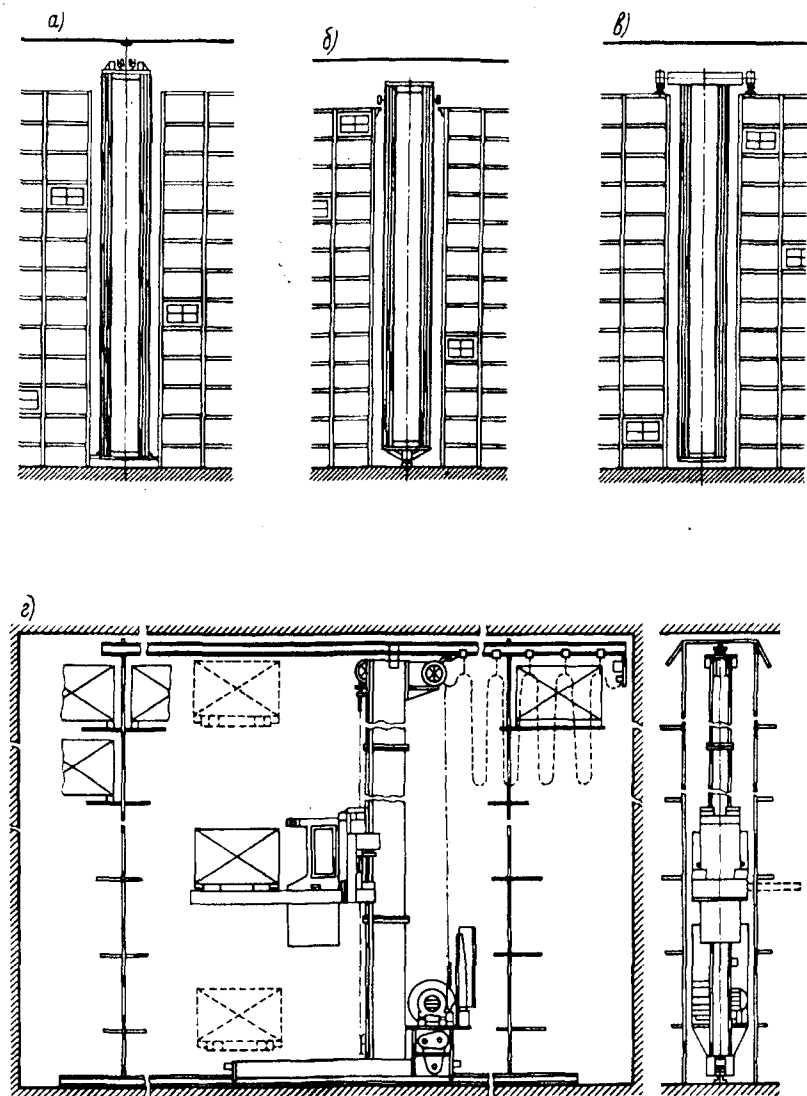


Рис. 44. Стеллажные краны:

а, б, в – схемы опирания кранов; г – опорный однорельсовый кран

Кран подвешен на шарнирных ходовых тележках к подвесному пути, а в вертикальном положении удерживается с помощью горизонтальных роликов, укрепленных в нижней части рамы и перекатываемых по направляющим рельсам. Так как рамы таких кранов работают главным образом на растяжение, то они применяются при больших грузоподъемностях и больших высотах подъема.

Опорные однорельсовые стеллажные краны (рис. 44, б и г) передвигаются по рельсу, уложенному на полу склада, и в вертикальном положении удерживаются горизонтальными роликами, перекатываемыми по направляющим, уложенным над стеллажами. Двухрельсовые опорные стеллажные краны (рис. 44, в) передвигаются по двум рельсам, уложенным в верхней части стеллажей по обе стороны прохода между стеллажами. Направляющих горизонтальных роликов здесь не требуется благодаря достаточно большой базе ходовых колес.

Все большее применение для механизации погрузочно-разгрузочных и складских работ получает качественно новый вид грузоподъемных машин – *подъемно-транспортные роботы*, выполняющие действия типа “взять-перенести-положить”. Они применяются при обслуживании технологического оборудования для автоматизации вспомогательных операций-складирования, установки и снятия заготовок, деталей, инструмента, загрузки конвейеров и тому подобных операций. От других видов грузоподъемных машин их отличает наличие встроенной микро-ЭВМ или микропроцессоров и рабочего органа, обладающего несколькими степенями свободы.

Подъемно-транспортные роботы являются в настоящее время одним из важнейших средств комплексной автоматизации производства и решения на этой основе проблем трудовых ресурсов, улучшения условий труда, повышения производительности и качества продукции. Как показывают исследования, один робот при его использовании на отдельных операциях в зависимости от сменности работы заменяет 1...3 рабочих, повышает производительность труда от 20 до 40 % и окупается в 1...3 года.

Согласно ГОСТ 25686 – 85 подъемно-транспортный робот определяется как автоматическая машина, представляющая собой совокупность манипулятора и перепрограммируемого устройства управления для выполнения в производственном процессе двигательных управляющих функций, заменяющих аналогичные функции человека при перемещении предметов производства или оснастки.

Одна из возможных конструкций подъемно-транспортного робота (рис. 45) представляет собой жесткоустановленное основание 1 с поворачивающейся вокруг вертикальной оси колонны 2, на которой устанавливается рука манипулятора 3, состоящая в свою очередь, из кисти 4, рабочего органа (захватного устройства) 5, привода руки 7, датчика обратной связи 6 и блока управляющего устройства с пультом 8.

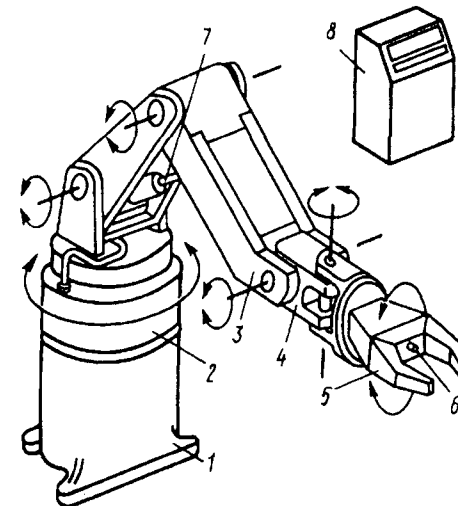


Рис. 45. Подъемно-транспортный робот

Захватные устройства (схваты) предназначены для захвата объектов манипулирования, надежного их удерживания в процессе перемещения, обеспечения их установки с заданной точностью относительно базовых поверхностей. Конструктивное исполнение захватных устройств весьма разнообразно и обусловлено формой, массой, размерами и физическими свойствами перемещаемых объектов. Рационально снабжать робот набором сменных захватных устройств, выбираемых в зависимости от конкретных условий. По принципу действия захватные устройства могут быть механические, вакуумные, магнитные.

Подъемно-транспортные роботы находят широкое применение для выполнения работ в труднодоступных местах и в экстремальных условиях – на дне моря, в космическом пространстве, при высокой температуре, ограниченной видимости и т.п. При их применении возникают предпосылки для создания полностью автоматизированного производства.

К основным техническим характеристикам роботов относятся номинальная грузоподъемность, число степеней подвижности, форма и размеры рабочей зоны, погрешность позиционирования или отработки траектории. По грузоподъемности (ГОСТ 25204 – 82) подъемно-транспортные роботы подразделяют на сверхлегкие (до 1 кг), легкие (от 1 до 10 кг), средние (от 10 до 200 кг), тяжелые (от 200 до 1000 кг) и сверхтяжелые (более 1000 кг).

Наиболее широкое применение находят роботы грузоподъемностью до 20 кг и только около 2 % роботов перемещают грузы более 1000 кг. Для более тяжелых грузов используются краны, управляемые крановщиком, и взят курс на создание кранов с программным управлением – *кранов-роботов*. По характеру и последовательности манипуляционных действий наиболее близки к роботам, работающим по четко организованному технологическому циклу, специальные краны-штабелеры, коловые, мульдозавалочные, краны для раздевания слитков, контейнерные козловые и др.

Для обслуживания специальных объектов применяются комплексы *грузоподъемных машин*. Так, вертикальную сборку космических ракет можно проводить как открытым способом непосредственно на стартовой площадке, для чего используют башни обслуживания (рис. 46, а), снабженные необходимыми грузоподъемными устройствами, кранами и лифтами, так и в помещениях, что создает большие удобства для обслуживающего персонала и обеспечивает более высокое качество монтажа и контрольных испытаний.

На рис. 46, б показана компоновка здания для вертикальной сборки ракет, состоящего из высотной части 1 высотой до 160 м, где проводится сборка. В более низкой части 2 высотой

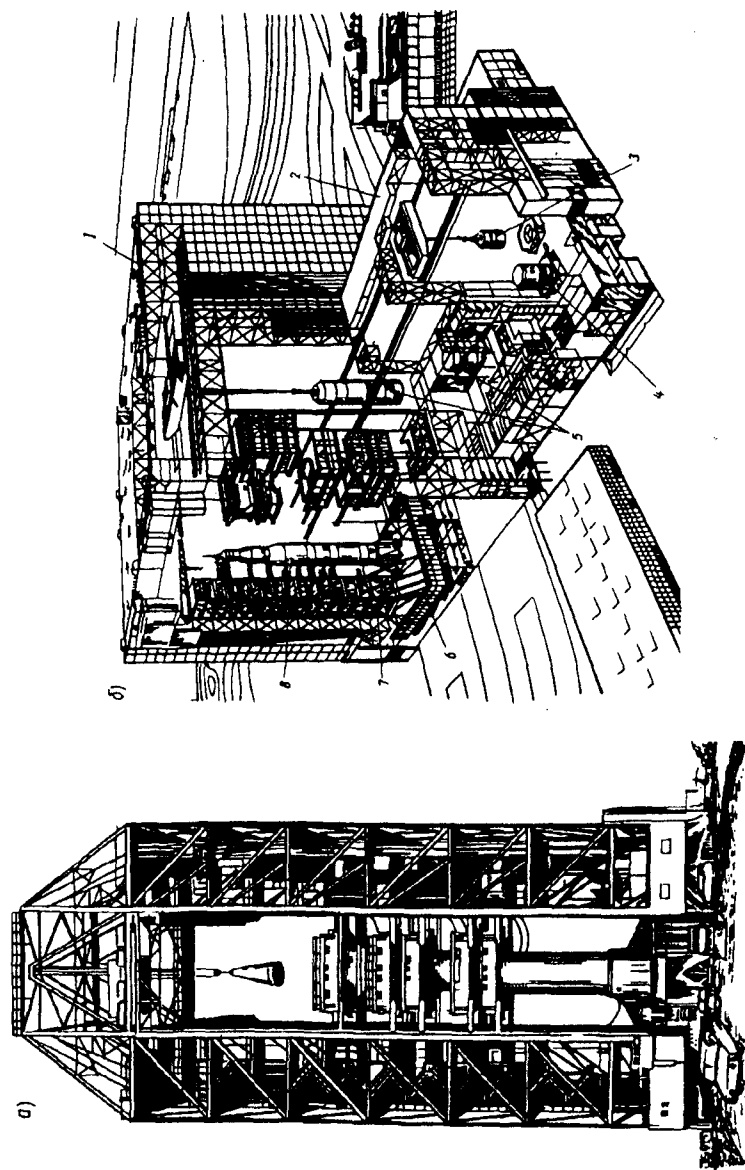


Рис. 46. Применение грузоподъемных машин при вертикальной сборке ракет:
а – на стартовой площадке; б – в закрытом помещении

60 м проводят приемку, комплектацию, проверку и подготовку блоков 3, 4, 5 космического объекта к сборке. Высотная часть оснащена двумя мостовыми кранами грузоподъемностью 230 т каждый, и на различных ярусах располагаются еще несколько кранов меньшей грузоподъемности и до нескольких десятков различных грузоподъемных устройств.

Сборку ракеты 8 проводят непосредственно на пусковой платформе, транспортируемой на стартовую позицию вместе с собранной ракетой специальным гусеничным транспортером 6. На кабельно-заправочной башне 7 размещено 17 рабочих платформ и смонтировано два лифта. Для доступа к ракете предусмотрено несколько поворотных площадок. Общий вес платформы вместе с мачтой составляет более 50 МН.

Выбор того или иного типа грузоподъемной машины для производства погрузочно-разгрузочных или технологических операций проводят на основе анализа различных факторов, включающих требуемую грузоподъемность, характеристики перемещаемого груза, вид энергии, приводящей машину в действие, режим работы и др. Увеличение грузооборота требует постоянного совершенствования средств и методов перемещения и складирования грузов на базе широкого внедрения комплексной механизации и автоматизации всех технологических процессов и ликвидации тяжелого ручного труда. Автоматизация технологических операций достигла такого уровня, что традиционные способы транспортирования и складирования деталей, разгрузки и загрузки технологического оборудования стали ограничивать производительность производственного участка и производства в целом.

Погрузочно-разгрузочные, транспортные и складские работы на современных промышленных предприятиях становятся одним из основных факторов, определяющих себестоимость продукции, поэтому механизация и автоматизация этих работ открывают широкие перспективы в снижении себестоимости продукции и повышении производительности труда. Известно,

что на одну технологическую операцию, как правило приходится до 10...15 различных транспортных операций по перемещению основных и вспомогательных грузов, на 1 т готовой продукции в различных производствах требуется израсходовать до 10...15 т, а иногда до 100 т различного сырья.

Во многих производствах, в частности в горнодобывающих, стоимость продукции (руды, угля и др.) на 80...85 % состоит из затрат на транспорт. На крупных предприятиях металлургии и машиностроения эта величина составляет от 40 до 60 % и даже на заводах точного машиностроения, легкой и пищевой промышленности не ниже 15...20 %.

Комплексная механизация транспортных и погрузочно-разгрузочных работ представляет собой рациональное сочетание работы различных транспортирующих машин и технологического оборудования от первой и до последней технологической операции. Рабочий в этом случае только управляет действиями машин и наблюдает за их работой.

Высшей ступенью комплексной механизации является *комплексная автоматизация* всего производства или отдельных его участков. Автоматизация производства в машиностроении представляет собой комплексную задачу, связанную с созданием как нового современного оборудования и технологических процессов, так и систем организации производства при постоянном повышении экономической эффективности, улучшении условий труда и сокращении потребности в рабочей силе. Уровень и способы автоматизации зависят от типа производства, его оснащенности техническими средствами. При комплексной автоматизации работа всех транспортирующих и технологических машин происходит с помощью различного рода средств автоматического управления. Участие человека в этом случае выражается в задании программы работы всего комплекса, в настройке машин и приборов управления и в контроле за их работой.

Комплексная механизация и автоматизация погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ позволяет высвободить значительное количество рабочей силы, занятой на вспомогательных работах, и приносит существенный технико-экономический эффект.

Одним из показателей, характеризующих состояние механизации и автоматизации производственных процессов, является *уровень механизации*, т.е. соотношение (в процентах) между производительностью, достигнутой при применении средств механизации, и производительностью при выполнении всех работ только вручную. Уровень механизации можно определить по следующей формуле:

$$\psi = (1 - q_1/q_2)K \cdot 100 \%,$$

где q_1 – норма выработки (в принятых единицах) при ручной работе; q_2 – норма выработки при использовании средств механизации; $K = A_{\text{мех}}/A_{\text{общ}}$ – коэффициент удельного значения объема механизированных работ $A_{\text{мех}}$ в общем объеме работ $A_{\text{общ}}$. Величина $(1 - q_1/q_2)$ характеризует степень механизации ручного труда.

При определении нормы выработки рабочего при механизированном способе следует исходить из существующих условий и применяемых средств механизации, а не из технических возможностей. При определении значения коэффициента K необходимо иметь в виду, что в объем механизированных работ в каждом отдельном случае включаются работы, выполняемые с помощью машин, механизмов, агрегатов, установок и специальных устройств.

Экономия от внедрения механизации на данном предприятии зависит от фактических уровней механизации до и после проведения мероприятий, капитальных затрат на осуществление механизации и фактических стоимостей переработки грузов. Следует иметь в виду, что эффективность механизации погрузочно-разгрузочных и транспортных работ в значительной степени зависит от правильного выбора вида и типоразмера подъемно-транспортного оборудования, а также от схемы механизации.

Современная организация машиностроительного производства, особенно крупносерийного и массового, характеризуется наличием большого числа технологических переделов, в связи с

чем внутризаводские перевозки значительно превышают внешние грузоперевозки. *Коэффициент переработки грузов*, представляющий собой отношение массы грузов на внутренних грузоперевозках к внешним, составляет для различных отраслей машиностроения 2,8...8,7.

Структуры грузооборота машиностроительных заводов значительно различаются и для внутризаводских перемещений грузов требуют применения различных схем механизации и разнообразных подъемно-транспортных машин и механизмов – от простейших средств малой механизации до автоматизированных транспортных систем. Схемы автоматизации и механизации, обеспечивающие выполнение перегрузочных работ на современном техническом уровне, должны охватывать все этапы процесса перемещения грузов из сферы добычи или производства в сферу распределения и потребления, включая подъемно-транспортные операции, выполняемые на всех внутрицеховых, межцеховых и межзаводских перевозках. Технология подъемно-транспортных работ должна не формально подстраиваться к основным технологическим процессам, а образовывать вместе с ними единый производственный процесс.

В современном производстве погрузочно-разгрузочные и транспортные операции являются связующими звеньями между отдельными технологическими операциями, обеспечивающими непрерывность процесса производства. Подъемно-транспортное оборудование приобретает функции регулятора производственного процесса предприятия. На современном машиностроительном заводе подъемно-транспортное оборудование влияет на размещение технологического оборудования, последовательность и соответствующее группирование технологических процессов на всех этапах производства – от складских и заготовительных операций до отгрузки продукции.

Для механизации погрузочно-разгрузочных и транспортных работ на складах кроме различных типов кранов и погрузчиков с автоматическими и полуавтоматическими захватными органами применяют специализированные машины и механизмы для разгрузки платформ, полувагонов и закрытых железнодорожных вагонов.

Для лучшего использования пространства складов штучных грузов широко применяют штабелирующие мостовые краны и малогабаритные погрузчики в сочетании со специализированной унифицированной тарой для многоярусного хранения грузов.

Механизация погрузочно-разгрузочных и транспортных операций на складах машиностроительных заводов осуществляется преимущественно с помощью мостовых, железнодорожных, автомобильных и козловых кранов, кран-балок, подвесных однорельсовых путей. Дальнейшая механизация складских работ должна проводиться при все более широком применении различных типов авто- и электропогрузчиков со сменными грузозахватными устройствами, легких самоходных гидроэлектрических тележек, управляемых с пола, а также механизмов для разгрузки сыпучих и кусковых грузов с железнодорожных платформ.

Большое место в комплексной механизации погрузочно-разгрузочных работ и складирования грузов занимают *автопогрузчики*, заменяющие ручной труд, резко повышающие производительность труда и снижающие затраты на перемещение грузов. Во многих случаях комплексную механизацию перемещения и складирования грузов можно осуществить сочетанием автопогрузчиков с другими подъемно-транспортными средствами. Так, на рис. 47 приведен пример комплексной механизации перемещения и складирования пакетированных грузов в морском порту с применением автопогрузчиков и кранов.

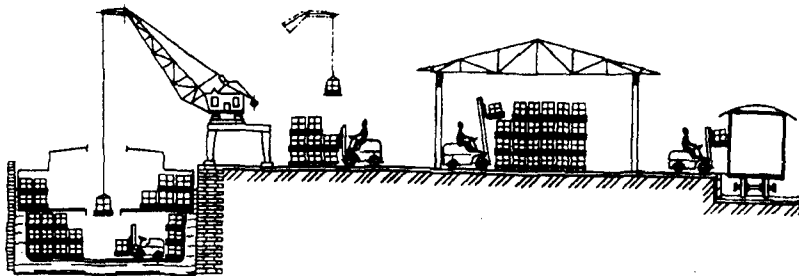


Рис. 47. Схема комплексной механизации транспортирования груза в морских портах

РАСЧЕТ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН (ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ)

1. Основные параметры грузоподъемных машин

Рассмотрим основные величины, которыми принято характеризовать работу грузоподъемных механизмов и машин. Значение этих величин должно соответствовать рекомендациям стандартов.

Грузоподъемностью машины называют *массу* номинального (максимального) рабочего груза, на подъем которого рассчитана машина. Эта величина характеризует инерционные и гравитационные свойства транспортируемого тела, она не зависит от ускорения свободного падения в пункте действия машины и выражается в единицах массы (кг, т). В отличие от массы *сила тяжести*, определяющая силу притяжения тела к земле, зависит от ускорения свободного падения в пункте действия и выражается в единицах силы (Н, кН).

Вес тела – это сила, с которой тело под воздействием силы тяжести действует на подвес или опору, препятствующую свободному падению тела. Численно вес тела равен силе тяжести, действующей на него. Соотношение между весом G (Н) и массой Q (кг) выражается зависимостью $G = gQ$, где $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения. Поскольку ускорение g изменяется с широтой и высотой над уровнем моря, то соответственно изменяется и вес тела. Тело, движущееся с вертикальным ускорением a , действует на опору с силой $F = Q(g \pm a)$, что эквивалентно увеличению веса (знак плюс, движение вверх) или его

уменьшению (знак минус – движение вниз). При свободном падении ($a = g$) наступает невесомость.

Грузоподъемность подразделяется на полезную, грузоподъемность нетто, брутто и промежуточную. *Полезная* грузоподъемность – это масса груза, поднимаемого грузозахватными устройствами с помощью сменных грузозахватных приспособлений, а при их отсутствии – подвешенного непосредственно к несъемным грузозахватным приспособлениям. Съемное грузозахватное приспособление – это любое оборудование, соединяющее груз с подъемным устройством. Оно не является частью подъемного устройства или груза, легко снимается с подъемного устройства и отсоединяется от груза. Несъемное грузозахватное приспособление – это любое оборудование, постоянно закрепленное на нижнем конце подъемного устройства и являющееся его частью.

Грузоподъемность *нетто* – это сумма массы груза, соответствующего полезной грузоподъемности и массы съемных грузозахватных приспособлений, поднимаемых подъемным устройством и подвешенных с помощью несъемных грузозахватных приспособлений. Грузоподъемность *промежуточная* (на канатах) – это сумма массы груза, соответствующего полезной грузоподъемности, массы съемных и несъемных грузозахватных приспособлений, поднимаемых подъемным устройством и подвешенных к нижнему концу подъемного средства. Под подъемным средством надо понимать канаты, цепи или любое другое оборудование, свисающее с крана, с грузовой тележки или головки стрелы и приводимые в движение лебедкой для подъема или опускания груза, подвешенного к нижнему концу подъемного средства. *Подъемное средство является частью подъемного устройства.*

Грузоподъемность *брутто* – это сумма масс груза, соответствующего полезной грузоподъемности, масс съемных и несъемных грузозахватных приспособлений и подъемного средства, подвешенных непосредственно к подъемному устройству (например, к грузовой тележке или головке стрелы).

Грузоподъемность современных грузоподъемных машин находится в весьма широких пределах – имеются устройства

для подъема и установки на станки деталей массой от 50 до 100 кг, а встречаются грузоподъемные машины для монтажа тяжелого оборудования, перемещающие грузы массой более 1000 т.

Значения грузоподъемности нормированы ГОСТ 1575 – 87 “Краны грузоподъемные. Ряды основных параметров”, устанавливающим следующий ряд номинальных грузоподъемностей (т) для всех кранов.

По грузоподъемности брутто проводятся основные расчеты элементов металлоконструкции крана, элементов механизмов и грузовой устойчивости кранов.

0,01	–	0,0125	–	0,016	–	0,02	–	0,025	
0,1	–	0,125	–	0,16	–	0,2	–	0,25	
1,0	–	1,25	–	1,6	–	2,0	–	2,5	
10	–	12,5	–	16	–	20	–	25	
100	112	125	140	160	180	200	225	250	
1000	1120	1250	–	–	–	–	–	–	
–	0,032	0,004	–	0,05	–	0,063	–	0,08	–
–	0,32	0,4	–	0,5	–	0,63	–	0,8	–
–	3,2	4	–	5	–	6,3	–	8	–
–	32	40	–	50	–	63	–	80	–
280	320	400	450	500	560	630	710	800	900

Одним из параметров, влияющих на устойчивость самоходных и башенных кранов против их опрокидывания в процессе работы, является *грузовой момент*, определяемый произведением веса груза на *вылет* стрелы.

Под вылетом стрелы следует понимать расстояние по горизонтали от оси вращения поворотной части крана до вертикальной оси грузозахватного органа без нагрузки при установке крана на горизонтальной площадке.

Горизонтальное расстояние между осями рельсов кранового пути называют *пролетом крана*, а между осями подтележечных рельсов – *колеей тележки*. Пролеты мостовых кранов

должны быть увязаны с пролетами зданий, и их значения приведены в ГОСТ 534 – 78 “Краны мостовые. Пролеты”. Расстояние между осями ходовых колес или между осями балансиров ходовых колес крана или тележки называют *базой* крана или тележки.

Высота подъема груза определяется типом грузоподъемной машины и для мостовых кранов принимается от уровня пола для крана без нагрузки при установке его на горизонтальной площадке. Для передвижных стреловых кранов это будет расстояние по вертикали от уровня стоянки крана до грузозахватного органа, находящегося в верхнем положении. Расстояние по вертикали от уровня стоянки крана до грузозахватного органа, находящегося в нижнем рабочем положении, называется глубиной опускания. Для мостовых кранов глубина опускания определяется от уровня подкранового рельса.

Скорости движения различных механизмов выбирают в зависимости от технологического процесса грузоподъемной машины, от характера ее работы и потребной производительности. Соответствующими стандартами установлены нормальные ряды скоростей 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 достигает 100...120 м/мин, а его тележек – 35...50 м/мин. Скорости движения механизмов кранов, используемых в массовых перегрузочных работах, могут достигать 90...120 м/мин для подъема и спуска груза, 240...360 м/мин для передвижения тележек, движущихся по рельсовому пути. Частота вращения стрелы достигает 3 об/мин в зависимости от скорости конца стрелы, не превышающей 5...6 м/с.

Выбор скорости движения проводят также с учетом пути перемещения. При малых перемещениях нецелесообразно назначать высокие скорости, так как механизм может не успеть достичь значения установленной скорости и будет работать только в пусковом и тормозном режимах, требующих высокого потребления энергии.

Для грузоподъемных машин характерна работа с повторно-кратковременными включениями, при которых рабочий орган и груз совершают возвратно-поступательные движения, а механизмы каждый раз реверсируются. Так, работа механизма подъема состоит из процессов подъема и опускания груза, подъема и опускания порожнего грузозахватного приспособления. Работа механизмов поворота и передвижения состоит из движений в одну и другую сторону как с грузом, так и без него. Между периодами движения имеются паузы, в течение которых двигатель не включен и механизм не работает. Это время используется для загрузки и разгрузки грузозахватного устройства и для подготовки проведения следующего этапа движения.

Процесс движения, в свою очередь, 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 период *установившегося движения* с постоянной скоростью.

Полное *время цикла* $t_{ц}$ работы механизма грузоподъемной машины складывается из сумм времен пуска $\sum t_{п}$, движения с установленной скоростью $\sum t_{у}$, торможения $\sum t_{т}$ и пауз $\sum t_{о}$:

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

Отношение времени $t_{в}$ работы (включения) механизма к полному времени цикла $t_{ц}$ характеризует интенсивность использования механизма. Это отношение называют *относительной продолжительностью включения*, выражают в процентах и обозначают

$$ПВ = (t_{в}/t_{ц})100 \%. \quad (1)$$

Для электрооборудования грузоподъемной машины значение ПВ исчисляют для периода работы не свыше 10 мин, а для механизмов – в течение одного часа.

Интенсивность работы механизма определяют также коэффициентом использования в течение суток:

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

коэффициентом использования в течение года:

$$K_{\Gamma} = \frac{\text{число рабочих дней в году}}{365};$$

коэффициентом использования в течение часа:

$$K_{\text{ч}} = t_{\text{раб}}/60,$$

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

коэффициентом использования крана по грузоподъемности:

$$K = Q_{\text{ср}}/Q,$$

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

Для механизмов подъема с тяжелыми (свыше 20 % от массы номинального груза) подвешенными грузозахватными приспособлениями коэффициент использования по грузоподъемности вычисляют с учетом массы $Q_{\text{м}}$ грузозахватного устройства:

$$K_{\Gamma\text{р}} = (Q_{\text{ср}} + Q_{\text{м}})/(Q + Q_{\text{м}}).$$

В России введена новая классификация, определяющая режимы работы кранов (ГОСТ 25546 – 82) и крановых механизмов (ГОСТ 25835 – 83), соответствующая международному стандарту ИСО 4301/1.

Согласно ГОСТ 25835 – 83 “Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы”, режимы работы механизмов грузоподъемных машин в зависимости от условий их использования подразделяют на шесть групп (табл. 1) от 1М до 6М, определяемых *классом использования* (табл. 2) и *классом нагружения* (табл. 3). Класс использования механизмов отражает интенсивность использования механизма во время его эксплуатации. Это время определяют по зависимости $T = T_0 z_{\text{дн}} h$, где T_0 – среднесуточное время работы, $z_{\text{дн}}$ – число рабочих дней в году: $z_{\text{дн}} = 250$ при двух выходных днях; $z_{\text{дн}} = 300$ при одном выходном дне в неделю и $z_{\text{дн}} = 360$ при непрерывном производстве.

Таблица 1. Группы режима работы механизмов

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

Примечание. Для механизмов подъема груза и механизмов подъема стрелы кранов, транспортирующих металл или шлак, ядовитые, взрывчатые вещества и другие опасные грузы, группа режима работы должна быть не менее пятой, за исключением самоходных стреловых кранов, для которых группа режима работы должна быть не менее третьей. Это требование не распространяется на механизмы вспомогательного подъема, если они не используются в транспортировании перечисленных выше грузов.

Таблица 2. Классы использования механизмов

Класс использования	Норма времени работы механизма, ч	Ориентировочная качественная характеристика использования механизма
A0	До 800	Редкое использование
A1	Свыше 800 до 1600	Нерегулярное использование
A2		
A3	” 3200 ” 6300	Регулярное использование средней интенсивности
A4	” 6300 ” 12500	Нерегулярное интенсивное использование (двухсменная работа)
A5	” 12500 ” 25000	Интенсивное использование при трехсменной работе
A6	” 25000 ” 50000	Весьма интенсивное использование при трехсменной работе

Таблица 3. Классы нагружения механизмов

Класс нагружения	Коэффициент нагружения, К	Ориентировочные качественные характеристики нагружения	
		механизмы подъема груза	механизмы горизонтального перемещения
В1	До 0,125	Преобладают минимальные нагрузки. Максимальные и средние нагрузки редки, например при монтажных и ремонтных работах	Относительно редкие пуски и торможения, значительные рабочие и холостые пробеги. Сравнительно малые величины грузов. Характерно для производств с малой интенсивностью работы и большими площадями обслуживания
В2	Свыше 0,125 до 0,25	Преобладают средние и минимальные нагрузки. Максимальные нагрузки относительно редки	Относительно редкие, но регулярные пуски и торможения. Сравнительно небольшие рабочие и холостые пробеги. Небольшие величины грузов. Характерно для производства с постоянной, но ограниченной интенсивностью работы и площадями обслуживания
В3	Свыше 0,25 до 0,5	Преобладают средние и максимальные нагрузки. Минимальные нагрузки бывают эпизодическими. Характерно для производств с разнообразными массами грузов	Регулярные пуски и торможения. Малые рабочие и холостые пробеги. Сравнительно небольшая величина грузов. Характерно для производств с относительно высокой интенсивностью работы и малыми площадями обслуживания
В4	Свыше 0,5 до 1,00	Преобладают максимальные и близкие к максимальным нагрузки. Средние нагрузки бывают эпизодическими. Характерно для производств с относительным постоянством масс грузов	Частые пуски и торможения с очень редким выходом на установившийся режим. Большие величины грузов. Характерно для производств с высокой интенсивностью работы и ограниченными площадями обслуживания

За срок службы крана принимают число лет его работы до списания. Как правило сроки службы кранов определяются сроком службы металлической конструкции. Срок службы принимают по данным нормативно-технической документации на краны. При отсутствии таких сведений можно использовать следующие рекомендации:

Тип крана	Срок службы кранов до списания (в годах)
Ручные краны всех видов	30
Однобалочные и подвесные краны с электроталями	15
Двухбалочные мостовые краны	22
Козловые краны:	
с решетчатой металлоконструкцией из профильной стали	15
с листовой металлоконструкцией	25

Суммарное время работы механизма T (ч) за полный срок службы h (год), необходимое для расчета элементов грузоподъемной машины на сопротивление усталости,

$$T = 365 K_{\Gamma} 24 K_c K_{\text{ч}} \frac{ПВ\%}{100} h. \quad (2)$$

Классы нагружения механизма (табл. 3) отражают относительную нагрузку механизма в соответствии со спектром нагрузок; они зависят от значения коэффициента нагружения K :

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

где F_i – нагрузка (сила, момент), действующая на механизм в течение времени t_i за заданный срок службы; F_{\max} – наибольшая нагрузка, определяемая с учетом всех факторов, действующих на рабочие органы механизмов в течение рабочего цикла: для механизмов горизонтального перемещения при определении нагрузки следует учитывать как сопротивления установившегося движения, так и динамические и ветровые нагрузки;

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

В зависимости от сочетаний класса использования и класса нагружения устанавливается группа режима работы механизмов (табл. 1 и 4).

Приведенная в табл. 2 общая продолжительность 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 основных элементов грузоподъемных машин приведены в табл. 5. Различные механизмы грузоподъемных кранов могут быть отнесены к различным группам режима работы.

Расчет на прочность сборочных единиц и деталей механизмов грузоподъемных машин ведут в зависимости от группы режима работы механизма: рассчитывают двигатель и тормоза; определяют нагрузки, учитываемые при расчете элементов механизма, и нагрузки, вызываемые работой этого механизма, на металлоконструкцию; принимают основные нормативные данные, коэффициенты запаса прочности и запаса торможения, а также сроки службы отдельных элементов и узлов механизма.

Режим работы кранов в целом устанавливают по ГОСТ 25546-82 “Краны грузоподъемные. Режимы работы”, согласно которому все грузоподъемные машины в зависимости от условий их использования подразделяют на восемь групп (табл. 6) от 1К до 8К, определяемых классом использования (табл. 7) и классом нагружения (табл. 8).

В международном стандарте ИСО 4301/1 также приведены классификационные группы режимов работы механизмов. Соответствие групп режимов работы механизмов по ГОСТ 25835-83 и по ИСО 4301/1 приведено в табл. 9.

Таблица 4. Характеристика механизмов грузоподъемных машин по группам режима работы

Группа режима работы механизма по ГОСТ 25835-83	Характеристика режима	Механизмы
1М; 2М; 3М	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 относительностью включения ПВ	Вспомогательного назначения; механизмы подъема и передвижения ремонтных кранов и кранов, работающих в машинных залах; механизмы передвижения строительных и портальных кранов, перегрузочных мостов и башен кабельных кранов; лебедки противоугольных захватов и другие, редко работающие механизмы
4М	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 средне-серийным производством, кранов ремонтно-механических цехов, механизмы поворота строительных кранов, электротали, механизмы монтажных кранов на строительстве
5М	Постоянная работа с грузами, масса которой 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
6М	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

Допускается назначать режимные группы механизмов в зависимости от конструктивных типов кранов, их технологического назначения с использованием рекомендаций, приведенных в приложении к ГОСТ 25835-83.

Таблица 5. Срок службы деталей грузоподъемных машин

Группа режима работы механизма (см. табл. 3)	Срок службы h , год			Срок службы T , тыс. ч		
	подшипники качения	зубчатые передачи	валы	подшипники качения	зубчатые передачи	валы
1М, 2М, 3М	10	15	25	1,0	1,5	2,5
4М	5	10	15	3,5	7,0	10,0
5М	3	8	10	5,0	13,0	16,0
6М	3	5	10	10,0	16,0	32,0

Таблица 6. Группы 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	-	-

Класс использования отражает интенсивность использования крана и характеризуется числом циклов работы за время его эксплуатации. Срок службы кранов устанавливают по ГОСТам или другим нормативно-техническим документам.

Класс нагружения определяют отношением средней массы перемещаемых краном грузов за срок его службы. Масса грузозахватного устройства (грейфера, подъемного электромагнита, спредера и др.) включается в значение массы перемещаемого краном груза. Класс нагружения отражает влияние нагружения на сопротивление усталости элементов конструкции крана и характеризуется коэффициентом нагрузки

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

где N_i – число циклов работы крана за срок его службы с грузом массой Q_i ; N_t – общее число циклов работы крана за срок его службы; $Q_{ном}$ – номинальная грузоподъемность.

Таблица 7. Классы использования кранов

Класс использования	Общее число циклов работы за срок его службы по ГОСТ 25546-82	Ориентировочная качественная характеристика использования крана
C0	До $1,6 \cdot 10^4$	Очень редкая эпизодическая работа
C1	Свыше $1,6 \cdot 10^4$ до $3,2 \cdot 10^4$	Редкая односменная работа
C2	" $3,2 \cdot 10^4$ " $6,3 \cdot 10^4$	Относительно регулярная односменная работа при сроке службы крана до 15 лет
C3	" $6,3 \cdot 10^4$ " $1,25 \cdot 10^5$	То же при сроке службы до 20 лет
C4	" $1,25 \cdot 10^4$ " $2,5 \cdot 10^5$	Малоинтенсивная односменная работа при сроке службы до 20 лет
C5	" $2,5 \cdot 10^5$ " $5 \cdot 10^5$	Малоинтенсивная двухсменная работа при сроке службы до 20 лет
C6	" $5 \cdot 10^5$ " $1 \cdot 10^6$	Среднеинтенсивная двухсменная работа при сроке службы до 20 лет
C7	" $1 \cdot 10^6$ " $2 \cdot 10^6$	Интенсивная двухсменная или среднеинтенсивная трехсменная работа при сроке службы до 20 лет
C8	" $2 \cdot 10^6$ " $4 \cdot 10^6$	Интенсивная трехсменная работа при сроке службы до 30 лет
C9	Свыше $4 \cdot 10^6$	Весьма интенсивная трехсменная работа при сроке службы свыше 30 лет

Таблица 8. Классы нагружения кранов

Класс нагружения	Коэффициент нагрузки K_p	Качественная характеристика класса нагружения
Q0 (весьма легкий)	$< 0,063$	Постоянная работа с грузом, значительно меньшим номинального
Q1 (легкий)	$0,063 \dots 0,125$	Постоянная работа с грузом, меньшим номинального
Q2 (умеренный)	$0,125 \dots 0,25$	Постоянная работа с грузом средней массы
Q3 (тяжелый)	$0,25 \dots 0,5$	Постоянная работа с грузом большой массы
Q4 (весьма тяжелый)	$0,5 \dots 1,0$	Постоянная работа с грузом, приближающимся к номинальному

Таблица 9. Соответствие групп режимов работы механизмов по ГОСТ 25835 - 83 и ИСО 4301/1 - 86

Класс использования механизма по ГОСТ 25835-83	Группа режима для класса нагружения по ГОСТ 25835-83							
	В1		В2		В3		В4	
	ГОСТ 25835-83	ИСО 4301/1-86	ГОСТ 25835-83	ИСО 4301/1-86	ГОСТ 25835-83	ИСО 4301/1-86	ГОСТ 25835-83	ИСО 4301/1-86
A0	1М	М1	1М	М2	1М	М3	2М	М4
A1	1М	М2	1М	М3	2М	М4	3М	М5
A2	1М	М3	2М	М4	3М	М5	4М	М6
A3	2М	М4	3М	М5	4М	М6	5М	М7
A4	3М	М5	4М	М6	5М	М7	6М	М8
A5	4М	М6	5М	М7	6М	-	-	-
A6	5М	М7	6М	М8	-	-	-	-

Группу режима работы крана определяют в зависимости от класса использования и класса нагружения по табл. 7. При транспортировании расплавленного металла, шлака, ядовитых и взрывчатых веществ и других опасных грузов группа режима работы крана принимается не менее 6К, за исключением самоходных стреловых кранов, для которых группа режима работы принимается не менее 3К.

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

Г р у п п а 1К - краны с ручным приводом всех или части рабочих механизмов; обслуживающие насосные и компрессорные станции; ремонтные краны; вспомогательные краны механических цехов; ремонтные краны мостового типа с приводными подвесными талями; 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 талями, 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 талями, 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 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 магнитно-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; порталные краны, 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 двухканатными 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 металлургического предприятия и металлолома при работе с однородными грузами, а также траверсные, мультимагнитные, мультотрейферные, мультозавалочные, копровые, ваграночные, шихтовые, колодцевые и краны для раздевания слитков в цехах металлургических

предприятий; грейферные краны-перегрузатели на складах насыпных грузов; порталные грейферные краны складов и портов при круглосуточной и круглогодичной работе.

Показатели групп режимов работы кранов используют при расчетах стальных конструкций кранов на сопротивление усталости. При этом эквивалентные нагрузки определяют с учетом коэффициента нагружения. За срок службы крана учитывают общее число циклов согласно классу использования.

Класс нагружения механизма подъема допускается задавать по соответствующему классу нагружения крана (табл. 10), при известном отношении массы грузозахватных устройств к массе номинального груза и относительном времени работы механизма без груза.

Таблица 10. Соответствие классов нагружения крана и механизма подъема

Класс нагружения крана	Отношение массы грузозахватного устройства к массе номинального груза	Класс нагружения механизма подъема
Q0	До 0,3	B1
Q1	До 0,63	B1
Q2	До 0,3	B2
Q3	Свыше 0,3	B3
Q4	До 0,3	B3
Q4	Свыше 0,3	B4

Суточная производительность грузоподъемной машины (т/сутки)

$$П = Q_{\text{ср}} n_{\text{ц}} m,$$

где $n_{\text{ц}}$ – число подъемов, необходимых для выполнения транспортной операции; m – количество рабочих смен; $Q_{\text{ср}}$ – средняя масса транспортируемого груза.

Число подъемов

$$n_{\text{ц}} = \frac{3600a}{t_{\text{ц}}} K_{\text{с}} K_{\text{ц}} K_{\text{р}} K_{\text{т.пр}},$$

где a – число рабочих часов в смену; $t_{ц}$ – расчетное время цикла работы крана, с; K_c – коэффициент неравномерности использования крана по времени в течение смены, $K_c = 0,5 \dots 0,8$; $K_{п}$ – коэффициент простоев по организационным причинам (передача смены, получение задания и т.п.). При отсутствии дополнительных данных $K_{п} = 0,9$; $K_{р}$ – коэффициент ремонта (учитывает все виды простоев крана при техобслуживании и ремонте). При отсутствии местных нормативов и других данных $K_{р} = 0,95$; $K_{т.пр}$ – коэффициент технологических простоев (учитывает неизбежные при принятой технологии простои, например, на переналадку технологического оборудования, подачу транспорта и т.п.). При отсутствии дополнительных данных $K_{т.пр} = 0,9$.

Расчетное время цикла определяют исходя из фактических затрат времени на перемещение груза и возврат грузозахватного органа к месту загрузки. Допускается $t_{ц}$ определять по зависимости

$$t_{ц} = \frac{1,2(h + h_1)}{v_{п}} + 1,35 \left(\frac{S_{кр}}{v_{кр}} + \frac{S_{т}}{v_{т}} \right) + t_{р};$$

здесь h и h_1 – высота подъема и опускания груза в начале h и в конце h_1 цикла; $v_{п}$ – средняя скорость подъема груза, м/с; $S_{кр}$ и $S_{т}$ – протяженность хода крана и тележки, м; $v_{кр}$ и $v_{т}$ – соответственно средние скорости передвижения крана и тележки, м/с; $t_{р}$ – время ручных операций строповки, наводки и отстроповки груза, определяемое с учетом вида груза, захватного органа и технологических особенностей перегрузочного процесса; коэффициенты 1,2 и 1,35 учитывают снижение скорости соответственно при подъеме и опускании груза в начале и в конце цикла и при разгоне и торможении крана и тележки.

При перегрузке сыпучего материала производительность

$$П = zVg\psi,$$

где V – вместимость сосуда (грейфера, бадьи, ковша и др.), м³; g – насыпная плотность груза, т.е. отношение массы груза в сыпучем состоянии к его объему, т/м³; ψ – коэффициент заполнения сосуда, принимаемый для бадьей и ковшей равным единице

а для грейферов – по следующим рекомендациям, основанным на данных опыта:

Характер работы	Зернистые грузы	Кусковые грузы
Захват из большого слоя	0,9 – 1,0	0,8 – 0,9
Захват из небольшого слоя	0,8 – 0,9	0,6 – 0,75

Для определения требуемого количества цеховых подъемных устройств подсчитывают среднюю производительность за год, исходя из средних длин перемещения и средних скоростей движения.

Производительность грузоподъемных машин в значительной степени зависит от организации погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ на данном предприятии. Продуманная, четкая организация этих работ приводит к сокращению простоев грузоподъемных работ. Увеличение скоростей движения отдельных механизмов (например, механизма подъема) вследствие относительно небольших путей перемещения не приводит к существенному увеличению производительности. На увеличение производительности значительно большее влияние оказывает применение более совершенных типов грузозахватных устройств, приводящих к сокращению времени захвата – освобождения груза. Весьма существенное влияние на производительность оказывает совмещение операций по подъему груза с одновременным его перемещением другими механизмами.

Основные параметры грузоподъемных машин выбирают на стадиях подготовки технического задания, непосредственного проектирования, при разработке проектной документации модернизации крана. Подготовка технического задания на проект – это установление конструктивной схемы крана, его геометрических размеров, типа привода и ходовой части, грузоподъемности, требуемой производительности.

Непосредственное проектирование крана включает выбор материалов, конструирование и разработку технологии изготовления деталей и металлоконструкций, выбор двигателей и

электрического оборудования, системы управления и скоростей рабочих движений. На всех перечисленных этапах возникают различные варианты решения проектных вопросов, осуществление которых обеспечивается соответствующими расчетами: технологическими, на прочность, устойчивость, жесткость, долговечность. Для выбора оптимального экономически целесообразного варианта их сопоставляют между собой и сравнивают с существующими конструкциями и образцами передовых достижений мировой техники.

За экономически целесообразный вариант при сравнении конструкций наиболее часто принимают конструкцию, имеющую минимум приведенных затрат. Приведенные затраты на одну машину

$$P_э = C_и + K_и + C_э T_{сл} + K_э,$$

где $C_и$ – себестоимость изготовления; $K_и$ – капитальные затраты в сфере изготовления; $C_э$ – годовые эксплуатационные расходы; $T_{сл}$ – нормированный срок службы; $K_э$ – капитальные затраты в сфере эксплуатации (без учета стоимости самой машины).

2. Расчетные нагрузки

При расчете механизмов грузоподъемных машин и их элементов необходимо учитывать все 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 комбинации расчетных нагрузок подразделяют на три расчетных случая.

Расчетный случай 1 – *нормальная нагрузка рабочего состояния*, включающая в себя номинальный вес груза и грузозахватного устройства, собственный вес конструкции, ветровые нагрузки рабочего состояния машины, а также динамические нагрузки, возникающие в процессе пуска и торможения при нормальных условиях использования механизма и при нормальном состоянии подкрановых путей. Для этого расчетного

случая основным видом расчета металлических конструкций и деталей механизмов является расчет на *сопротивление усталости*, а также на нагрев, износ и долговечность.

При расчете на сопротивление усталости ветровую нагрузку можно не учитывать ввиду ее относительно небольшого значения, принимаемого равным 50 Па. При переменной массе груза расчет на сопротивление усталости ведут не по номинальному, а по среднеприведенному (эквивалентному) значению. Расчет металлоконструкций на сопротивление усталости обязательно проводится для кранов 5-й, 6-й и более высоких групп режимов работы (для кранов 4-й группы режима работы необходимость проведения расчета на сопротивление усталости устанавливается на основе данных опыта эксплуатации; для кранов 1, 2 и 3-й групп режима работы такой расчет не проводится). При расчете на сопротивление усталости исходят из требования обеспечить надежную работу всех элементов крана без их ремонта и замены (за исключением быстроизнашивающихся сменных деталей механизмов и электрооборудования – тормозных фрикционных накладок, канатов, щеток двигателей и т.п.) в течение расчетного срока, приведенного в табл. 5.

Расчетный случай II – *максимальная рабочая нагрузка*, включающая в себя кроме нагрузки от собственного веса и номинального веса груза и грузозахватного приспособления также и максимальные динамические нагрузки, возникающие при резких пусках, экстренном торможении, внезапном включении или выключении тока, и предельную ветровую нагрузку рабочего состояния машины.

Предельные значения динамической рабочей нагрузки для механизма передвижения ограничиваются значением момента пробуксовки или юза приводных колес. Для механизма подъема эти значения динамической нагрузки ограничиваются средствами установленной электрозащиты, а для механизмов поворота – срабатыванием специальных предохранительных устройств, используемых в механизме (проскальзыванием фрикционного соединения, срезом предохранительных штифтов в муфте предельного момента и др.). Расчет по этому случаю ведут с уче-

том максимально возможного уклона пути, а для плавучих кранов учитывают максимальный крен. Для этого расчетного случая металлические конструкции и детали механизмов рассчитывают *на прочность* с обеспечением заданного запаса прочности. По этому же расчетному случаю проводят также проверку *грузовой устойчивости* крана.

Нагрузку от собственного веса крана и его элементов определяют по конструкторской документации или по результатам взвешивания.

Технологические нагрузки, связанные с выполнением краном технологических операций, в зависимости от их характера, вероятности появления и продолжительности действия, относят к нагрузкам случаев I и II.

Р а с ч е т н ы й с л у ч а й III – нерабочее состояние машины на открытом воздухе при отсутствии груза и при неподвижных механизмах. При этом на машину кроме ее собственного веса действует предельная ветровая нагрузка при нерабочем состоянии машины, а иногда нагрузки, вызываемые снегом, обледенением или температурным воздействием. По этому случаю действия нагрузок проводят расчет *на прочность* металлических конструкций, деталей противоугонных устройств кранов, тормозных устройств, тележек, механизмов изменения вылета стрелы, опорно-ходовых и опорно-поворотных устройств по сниженным значениям коэффициента запаса прочности.

По этому расчетному случаю проводят также проверку *собственной устойчивости* крана. При определении действующих нагрузок положение стрелы, поворотной части и грузовой тележки принимают наиболее опасным, т.е. создающим наибольшие нагрузки в рассчитываемых элементах.

При монтаже и перевозке кранов кроме указанных выше нагрузок возникают монтажные и транспортные нагрузки, которые необходимо учитывать при проверочном расчете, а также при составлении проекта монтажа и 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

элементы конструкции, не являющиеся рабочими при эксплуатации, при монтаже могут оказаться рабочими, растянутые элементы могут стать сжатыми и т.п. По этим нагрузкам проводят проверку прочности и устойчивости крана и его элементов с минимальными значениями запасов прочности.

При установке высоких кранов в районах, подверженных землетрясениям, учитывают действующие горизонтальные сейсмические силы, определяемые в соответствии с картами сейсмического районирования. Проверку на действие сейсмических сил проводят для порожнего неподвижного крана без учета нагрузки от ветра. Действие взрывной волны на кран учитывают в расчетах по специальному требованию заказчика и указывают в техническом задании на кран.

Нормативную нагрузку от веса снега определяют по горизонтальной проекции воспринимающей поверхности, и ее принимают равной 10^3 Па. Толщину обледенения на оттяжках, канатах и решетчатых элементах металлоконструкций принимают равной 1...1,2 см при удельном весе льда 9 кН/м^3 . Перегрузки от снега и обледенения при расчете не учитывают. 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 $\pm 40^\circ \text{C}$.

Расчет деталей на сопротивление усталости, износ и нагрев (расчетный случай I) проводят по *эквивалентным нагрузкам*, т.е. по таким нагрузкам стационарного режима, которые вызывают ту же степень усталостного повреждения детали в течение рассматриваемого срока службы, как и фактически действующая нагрузка нестационарного режима. Эквивалентную нагрузку определяют по графикам загрузки механизма во времени, построенным с учетом действительного режима работы. Общий срок службы деталей устанавливают в зависимости от группы режима работы, используя табл. 5.

При отсутствии графиков действительной загрузки механизмов можно пользоваться усредненными графиками использования механизмов по грузоподъемности и (рис. 48), построенными на основе обобщения опыта эксплуатации различных грузоподъемных машин

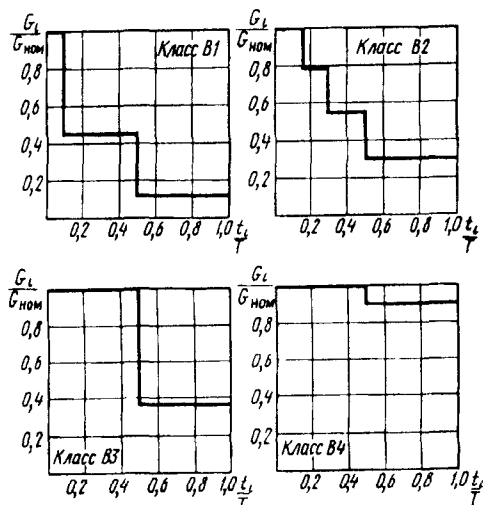


Рис. 48. Типовые графики нагружения

Эквивалентная нагрузка $G_{\text{экв}} = k_d G_{\text{max}}$ или $M_{\text{экв}} = k_d M_{\text{max}}$, где G_{max} и M_{max} – максимальная расчетная нагрузка (сила или момент), учитываемая в расчете на сопротивление усталости по расчетному случаю I, $k_d = k_G k_T k_{\text{тр}}$ – коэффициент долговечности; k_G – коэффициент, учитывающий переменность нагрузки во времени:

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

где m – показатель степени уравнения кривой усталости Велера. При расчете на контактную усталость $m = 3$, при расчете на усталость по изгибу, кручению, растяжению и сжатию

$m = 9$. Средние значения коэффициента переменности нагрузки для различных механизмов мостовых кранов общего назначения приведены в табл. 11.

Таблица 11 Значения коэффициента переменности нагрузки k_G

Показатель степени в уравнении кривой усталости Велера	Механизм подъема	Механизм передвижения	
		тележки	моста
3	0,55	0,65	0,60
9	0,75	0,80	0,75

Величины G_i и N_i – соответственно текущая нагрузка и число циклов ее действия, принимаемые по графику фактического использования механизма 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; N_0 – база испытаний (число циклов нагружения), принимаемая по табл. 12.

Таблица 12 Значение базы испытаний

Расчет	Детали	N_0
На изгиб или кручение	Валы	$4 \cdot 10^6$
	Зубья зубчатых колес	$4 \cdot 10^6$
	Вал с напресованной деталью	10^7
	Вал при поверхностном упрочнении	$5 \cdot 10^6$
По контактным напряжениям	Зубья зубчатых колес	10^7

Расчетное число включений механизма передвижения определяют в зависимости от режима работы и средних параметров цикла работы механизма. Для усредненных условий эксплуатации мостовых и козловых кранов общего назначения число включений N_p механизма передвижения

$$N_p = 5 \cdot 10^4 t_m / t_{\text{ц м}},$$

где t_m – время работы механизма для соответствующего класса использования по ГОСТ 25835–83 (см. табл. 2); $t_{ц.м}$ – время работы механизма за цикл работы крана, с;

$$t_{ц.м} = L/(\mu v);$$

здесь \dot{L} – средний путь перемещения за цикл, м; v – скорость передвижения (номинальная), м/с; μ – коэффициент, учитывающий время неустановившегося движения, принимаемый в зависимости от среднего пути перемещения:

Средний путь перемещения L , м ..	до 20	20–40	40–80	более 80
Значение μ	0,15	0,3	0,6	0,9

Если нет специальных указаний, то для механизмов передвижения крана рекомендуется принимать $L = 30$ м, а для тележек $L = 2/3$ пролета крана.

При расчете на *контактную прочность* деталей механизма передвижения

$$N_p = 30T'n_p,$$

а при расчете на *кручение* деталей механизма подъема и передвижения

$$N_{pk} = 60Th',$$

где n_p – частота вращения детали, об/мин; для механизмов подъема $n_p = 0,9n_{ном}$ и для механизмов передвижения

$$n_p = n_{ном} \sqrt[3]{0,01ПВ};$$

здесь $n_{ном}$ – частота вращения при установившемся движении; T – суммарное время работы механизма за полный срок службы, определяемое по уравнению (3); h' – число включений механизма в минуту машинного времени, принимаемое для кранов общего назначения по данным рис. 49 при различных значениях относительной продолжительности включения; $k_{тр} = 1/\sqrt[3]{a}$ –

коэффициент тренировки, где a – параметр, зависящий от материала и соотношения уровней напряжений, определяемый экспериментально. При отсутствии кратковременных пиковых перегрузок, вызываемых динамическими явлениями, $a = 1$ и $k_{тр} = 1$. При наличии кратковременных перегрузок высокого уровня

$$a = 1,35 + 0,5 \lg \delta_{п},$$

где $\delta_{п} = N_{п}/N_p$ – коэффициент относительной продолжительности пиковой нагрузки с числом циклов нагружения, равным $N_{п}$.

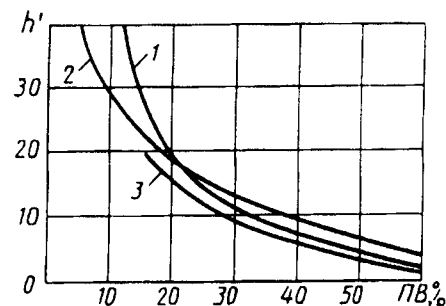


Рис. 49. График числа включений h' в минуту для механизмов кранов общего назначения:

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

Расчет на *сопротивление усталости* при числе циклов переменных напряжений $N_{ц} > 2 \cdot 10^6$ ведут по длительному пределу выносливости; при $N_{ц} < 2 \cdot 10^6$ – по ограниченному пределу выносливости; при $N_{ц} < 10^5$ расчет на сопротивление усталости не проводят.

Обычно при режиме работы 1М–3М детали механизмов на долговечность могут не рассчитываться ввиду малого числа перемен нагрузки. При режиме 3М и 4М необходимость их расчета по сопротивлению усталости решается в каждом отдельном случае после определения числа циклов $N_{ц}$.

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

Максимальное значение расчетной силы или расчетного момента:

$$G_{max} = kG_{ном} \text{ и } M_{max} = kM_{ном}, \quad (4)$$

где $G_{ном}$ и $M_{ном}$ – сила и момент сопротивления, определяемые при работе механизма с номинальным грузом; k – расчетный коэффициент перегрузки, принимаемый в зависимости от типа механизма: для механизмов подъема $k = 1,1$; для механизмов передвижения и поворота значения k принимают в зависимости от типа электродвигателя:

Тип двигателя	k
Крановый короткозамкнутый	3,0
Крановый постоянного и переменного тока с фазным ротором	2,5
Асинхронный двигатель общепромышленного типа	1,7

При расчете на прочность деталей механизма подъема на участке от двигателя до тормоза максимальный расчетный крутящий момент принимают равным удвоенному *наибольшему моменту*, развиваемому двигателем. При расчете на усталость деталей этого участка эквивалентный момент принимают равным удвоенному *пусковому моменту* двигателя.

При числе циклов нагружения $N_{ц} \geq 10^5$ зубчатые передачи грузоподъемных машин рассчитывают на сопротивление усталости рабочей поверхности зубьев, а при $N_{ц} < 10^5$ – на прочность под действием максимальной нагрузки, возникающей в процессах пуска и торможения, по условию предотвращения пластической деформации или хрупкого разрушения поверхности зуба и разрушения зуба от изгиба.

Для подшипников качения подъемно-транспортных машин наиболее опасным состоянием является восприятие ими нагрузок без вращения, что вызывает появление остаточных деформаций (лунки на беговых дорожках), трещины, разрушение деталей подшипников. Подшипники, находящиеся под нагрузкой без вращения, а также подшипники, работающие с частотой вращения $n < 1$ об/мин (например, упорный подшипник грузового крюка, подшипники в опорах колонн кранов на колонне и т.п.), подбирают по *статической грузоподъемности*, приведенной в каталоге на подшипники качения. Так же подбирают и подшипники, которые длительное время воспринимают нагрузку в условиях статического воздействия, даже если они некоторое время работают при $n > 1$ об/мин. При частоте вращения $n > 1$ об/мин расчет подшипников ведут на долговечность по их *динамической грузоподъемности*, приведенной в каталоге, причем для подшипников, работающих при частоте вращения от 1 до 10 об/мин, принимают $n = 10$ об/мин.

Расчет на долговечность подшипника, работающего при переменном режиме нагружения, проводят по условной, постоянной по значению 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 (см. рис. 48) в зависимости от группы режима работы:

$$G_{эк} = \sqrt{G_1^3 \frac{n_1}{n} \frac{t_1}{T} + G_2^3 \frac{n_2}{n} \frac{t_2}{T} + \dots + G_i^3 \frac{n_i}{n} \frac{t_i}{T}},$$

где G_1, G_2, \dots, G_i – постоянные приведенные нагрузки на подшипник при различной массе транспортируемого груза, действующие соответственно в течение времени t_1, t_2, \dots, t_i за срок службы, при частоте вращения n_1, n_2, \dots, n_i ; T – общий расчетный срок службы подшипника, ч; n – частота вращения детали при установившемся режиме для наиболее продолжительного движения.

Для механизмов с электродвигателем постоянного тока, частота вращения которого существенно зависит от нагрузки, необходимо по характеристике двигателя установить значение частоты вращения, соответствующей каждой из нагрузок. Для механизмов с приводом от электродвигателя переменного тока, мало изменяющего частоту вращения при изменении нагрузки, с достаточной степенью точности можно считать частоту вращения, не зависящую от нагрузки, и принимать в расчетах частоту вращения двигателя при номинальной нагрузке. Колебания частоты вращения в периоды неустановившегося движения не учитывают.

Наибольшую нагрузку на подшипник G_{\max} определяют с учетом динамических нагрузок по уровню (4). Для расчета подшипников по статической грузоподъемности принимают максимальные нагрузки рабочего и нерабочего состояния машины (расчетные случаи II и III); для расчета на долговечность принимают нормальные нагрузки рабочего состояния (расчетный случай I). Динамическая приведенная нагрузка, по которой подбирают подшипник

$$G_{\text{п}} = G_{\text{экв}} k_6 k_{\text{темп}},$$

где k_6 – коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамических усилий, возникающих в различных механизмах, на долговечность подшипника качения:

Типы машин и механизмов	k_6
Механизмы ручных кранов, кошки и ручные лебедки, приводы ленточных конвейеров и роlikопоры. Приводы управления	1,0
Механизмы подъема всех кранов, электротали и монорельсовые тележки, лебедки с механическим приводом, приводы лифтов, эскалаторов и элеваторов	1,2
Механизмы передвижения тележек. Механизмы поворота кранов и изменения вылета стрелы	1,3

Механизмы передвижения кранов. Ходовые колеса тележек, опоры механизмов поворота кранов, приводы подвесных конвейеров и каретки, приводы пластинчатых и скребковых конвейеров, механизмы передвижения вилочных погрузчиков и вагонеток	1,4
Ходовые колеса кранов	1,5
Инерционные и вибрационные конвейеры	1,6

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

Рабочая температура подшипника, °С	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 зависит от размеров и конструкции подшипника и соответствует ресурсу подшипника $N_{\text{ц}} = 10^6$.

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

$$L = 60nT/10^6.$$

При этом требуемая динамическая грузоподъемность

$$C_{\text{тр}} = G_{\text{п}} \sqrt[m]{L},$$

где $G_{\text{п}}$ – динамическая приведенная нагрузка; m – показатель степени кривой усталости Велера: для шарикоподшипников $m = 3$, для роликоподшипников $m = 3,33$.

По каталогу на подшипники качения подбирают необходимый подшипник так, чтобы его динамическая грузоподъемность была равна или больше требуемой динамической грузоподъемности $C_{\text{тр}}$.

В подъемно-транспортном машиностроении широко применяют выпускаемые промышленностью редукторы различных

типов, например, цилиндрические горизонтальные двухступенчатые крановые редукторы типов Ц2, Ц2У, РЦД, РМ; трехступенчатые горизонтальные цилиндрические редукторы типа Ц3У; одноступенчатые горизонтальные цилиндрические редукторы типов 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 типов ВК, ВКУ, В400, а также глобоидные крановые мотор-редукторы типа ПК-5, состоящие из фланцевого электродвигателя, тормоза и редуктора, объединенных в один блок; глобоидные редукторы типа РГС-160 для механизмов подъема лифтов.

Редуктор выбирают 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.

Соединительные муфты выбирают по расчетному крутящему моменту

$$M_p = M_{кр} K_1 K_2 \leq [M],$$

где $M_{кр}$ – наибольший крутящий момент, передаваемый муфтой; $[M]$ – наибольший момент, допускаемый для передачи муфтой, указываемый в ГОСТе на соответствующую муфту; K_1 – коэффициент, учитывающий режим работы механизма (табл. 13); K_2 – коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма (табл. 14).

Таблица 13. Значения коэффициента K_1

Привод	Группа режима работы механизма	K_1
Ручной	1М	1,0
Машинный	1М, 2М, 3М	1,0
	4М	1,1
	5М	1,2
	6М	1,3

Таблица 14. Значения коэффициента K_2

Привод	Механизм	K_2
Ручной	Подъема	1,2
	Другие	1,0
Машинный	Подъема крюкового крана	1,3
	Магнитного и грейферного крана	1,2
	Передвижения	1,2

При расчете прочности и устойчивости грузоподъемных машин, работающих на открытом воздухе, надо учитывать ветровую нагрузку, которая согласно ГОСТ 1451–77 “Краны грузоподъемные. Нагрузка ветровая. Нормы и метод определения” подразделяется на ветровую нагрузку рабочего состояния (при действии этой нагрузки кран должен нормально работать) и на нагрузку нерабочего состояния. Нагрузку рабочего состояния учитывают при расчете металлоконструкций, механизмов, тормозов, мощности двигателей, 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 номинальным грузом. Предельную ветровую нагрузку нерабочего состояния учитывают при расчете металлоконструкций, механизмов поворота и передвижения, изменения вылета стрелы, осей и валов ходовых колес, противоугольных устройств и собственной устойчивости крана.

Ветровую нагрузку на кран определяют как сумму статической и динамической составляющих. Статическую составляющую, соответствующую установившейся скорости ветра, учитывают во всех случаях расчета. Динамическую составляющую, вызываемую изменением скорости ветра, учитывают только при расчете на прочность металлических конструкций и при проверке устойчивости кранов против опрокидывания. Для башенных кранов значение динамической составляющей определяют по руководящему документу РД 22-166-86 “Краны башенные строительные. Нормы расчета”, а в остальных случаях – по нормам проектирования.

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

$$F = pA, \quad (5)$$

где p – распределенная ветровая нагрузка на элемент конструкции или груза площадью A в данной зоне высоты:

$$p = qkcn, \quad (6)$$

где q – динамическое давление ветра на высоте до 10 м над поверхностью земли: это давление зависит от плотности воздуха $\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$ и его скорости v и оно равно $q = \rho v^2 / 2$ (при расчете скорость ветра принимается направленной параллельно поверхности земли); k – коэффициент, учитывающий изменение динамического давления в зависимости от высоты расположения элемента над поверхностью земли:

Высота над поверхностью,							
м	10	20	40	60	100	200	350 и выше
k	1,0	1,25	1,55	1,75	2,1	2,6	3,1

(для тросовых оттяжек и канатов полиспастов значение коэффициента k допускается принимать постоянным и определять его для уровня, соответствующего точке, расположенной на расстоянии 1/3 их длины от верхней точки их крепления к элементу крана); c – коэффициент аэродинамической силы (коэффициент лобового сопротивления), значение которого принимают 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, направления скорости ветра; n – коэффициент перегрузки: при определении ветровой нагрузки рабочего состояния $n = 1$, а при определении ветровой нагрузки нерабочего состояния при расчете конструкции крана по методу

предельных состояний $n = 1,1$ и при расчете по методу допускаемых напряжений $n = 1$, если в нормах на проектирование данного крана не заданы другие значения этого коэффициента.

Расчетную площадь A элемента металлоконструкции принимают по рекомендациям ГОСТ 1451 – 77 в зависимости от конфигурации и расположения элемента. Расчетную площадь A груза определяют по заданным размерам груза или приближенно по его массе:

Масса груза, т	0,5	1,0	2,0	5,0	10	20	50	100
Площадь груза A , м ²	2,0	2,8	4,0	7,1	10	16,0	25,0	36,0

Минимальное значение ветровой нагрузки на груз при расчете принимают 500 Н.

Расчетную площадь грузовых и ходовых тележек, лебедок, аппаратных шкафов, балластных плит противовесов, грузовых подвесок, кабин управления и т.п. определяют как проекцию наружного контура на плоскость, перпендикулярную направлению скорости ветра. При этом коэффициент аэродинамической силы принимают $c = 1,2$.

Для учета ветровой нагрузки на канаты, гибкие кабели тросоподвода, перила и стойки ограждения площадок, прутковые лестницы и их ограждения и другие элементы расчетную площадь моста крана допускается увеличивать на 5 – 10 %.

Динамическое давление ветра q на высоте 10 м над поверхностью земли для *рабочего состояния крана* принимают с учетом его назначения по следующим рекомендациям:

Краны	q , Па
Строительные, монтажные, для полигонов железобетонных изделий, штучных грузов, а также стреловые самоходные общего назначения	125
В речных и морских портах	250
Работающие без перерыва	500

Если предельная ветровая нагрузка рабочего состояния, действующая на груз или элемент крана, ограничена условиями

безопасности работ, то допускается принимать значение динамического давления q в соответствии с техническими заданиями на проектирование, но не ниже 50 Па. При отсутствии дополнительных требований, предусмотренных техническим заданием на проектирование крана, ветровая нагрузка рабочего состояния, учитываемая при определении мощности приводных двигателей крановых механизмов, не должна превышать 70 % от статической составляющей ветровой нагрузки на кран или на соответствующий элемент крана или груз. При определении ветровой нагрузки на груз коэффициент аэродинамической силы s принимают равным единице; коэффициент k при этом берут по максимальной высоте подъема груза.

Динамическое давление q на высоте 10 м над поверхностью земли для *нерабочего состояния крана* принимают в зависимости от района на бывшей территории Советского Союза, карта которого приведена в ГОСТ 1451–77. Эта территория разделена на семь районов, где динамическое давление принимают равным 270, 350, 450, 550, 700, 850, 1000 Па. В том случае, если район установки крана точно неизвестен, динамическое давление q допускается принимать равным 450 Па, что соответствует третьему району.

3. Допускаемые напряжения

В подъемно-транспортном машиностроении при расчете механизмов применяют *дифференциальный метод определения допускаемых напряжений*: на каждую деталь в зависимости от степени ее ответственности и режима работы механизма в конкретных условиях ее использования устанавливают соответствующий коэффициент запаса прочности. При определении коэффициентов, обеспечивающих в совокупности общий запас прочности, учитывают условия безопасности людей, сохранности груза и оборудования и целостности машины.

Для элементов машин, повреждения которых могут вызвать падение груза, опрокидывание крана и т.п., принимают повышенные коэффициенты запаса прочности. Кроме того, при

определении коэффициента запаса прочности учитывают специфику работы механизма грузоподъемной машины в условиях повторно-кратковременного режима с большой частотой переключения. Это особенно важно при расчетах конструкций на сопротивление усталости. При расчетах на прочность необходимо учитывать влияние ударных нагрузок, появляющихся при резких пусках и остановках, при отрыве груза от опоры, при отсутствии предварительного натяжения каната и т.п.

Расчет элементов машин *на прочность* проводят по основному уравнению прочности

$$[\sigma] = \sigma_{\text{пр}}/n \geq \sigma, \quad (7)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение; $\sigma_{\text{пр}}$ – предельное напряжение материала при данном напряженном состоянии. При расчете элементов из пластичных материалов $\sigma_{\text{пр}} = \sigma_{\text{T}}$, где σ_{T} – предел текучести; при расчете деталей из хрупких материалов $\sigma_{\text{пр}} = \sigma_{\text{в}}$, где $\sigma_{\text{в}}$ – предел прочности; n – коэффициент запаса прочности, принимающий значения $n_{\text{ш}}$ или n_{II} (табл. 15) в зависимости от расчетного случая; σ – фактическое напряжение, определяемое с учетом динамических нагрузок, но без учета концентрации напряжений.

Для расчета элементов машин *на сопротивление усталости* используют условие

$$[\sigma_{RK}] = \sigma_{RK}/n_1 \geq \sigma_1,$$

где $[\sigma_{RK}]$ – допускаемое напряжение; σ_{RK} – длительный предел выносливости при данном коэффициенте R асимметрии цикла и эффективном коэффициенте концентрации K ; n_1 – коэффициент запаса выносливости, принимаемый по табл. 15.

Если число циклов перенапряжений $\sum z_i$ (когда напряжения $\sigma_i > \sigma_{RK}$), которое испытывает деталь за расчетный срок службы, меньше или равно базе испытаний N_0 , соответствующей пределу выносливости σ_{RK} , расчет проводят по ограниченному пределу выносливости:

$$\sigma_{RK_0} = \sigma_{RK} \sqrt[m]{N_0 / \sum z_i},$$

Таблица 15. Коэффициенты запаса для элементов механизмов и металлоконструкций

Рассчитываемые элементы	Расчетные случаи		
	I	II	III
	n_i	n_{II}	n_{III}
Металлические стальные конструкции кранов	1,4	1,4	1,3
То же, при транспортировании жидкого металла	1,7	1,7	1,3
Металлические алюминиевые конструкции	1,6	1,6	1,5
Механизмы подъема груза, изменения вылета, ходовые и опорные части, противобуксировочные 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, в знаменателе – из стальных отливок.

где m – показатель степени кривой выносливости, принимаемый 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 виде коэффициент запаса прочности может быть представлен как

$$n = a_1 a_2 a_3 a_4,$$

где a_1 – коэффициент безопасности (табл. 16), учитывающий влияние отказа рассчитываемого механизма (элемента) на работу машины, безопасность крановщика и людей, находящихся в зоне работы машины; a_2 – коэффициент (табл. 17), учитывающий возможную неоднородность структуры материала на сопротивление разрушению, т.е. учитывает влияние внутренних дефектов материала и отклонение действительных размеров элемента от номинальных. Для деталей, изготовленных литьем, коэффициент a_2 имеет большее значение, чем для деталей, изготовленных из проката или поковок; a_3 – коэффициент

(табл. 18), учитывающий условия эксплуатации, режим работы и вероятность возникновения перегрузок; a_4 – коэффициент (табл. 19), учитывающий точность определения нагрузок и напряжений в расчетном сечении.

Таблица 16. Значения коэффициента безопасности a_1

Тип механизма	Вид и назначение крана	Коэффициент a_1
Механизм подъема	Крюковые краны редкого использования для неотчетливых операций, не связанных с основным технологическим процессом	1,15
	Крюковые краны общего назначения, работающие в технологическом процессе	1,25
	Краны, транспортирующие груз, нагретый свыше 300 °С, или расплавленный металл, шлак, ядовитые, взрывчатые вещества и другие опасные грузы	1,4
	Магнитные и грейферные краны	1,15
Механизм передвижения	Все краны	1,15

Таблица 17. Значение коэффициента неоднородности материала a_2

Действующие напряжения	Прокат, поковки	Стальные отливки	Чугунные отливки
Расчет деталей на выносливость			
Нормальные или касательные	1,1	1,3	1,6
Контактные	1,0	1,1	1,2
Расчет деталей на прочность			
Материал			
Сталь с отношением σ_T/σ_B			Чугун
0,45...0,55	0,55...0,7	Свыше 0,7	
1,1	1,3	1,7	
			2,0

Таблица 18. Значение коэффициента условий эксплуатации a_3

Механизм и его характеристики		Группа режима работы механизма					
тип	параметр	1М	2М	3М	4М	5М	6М
Механизм подъема	Грузоподъемность до 12,5 т	1,0	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
	Грузоподъемность свыше 12,5 т до 32,5 т	1,0	1,0	1,0	1,1	1,2	1,3
	Грузоподъемность свыше 32,5 т	1,0	1,0	1,0	1,0	1,1	1,2
Механизм передвижения	Скорость до 0,5 м/с	1,0	1,0	1,0	1,0	1,1	1,2
	Скорость до 1,5 м/с	1,0	1,0	1,0	1,1	1,2	1,2
	Скорость свыше 1,5 м/с	1,0	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3

Таблица 19. Значение коэффициента точности расчетов a_4

Форма детали	Учет нагрузок		
	на основе решения уравнений динамики и экспериментов	приближенно	
		А	Б
Простая, стандартные детали	1,0	1,15	1,3
Сложная, нестандартные детали	1,2	1,3–1,7	1,7–2,5

Примечание. Группа А соответствует механизмам подъема кранов общего назначения (кроме быстроходного участка от двигателя до тормоза); группа Б соответствует механизмам передвижения, подъема специальных кранов, быстроходным участкам (от двигателя до тормоза) механизмов подъема всех кранов.

Для случаев особых нагрузок – транспортных, монтажных, при ударах об опоры, сейсмических и других – коэффициент запаса $n_{II} = 1, 2$.

Методы расчета и значение коэффициента запаса прочности и выносливости особо ответственных деталей грузоподъемных машин, например канатов и цепей, регламентированы правилами Госгортехнадзора России.

4. Госгортехнадзор России

Грузоподъемные машины, предназначенные для перемещения различных грузов и в различных условиях, относятся к оборудованию повышенной опасности. Развитие краностроения в России и возрастающая насыщенность предприятий грузоподъемными машинами приводит к увеличению опасности работы с ними, увеличивает количество отказов узлов и механизмов, число аварий машин, в ряде случаев, с тяжелыми последствиями. В целях предупреждения аварийности и травматизма при эксплуатации грузоподъемных машин в России создана специальная Федеративная служба горного и промышленного технического надзора России “Госгортехнадзор России”, являющаяся центральным органом федеративной исполнительной власти, осуществляющим государственное нормативное регулирование вопросов обеспечения промышленной безопасности на территории Российской Федерации, а также специальные разрешительные, надзорные и контрольные функции.

Основными задачами Госгортехнадзора России являются:

- организация и осуществление государственного горного надзора в целях обеспечения соблюдения законодательства Российской Федерации, утвержденных в установленном порядке требований (правил и норм) по безопасному ведению работ, предупреждения и устранения вредного влияния этих работ на население, окружающую природную среду, объекты народного хозяйства;

- разработка и осуществление совместного с предприятиями, объединениями и организациями мер по профилактике аварий и производственного травматизма;

- установление требований (правил и норм) по безопасному ведению работ, устройству, изготовлению и безопасной эксплуатации оборудования;

- анализ аварий и случаев производственного травматизма, осуществление технических расследований обстоятельств

и причин этих инцидентов, разработка предложений по профилактике аварийности и производственного травматизма;

– установление порядка подготовки и проверки знаний промышленного персонала и специалистов подконтрольных предприятий и объектов по вопросам безопасного ведения работ.

Основными причинами многих аварий грузоподъемных машин являются неисправности, повреждения и поломки отдельных узлов, деталей и металлоконструкций вследствие нарушения установленного режима работы и несвоевременного или некачественного проведения планово-предупредительного ремонта, диагностирования и технического освидетельствования, а также несоблюдения инструкций и правил безопасности при их эксплуатации.

Аварии грузоподъемных кранов возникают внезапно и, как правило, там, где не соблюдаются требования инструкций предприятия-изготовителя и правил безопасности. Аварии кранов подразделяются на повлекшие и не повлекшие за собой несчастные случаи. Авария крана – это чрезвычайное происшествие, при котором наносится как моральный, так и материальный (экономический) ущерб. Расследование аварий проводится в порядке, установленном в отрасли, в зависимости от характера аварии и типа грузоподъемной машины. Если авария произошла при эксплуатации крана, зарегистрированного в органах Госгортехнадзора, то расследование проводят согласно Инструкции по техническому расследованию и учету аварий, не повлекших за собой несчастных случаев, на подконтрольных органам Госгортехнадзора предприятиях и объектах. Если при аварии был травмирован работающий, расследование проводится в порядке, установленном Положением о расследовании и учете несчастных случаев на производстве.

При эксплуатации грузоподъемных кранов несчастные случаи происходят в результате несоблюдения рабочими производственных инструкций и пренебрежением мерами личной безопасности. Основными причинами травмирования работающих являются нарушения правил безопасности и инструкций при производстве работ кранами, неправильное применение съемных грузозахватных приспособлений и неправильная

строповка грузов, несоблюдение требований безопасности при работе кранов вблизи линий электропередачи, техническая неисправность кранов, нахождение людей в опасной зоне работы кранов, неправильная установка кранов, перегруз кранов, зажатие людей между поворотной частью кранов и другими грузами и оборудованием, несоблюдение мер безопасности при погрузке и разгрузке подвижного состава.

Основным травмирующим фактором при работе кранов является перемещаемый груз. Ежегодно более 50 % пострадавших получают смертельные травмы в результате падения груза, опускания его на человека, прижатия человека грузом к зданию, оборудованию, штабелям грузов и т. п. Среди травмируемых основное количество составляют рабочие, производящие работу в зоне действия крана, а также стропальщики, непосредственно участвующие в производственном процессе при перемещении грузов кранами.

Учитывая развитие науки и техники в области краностроения, современные требования Государственных и международных стандартов Госгортехнадзор РСФСР совместно с головными и специализированными организациями по краностроению разработал Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов [20], которые устанавливают требования к проектированию, устройству, изготовлению, установке, ремонту, реконструкции и эксплуатации грузоподъемных машин и механизмов, направленные на обеспечение безопасности. Аналогично были разработаны Правила устройства и безопасной эксплуатации лифтов [21], подвесных канатных дорог, фуникулеров.

Введенные в действие с 1993 г. новые “Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов” Госгортехнадзора России приведены в соответствие с международными стандартами ИСО на действующие нормы расчета и требования к проектированию, устройству, изготовлению, установке, ремонту и эксплуатации грузоподъемных машин, их механизмов, грузозахватных органов, приспособлений

и таре. Новые правила наряду с соответствующими ГОСТами и другой нормативной документацией допускают применение стандарта ИСО 4301/1 – 86, регламентирующего режимы работы кранов и крановых механизмов, причем применение групп классификации по ИСО является предпочтительным.

Правила и нормы Госгортехнадзор России распространяются на все типы кранов и грузоподъемных устройств, за исключением грузоподъемных машин, устанавливаемых в шахтах, на морских и речных судах, на которые распространяются специальные правила, на экскаваторы, предназначенные для работы с землеройным оборудованием или грейфером, на краны, предназначенные для работы только с навесным оборудованием (вибропогрузатели и т.п.), а также специальных грузоподъемных машин, например напольных завалочных и посадочных машин, электро- и автопогрузчиков.

В соответствии с правилами все вновь устанавливаемые грузоподъемные машины, на которые распространяются эти правила, а также съемные грузозахватные устройства до пуска в работу подлежат **техническому освидетельствованию**, при проведении которого необходимо убедиться, что машина выполнена в соответствии с правилами Госгортехнадзора России, а качество изготовления соответствует техническим условиям на изготовление, что машина находится в исправном состоянии, обеспечивающим ее безопасную эксплуатацию.

Различают полное и частичное освидетельствование. *Полное техническое освидетельствование* состоит из осмотра машины, а также статического и динамического испытаний под нагрузкой.

При *частичном техническом освидетельствовании* проводят осмотр грузоподъемной машины без испытания ее под нагрузкой. Полному техническому освидетельствованию подвергают грузоподъемные машины перед их вводом в работу (первичное техническое освидетельствование) и в процессе эксплуатации 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, транспортируемых с завода-изготовителя на место эксплуатации в собранном состоянии, проводят 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. Так, убеждаются в отсутствии трещин в элементах металлоконструкций; устанавливают степень износа зева крюка (при износе вертикального сечения крюка в зеве свыше 10 % от первоначальной высоты сечения крюк бракуют; при меньшем износе допускается восстанавливать изношенное место наплавкой); легкость вращения крюка на его опоре, надежность стопорного устройства крюка; состояние и степень износа грузовых канатов, а также пригодность их к дальнейшей работе; надежность крепления канатов; состояние механизмов и приборов обеспечения безопасности; наличие заземления и нулевой блокировки; состояние ограждений и перил, надежность противоугонных устройств и др. Состояние механизмов определяют без их разборки. Особое внимание уделяется механизмам подъема груза и стрелы как наиболее ответственным.

Статические испытания проводят с целью проверки прочности всей машины и ее отдельных элементов, а для передвижных стреловых кранов также с целью проверки их грузовой устойчивости под нагрузкой, на 25 % превышающей номинальную грузоподъемность машины. Для статических испытаний, например мостового крана, его устанавливают над опорами подкрановых путей, а тележку в положение, соответствующее наибольшему прогибу моста. Крюк с грузом поднимают на высоту 200...300 мм и в таком положении выдерживают в течение 10 мин. Затем груз опускают и устанавливают наличие или отсутствие остаточной деформации металлоконструкции крана с помощью отвеса, подвешиваемого к крану на

тонкой проволоке. Если отвес занимает прежнее положение, это свидетельствует об отсутствии остаточных деформаций и о нормальной работе металлической конструкции.

Первичное статическое испытание вновь изготовленных стреловых кранов проводят при наименьшем и наибольшем вылетах стрелы с соответствующей для этих вылетов нагрузкой. Периодические испытания проводят только в положении, соответствующем наибольшей грузоподъемности крана. Краны, грузоподъемность которых не регламентируется размером вылета, испытываются при наибольшем вылете. При испытаниях стреловых кранов их поворотную часть устанавливают в положение, соответствующее наименьшей устойчивости крана.

Результаты статических испытаний считают удовлетворительными, если при выдержке груза на весу в течение 10 мин не наблюдается самопроизвольного опускания груза, нет остаточных деформаций, не обнаруживается потери устойчивости у стреловых передвижных кранов и нет повреждений грузоподъемных устройств.

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

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

Если механизмы машины, тормоза и концевые выключатели действуют исправно, то проводят 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.

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

Все результаты освидетельствования заносят в журнал, и разрешение на эксплуатацию машины дают только после получения удовлетворительных результатов осмотра и испытаний. При наличии опасных дефектов, могущих стать причиной несчастного случая, работу грузоподъемной машины не разрешают.

Грузоподъемные машины, отработавшие нормативный срок службы, должны подвергаться обследованию (диагностике) специализированными организациями, имеющими разрешение (лицензии) органов Госгортехнадзора России с целью установления возможности их дальнейшей эксплуатации.

Контроль за содержанием и безопасной эксплуатацией грузоподъемных машин осуществляет инспекция госгортехнадзора и инженер по техническому надзору, назначаемый администрацией предприятия, эксплуатирующего машины. Помимо инженерно-технического работника по надзору руководство предприятия назначает также ответственного за содержание грузоподъемных машин в исправном состоянии. В его подчинении находится персонал, обслуживающий краны (кроме стропальщиков).

Работы по закреплению грузов проводят 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 разрешается подтаскивать груз при косом натяжении каната. Предварительно

груз следует 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; лиц, ответственных за исправное состояние грузоподъемных кранов; лиц, ответственных за безопасное производство работ по перемещению грузов грузоподъемными кранами различного типа (крановщиков, стропальщиков и т.п.) изложены в правилах Госгортехнадзора России [20, 21].

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

При производстве работ по подъему и перемещению грузов правилами Госгортехнадзора России запрещается поднимать груз, масса которого превышает грузоподъемность машины или масса которого неизвестна, но имеются основания считать, что она может превысить номинальную грузоподъемность. Нельзя поднимать грузы, засыпанные землей, примерзшие к земле, укрепленные болгами или залитые бетоном, а также грузы, находящиеся в таре и заполняющие ее выше бортов. Не разрешается также стропальщику или подсобным рабочим находиться на перемещаемом грузе или под поднятым грузом.

Не должно проводиться перемещение груза при нахождении под ним людей. Не допускается присутствие людей и проведение каких-либо работ в пределах помещения, в котором размещены грузы, кранами, оснащенными грейферами, магнитами или вакуумными и клещевыми захватами.

Работа крана должна быть прекращена при скорости ветра, превышающей допустимую для данного крана, а также при снегопаде, дожде или тумане и в других случаях, когда крановщик плохо различает сигналы стропальщика или перемещаемый груз. При работе мостовых кранов, расположенных в нескольких ярусах, должно выполняться условие проезда кранов верхнего яруса над ниже расположенными кранами только без груза и с захватным устройством, поднятым в верхнее рабочее положение.

Необходимую надежность и долговечность подъемно-транспортных машин можно обеспечить только квалифицированным, регулярным техническим обслуживанием. Электрооборудование кранов, включая устройство заземления, должно соответствовать Правилам устройства электроустановок (ПУЭ).

ГРУЗОЗАХВАТНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

5. Крюки и петли

Наиболее широко применяемыми *универсальными* грузозахватными приспособлениями являются грузовые крюки и петли, к которым груз прикрепляют с помощью канатных или цепных строп. По форме крюки подразделяют на однорогие (рис. 50, а, в) и двурогие (рис. 50 б, г). Размеры крюков стандартизованы: для механизмов с ручным и машинным приводом – однорогие крюки по ГОСТ 6627–74, для механизмов с машинным приводом – двурогие по ГОСТ 6628–73. Форма крюков выбрана такой, чтобы обеспечить их минимальные размеры и массу при достаточной прочности, одинаковой во всех сечениях.

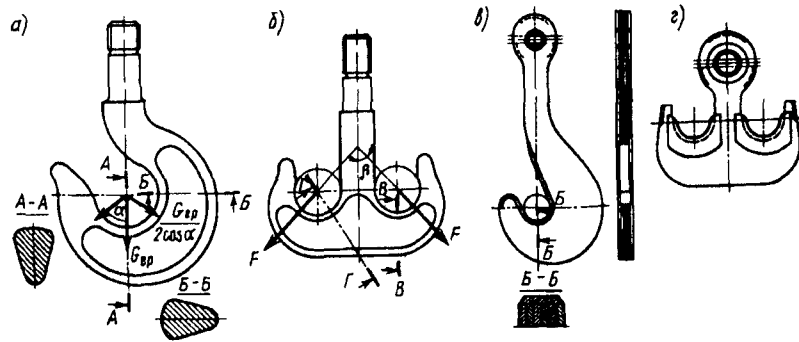


Рис. 50. Грузовые крюки:
а и б – кованные; в и г – пластинчатые

Грузовые крюки изготовляют ковкой или штамповкой из низкоуглеродистой стали 20; допускается изготовление крюков из стали 20Г. Применение высокоуглеродистой стали и чугуна недопустимо из-за малой пластичности материала и опасности внезапного излома крюка. Послековки или штамповки проводят нормализацию для снятия внутренних напряжений.

Применение литых стальных крюков ограничено из-за возможности образования внутренних дефектов металла при литье. Однако в связи с развитием средств дефектоскопии применение литых крюков становится все более перспективным, особенно для крюков большой грузоподъемности, для изготовления которых ковкой требуется мощное кузнечно-прессовое оборудование. Механической обработке подвергается только хвостовик крюка, на котором нарезается резьба – треугольная при грузоподъемности до 10 т и трапециевидная при большей грузоподъемности. С помощью этой резьбы крюк закрепляется на траверсе крюковой подвески.

После изготовления крюк испытывают на прочность под нагрузкой, превышающей его номинальную грузоподъемность на 25 %. При испытании крюк выдерживают под нагрузкой не менее 10 мин; после снятия нагрузки на крюке не должно быть трещин, надрывов, остаточных деформаций. Заварка или заделка дефектов крюка не допускается.

Для стандартного крюка (соответствующей номинальной грузоподъемности) расчет сечений крюка не проводят. Для крюка, отличающегося по своим размерам или форме от стандартного, обязательно рассчитывают тело крюка как бруса большой кривизны.

В однорогом крюке наиболее опасным является сечение *Б – Б* (рис. 50, а), работающее на изгиб и растяжение, для которого изгибающий момент от веса груза $G_{гр}$, приложенного в центре зева крюка, является максимальным. Сечение *А – А* рассчитывают на изгиб и срез для случая подвеса груза на двух наклонных стропях под углом $\alpha = 45^\circ$.

В двурогом крюке (рис. 50, б) проверяют сечение *В – В* и *Г – Г* на изгиб и срез по расчетному усилию

$F = 1,2G_{гр}/(2 \cos \beta)$, действующему на каждый рог крюка, где числовой коэффициент 1,2 учитывает возможную неравномерность распределения нагрузки. Нарезанную часть хвостовика рассчитывают на растяжение от силы $G_{гр}$. Запас прочности по пределу текучести при расчете крюка принимают равным 2 для крюков кранов 1-4-й групп режима работы и 2,25 для кранов 5-й и 6-й групп режима работы.

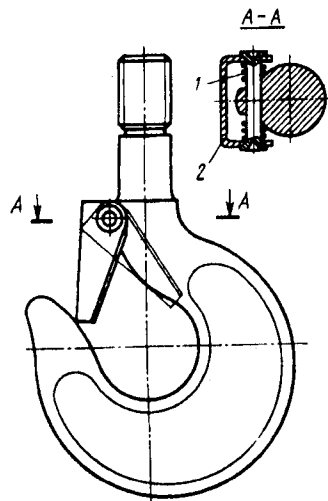


Рис. 51. Крюк с замком пружинного замыкания:
1 – пружина; 2 – защелка

по ГОСТ 6619–75, собираемые из отдельных элементов, вырезанных из листовой стали 20 или стали 16МС, соединенных между собой заклепками. Для равномерного распределения нагрузки между пластинами в зеве крюков помещают вкладыши из мягкой стали, внешняя поверхность которых имеет форму, обеспечивающую укладку строп без резких изгибов. Эти крюки легче кованных и не требуют для изготовления мощного

Грузовые крюки всех стреловых, монтажных и башенных кранов, перемещающих груз в контейнерах, бадах и другой таре, навешиваемой на крюк с помощью скоб или других жестких элементов, имеют предохранительные замыкающие устройства (рис. 51), предотвращающие самопроизвольное выпадение съемного грузозахватного приспособления. При подвешивании груза на двурогие крюки чалочные канаты и цепи надо накладывать так, чтобы нагрузка на оба рога крюка распределялась равномерно.

Для кранов большой грузоподъемности применяют пластинчатые однорогие и двурогие крюки (см. рис. 50, в, г)

прессового оборудования. Кроме того, при разрушении одной из пластин ее можно заменить. Толщина пластин не менее 20 мм. При применении пластин разной толщины их располагают симметрично относительно средней плоскости крюка.

Крюки соединяют с гибким грузовым элементом грузоподъемной машины или непосредственно, прикрепляя гибкий элемент к проушине крюка (при подвесе груза на одной ветви) или (при подвесе груза на нескольких ветвях гибкого элемента) с помощью крюковых подвесок (ОСТ 24.191.08–81). При достаточно жестких канатах и для преодоления потерь на трение в опорах блоков легкие подвески снабжают дополнительным грузом, обеспечивающим нормальное опускание пустого крюка.

Различают два типа крюковых подвесок – нормальные и укороченные. В нормальных подвесках (рис. 52, а) траверса, на которой укреплен крюк, соединяется с осью канатных блоков шеками, изготовленными из листовой или полосовой стали марки Ст3, рассчитываемыми по опасному сечению, на растяжение по формуле Лямэ:

$$\sigma = \frac{G_{гр}}{4\delta r} \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \leq [\sigma],$$

где $[\sigma] = \sigma_T/n$; $n = 3, 5 \dots 4$.

Траверса имеет на концах стопорные накладки, препятствующие ее осевому перемещению, позволяющие ей поворачиваться вместе с крюком относительно горизонтальной оси. Хвостовик крюка проходит сквозь отверстие в траверсе и закрепляется гайкой, опирающейся либо на сферическую шайбу (при грузоподъемности до 3,2 т), либо на упорный шарикоподшипник, как на рисунке (при большей грузоподъемности). Подшипники должны быть обеспечены смазкой и защищены от попадания грязи. Упорные подшипники рассчитывают по статической грузоподъемности по нагрузке, превышающей вес номинального груза на 25%. Чтобы не произошло самопроизвольного отвинчивания гайки при грузоподъемности 5 т и выше, она должна быть законтрена стопорной планкой. Стопорение гаек

крюков грузоподъемностью до 5 т вследствие малых размеров гайки разрешается проводить с помощью штифтов или стопорных болтов.

В укороченных подвесках (рис. 52, б) блоки полиспаста размещают на удлиненных цапфах траверсы. Укороченная крюковая подвеска позволяет осуществить подъем груза на несколько большую высоту, но ее можно применять только при четной кратности полиспаста. Траверсу изготовляют из сталей 40 или 45 и рассчитывают на изгиб по среднему опасному сечению. Запас прочности по пределу текучести, учитывая сложную конфигурацию траверсы, принимают $n \geq 3$. Цапфы траверсы рассчитывают также на изгиб и проверяют по давлению между цапфой и щекой. Допускаемое давление не должно превышать 35 МПа во избежание задира поверхности при повороте траверсы. Для предохранения от выхода каната из ручья блоков крюковой подвески, а также блоков грузовых и стреловых полиспастов предусмотрены специальные кожухи, изготовленные из листовой стали толщиной не менее 3 мм (рис. 53). Радиальный зазор между ребрами блока и кожухом не должен быть более $0,2d$, где d – диаметр каната. Кожухи крюковых подвесок имеют прорезы для прохода каната, их ширину и длину выбирают так, чтобы исключить трение каната о кожух.

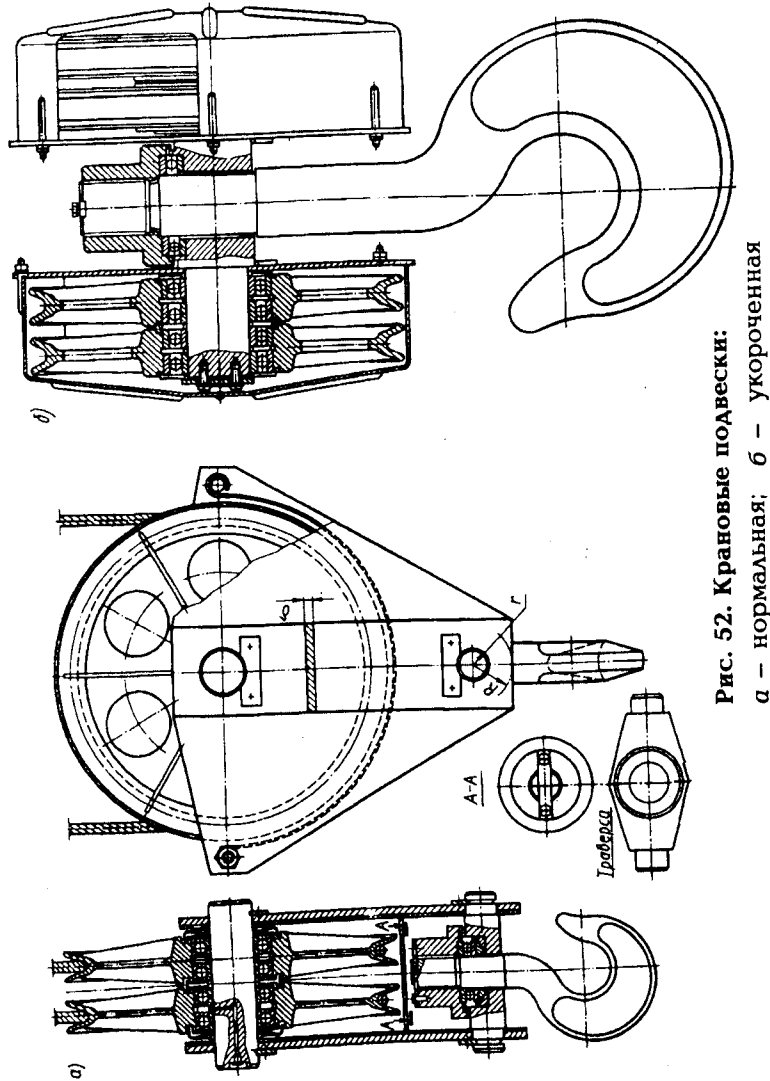


Рис. 52. Крюковые подвески:
а – нормальная; б – укороченная

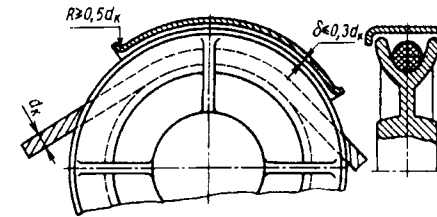


Рис. 53. Установка ограждения на канатном блоке

Кроме грузовых крюков применяют цельнокованные (рис. 54, а) и составные (рис. 54, б) *грузовые петли*. Форма и размер петель не стандартизованы, и поэтому петли необходимо рассчитывать на прочность. При этом цельнокованные петли

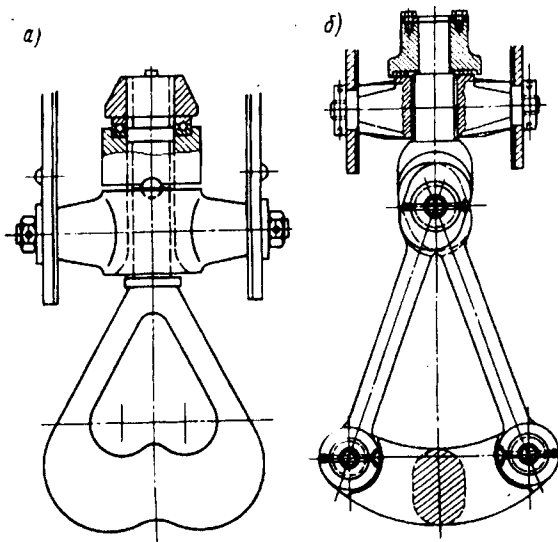


Рис. 54. Грузовые петли

рассчитывают как жесткую раму (статически неопределимая система), а составные петли – как шарнирные системы; в последнем случае тяги проверяют на растяжение, поперечину – на изгиб и сжатие как криволинейную двухопорную балку. Шарниры составной петли проверяют на смятие и на изгиб осей. При проверке смятия на внутренней поверхности отверстия по формуле Лямэ допустимое напряжение не должно превышать 100 МПа. Допустимое напряжение от изгиба при изготовлении поперечины петли из низкоуглеродистых сталей (стали 20, Ст3) определяют при запасе прочности $n = 2,5 \dots 3$. Петли имеют меньшие размеры и массу, чем крюки, рассчитанные на ту же грузоподъемность, так как в сечениях петель действуют меньшие изгибающие моменты. Но в эксплуатации петли менее удобны: стропы приходится продевать в отверстие петли.

Для обвязки груза при его прикреплении к крюку грузоподъемной машины применяют различные виды *стропов* (рис. 55), изготовляемых, как правило, из стальных канатов или

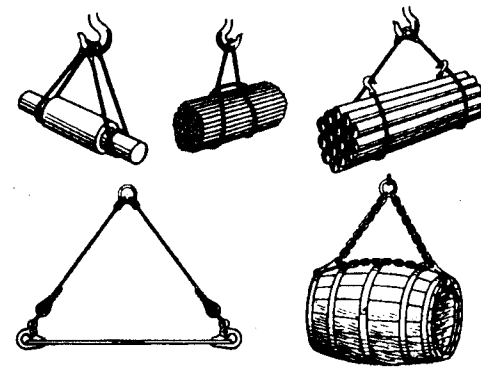


Рис. 55. Захват грузов стропами

сварных цепей. Стропы из пеньковых или хлопчатобумажных канатов применяют для подъема груза массой не более 0,5 т. Во избежание повреждения транспортируемого изделия стропы из стальных канатов иногда покрывают пленкой из пластмассы или резины. Стропы следует накладывать на груз без узлов и петель: на острые ребра груза подкладывают специальные подкладки, предохраняющие стропы от перетирания и излома.

6. Специальные захваты

При работе грузоподъемной машины со штучными грузами для сокращения времени, затрачиваемого на их захватывание и освобождение, а также для уменьшения доли ручного труда применяют специальные *клещевые захваты*, подвешиваемые к крюку. Эти захваты должны соответствовать форме и размерам грузов. При конструировании стремятся обеспечивать надежность их действия, удовлетворять требованиям техники безопасности, предотвращать порчу груза при его захватывании; захваты должны иметь малые размеры и массу, быть удобными в эксплуатации и сокращать трудоемкость ручных операций.

Согласно Правилам Госгортехнадзора России применение клещевых и других фрикционных захватов для транспортиро-

вания ядовитых, взрывчатых грузов, а также сосудов, находящихся под давлением газа или воздуха, не допускается.

Клещевые захваты подразделяются на захваты для штучных грузов в таре или упаковке и на захваты для штучных грузов без тары. В зависимости от степени автоматизации процесса захватывания и освобождения груза захваты подразделяют на полуполуавтоматические, обеспечивающие автоматический захват груза и освобождение вручную, и автоматические, обеспечивающие захват и освобождение груза без применения ручного труда. Захваты имеют рычажную систему в виде клещей (откуда происходит их название), свободные концы которых могут быть загнуты по форме груза или иметь специальные упоры или колодки, которыми они прижимаются к грузу и удерживают его силой трения между упором и грузом (фрикционные клещевые захваты). Примеры различного исполнения клещевых захватов показаны на рис. 56.

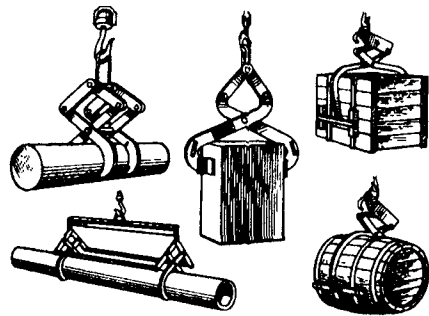


Рис. 56. Клещевые захваты

При расчете фрикционных клещевых захватов (рис. 57) исходят из предположения, что при подъеме груза сила трения между упорами клещей и грузом затягивает клещи, в результате чего возникает сжимающая сила

$$N = kG/(2f),$$

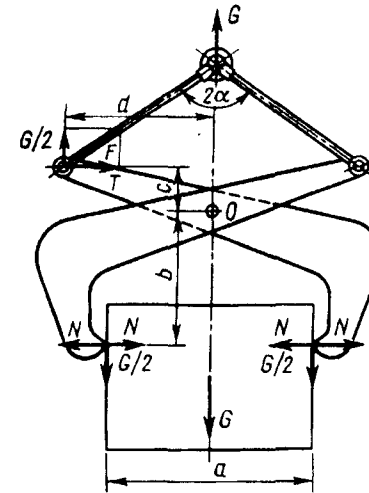


Рис. 57. Схема для расчета фрикционного клещевого захвата

где $k = 1,25 \dots 1,5$ – коэффициент запаса, учитывающий возможное изменение коэффициента трения и потери на трение в шарнирах рычажной системы; G – вес груза; f – коэффициент трения между грузом и упором в зависимости от материала груза, имеющий при стальных упорах следующие значения:

Груз	Гладкие упоры	Рифленые упоры
Сталь	0,12 – 0,15	0,2 – 0,25
Камень	0,2 – 0,28	0,4 – 0,5
Дерево	0,3 – 0,35	–

При симметричном захвате достаточно рассмотреть действие всех сил на одну половину захвата. Влиянием веса рычагов обычно пренебрегают. Сила, действующая в тяге захвата, $F = G/(2 \cos \alpha)$. Из уравнения моментов всех сил, действующих на рычаг относительно точки O (рис. 57), имеем

$$\frac{G}{2} \frac{a}{2} + Nb = Tc + \frac{G}{2}d,$$

откуда после преобразований получаем соотношение между размерами элементов захвата:

$$\frac{a}{2} + \frac{kb}{f} = c \operatorname{tg} \alpha + d.$$

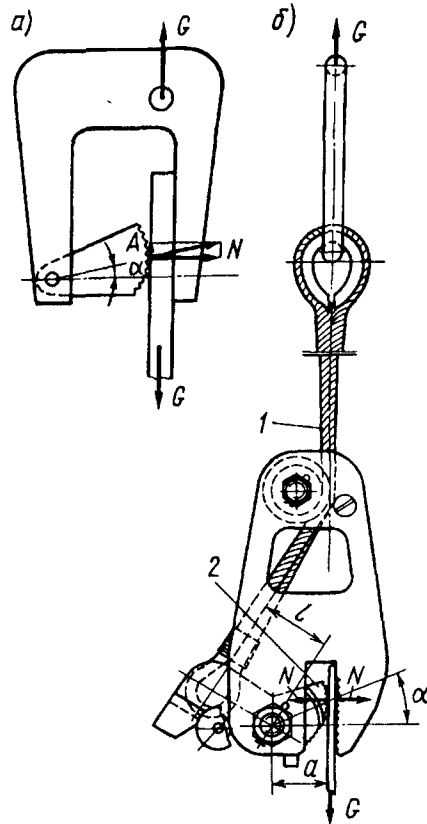


Рис. 58. Схемы эксцентриковых захватов: а – простой; б – с усилением

Это уравнение справедливо при выбранных для данной конструкции захвата значениях размеров a , b , c , d , при установленном угле α и при данном значении коэффициента трения f между грузом и упором клещей захвата.

На рис. 58, а показан простой эксцентриковый захват для транспортирования стальных листов в вертикальном положении. Захват подвешивается к крюку крана. В начале подъема эксцентрик, касающийся листа в точке А, благодаря силе трения поворачивается и прижимает лист к упору рамки захвата. Лист удерживается в захвате силами трения между листом и

упором рамки. С уменьшением угла α (обычно в исходном положении $\alpha = 10^\circ$) сила распора N , действующая нормально к листу, быстро возрастает, что обеспечивает надежное удержание листа в захвате.

Самозажимный эксцентриковый захват для транспортирования листового материала (рис. 58, б) имеет повышенную надежность, так как сила трения между эксцентриком и листом увеличивается благодаря действию гибкого элемента 1 на плече l на эксцентрик 2. Профиль эксцентрика определяют графоаналитическим методом, что позволяет обеспечить постоянный угол зажима листа независимо от его толщины. Из условия равновесия эксцентрика (пренебрегая потерями на трение на оси эксцентрика) имеем, что для самозатягивания листа эксцентриком под действием силы трения F_1 между листом и эксцентриком момент силы трения относительно оси шарнира эксцентрика должен быть не менее момента силы распора N , т.е. $F_1 a \geq Natg \alpha$. Так как $F_1 = N f_1$, то $f_1 \geq \operatorname{tg} \alpha$.

Отсюда условие самозатягивания листа эксцентриком $\alpha \leq \rho$, где ρ – угол трения между эксцентриком и листом.

Лист удерживается силами трения между эксцентриком и листом (коэффициент трения f_1) и между листом и упором зажима (коэффициент трения f_2), т.е. условие удерживания поднятого груза $F_1 + F_2 \geq G$, где $F_2 = N f_2$, и отсюда необходимая сила распора $N = kG/(f_1 + f_2)$.

Спредеры – это специальные грузозахватные устройства, применяемые для перегрузки контейнеров. По углам контейнеров размещены специальные элементы – фитинги, используемые как опоры контейнеров при их штабелировании и как элементы для захвата контейнеров при их перегрузке. В каждом фитинге имеется по три отверстия: боковые и торцевые используются для застроповки контейнеров вручную, верхние отверстия служат для захвата контейнеров спредером с помощью поворотных штырей.

Спредер конструкции ВНИИПТМАШ (рис. 59) состоит из блочной рамы 4 прямоугольной формы, на которой расположены канатные блоки 5, огибаемые канатом механизма подъема

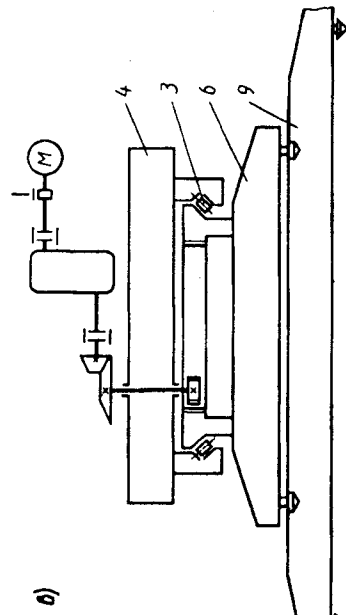
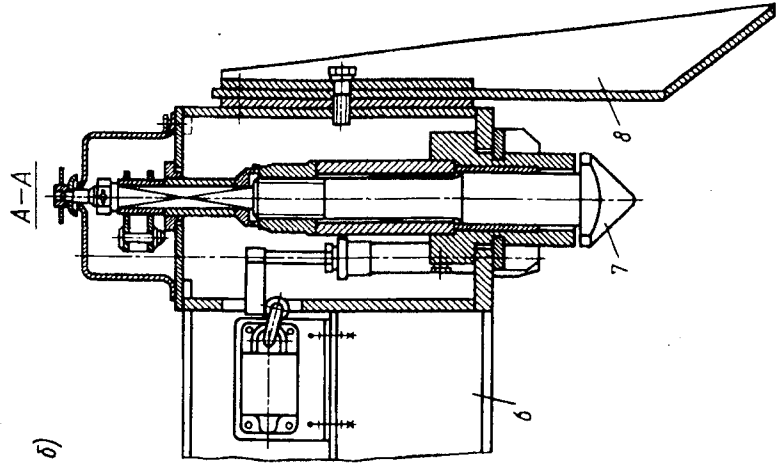
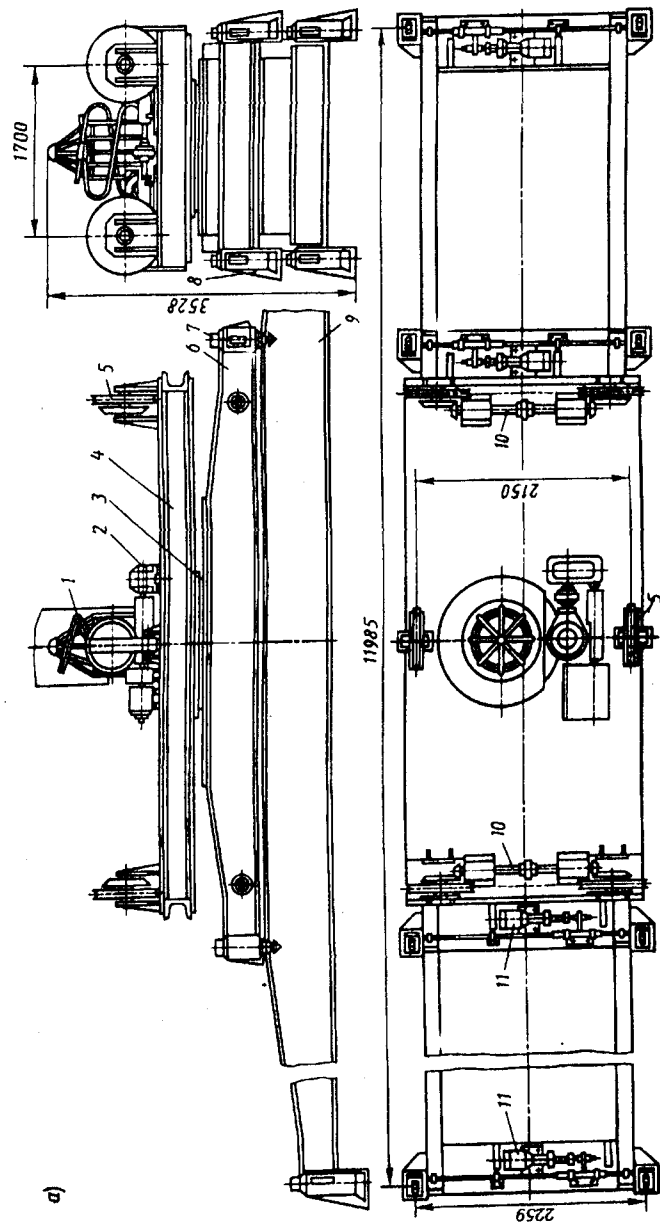


Рис. 59. Захват для контейнеров (спредер):
 а — общий вид; б — поворотный штырь;
 в — кинематическая схема

спредера. Для предотвращения перекашивания и раскачивания спредера с контейнером в процессе перегрузки канатные блоки 5, расположенные вдоль коротких сторон рамы 4, заблокированы между собой попарно конической зубчатой передачей 10. Под блочной рамой 4 размещено опорно-поворотное устройство (ОПУ) 3 кранового типа. Поворот внутреннего кольца ОПУ осуществляется с помощью механизма поворота 2, состоящего из электродвигателя М, двухпарного зубчатого редуктора и конической зубчатой передачи (рис. 59, в). Угол поворота устройства в горизонтальной плоскости относительно основного положения может быть принят от 60° до 240° . К внутреннему кольцу ОПУ прикреплена прямоугольная грузозахватная рама 6, несущая по углам поворотные штыри 7 (рис. 59, а, б). После опускания спредера на контейнер штыри 7 входят в верхние отверстия фитингов и специальными механизмами 11, расположенными на грузозахватной раме, поворачиваются и сцепляются с фитингами.

Механизмы поворота штырей выполнены в виде пары винт – гайка, где винт непосредственно связан с валом электродвигателя, а гайка, перемещаясь по винту, действует на стержень, движущийся в направляющих и поворачивающий кронштейны штырей. Для повышения надежности механизм поворота снабжен контрольными устройствами, предотвращающими подъем контейнера, если какой-либо из штырей не повернулся и не занял рабочего положения. Для удобства работы рама 6 имеет направляющие башмаки 8, охватывающие контейнер при посадке на него спредера.

Управление электродвигателями механизмов поворота рамы и штырей осуществляется из кабины крана с помощью кабеля, укладываемого при изменении высоты подъема спредера в спиральный желоб 1, расположенный в центре блочной рамы 4. Спредер рассчитан для работы с контейнерами типа 1С. Для работы с контейнерами большего размера типа 1А спредер снабжают дополнительной грузозахватной рамой 9, которая по конструкции аналогична раме 6, но имеет большие размеры по длине, соответствующие размерам контейнера типа 1А.

Эта рама крепится к основной раме 6 с помощью штырей 7. Основные размеры и параметры спредеров регламентированы ГОСТ 23002–84. В ряде конструкций предусмотрены устройства, обеспечивающие наклон спредера на угол до 10° при необходимости захвата наклонно стоящего контейнера.

Для подъема стальных и чугунных грузов широко применяют *подъемные электромагниты* (рис. 60) постоянного тока.

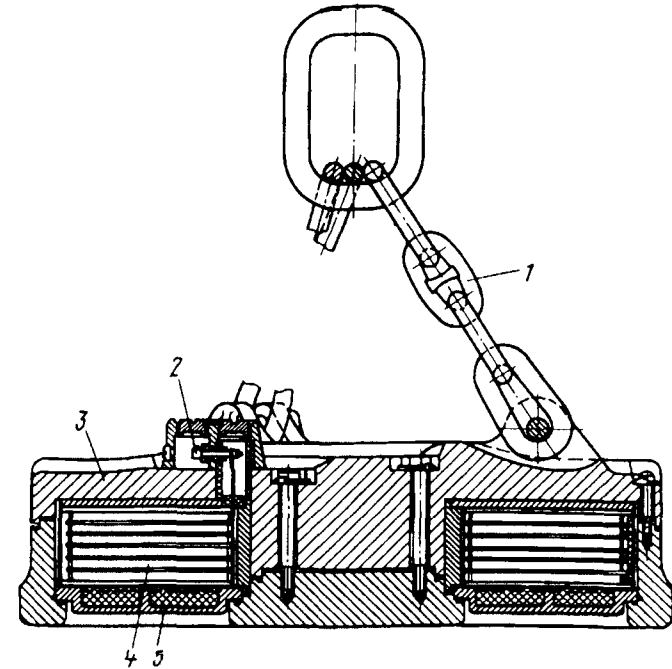


Рис. 60. Подъемный электромагнит типа М

Эти магниты подвешивают цепями 1 к крюку подъемного механизма. Питание постоянным током осуществляют с помощью гибкого кабеля, автоматически наматываемого и сматываемого со специального кабельного барабана при подъеме и опускании магнита и подключаемого к контактной коробке 2 электромагнита. Подъемные магниты состоят из стального корпуса

3, отлитого из малоуглеродистой стали марки 25Л-1, обладающей относительно высокой магнитной проницаемостью, внутри которого помещается обмотка 4. Снизу она защищена от повреждения листом 5 из марганцовистой стали или из латуни с малой магнитной проницаемостью.

Электромагниты выпускают круглой (типа М) или прямоугольной (типа ПМ) формы. Прямоугольные электромагниты обычно применяют для подъема длинных изделий (стальных балок, труб и т.п.). Для подъема очень длинных и тяжелых грузов применяют подвеску из нескольких магнитов на специальной траверсе. Магниты круглой формы применяют для работы с мелкими грузами разнообразной формы (скрап, чушки, стружка). Подъемные магниты выпускают грузоподъемностью от нескольких сотен килограммов до 30 т.

Отметим, что грузоподъемность одного и того же магнита зависит от типа, формы и температуры груза. Так, с помощью электромагнита М42 диаметром 1670 мм можно поднять стальную плиту или болванку массой 16 т или 200 кг стальной стружки. Грузоподъемность электромагнитов сильно снижается при ухудшении магнитных свойств поднимаемых грузов (например, при повышении содержания марганца или никеля в стали) и при повышении температуры. При температуре материала выше 200 °С подъемная сила электромагнита начинает уменьшаться и при температуре 700 °С практически становится равной нулю.

Применение подъемных электромагнитов позволяет избавиться от ручного труда при зачаливании груза, так как захват и освобождение груза при работе с магнитами происходят автоматически. Однако надо быть весьма осторожным при работе с магнитом. В зоне его действия запрещается пребывание людей, так как при внезапном прекращении подачи тока груз падает. Кроме того, имеется опасность падения отдельных частиц груза и при нормальной работе магнита.

Для транспортирования различного листового материала (сталь, цветные металлы, стекло и т.п.), а также различных коробок и ящиков широко применяют *вакуумные захваты*

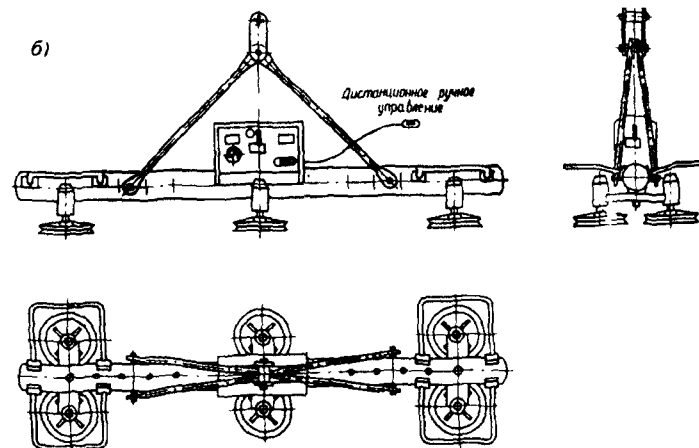
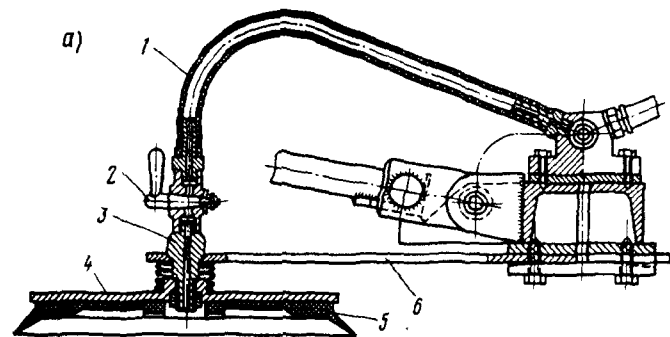


Рис. 61. Вакуумный захват:

а – единственный; б – траверса с захватами

(рис. 61), состоящие из металлического диска 4 с отверстием в центре и эластичного резинового герметизирующего кольца 5. Диск соединен гибким шлангом 1 с вакуумным насосом. Для захватывания диск накладывают на поверхность груза и поворотом крана 2 полость захвата подключают к вакуумному насосу. Резиновое кольцо предотвращает проникновение воздуха меж-

ду плоскостями диска и груза. Благодаря шарниру 3, опирающемуся на плоскую пружину 6, захват обладает способностью самоустанавливаться на поверхности груза. Для освобождения груза шланг 1 перекрывается краном 2, управляемым вручную или с помощью электромагнитного привода. Вакуумный насос соединен с захватом через дополнительный резервуар, поэтому в случае непредвиденного отключения насоса от полости захвата некоторое время еще сохраняется вакуум, позволяющий удерживать груз.

Вакуумные захваты по сравнению с подъемными электромагнитами имеют следующие преимущества: можно перемещать предметы из немагнитных материалов, например цветных металлов, камня, бетона, дерева, пластмасс, стекла; сокращается время на захват и транспортирование грузов; повышается безопасность проведения работ; значительно снижается масса захвата. Вакуумными захватами можно транспортировать листы с рифленой, волнистой, сильно корродированной поверхностью.

Преимуществами таких захватов являются также возможность равномерного распределения массы поднимаемого груза между несколькими захватами, подвешенными к траверсе (рис. 61, б), что позволяет избежать прогибов листового материала при транспортировании; удобство и быстрота закрепления груза; возможность автоматизации подъемно-транспортных операций. На подъем груза массой 1 кг требуется $1,2 \dots 1,3 \text{ см}^2$ активной площади вакуумного захвата, поэтому с помощью одного вакуумного захвата диаметром 608 мм можно поднимать груз массой до 1 т.

7. Грузозахватные приспособления для сыпучих грузов

Для порционного транспортирования сыпучего груза применяют ковши, бадьи и грейферы. *Бадьи* (рис. 62) и *ковши* разгружают, опуская дно, раскрывая створки дна или опрокидывая ковш. Загрузка бадей является одной из самых трудоемких

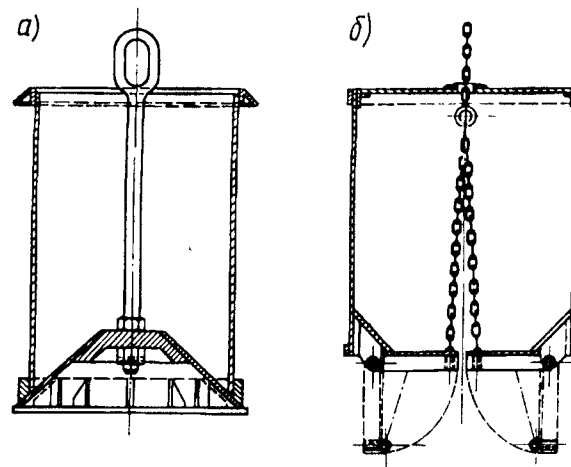


Рис. 62. Бадьи для сыпучего груза

операций, часто требующих применения ручного труда. Автоматизировать захватывание сыпучих грузов можно с помощью автоматических грузозахватных устройств – *грейферов*. При этом производительность операций существенно повышается, а использование ручного труда резко уменьшается или даже полностью исключается.

Грейферы широко используют для транспортирования шихты, скрапа, угля и других материалов, для подачи и уборки формовочной земли в литейных цехах и т.д. Грейферы по кинематическому признаку можно разделить на канатные, соединенные с приводными лебедками с помощью гибкого элемента – каната, и приводные, в которых механизм зачерпывания и опорожнения располагается непосредственно на грейфере. Канатные грейферы, в свою очередь, подразделяются на одноканатные и многоканатные. Одноканатные грейферы можно использовать на обычных крюковых кранах, имеющих однобарабанный привод. Их подвешивают к крюку крана или соединяют непосредственно с канатом механизма подъема (в последнем случае грейферы являются несъемными).

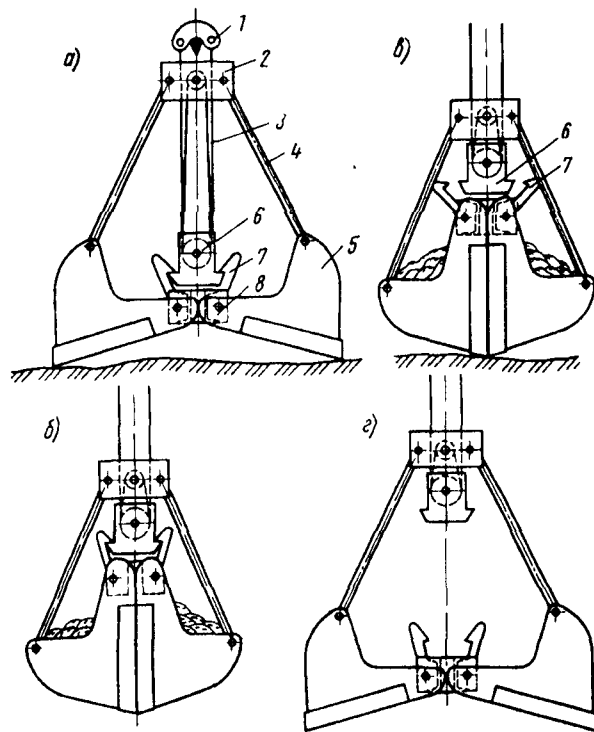


Рис. 63. Схема работы одноканатного грейфера

При использовании одноканатных съемных грейферов кран может работать как с крюком, так и с грейфером.

Грейфер (рис. 63) состоит из двух челюстей 5, соединенных шарнирно на нижней траверсе 8. Тяги 4 соединяют челюсти с верхней траверсой 2. Подвижная головка 6 канатом 3 соединяется с верхней траверсой 2 и со скобой 1, с помощью которой грейфер навешивается на крюк механизма подъема крана. В момент зачерпывания (рис. 63, а) головка 6 и траверса 8 связаны между собой захватами 7, укрепленными на траверсе 8. При подъеме скобы 1 происходит сближение траверсы 2 и головки 6. При этом челюсти, поворачиваясь вокруг осей шарниров на траверсе 8, внедряются в груз и зачерпывают его. После того как

челюсти сомкнутся, грейфер в закрытом состоянии (рис. 63, б) перемещается к месту разгрузки и опускается на опорную поверхность (рис. 63, в); при этом захваты 7 раскрываются и головка 6 отсоединяется от нижней траверсы 8. Подъем скобы 1 вызывает подъем верхней траверсы 2, что приводит к раскрытию грейфера и его автоматическому опорожнению (рис. 63, г). Грейфер можно раскрыть и не опуская его. В этом случае от запорного устройства опускается вниз тросик или цепь, за которую надо потянуть, чтобы захваты 7 отпустили головку 6 и дали возможность челюстям раскрыться.

Для кранов, специализирующихся на операциях с грейфером, применяют двух- и четырехканатные грейферы. В этом случае кран снабжают двумя механизмами для замыкающего и подъемного канатов. В кинематическом отношении двух- и четырехканатные грейферы идентичны, но в двухканатных грейферах канат образует простой полиспаст, а в четырехканатных – сдвоенный.

Двухканатные грейферы (рис. 64) можно использовать только при наличии специальной грейферной лебедки с двумя механизмами, барабаны которых имеют возможность независимого движения. Замыкающий канат 2, прикрепленный в точке А к нижней обойме, идет на барабан замыкающего механизма, а подъемный (поддерживающий) канат 1, прикрепленный в точке В верхней обоймы, – на барабан подъемного механизма.

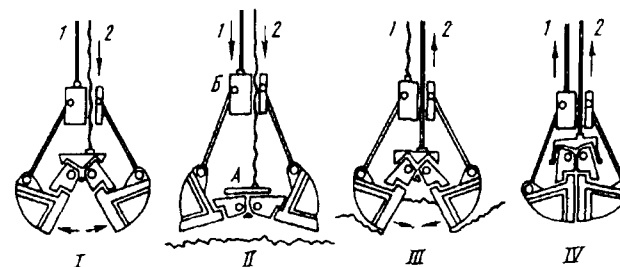


Рис. 64. Схема работы двухканатного грейфера

Двухканатный грейфер работает следующим образом: при опускании замыкающего каната 2, пока канат 1 неподвижен, челюсти грейфера раскрываются под действием силы тяжести челюстей, траверсы и груза, находящегося в грейфере (положение I), и груз высыпается из грейфера. При опускании обоих канатов раскрытый грейфер опускается на груз (положение II), при этом механизмы лебедки обеспечивают одинаковую скорость опускания обоих канатов. Замыкание челюстей грейфера происходит при натяжении замыкающего каната 2 при ослабленном и неподвижном подъемном канате 1. Так как грейфер лежит на грузе, то при замыкании челюстей они врезаются в груз, который собирается внутри грейфера (положение III).

При подъеме нагруженного грейфера подъемные и замыкающие канаты с одинаковой скоростью наматываются на соответствующие барабаны (положение IV). В таком виде грейфер переносится к месту разгрузки. Здесь ослабляют замыкающий канат и грейфер повисает на подъемном канате, а челюсти раскрываются и груз высыпается (положение I). Затем цикл работы повторяется сначала. В конструкциях грейферов подъемные канаты крепятся к верхней траверсе грейфера, а замыкающие канаты образуют полиспасть, связывающий нижнюю и верхнюю траверсы и увеличивающий силу врезания челюстей в груз.

Для работы с крупнокусковыми грузами (рудой, камнями, скрапом) применяют многочелюстные грейферы, клиновидные челюсти которых легко проходят между отдельными кусками груза, что обеспечивает хорошее заполнение грейфера.

Процесс зачерпывания грейферами сыпучего или кускового груза весьма сложен, относительно мало изучен и сопровождается сложными деформациями груза. Коротко этот процесс можно описать следующим образом. Опущенный на груз грейфер под действием силы тяжести врезается в груз; ножевые кромки челюстей, перемещаясь в грузе, уплотняют его как с боков, так и под торцевой поверхностью лезвия. Затем под действием силы замыкающего каната начинается поворот челюстей, что одновременно приводит к их перемещению вниз. При этом из груза вырезается слой, объем которого ограничен

контурам челюстей и глубиной внедрения в груз. Зубья на режущей кромке челюстей грейфера могут служить только для разрыхления слежавшихся или смерзшихся грузов и для работы с крупнокусковыми грузами. В других случаях зубья не только способствуют лучшему заполнению объема грейфера, но даже уменьшают его.

Кривая зачерпывания (рис. 65) имеет вертикальный участок погружения челюстей в груз и криволинейный участок, образуемый при движении челюстей в грузе при их смыкании. Высота h_0 вертикального участка зависит от веса грейфера, скорости его опускания, от физических свойств груза и от сил сопротивления при внедрении челюстей в груз. Эти силы, в свою очередь, зависят от толщины челюстей и длины их режущей кромки. Для очень плотных грузов вертикальный участок может быть очень мал. Форма криволинейного участка зависит от конструкций грейфера, от свойств груза и от сил сопротивления при смыкании челюстей. После погружения грейфера в груз его челюсти смыкаются, сжимая груз и выдавливая его вверх.

Если груз обладает небольшим сопротивлением врезанию, то челюсть поворачивается вокруг точки A на нижней траверсе под действием момента, создаваемого силой в тяге. При этом верхняя траверса грейфера опускается, и нож челюсти перемещается по кривой I. По мере зачерпывания увеличивается сопротивление движению челюсти и наступает такой момент, когда сила в тяге становится недостаточной, чтобы нож челюсти перемещался по кривой I. Тогда верхняя траверса грейфера останавливается, а нижняя траверса начинает подниматься,

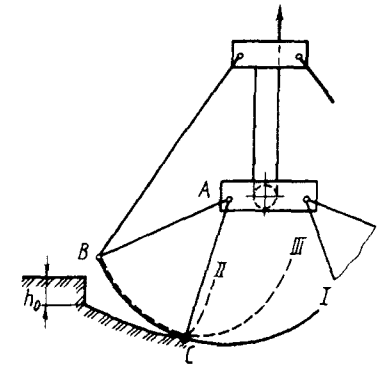


Рис. 65. Формы кривых зачерпывания

поворачивая челюсти вокруг точки B , и нож челюсти начинает двигаться по кривой II . При этом нож челюсти поднимается вверх, сопротивление зачерпыванию уменьшается, что дает возможность одновременного движения челюсти вокруг точек A и B (т.е. нож челюсти в реальных условиях движется по промежуточной кривой III). Чем меньше плотность груза и выше его сыпучесть, тем кривая III ближе к кривой I ; чем тяжелее груз, тем кривая III ближе к кривой II . Форма кривой зачерпывания в сильной степени зависит от собственного веса грейфера. Процесс внедрения челюстей в груз существенно улучшает применение так называемых вибрационных грейферов.

В некотором промежуточном положении челюстей грейфера (рис. 66) на грейфер действует сила тяжести G , равная сумме сил тяжести нижней траверсы G_H , верхней траверсы G_B вместе с тягами и челюстями $G_ч$, зачерпнутого груза $G_{Гр}$, причем $G_{Гр}$ – переменная величина, изменяющаяся от нуля в начальном положении раскрытых челюстей до максимума при полностью замкнутых челюстях, а также сила замыкания R , действующая по касательной к кривой зачерпывания и равная реакции материала при зачерпывании (сила R должна быть больше силы сопротивления зачерпывания, приведенной к кромке челюсти, иначе челюсти могут не сомкнуться в толще материала, и грейфер окажется недостаточно заполненным), и сила натяжения S каната замыкающего полиспаста.

Общая сила, действующая на нижнюю траверсу, при кратности полиспаста, равной a :

$$N_k = Sa\eta,$$

где η – КПД полиспаста.

Сила замыкания R , действующая на кромку челюсти, представляет собой геометрическую сумму силы $V = R \sin \alpha$ сопротивления заглублению челюсти грейфера в груз и силы $H = R \cos \alpha$ сопротивления стягиванию челюстей при их замыкании.

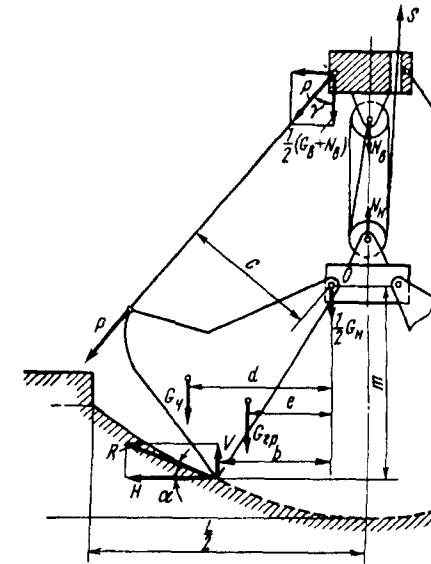


Рис. 66. Расчетная схема двухканатного грейфера

Рассматривая равновесие одной половины грейфера под действием указанных сил, можно определить силу P , действующую в тяге, соединяющей верхнюю траверсу с челюстью:

$$P = (N_B + G_B) / (2 \cos \gamma),$$

где $N_B = S(a\eta - 1)$ – сила, действующая со стороны полиспаста на верхнюю траверсу.

Из условия равенства моментов всех сил, действующих на челюсть относительно точки O , имеем

$$Vb + Hm - Pc - \frac{1}{2} G_ч d - \frac{1}{2} G_{Гр} e = 0.$$

Сумма проекций всех внешних сил, действующих на грейфер,

$$V = \frac{G + G_{Гр} - S}{2}.$$

Совместный анализ двух последних уравнений показывает, что с увеличением силы натяжения замыкающего каната S вертикальная реакция V уменьшается, а следовательно, уменьшается сила, способствующая углублению грейфера, и при $S = G + G_{гр}$, что соответствует началу отрыва грейфера от груза, $V = 0$; при этом сила H , а следовательно, и сила замыкания челюстей возрастают, и в момент полного смыкания челюстей сила R становится максимальной: $R = H_{\max}$.

В моторном грейфере, где полиспасть замыкания челюстей расположен внутри грейфера, натяжение каната S является внутренней силой, что улучшает условия зачерпывания, так как эта сила не уменьшает влияние веса элементов грейфера на процесс зачерпывания. Значение силы S в этом случае определяется кинематической схемой и мощностью двигателя механизма замыкания и не зависит от веса, как у канатного грейфера.

Кратность a замыкающего полиспаста существенно влияет на значение силы H , стягивающей челюсти, и обычно $a = 4 \dots 6$ в зависимости от вида груза. Меньшие значения принимают для грейферов, предназначенных для погрузки угля, песка, мелкой нетяжелой руды и подобных грузов. С увеличением кратности полиспаста зачерпывание улучшается, так как натяжение замыкающего каната S уменьшается.

Фактическая грузоподъемность грейфера определяется взвешиванием материала после пробного зачерпывания при перевалке груза данного вида (сорта).

При проектировании грейфера самое главное – обеспечить хорошее зачерпывание груза при возможно малом собственном весе грейфера. На основании экспериментальных данных установлено, что относительная масса грейфера, т.е. отношение его собственной массы $Q_{\text{грейф}}$ к массе груза $Q_{\text{гр}}$, при полном заполнении грейфера должна быть равна: $K = Q_{\text{грейф}}/Q_{\text{гр}} = 0,9 \dots 1,2$. С увеличением относительной массы возрастает степень заполнения грейфера, но снижается использование грузоподъемности крана.

Масса отдельных частей грейфера примерно составляет: нижней траверсы $Q_{\text{н}} \approx 0,2Q_{\text{грейф}}$, верхней траверсы $Q_{\text{в}} \approx$

$\approx 0,3Q_{\text{грейф}}$, челюстей $Q_{\text{ч}} \approx 0,5Q_{\text{грейф}}$. Центры тяжести элементов грейферов должны размещаться таким образом, чтобы они создавали возможно больший момент, способствующий замыканию челюстей, т.е. чтобы центр тяжести челюсти располагался ближе к точке крепления тяги к челюсти; при этом масса нижней траверсы, не воздействующая на замыкание челюстей, должна быть минимальной, достаточной только для осуществления полного раскрытия порожнего грейфера. Центр тяжести раскрытого грейфера должен быть расположен как можно ниже для увеличения его устойчивости, особенно при работе на откосах.

ЭЛЕМЕНТЫ ГРУЗОВЫХ И ТЯГОВЫХ УСТРОЙСТВ

8. Гибкие элементы

В грузоподъемных машинах в качестве гибких элементов применяют стальные канаты, а также сварные и пластинчатые цепи. Пеньковые и хлопчатобумажные канаты, обладающие низкой прочностью, а также канаты из искусственного волокна в качестве подъемных и тяговых элементов грузоподъемных машин не применяют.

Канаты изготавливают из стальной или оцинкованной проволоки марок В, I или II по ГОСТ 7372 – 79 диаметром от 0,2 до 3 мм; высокий предел прочности проволоки при растяжении $\sigma_b \leq 2600$ МПа достигают при многократном холодном волочении с промежуточной термической и химической обработкой. Однако в грузоподъемных машинах наибольшее применение находят канаты с пределом прочности $\sigma_b = 1600 \dots 2000$ МПа. Использование проволоки с более низким пределом прочности приводит к увеличению диаметра каната, а с более высоким пределом прочности – к снижению срока службы из-за большей жесткости проволок. Проволоку марки В применяют в особо ответственных случаях, например в устройствах для подъема людей. Для специальных целей канаты изготавливают из проволок из нержавеющей стали.

В грузоподъемных машинах применяют преимущественно канаты двойной свивки (рис. 67): проволоки свивают в пряди

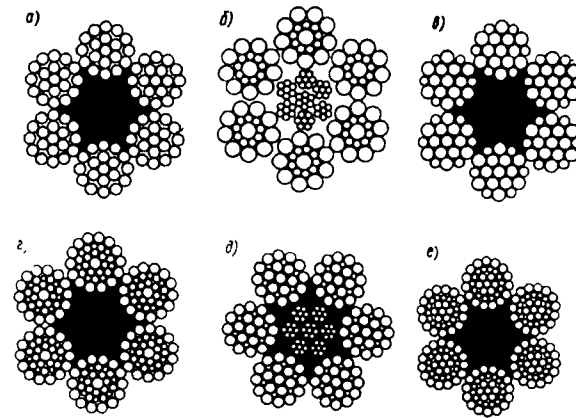


Рис. 67. Конструкция стальных канатов:

а – ТК 6 × 19 + 1 о.с.; б – ЛК-О 6 × 19 + 7 × 7; в – ЛК-Р 6 × 19 + 1 о.с.; г – ЛК-РО 6 × 36 + 1 о.с.; д – ЛК-З 6 × 25 + 7 × 7; е – ТЛК-О 6 × 37 + 1 о.с.

вокруг центральной проволоки, а затем пряди свивают в канат вокруг сердечника. Число проволок в пряди и число прядей в канате может быть различно. В грузоподъемных машинах применяют главным образом шестипрядные канаты с числом проволок в пряди 19 и 37. При этом получается наиболее рациональное соотношение диаметра прядей и диаметра центрального сердечника и хорошо используется поперечное сечение каната при достаточной его гибкости. Восемипрядные канаты используют в кранах и подъемниках, если применяют шкивы трения и барабаны малого диаметра.

В зависимости от материала сердечника изготавливают канаты с органическим сердечником из лубяных (пенька) или из синтетических (нейлон, капрон и т.п.) волокон, а при работе в условиях повышенных температур или химически агрессивной среды – из асбестовых волокон и канаты с металлическим сердечником, в качестве которого используют также проволочный канат двойной свивки (рис. 67, б, д). Канаты с металлическим сердечником применяют при многослойной навивке на барабан, поскольку этот канат не теряет формы под действием нагрузки от вышележащих

витков, а также при резко меняющейся нагрузке и при работе в условиях высоких температур, исключающих применение канатов с органическим сердечником (о.с.).

Канат с металлическим сердечником, хотя и имеет более высокий коэффициент заполнения поперечного сечения металлом, из-за различных условий работы прядей сердечника и прядей каната практически не становится более прочным. Канаты с органическим сердечником более гибки, чем канаты с металлическим сердечником, и лучше удерживают смазку, так как смазка к проволокам поступает не только снаружи (в процессе работы канаты регулярно смазываются), но и из сердечника, пропитанного смазкой.

По роду свивки проволок в прядях различают канаты типа ТК (рис. 67, а) с точечным контактом отдельных проволок между слоями прядей и типа ЛК — линейным касанием проволок в пряди. Канаты типа ЛК имеют несколько разновидностей: ЛК-О (рис. 67, б), где проволоки отдельных слоев пряди имеют одинаковый диаметр; ЛК-Р (рис. 67, в), у которых проволоки в верхнем слое пряди имеют разные диаметры; ЛК-РО (рис. 67, г) — в прядях имеются слои, составленные из проволок одинакового диаметра и из проволок разного диаметра; ЛК-З (рис. 67, д) — между двумя слоями проволок размещаются заполняющие проволоки меньшего диаметра.

Кроме того, изготавливаются канаты типа ТЛК-О и ТЛК-Р с комбинированным точечно-линейным контактом между проволоками в пряди (рис. 67, е). Канаты типа ТК с точечным касанием проволок применяют только для ненапряженных режимов работы, когда длительность срока службы определяется в основном не качеством каната, а условиями его использования. Канаты с линейным касанием имеют лучшее заполнение сечения, они более гибки и износостойки. Их срок службы на 30...100 % выше, чем срок службы канатов типа ТК. Вследствие лучшего заполнения сечения они при той же разрывной нагрузке имеют несколько меньший диаметр.

По виду свивки канаты подразделяются на обывные и раскручиваемые (в этих канатах проволоки

и пряди после снятия перевязок концов стремятся выпрямиться, поэтому перед отрубкой каната необходимой длины от более длинного каната разрушаемый канат должен быть обвязан проволокой с двух сторон от точки отрубки) и нераскручиваемые, свиваемые из заранее деформированных проволок и прядей: их форма соответствует положению в канате.

Проволоки нераскручивающихся канатов в ненагруженном состоянии не испытывают внутренних напряжений; эти канаты имеют значительно больший срок службы. Растягивающая нагрузка в них более равномерно распределяется между прядями и между проволоками в прядях; они обладают большей сопротивляемостью переменным изгибам; оборванные проволоки в них сохраняют свое прежнее положение и не выходят из каната — это облегчает его обслуживание и уменьшает износ поверхности барабана и блока, вызываемый лопнувшими проволоками. Имеются некрутиющиеся канаты — это многослойные канаты, которые имеют противоположное направление свивки прядей по отдельным слоям. Однако отдельные слои при огибании блока легко сдвигаются относительно друг друга, что приводит иногда к выпучиванию прядей и преждевременному выходу каната из строя.

Канаты изготавливают с различным направлением свивки прядей — с правым и левым. При правом направлении и пряди идут слева — вверх — направо; при левом направлении: справа — вверх — налево. По сочетанию направлений свивки проволок в прядях и прядей в канатах различают канаты односторонней и крестовой свивки. В канатах односторонней свивки направления навивки проволок в наружном слое прядей и прядей в канате одно и то же; в канатах крестовой свивки эти направления противоположны. Канаты односторонней свивки имеют более ровную поверхность, площадь сечения в них заполнена лучше, они более гибки и долговечны вследствие увеличенной поверхности соприкосновения проволок с поверхностью блока или барабана. Их срок службы на 25...50 % больше срока службы канатов крестовой свивки.

В канатах крестовой свивки наружные проволоки смежных прядей соприкасаются по отдельным точкам, что увеличивает контактные напряжения, повышает износ и снижает долговечность каната.

Из-за стремления к раскручиванию под действием растягивающей нагрузки канаты односторонней свивки непригодны к использованию в тех случаях, когда груз свободно подвешивают на одной ветви. В этих случаях применяют некрутящиеся канаты, а канаты односторонней свивки используют при движении груза в направляющих или при применении подвижных блоков, препятствующих раскручиванию каната. Благодаря большей структурной прочности, т.е. лучшему сохранению формы под воздействием внешней радиальной нагрузки от вышерасположенных слоев, канаты крестовой свивки применяют не только при однослойной, но и при многослойной навивке на барабан.

Направление свивки имеет большое значение при наматывании каната на барабан. За каждый оборот барабана канат смещается на размер своего диаметра и деформация изгиба каната дополняется деформацией кручения. В зависимости от принятого направления вращения барабана, а также в зависимости от направления свивки прядей каната эта деформация кручения может уменьшать или увеличивать его скручивание. Для увеличения плотности каната и удлинения срока его службы следует так подбирать направление навивки, чтобы канат в процессе работы дополнительно подкручивался. Направление свивки каната в зависимости от направления укладки его витков на барабане надо выбирать, как показано на рис. 68. При

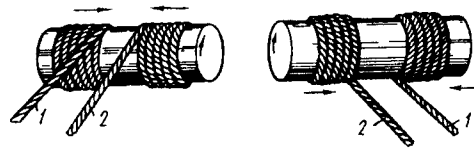


Рис. 68. Схема для выбора каната по направлению свивки:
1 – канат правой свивки; 2 – канат левой свивки

закреплении обоих концов каната на барабане направление свивки каната можно принять любым.

При подвеске грейфера на двух и более ветвях каната обычно используют один канат левой 2, а другой правой 1 свивки, что уменьшает возможность скручивания отдельных ветвей каната между собой.

Практикой эксплуатации рекомендуются следующие конструкции канатов для их использования в кранах в качестве подъемных и тяговых элементов: канаты с органическим сердечником ЛК-Р 6x19 (ГОСТ 2688-80), ЛК-РО 6 x 36 (ГОСТ 7668 – 80); канат с металлическим сердечником ТЛК-РО 6 x 36 + 7 x 7 (ГОСТ 7669 – 80) и ЛК-З 6 x 25 + 7 x 7 (ГОСТ 7667 – 80).

Преимуществами стальных канатов, обеспечивающими их преобладающее применение в грузоподъемных машинах, являются плавная и бесшумная работа при любых скоростях, гибкость во всех направлениях и надежность в работе (так как по числу лопнувших проволок можно установить степень изношенности каната), относительно малая масса. Значительная упругость стальных канатов существенно снижает динамические нагрузки в процессе пуска и торможения благодаря демпфированию толчков, воспринимаемых металлической конструкцией грузоподъемной машины и механизмом подъема. Недостатком стальных канатов является их относительно небольшой срок службы, увеличение длины канатов в процессе эксплуатации.

Для повышения долговечности и надежности канатов должны быть исключены возможность спадания их с блоков и барабанов, смещение за установленные габариты и перетираание их вследствие соприкосновения с элементами конструкции или с другими канатами. Канаты грузоподъемных машин, транспортирующих расплавленный металл, необходимо защищать от непосредственного воздействия теплоты и брызг металла, устанавливая ограждающие кожухи.

Преждевременный износ канатов и их повреждения могут происходить в результате неправильного выбора конструкции каната, типа и направления свивки, неправильной навивки на барабан, неправильного выбора соотношения диаметров каната

и барабана или блока, профиля и размера ручья блока и канавок барабана, перегрузок, чрезмерных динамических воздействий на канат, абразивного износа и коррозии. При выборе каната надо иметь в виду, что если он свит из толстых проволок, то имеет повышенную жесткость, но хорошо сопротивляется абразивному износу. С уменьшением диаметра проволок увеличивается гибкость каната, но одновременно возрастает износ проволок, уменьшается его структурная прочность (особенно при многослойной навивке), сокращается срок службы.

У шести- и восьмипрядных канатов, наиболее часто используемых в грузоподъемных машинах, разрывы проволок чаще всего происходят на наружной поверхности. Чтобы уменьшить износ каната и предохранить его от повреждений, при хранении и эксплуатации канаты покрывают защитной смазкой. Обычно в качестве смазочного материала применяют канатные смазки 39у и торсиол 35, а для канатов особо ответственных механизмов – торсиол 55. Эти виды смазок обладают хорошей адгезией, не снимаются при эксплуатации, проникают к центру каната и прядей, обладают способностью покрывать поверхность каната тонкой пленкой и быстро застывать, не испаряются и не затвердевают со временем, не содержат щелочей, кислот и других элементов, вызывающих коррозию.

Норма износа каната определяется числом оборванных проволок в наружных слоях прядей на длине одного шага свивки и устанавливается в соответствии с правилами Госгортехнадзора России. При превышении норм канат должен быть забракован и заменен.

Канаты двойной свивки, используемые в грузоподъемных машинах, бракуются по следующим критериям в соответствии с нормами, приведенными в правилах Госгортехнадзора России: характер и число обрывов проволок, в том числе наличие обрывов проволок у концевых заделок; наличие мест сосредоточения обрывов, интенсивность возрастания числа обрывов проволок; разрыв прядей, поверхностный и внутренний износ; поверхностная и внутренняя коррозия; уменьшение площади поперечного сечения проволок каната (потеря внутреннего сечения); местное уменьшение диаметра каната, включая разрыв

сердечника; деформация в виде волнистости, корзинообразности, выдавливание проволок и прядей, раздавливание прядей, заломов и т.п.; повреждение в результате температурного воздействия или электрического дугового разряда.

Браковка канатов, работающих со стальными или чугунными блоками, проводится по числу обрывов проволок в соответствии с указаниями правил Госгортехнадзора. Приведенные в правилах нормы браковки распространяются на механизмы различных групп режимов работы с канатами крестовой и односторонней свивки. Канаты, предназначенные для транспортировки людей, расплавленного или раскаленного металла, шлаков, огнеопасных и ядовитых веществ бракуются при вдвое меньшем числе обрывов проволок, указанных в правилах Госгортехнадзора. Проволоки заполнения не считаются несущими и не подлежат учету. Стальные сердечники каната рассматриваются как внутренние пряди и не учитываются при определении числа оборванных проволок. Если канат работает с блоками из синтетических материалов или из металла, но с синтетической футеровкой, то в этом случае характерно появление значительного числа обрывов проволок внутри каната до появления видимых признаков обрывов проволок или интенсивного износа на наружной поверхности каната. Такие канаты отбраковываются с учетом потери внутреннего сечения.

Для оценки состояния внутренних проволок, т.е. контроля потери металлической части поперечного сечения каната, вызванной обрывами, механическим износом и коррозией проволок внутренних прядей, необходимо подвергать канат дефектоскопии по всей его длине. При регистрации потери сечения металла проволок, достигающей 17,5 % и более, канат бракуется. Дефектоскопия проводится с применением электромагнитного дефектоскопа (измерителя износа каната ИИСК-3), принцип действия которого основан на местном намагничивании каната посредством создания продольного магнитного поля. При изменении сечения каната (например, вследствие обрыва проволок) образуется поток рассеивания, возбуждающий в измерительной

катушке прибора электродвижущую силу. Измерительная катушка воспринимает только радиальную составляющую интенсивности магнитного поля. В большинстве устройств применяется несколько измерительных катушек, что позволяет определить глубину расположения дефекта внутри каната.

При уменьшении диаметра каната в результате повреждения сердечника – внутреннего износа, обмятия, разрыва и т.д. (на 3 % от номинального диаметра у некрутящихся канатов и на 10 % у остальных видов канатов), а также при уменьшении диаметра каната в результате поверхностного износа или коррозии на 7 % и более канат подлежит браковке даже при отсутствии видимых обрывов проволок.

При уменьшении первоначального диаметра наружных проволок в результате износа или коррозии на 40 % и более канат бракуется.

Если груз подвешен на двух канатах, то каждый из них бракуется в отдельности, причем допускается замена одного более изношенного каната.

При обнаружении в канате одной или нескольких оборванных прядей канат к дальнейшему использованию не допускается.

Расчет и выбор стальных канатов. В процессе работы каната, являющегося сложным телом, его отдельные проволоки испытывают различные напряжения – смятия, растяжения изгиба и кручения. При огибании блока распределение напряжений значительно усложняется. При каждом огибании в канате появляются дополнительные контактные напряжения смятия в местах соприкосновения наружных проволок с поверхностью ручья. В результате пульсирующего характера этих дополнительных напряжений после некоторого числа изгибов происходит усталостное разрушение сначала наружных, а затем и внутренних проволок. Кроме того, при сгибании и разгибании каната на блоках и барабанах пряди каната сдвигаются одна относительно другой, что приводит к истиранию проволок в местах контакта прядей.

Особенно интенсивно процесс истирания проходит при наличии в окружающей среде абразивной пыли или примесей, способствующих коррозии проволок. Необходимо также иметь в виду, что перегибы каната в различном направлении вызывают появление знакопеременных напряжений и резкое увеличение усталости металла, что существенно отражается на долговечности каната (примерно в два раза). Для увеличения долговечности следует уменьшать число направляющих блоков и по возможности избегать перегибов каната в противоположных направлениях. С увеличением диаметра блока и барабана изгибающие и контактные напряжения и сдвиг прядей уменьшаются, а это приводит к снижению контактных напряжений и силы трения между прядями. Однако необходимость применения барабанов больших диаметров приводит к увеличению передаточного числа редуктора и общей массы машины.

Значения напряжений, возникающих в проволоках, зависят от многих факторов: силы натяжения, конструкции и диаметра каната (диаметров проволок, входящих в канат, числа прядей, углов наклона прядей и проволок в прядях, материала сердечника, типа и качества свивки), наличия трения между отдельными проволоками и прядями, размеров и конструкции блоков и барабана, огибаемых канатом, и т.п. Установить общую математическую зависимость прочности каната от всех факторов, влияющих на напряженное состояние проволок в канате, практически невозможно. Многочисленные исследования позволили выявить *основные факторы*, определяющие предельное число перегибов каната до разрушения проволок. Этими факторами являются максимальное натяжение каната и отношение блока или барабана к диаметру каната, определяющее напряжение изгиба проволок. В зависимости от этих факторов проводится выбор и проверка прочности и долговечности канатов в соответствии с требованиями международного стандарта ИСО 4308, принятого за основу при разработке норм Госгортехнадзора России. В соответствии с этими нормами канат выбирается из сортамента канатов по соотношению

$$S_{\max} Z_p \leq S_{\text{разр}}, \quad (8)$$

где S_{\max} – максимальная рабочая нагрузка ветви каната, определяемая при подъеме номинального груза с учетом потерь на блоках полиспаста и на обводных блоках, но без учета динамической нагрузки; Z_p – коэффициент использования канатов (коэффициент запаса прочности), т.е. отношение разрушающей нагрузки каната к максимальной рабочей нагрузке на канат, принимаемый по нормам Госгортехнадзора России, в зависимости от того, является канат подвижным или неподвижным в процессе работы и от группы режима работы механизма (табл. 20); $S_{\text{разр}}$ – разрывная нагрузка каната в целом. Эта величина стандартизована для различных конструкций каната, диаметров и пределов прочности материала проволок. Отметим, что вследствие сложного характера распределения напряжений в проволоках каната общая разрывная нагрузка $S_{\text{разр}}$ (агрегатная прочность) всегда меньше суммарной прочности входящих в него проволок. Обычно $S_{\text{разр}} = 0,82 \dots 0,85$ суммарной прочности проволок.

Таблица 20. Минимальные коэффициенты использования канатов Z_p

Группа классификация режима работы механизма		Подвижные канаты	Неподвижные канаты
по ИСО 4301/1	по ГОСТ 25835 – 83	Z_p	
M1	1M	3,15	2,5
M2	1M	3,35	2,5
M3	1M	3,55	3,0
M4	2M	4,0	3,5
M5	3M	4,5	4,0
M6	4M	5,6	4,5
M7	5M	7,1	5,0
M8	6M	9,0	5,0

Для стреловых кранов значения коэффициента Z_p приведены для подвижных канатов отдельных видов механизмов, а также для неподвижных канатов, применяемых при монтаже (табл. 21).

Таблица 21. Минимальные коэффициенты использования канатов Z_p для стреловых самоходных кранов

Группа классификации режима работы крана по ИСО 4301/2*	Подвижные канаты				Неподвижные канаты	
	подъем груза	подъем-опускание стрелы	телескопирование		монтаж	монтаж
			группа режима работы механизма	группа режима работы механизма		
A1	M3	M2	M1	3,05	3,0	2,73
A3	M4	M3	M2	3,05	3,0	2,73
A4	M5	M3	M1**	3,05	3,0	2,73

* Для кранов автомобильных грузоподъемностью до 16 т включительно принимается группа классификации режима работы А3.
** Без груза.

При работе с опасными грузами (расплавленный металл, шлак, взрывчатые вещества и т.п.) значение Z_p принимается не менее установленного правилами для группы режима работы 3М ($Z_p \geq 4, 5$), а для механизмов, предназначенных для подъема людей, не менее установленных для группы 6М ($Z_p \geq 9$).

П о д в и ж н ы м и являются канаты, которые в процессе работы перемещаются и испытывают многократные перегибы на барабанах и блоках. Канаты н е п о д в и ж н ы е – это канаты, закрепленные с обеих сторон и не используемые для навивки на барабаны и не претерпевающие многочисленных перегибы.

Для лифтов подбор каната проводится также по зависимости 8, а значения коэффициента запаса прочности Z_p приведены в табл. 22 (в Правилах устройства и безопасной эксплуатации лифтов коэффициент запаса прочности обозначен буквой К).

Таблица 22. Минимальные значения коэффициента запаса прочности для канатов лифтов

Тип лебедки	Линейная скорость каната на канатоповодном шкиве, барабане (при номинальной скорости движения кабины), м/с	Коэффициент запаса прочности Z_p	
		вид лифта	
		в котором допускается транспортировка людей	в котором не допускается транспортировка людей
Барабанная	До 0,63	9	8
С канатоповодным шкивом	До 1 вкл.	12	10
	Свыше 1 до 2 вкл.	13	11
	Свыше 2 до 4 вкл.	14	12
	Свыше 4	15	13

Номинальный диаметр тягового каната лифтов должен быть не менее 8 мм для лифтов, в которых допускается транспортировка людей, и не менее 6 мм для лифтов, в которых транспортировка людей не допускается. Отношение разрывного усилия каната (в целом), приводящего в действие ограничитель скорости лифта к расчетному усилию протягивания этого каната по неизношенному рабочему шкиву ограничителя скорости

или через зажимное устройство ограничителя, должно быть не менее 8. Диаметр этого каната не должен быть менее 6 мм.

Тяговые канаты механизмов передвижения тележек следует проверять также в соответствии с уравнением (8) по разрывному усилию каната при действии максимального рабочего усилия S_{\max} , а также при действии S'_{\max} – максимального натяжения каната, определенного с учетом динамических явлений при пуске тележки и при действии S''_{\max} при ударе тележки о концевые буферные упоры. Наименьшие значения коэффициентов запаса прочности для этих случаев принимают по рекомендациям:

Режим работы механизма	Коэффициенты запаса прочности:	
	при действии S_{\max}	при действии S'_{\max} и S''_{\max}
1М	4,0	2,0
2М	4,0	2,0
3М	4,5	2,25
4М	5,0	2,25
5М	5,5	2,5
6М	6,0	2,5

Максимальное натяжение каната при пуске

$$S'_{\max} = (4M_{\text{пуск}}/D_0) + S_0,$$

где $M_{\text{пуск}}$ – расчетный пусковой момент электродвигателя привода, приведенный к тяговому барабану; D_0 – диаметр барабана тяговой лебедки по средней линии навитого каната; S_0 – расчетное начальное натяжение тягового каната, определяемое допустимой величиной провисания.

Максимальное натяжение каната при ударе тележки о концевые буферные упоры

$$S''_{\max} = \sqrt{m_{\Sigma} v_{\Sigma}^2 C_{\Sigma}},$$

где m_{Σ} – суммарная масса ротора двигателя, тормозного шкива и муфты, приведенная к тяговому канату:

$$m_{\Sigma} = \sum J u^2 \eta / (D_0/2)^2,$$

здесь $\sum J$ – суммарный момент инерции указанных элементов механизма; u – передаточное число механизма; η – КПД механизма; v_T – максимальная скорость тележки в момент удара о концевые буферные упоры; C_{Σ} – эквивалентная суммарная жесткость буфера и участка каната, нагруженного тяговым усилием.

Диаметр D барабана и блока, измеренный по дну канавки или ручья блока, следует принимать по нормальному ряду размеров: 160, 200, 250, 320, 400, 450, 560, 630, 710, 800, 900 и 1000 мм.

Для ограничения в канатах напряжений от изгиба минимальные диаметры барабанов и блоков, огибаемых канатом в грузоподъемных кранах, определяют в соответствии с нормами Госгортехнадзора России по следующим зависимостям:

$$D_1 \geq h_1 d; \quad D_2 \geq h_2 d \quad \text{и} \quad D_3 \geq h_3 d, \quad (9)$$

где d – диаметр каната; D_1 , D_2 и D_3 – соответственно диаметры барабана, блока и уравнительного блока по средней линии навитого каната; h_1 , h_2 и h_3 – коэффициент выбора соответственно диаметров барабана, блока и уравнительного блока, принимаемые по нормам Госгортехнадзора (табл. 23).

Согласно международному стандарту ИСО 4308/1 конструктору предоставляется возможность снижать значения коэффициентов использования каната Z_p при соответствующем повышении значений коэффициентов выбора h_i . При этом допускается изменение параметров h_i , но не более чем на два шага по группе классификации режима работы в большую или меньшую сторону с соответствующим изменением величины Z_p по табл. 20 на то же число шагов в меньшую или большую сторону. Это позволяет при необходимости выбрать несколько меньшие

Таблица 23. Коэффициенты выбора диаметров барабана (h_1), блока (h_2) и уравнительного блока (h_3)

Группа классификации режима работы		Коэффициенты выбора механизма диаметров		
по ИСО 4301/1	по ГОСТ 25835-83	h_1	h_2	h_3
M1	1M	11,2	12,5	11,2
M2	1M	12,5	14,0	12,5
M3	1M	14,0	16,0	12,5
M4	2M	16,0	18,0	14,0
M5	3M	18,0	20,0	14,0
M6	4M	20,0	22,4	16,0
M7	5M	22,4	25,0	16,0
M8	6M	25,0	28,0	18,0

диаметры барабанов и блоков, что компенсируется выбором каната с большей величиной Z_p .

Согласно правилам Госгортехнадзора для лифтов [21] наименьший допускаемый диаметр канатоведущего шкива, шкива ограничителя скорости, барабана или блока определяется также по зависимости 9. Значение коэффициента h_i для тягового каната принимается по табл. 24, а для уравнивающего каната и каната, приводящего в действие ограничитель скорости, по табл. 25.

Диаметр барабана и блоков грузоподъемных кранов часто принимают одинаковыми, что не является обоснованным. Надо учитывать, что при проходе через блок канат претерпевает двойной изгиб (сначала он изгибается, затем выпрямляется), а при набегании на барабан канат только изгибается. Поэтому для увеличения долговечности каната диаметр блока следует принимать большим, чем диаметр барабана, тем более, что размеры блока не оказывают влияния на передаточное число механизма.

При использовании стальных канатов в качестве стропов для подъема грузов с обвязкой или зацепкой крюками, кольцами или серьями стропы рассчитывают по уравнению (8) с

Таблица 24. Значение коэффициента h для тяговых канатов лифта

Вид лифта	Линейная скорость каната на канатоведущем шкиве, барабане, блоке, м/с	h
Лифт, в котором допускается транспортировка людей	До 1,6 включительно	40
	Более 1,6	45
Лифт, в котором не допускается транспортировка людей	-	30

Таблица 25. Значение коэффициента h для канатов ограничителя скорости и уравновешивающего

Назначение блока, шкива	Линейная скорость каната на блоке, шкиве, м/с	h
Для каната ограничителя скорости	До 1,6 включительно	25
	Более 1,6	35
Для натяжного устройства уравновешивающих канатов	-	3
Для выравнивания натяжения в ветвях уравновешивающих канатов	-	18

учетом числа z ветвей канатов и угла α их наклона к вертикали (рис. 69). При этом коэффициент запаса прочности $Z_p \geq 6$. При грузе весом G натяжение каждой ветви каната $S = G/(z \cos \alpha)$. При расчете стропов общего назначения расчетный угол между ветвями каната 2α принимают равным 90° .

Метод расчета канатов по нормированным Госгортехнадзором России запасу прочности Z_p и коэффициенту h ; является условным, так как он не отражает действительных условий работы канатов и не позволяет установить срок службы канатов, в

значительной мере зависящей от частоты циклов, конструкции каната и свойств материала проволоки; от схемы полиспаста, определяющей возможное число повторных перегибов каната на блоках и барабане; от условий изгиба, зависящих от отношения диаметров блоков и барабана к диаметру каната; от нагруженности каната; от условий эксплуатации и т.п.

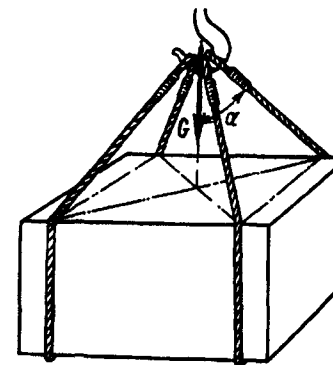


Рис. 69. Схема к расчету стропов

В рекомендованном Госгортехнадзором России методе расчета эти параметры не учтены в должной мере, и запас прочности не отражает физического смысла процессов нагружения, возникновения напряжений и разрушения крановых канатов. При одном и том же запасе прочности различные конструкции канатов в одинаковых условиях имеют различный срок службы и значение запаса прочности не является исчерпывающей характеристикой работы каната.

Закрепление конца каната на оси проводят с помощью специального устройства – коуша (рис. 70), предохраняющего канат 1 от чрезмерных напряжений смятия и от истирания его об ось. Коуш представляет собой стальное фасонное кольцо желобчатого сечения. Форма желоба соответствует диаметру каната, для которого этот коуш предназначен. Канат огибает коуш, ложась в желобок. Конец каната соединяют с основной его ветвью специальными зажимами 2 или вплетая проволоки расплетенного конца каната в основную его ветвь с последующей оплеткой каната стальной проволокой на длине $l \geq 20d$ (рис. 70, б).

Необходимое количество винтовых зажимов определяют расчетом, но согласно нормам Госгортехнадзора России их не должно быть меньше трех. Расчет числа зажимов z проводят

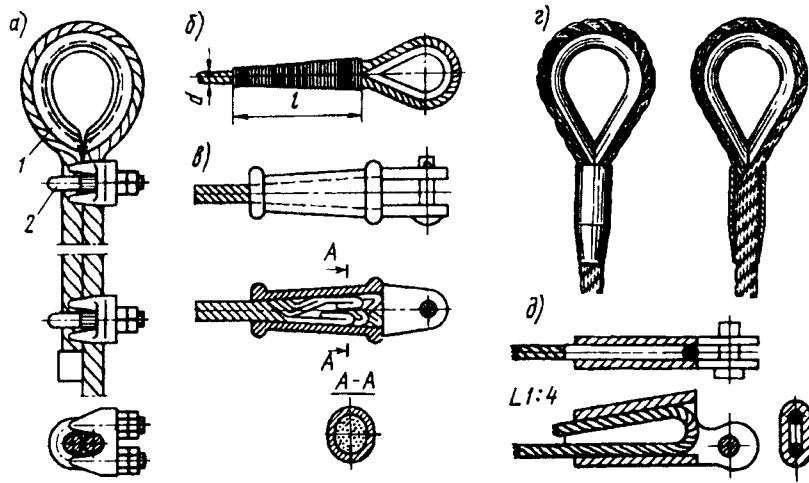


Рис. 70. Крепление концов каната:

а – винтовыми зажимами; б – заплеткой; в – коушем с заливкой; г – опрессовкой; д – клиновым зажимом

по зависимости $zN(f_{\text{кан}} + f_{\text{кан}}e^{f\alpha}) = S_{\text{max}}k$, где N – сила, создаваемая каждым зажимом; $f_{\text{кан}} = 0,3$ – коэффициент трения между ветвями сжимаемого каната с учетом внедрения прядей каната друг в друга; $zf_{\text{кан}}N$ – сила трения между канатами, создаваемая зажимами; $f = 0,15$ – коэффициент трения между канатом и канавкой коуша; α – угол обхвата цилиндрической части коуша канатом; $zf_{\text{кан}}Ne^{f\alpha}$ – сила трения при огибании коуша канатом; k – коэффициент запаса; $k = 1,5$ – для 1-й, 2-й и 3-й групп режима работы; $k = 2$ – для 4-й группы и $k = 2,5$ – для 5-й и 6-й групп режима работы механизмов.

Сила N зависит от размера и материала винтов при обычно применяемых двухвинтовых зажимах

$$N = 2 \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma_p],$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы винта; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения: $[\sigma_p] = \sigma_T/4$. Шаг расположения зажи-

мов составляет не менее шести диаметров каната. Благодаря своей простоте крепление зажимами получило наибольшее применение.

Весьма надежным является крепление конца каната с помощью коуша с заливкой (рис. 70, в). Для этого конец каната пропускают через стальной литой коуш-штулку (применение сварных и чугунных конусных коушей не допускается), затем расплетают его на длине, равной примерно двум длинам конуса, вырезают органический сердечник, обезжиривают, протравляют кислотой и промывают в горячей воде. Каждую проволоку сгибают пополам, конец каната втягивают в коуш и заливают легкоплавким сплавом. Перед заливкой штулку подогревают примерно до 100°C , чтобы сплав равномерно заполнял объем. Получающееся монолитное соединение отличается повышенной надежностью, но при применении этого способа крепления необходимо иметь в виду, что при температуре заливки 400°C отмечается уменьшение предела прочности проволок у края конуса. Так, при температуре заливки 520°C предел прочности понижается примерно на 20%. Поэтому следует пользоваться сплавами, имеющими температуру плавления $330 \dots 360^\circ\text{C}$.

Большое применение имеют также клиновые зажимы (рис. 70, д), позволяющие осуществлять быструю сборку и разборку соединений. Надежность клинового соединения определяют углом наклона клина и коэффициентом трения между канатом и элементами зажима. При коэффициенте трения $f = 0,15$ и угле наклона 1:4 запас надежности удерживания каната равен примерно трем. Такой угол обеспечивает отсутствие ослабления зажатия каната даже при полном снятии нагрузки с каната.

Все большее применение находит крепление конца каната опрессовкой втулками, изготовленными из алюминиевых сплавов марок АДО, АД1, АД31, АМЦ. Овальную алюминиевую втулку (рис. 69, з) надевают на ветвь каната, образующую петлю вокруг коуша, так чтобы конец ветви каната выходил из под втулки после опрессовки не менее чем на 2 мм. Сбранную заготовку помещают в матрицу и сдавливают пуансоном до получения круглого поперечного сечения втулки. Усилие

опрессования в зависимости от диаметра каната принимается по руководящему документу Р-10-33-93, утвержденному Госгортехнадзором России. Так, например, для каната диаметром от 22 до 24,5 мм усилие опрессовки принимается равным от 2100 до 2500 кН. При этом достигается прочное соединение между собой прядей канатов с металлом втулки, что образует в сечении однородное тело.

Сварные цепи (рис. 71, а) (ГОСТ 2319–81) широко используют в качестве грузовых и тяговых элементов. Их изготавливают из сталей марок Ст3 ($\sigma_B = 370 \dots 450$ МПа), Ст2 ($\sigma_B = 340 \dots 420$ МПа) и 10 ($\sigma_B = 300$ МПа).

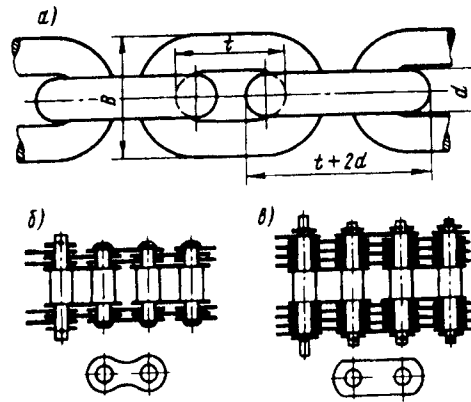


Рис. 71. Грузовые цепи:
а – сварная; б, в – пластинчатые

Звенья цепи из стали Ст3 изготавливают кузнечно-горновой и контактной сваркой, из остальных материалов – контактной электросваркой. После изготовления сварные цепи испытывают под нагрузкой, равной половине разрушающей. При этом не должно быть остаточных деформаций. Звенья цепи лежат во взаимно перпендикулярных плоскостях, что обеспечивает большую подвижность цепи во всех направлениях. По точности изготовления сварные цепи подразделяют на *калиброванные* и

некалиброванные. Калиброванные цепи имеют более жесткий допуск на внутреннюю длину звена t . Некалиброванные цепи предназначены для работы только с гладкими блоками и барабанами, калиброванные – для работы со звездочкой, имеющей специальные гнезда.

Для обеспечения нормального зацепления звеньев калиброванной цепи с гнездами звездочки (см. рис. 84) допускаемую нагрузку на калиброванную цепь (а следовательно, и напряжение смятия между звеньями и их износ) принимают на 35 % меньше, чем на некалиброванную цепь. Это способствует уменьшению вытягивания цепи и сохранению постоянства шага. При нагружении сварной цепи каждое звено вследствие его криволинейной формы испытывает напряжения от растяжения и изгиба в плоскости звена. При огибании гладких блоков и барабанов звено подвергается также изгибу в поперечной плоскости. Существующие методы расчета напряжений в звеньях не дают достаточно точных результатов, поэтому расчет сварной цепи ведут по уравнению, аналогичному уравнению (8) для расчета канатов:

$$S_{\max} Z_p \leq S_{\text{разр}}, \quad (10)$$

где S_{\max} – максимальная рабочая нагрузка; Z_p – запас прочности относительно разрушающей нагрузки, принимаемый по нормам Госгортехнадзора (табл. 26); $S_{\text{разр}}$ – разрушающая нагрузка цепи, указанная в стандарте на цепь.

Таблица 26. Минимальное значение коэффициентов запаса прочности цепей Z_p

Назначение цепи	Группы классификации режима работы механизмов	
	М1, М2	М3 – М8
Сварная грузовая некалиброванная	3	6
Сварная грузовая калиброванная	3	8
Сварная для стропов	5	5
Пластинчатая	3	5

Отношение диаметра барабана или блока, огибаемого сварной цепью, к диаметру d прутка, из которого изготовлена цепь, должно быть не менее 20 для ручных грузоподъемных механизмов и не менее 30 для грузоподъемных машин. Сварные цепи непригодны для работы с высокими скоростями: допускаемая скорость при работе на гладких барабанах и блоках составляет 1,5 м/с, при работе на звездочках – 0,5 м/с. При превышении этих значений скоростей увеличиваются износ участков соприкосновений звеньев и динамические нагрузки, а также возрастает опасность обрыва цепи. Допустимый износ звена сварной цепи ограничен значением 10 % диаметра прутка.

Недостатками сварных цепей, ограничивающими область их применения, являются относительно большая масса (по сравнению с канатами, рассчитанными на ту же нагрузку), опасность внезапного обрыва цепей при высоких скоростях вследствие их чувствительности к толчкам и перегрузкам, большой износ в местах соприкосновения звеньев и необходимость тщательного и повседневного контроля за износом звеньев.

Преимущества сварных цепей – гибкость во всех направлениях; возможность работы со звездочками и барабанами малых диаметров, что позволяет снизить значения крутящих моментов; простота конструкции и изготовления; при работе со скоростями $v < 0,1$ м/с сварные цепи работают практически бесшумно.

Пластинчатые грузовые цепи (рис. 71, б, в) (ГОСТ 191–82) состоят из стальных пластин, соединенных валиками. Число пластин тем больше, чем больше разрушающая нагрузка. Элементы цепи – пластины и валики – изготавливают из сталей марок 40, 45, 50 и подвергают термообработке (улучшению или нормализации). Все цепи подвергают на заводе-изготовителе испытанию под нагрузкой, составляющей 50 % разрушающей. Так как пластинчатые цепи изготавливают без применения сварки, то они более надежны, чем сварные, поскольку в них нет остаточных напряжений и деформация звеньев у них значительно меньше. Движение пластинчатой цепи

происходит более плавно, но максимальная рабочая скорость из-за повышенной чувствительности к инерционным нагрузкам не должна превышать 0,25 м/с.

Пластинчатые цепи тяжелее и дороже сварных, не могут изгибаться в поперечном направлении; шарниры цепей подвергаются сильному износу, что требует постоянного контроля за состоянием элементов цепи. Пластинчатые цепи не могут навиваться на барабаны и употребляются только со звездочками. Зато благодаря относительно малым диаметрам приводных звездочек момент на валу звездочек и необходимое передаточное число редуктора уменьшаются.

Расчет грузовых пластинчатых цепей ведут также по формуле (10). Значения запаса прочности Z_p принимают по табл. 26. При работе со звездочкой находиться в одновременном полном зацеплении с цепью должны не менее чем два зуба звездочки.

9. Полиспасты

Полиспастом называют систему подвижных и неподвижных блоков, соединенных гибкой связью (канатом или цепью), употребляемую для увеличения силы – **с и л о в ы е п о л и с п а с т ы** или скорости – **с к о р о с т н ы е п о л и с п а с т ы**. Обычно в грузоподъемных машинах применяют силовые полиспасты, позволяющие уменьшить натяжение гибкого грузового органа, момент от веса груза на барабане и передаточное число механизма. Скоростные полиспасты, позволяющие получить повышенные скорости перемещения груза при малых скоростях приводного элемента, применяют значительно реже, например в гидравлических или пневматических подъемниках. В полиспаст входят подвижные блоки, ось которых перемещается в пространстве, и неподвижные блоки.

На рис. 72, а показан неподвижный блок, вращающийся по часовой стрелке под действием силы $S_{сбег}$, преодолевающей силу $S_{наб}$. Вращение блока возможно только в том случае, если

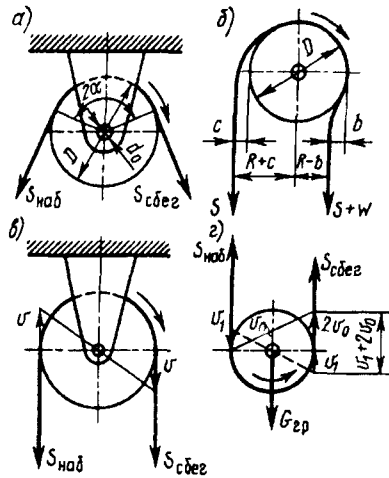


Рис. 72. Блоки:
 а – блок с неподвижной осью; б – схема набегания каната на блок; в – схема скоростей каната на неподвижном блоке; г – схема скоростей каната на подвижном блоке

прядей, от типа и конструкции сердечника, от механических свойств материала проволок и от трения между отдельными проволоками и между пряжами. Жесткость цепи определяют в основном по сопротивлению сил трения в шарнирах пластинчатой цепи или сил трения между звеньями сварной цепи.

Для сгибания и разгибания каната к его сбегающей ветви необходимо приложить дополнительную силу W , которая зависит от размеров и конструкции каната и блока, а также от натяжения каната. Ее можно определить из уравнения моментов сил относительно оси блока (рис. 72, б) без учета сил трения в опоре блока:

$$W = S \frac{b+c}{R-b} = \varphi S,$$

где $R = D/2$ – радиус ручья блока; φ – коэффициент жесткости; его значение определяют экспериментально.

$S_{сбег} > S_{наб}$, причем разность $S_{сбег} - S_{наб}$ должна быть достаточна для преодоления сопротивления сил трения в опоре блока и сопротивления жесткости каната или цепи при их сгибании и разгибании.

Так как канаты, применяемые в грузоподъемных машинах, не являются абсолютно гибкими телами, а имеют определенную жесткость, то набегающая ветвь каната не сразу ложится на ручей блока, а сбегающая ветвь не сразу выпрямляется (рис. 72, б). Жесткость каната зависит от его диаметра, конструкции, числа проволок в прядях и числа

Уравнение моментов всех действующих сил относительно оси блока (см. рис. 72, а) имеет такой вид:

$$S_{сбег} R = S_{наб} R + \varphi S_{наб} R + N f d_0 / 2, \quad (11)$$

где N – нагрузка на ось блока, равная геометрической сумме сил $S_{наб}$ и $S_{сбег}$; d_0 – диаметр оси блока; f – коэффициент трения в опоре блока.

При определении значения N с некоторым допущением можно принять $S_{наб} \approx S_{сбег}$ и тогда при угле обхвата блока канатом 2α

$$N = 2S_{наб} \sin \alpha.$$

Подставив это соотношение в уравнение (11), получим

$$S_{сбег} = S_{наб} (1 + \varphi + 2f \frac{d_0}{D} \sin \alpha).$$

Коэффициент полезного действия блока – это отношение полезной работы $S_{наб} h$ при подъеме груза весом $G_{гр}$ на высоту h к полной работе, совершенной при этом силой $S_{сбег}$ на том же пути h с учетом преодоления потерь на трение и жесткости каната. Поэтому для неподвижного блока, у которого перемещение набегающей и сбегающей ветвей каната одинаково, КПД выражается формулой

$$\eta = S_{наб} / S_{сбег} = \frac{1}{1 + \varphi + 2f(d_0/D) \sin \alpha}.$$

Анализ этой формулы показывает, что чем больше угол обхвата блока канатом, а также чем больше жесткость каната и трение в опоре блока, тем меньше значение КПД блока и тем больше дополнительная сила, которую необходимо приложить к канату, чтобы обеспечить равномерное движение груза. На КПД блока наиболее существенное влияние оказывают потери на трение в опоре блока, зависящее от конструкции и состояния

опоры, поэтому при практических расчетах с достаточной степенью точности КПД блока принимают независимыми от диаметра и конструкции каната, от размеров блока и от угла обхвата его канатом.

Для блоков с опорой на подшипниках скольжения $\eta = 0,95 \dots 0,96$; для блоков на подшипниках качения $\eta = 0,97 \dots 0,98$. Меньшие значения принимают для блоков, работающих при повышенной температуре или в запыленной или загазованной среде. Тогда натяжение ветви тягового элемента, набегающей на блок,

$$S_{\text{наб}} = S_{\text{сбег}} \eta. \quad (12)$$

При обегании канатом неподвижного блока скорости движения набегающей и сбегающей ветви равны между собой (рис. 72, в). Если же набегающая ветвь каната со скоростью v_1 (рис. 72, з) набегаёт на подвижной блок, ось которого перемещается со скоростью v_0 , то скорость сбегающей ветви каната равна $v_{\text{сбег}} = v_1 + 2v_0$.

Основной характеристикой полиспаста является его *кратность* a , т.е. отношение скорости v ветви каната, набегающей на барабан, к скорости $v_{\text{гр}}$ подъема груза $a = v/v_{\text{гр}}$, где $v = \pi D_2 n_{\text{бар}}/60$; D_2 – диаметр барабана, измеренный по центру сечения каната (см. рис. 77); $n_{\text{бар}}$ – частота вращения барабана, об/мин.

Для одинарного полиспаста кратность численно равна числу перерезов канатов, на которые подвешен груз (сечение $K - K$ на рис. 73).

Развернутая схема обегания канатом блоков одинарного (простого) силового полиспаста приведена на рис. 73. При отсутствии сопротивления в полиспасте, т.е. когда система является неподвижной, сила в любой точке каната полиспаста $S_0 = G_{\text{гр}}/a$, где $G_{\text{гр}}$ – вес груза; a – число перерезов каната.

При подъеме или опускании груза вследствие действия сил сопротивления от жесткости каната и от трения в опорах блоков натяжение отдельных ветвей каната различно. Обозначим

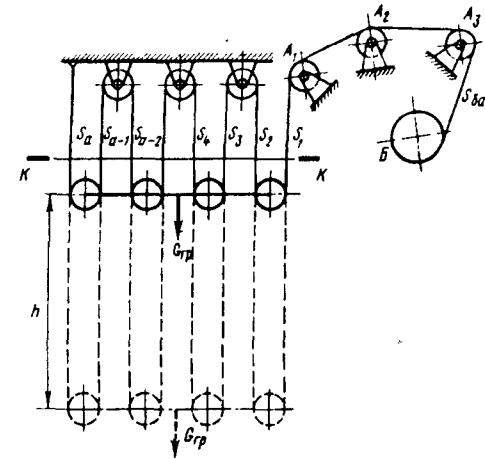


Рис. 73. Схема силового полиспаста

S_1 натяжение ветви каната, идущей на обводной блок A_1 ; S_2 – натяжение следующей ветви и т.д. В общем случае при кратности полиспаста a натяжение последней неподвижно закрепленной ветви каната равно S_a . Отсюда

$$S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_{a-1} + S_a = G_{\text{гр}}.$$

Если ветви каната в полиспасте расположены под углом к направлению силы тяжести, то надо брать проекции сил натяжения на вертикальную ось.

Соотношение между натяжениями отдельных ветвей каната при подъеме груза

$$S_2 = S_1 \eta; S_3 = S_2 \eta = S_1 \eta^2; S_4 = S_1 \eta^3 \dots; S_{a-1} = S_1 \eta^{a-2};$$

$$S_a = S_1 \eta^{a-1},$$

где η – КПД блока.

Используя эти соотношения, получаем

$$G_{\text{гр}} = S_1(1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{a-2} + \eta^{a-1}).$$

Вычислив сумму геометрической прогрессии (выражение в скобках), определим соотношение между весом груза $G_{гр}$ и натяжением каната S_1 при параллельном расположении ветвей полиспаста без учета динамических нагрузок:

$$S_1 = G_{гр} \frac{1 - \eta}{1 - \eta^a}. \quad (13)$$

Натяжение $S_{бар}$ каната подводимого к барабану B (рис. 73), больше натяжения S_1 , поскольку необходимо преодолевать сопротивление в обводных блоках A_1, A_2, A_3 . Если число обводных блоков равно t , максимальное натяжение каната при подъеме груза

$$S_{бар} = S_{max} = \frac{S_1}{\eta^t} = G_{гр} \frac{1 - \eta}{(1 - \eta^a)\eta^t}.$$

При опускании груза максимальное натяжение S_a наблюдается в последней ветви

$$S_a = G_{гр} \frac{1 - \eta}{1 - \eta^a}.$$

КПД полиспаста, имеющего кратность a , в целом определяется как отношение полезной работы при подъеме груза $G_{гр}$ на высоту h к затраченной при этом работе $S_{бар}ah$:

$$\eta_{пол} = \frac{G_{гр}h}{S_{бар}ah} = \frac{(1 - \eta^a)\eta t}{(1 - \eta)a}. \quad (14)$$

При этом максимальное натяжение в системе полиспаста при подъеме груза

$$S_{max} = G_{гр}/(a\eta_{пол}). \quad (15)$$

Подвижный блок, который следует рассматривать как полиспаст с кратностью $a = 2$, согласно уравнению (14) имеет КПД $\eta_{подв} = (1 + \eta)/2$, т.е. несколько превышающий значение КПД неподвижного блока.

В одинарных полиспастах (рис. 74, а, б) один конец каната закреплен на барабане, второй конец при четной кратности (а) – на неподвжном элементе конструкции, а при нечетной кратности (б) – на крюковой обойме. При наматывании или сматывании каната с барабана, если отсутствуют обводные блоки, т.е. канат с блока крюковой обоймы непосредственно переходит на барабан, происходит перемещение груза не только по вертикали, но и по горизонтали.

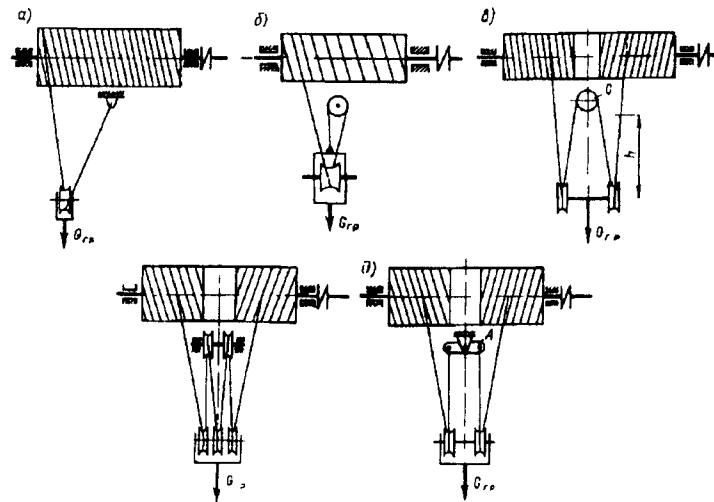


Рис. 74. Схемы полиспастов: а – одинарный двухкратный; б – одинарный трехкратный; в, д – двойные двухкратные; г – двойной трехкратный

Для обеспечения строго вертикального подъема груза применяют двойные полиспасты (рис. 74, в, г, д), состоящие из двух одинарных полиспастов. В этом случае на барабане закрепляют оба конца каната. Для обеспечения нормального положения крюковой подвески при неравномерной вытяжке ветвей каната обоих полиспастов применяют установку балансира или, что чаще, уравнительного блока C (рис. 74, в). При установке уравнительного блока можно использовать целый канат

без дополнительных креплений на балансирах. Однако осмотр и контроль состояния каната на этом блоке вследствие малого угла поворота затруднительны. Поэтому в кранах с тяжелым и весьма тяжелым режимом работы предпочтительно применять уравнильные балансиры A (рис. 74, d).

Уравнильный блок C при подъеме и спуске груза не вращается и служит лишь для уравнивания длины ветвей обоих полиспастов при неравномерной вытяжке каната. При четной кратности полиспаста уравнильный блок располагается среди неподвижных блоков, а при нечетной – среди подвижных блоков крюковой подвески.

Расчет сдвоенного полиспаста ведут аналогично приведенному выше расчету для одинарного полиспаста, причем каждый полиспаст рассматривают отдельно при действии на него половины общей нагрузки. Если h – высота подъема груза (см. рис. 73 и 74), то длина каната одинарного полиспаста, наматываемого на барабан, $L = ah$, где a – кратность полиспаста. Кратность сдвоенного полиспаста равна кратности одинарных полиспастов, составляющих его. Для сдвоенного полиспаста значения L соответствуют длине каната, наматываемого на одну половину барабана.

В силовых полиспастах грузоподъемных машин при увеличении кратности полиспаста можно использовать канаты уменьшенного диаметра и, следовательно, уменьшить диаметры барабана и блоков, снизить массу и габариты машины. Увеличение кратности полиспаста позволяет снизить передаточное число редуктора, но одновременно требует большей длины каната и канатоемкости барабана. Увеличение числа блоков при повышении кратности полиспаста вызывает увеличение потерь и возрастание мощности, затрачиваемой на подъем груза, а также увеличивает число перегибов каната, что вызывает некоторое снижение его срока службы.

Однако, как уже указывалось, канат при большой кратности полиспаста имеет небольшой диаметр и, следовательно, большую гибкость, что способствует увеличению долговечности. Выбор каната, типа и кратности полиспаста связан с

проблемой общей компоновки механизма и с его параметрами, в частности с передаточным числом механизма, габаритами и массой, что в свою очередь влияет на размеры всей грузоподъемной машины и на размеры здания, где эта машина устанавливается.

Так, если для подъема груза одного и того же веса $G_{гр}$ с одинаковой заданной скоростью подъема $v_{гр}$ применяются полиспасты различной кратности, то параметры механизмов подъема различны. Статическая мощность этих механизмов $N_{ст} = G_{гр}v_{гр}/(1000\eta_0)$, необходимая для подъема груза, отличается только различием в значениях КПД. Так как максимальные силы в канатах полиспастов изменяются практически обратно пропорционально кратности полиспаста, то с увеличением кратности уменьшается нагрузка в канате и его диаметр, а также и диаметр барабана, но при этом одновременно увеличивается необходимая длина барабана. Скорость наматывания каната на барабан изменяется прямо пропорционально кратности, и в полиспасте с большей кратностью она имеет большее значение. Тогда при одинаковой заданной скорости подъема и одинаковой частоте вращения ротора двигателя передаточное число редуктора, соединяющего двигатель с барабаном, оказывается меньше при полиспасте большей кратности благодаря большей скорости навивки каната на барабан и меньшему его диаметру.

Скоростные полиспасты (рис. 75) отличаются от силовых полиспастов тем, что в них рабочая сила F , обычно развиваемая гидравлическим или пневматическим цилиндром, прикладывается к подвижной обойме, а груз подвешивается к свободному концу каната. Расчет скоростных полиспастов принципиально не отличается от приведенного выше расчета силового полиспаста. При перемещении обоймы полиспаста (точка A на рис. 75) на расстояние h груз проходит путь $H = ah$, где a – кратность скоростного полиспаста и, следовательно, скорость перемещения груза $v_{гр} = av_D$, где v_D – скорость перемещения обоймы полиспаста.

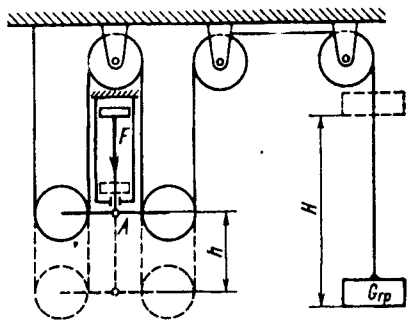


Рис. 75. Схема скоростного полиспаста

Сила F , необходимая для подъема груза весом $G_{гр}$, определяется по аналогичной формуле (15)

$$F = G_{гр} a / (\eta_{вол} \eta_t).$$

10. Барабаны, шпильи, блоки, звездочки

Барабаны. Их применяют для многослойной и однослойной навивки каната. Барабаны для многослойной навивки применяют только при очень большой длине навиваемого каната. Они могут иметь гладкую поверхность или поверхность с винтовой канавкой. С обеих сторон барабаны имеют борты (реборды), выступающие над верхним слоем уложенного каната не менее чем на два его диаметра, а гладкие барабаны для сварных цепей – борты, выступающие не менее чем на ширину звена цепи.

При навивке в нижнем слое каната возникают высокие контактные напряжения не только от растягивающих сил, но и от давления вышерасположенных слоев. Кроме того, при наматывании каната на гладкий барабан происходит трение между соседними витками. Все это вызывает повышенный износ каната и сокращает срок его службы.

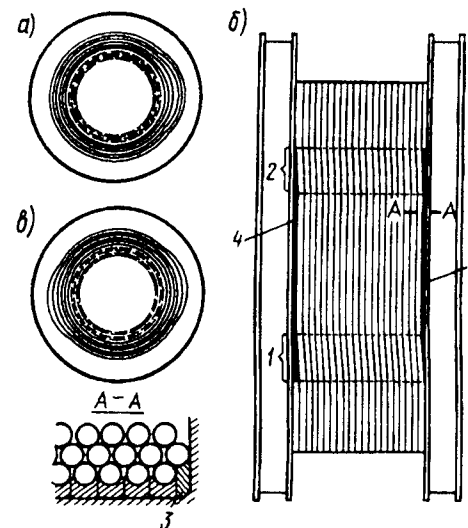


Рис. 76. Схема многослойной навивки каната:

a – обычная навивка; b – навивка по системе Le-Bus; $в$ – положение каната при навивке Le-Bus

При многослойной навивке каната первый слой ложится по винтовой линии. Каждый последующий слой имеет противоположное направление навивки. При этом каждый виток верхнего слоя навивки пересекает виток ранее уложенного слоя, что вызывает образование выпуклости в этом месте (рис. 76, a). При большой скорости движения каната возникают вибрации барабана и каната. Чтобы устранить это нежелательное явление, разработана новая система нарезки канавок на барабанах для многослойной навивки (система Le-Bus), обеспечивающая плавный переход каната с одного ряда на другой и предотвращение зажимания каната между уже намотанными витками (это уменьшает износ каната и увеличивает канатоемкость барабана).

При намотке каната по этой системе окружность барабана делится на четыре участка. На двух противоположных участках (составляющих 70 – 80 длины окружности) канавки, наре-

занные на обечайке барабана, идут параллельно фланцам барабана (рис. 76, б) и только на двух участках 1 и 2 они располагаются по винтовой линии, причем осевое смещение винтовой нарезки на каждом из этих участков равно половине диаметра каната. На этих участках канат перемещается за один оборот барабана на весь шаг намотки. На параллельных же участках нарезки подача каната в направлении оси барабана отсутствует.

Для правильного направления каната при начале укладки первого слоя и для обеспечения необходимого перехода каната в начале навивки второго слоя у обоих фланцев барабана предусмотрены специальные направляющие устройства 3 и 4. Последующие ряды каната укладываются автоматически. Благодаря наличию двух винтовых участков витки смежных слоев навивки скрещиваются в двух противоположно расположенных участках окружности (рис. 76, в), что обеспечивает симметричность навивки. Для качественной укладки угол отклонения канатов при навивке не должен превышать $1,25 \dots 1,75^\circ$.

В большинстве случаев в грузоподъемных машинах применяют нарезные барабаны для однослойной навивки каната. Канавки (рис. 77), нарезанные на поверхности барабана (по винтовой линии), увеличивают поверхность соприкосновения, чем уменьшают напряжения смятия, устраняют трение между соседними витками и износ каната. Поэтому при нарезных барабанах срок службы каната увеличивается. Шаг

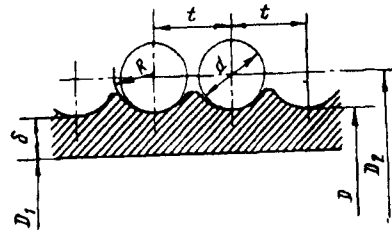


Рис. 77. Профиль канавки для каната при однослойной навивке

нарезки выбирают равным $t = d + (2 \dots 3)$ мм, где d – диаметр каната. Радиус канавки $R \approx 0,54d$. В отличие от барабанов кранов общего назначения у барабанов грейферных кранов канавка более глубокая.

Для правильной укладки каната на барабан, а также для предохранения каната от смещения и запутывания при ослаблении натяжения применяют различные типы канатоукладчиков (рис. 78). В канатоукладчике, изображенном на рис. 78, а, канат 2 проходит через блок 1, имеющий возможность перемещаться вдоль направляющей 3 под действием натяжения каната. В этом случае канат набегаеет на барабан перпендикулярно его оси независимо от угла набега каната на блок, что и обеспечивает правильную укладку каната. Правильную укладку и предотвращение смещения каната обеспечивают также и канатоукладчики, изображенные на рис. 78, б, в, в которых канат 2 проходит между двумя подпружиненными гладкими роликами 4 (б) или прижимается к барабану одним роликом 4 (в), установленным на подпружиненных рычагах 5.

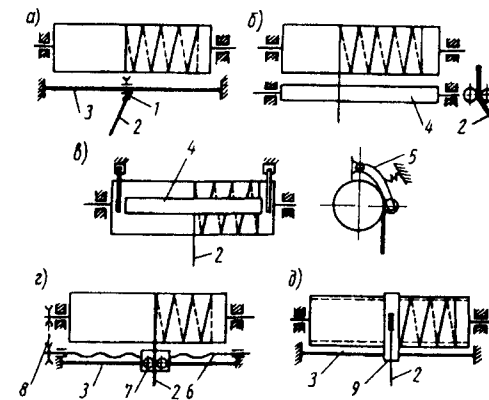


Рис. 78. Схемы канатоукладчиков

При многослойной навивке наибольшее применение имеет канатоукладчик, изображенный на рис. 78, г, состоящий из каретки 7 с направляющими блоками, совершающей челночное

движение по направляющей 3 от передачи винт – гайка; винт 6 через цепную и зубчатую передачу 8 приводится во вращение от вала барабана, и каретка перемещается вдоль оси барабана на один шаг навивки каната за каждый оборот барабана.

У барабанов, имеющих винтовую канавку, для предотвращения выпадения каната из канавки при ослаблении натяжения применяют канатоукладчики, изображенные на рис. 78, д. Они состоят из кольца-гайки, перемещающейся при вращении барабана по его нарезке и по направляющей 3. Укладываемый канат проходит через окно в гайке.

По правилам Госгортехнадзора России длина нарезного барабана должна быть такой, чтобы при низшем рабочем положении грузозахватного приспособления на барабане оставалось не менее 1,5 витка каната, не считая витков, находящихся под зажимным устройством.

Если L – рабочая длина каната, наматываемая на барабан, то длина нарезной части барабана без учета нарезки для закрепления каната на барабане

$$l = (L/(\pi D_2) + 1,5)t.$$

Здесь 1,5 – число неприкосновенных витков, регламентированное нормами Госгортехнадзора для уменьшения натяжения каната в месте его закрепления на барабане; D_2 – диаметр намотки (рис. 77). При наличии сдвоенного полиспаста на барабане предусматривают два рабочих участка со встречной нарезкой. Нарезные барабаны, предназначенные для однослойной навивки одной ветви каната, должны иметь реборду со стороны крепления каната. Наличие реборды со стороны крепления не является обязательным. Если на барабане навиваются две ветви каната (сдвоенные полиспасты) от края барабана к его середине, то применение реборд также не обязательно. Реборды барабана при однослойной и многослойной навивке каната должны возвышаться над канатом не менее чем на два диаметра каната. Барабаны, снабженные устройством, исключающим сход каната с барабана, можно изготавливать без реборд.

Барабаны выполняют литыми из чугуна или из стали и сварными из стали. В механизмах подъема, относящихся к 5-й и 6-й группам режима работы, а также механизмов, транспортирующих расплавленный и раскаленный металл, жидкий шлак и другие вещества, барабаны выполняются только из стали.

Стенки барабана испытывают сложное напряжение сжатия, кручения и изгиба. В барабанах длиной менее трех диаметров напряжения от кручения и изгиба не превышают обычно 10 – 15 % от напряжения сжатия. Поэтому в таком случае стенку барабана рассчитывают только на сжатие. При огибании барабана диаметром D канатом с натяжением S давление на элементарную дугу с центральным углом $d\alpha$ равно $dN = 2S \sin d\alpha/2 \approx Sd\alpha$.

При длине дуги $l = 0,5Dd\alpha$ давление на единицу длины $q = dN/l = 2S/D$. Тогда при шаге нарезки t распределенная нагрузка $p = 2S/(Dt)$.

Напряжения сжатия в стенке барабана определяют по теории напряженного состояния кольца, нагруженного равномерно распределенным по его внешней поверхности давлением. Наибольшее напряжение возникает на внутренней поверхности кольца:

$$\sigma_{сж} = 2p \frac{D^2}{D^2 - D_1^2},$$

где $D_1 = D - 2\delta$; δ – минимальная толщина стенки барабана (см. рис. 77).

Поскольку $\delta \ll D$, то $D - \delta \approx D$ и после подстановки значения p в выражение для $\sigma_{сж}$ получаем номинальное значение напряжения:

$$\sigma_{сж} = S_{max}/(\delta t) \leq [\sigma_{сж}],$$

где $[\sigma_{сж}]$ допускаемое напряжение, определяемое по данным табл. 27 в зависимости от группы режима работы и материала барабана.

Таблица 27. Допускаемые напряжения $[\sigma_{сж}]$, МПа

Материал барабана	Группа режима работы механизма				
	1М	2М	3М	4М и 5М	6М
Стали					
ВМСт3сп (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
Чугуны					
СЧ18 (320)	110	100	90	—	—
СЧ18 (360)	130	115	100	90	—
СЧ24 (440)	170	150	130	115	100

Примечание. В скобках рядом с маркой материала указаны значения предела текучести σ_T , МПа (для сталей), и предела прочности на изгиб σ_B , МПа (для чугунов).

При изготовлении барабана методом литья толщину стенки чугунного барабана приближенно определяют по эмпирической формуле $\delta = 0,02D + (\text{от } 0,6 \text{ до } 1,0) \text{ см}$, а стенки стального барабана — $\delta = 0,01D + 0,3 \text{ см}$.

Напряжение от изгиба моментом M_H в стенке барабана

$$\sigma_H = \frac{M_H}{W_H} = \frac{M_H}{0,1(D^4 - D_1^4)/D}$$

и напряжение от кручения моментом $M_{кр}$

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{M_{кр}}{0,2(D^4 - D_1^4)/D}$$

где D и D_1 — размеры барабана (см. рис. 77).

Результирующее напряжение для стальных барабанов

$$\sigma_{сумм} = \sqrt{(\sigma_H + \sigma_{сж})^2 + 3\tau_{кр}^2}$$

Приведенный метод расчета широко распространен в инженерных расчетах. Однако надо иметь в виду, что он является приближенным, поскольку тело барабана рассматривается как труба бесконечной длины. Кроме того, в нем не учитываются местные напряжения в месте стыка обечайки с торцевой стенкой и в местах установки ребер жесткости.

Более точный расчет в случае необходимости следует проводить, рассматривая барабан как цилиндрическую оболочку, испытывающую как напряжения сжатия, так и напряжения от изгиба у торцевых стенок и у ребер жесткости. Кроме того, надо учитывать, что стенка барабана, нагруженная радиальным давлением от витков каната, может потерять устойчивость.

При расчете на устойчивость запас устойчивости цилиндрической стенки барабана принимают из условия

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

где $[n]$ — рекомендуемый запас устойчивости: $[n] = 1,7$ для стальных барабанов и $[n] = 2,0$ для чугунных барабанов; $\sigma_{кр}$ — критическое напряжение в цилиндрической стенке, МПа:

$$\sigma_{кр} = 0,92E_{бар} \frac{\delta}{l} \sqrt{\frac{2\delta}{D}},$$

где $E_{бар}$ — модуль упругости материала стенки барабана, МПа; для сварных стальных барабанов $E_{бар} = 2,1 \cdot 10^5$, для литых стальных барабанов $E_{бар} = 1,9 \cdot 10^5$ и для чугунных барабанов $E_{бар} = 10^5$; l — расстояние между торцевыми стенками или между торцевой стенкой и кольцом жесткости, расположенным на внутренней поверхности цилиндрической стенки барабана; ψ — коэффициент, учитывающий влияние деформации стенки барабана и каната:

$$\psi = \left(1 + \frac{E_{кан} A_{кан}}{E_{бар} \delta t}\right)^{-1/2}$$

Здесь $E_{\text{кан}}$ – модуль упругости стальных канатов: для шестипрядных канатов с органическим сердечником $E_{\text{кан}} = 9 \cdot 10^4$ МПа и для таких же канатов с металлическим сердечником $E_{\text{кан}} = 1,1 \cdot 10^5$ МПа; $A_{\text{кан}}$ – площадь сечения всех проволок каната, мм².

Критические напряжения $\sigma_{\text{кр}}$ не должны быть более $0,8\sigma_T$ для стальных барабанов и более $0,6\sigma_B$ для чугунных барабанов (см. табл. 27). Если фактический запас устойчивости оказывается меньше рекомендуемого, то надо или увеличивать толщину стенки δ , или ввести в конструкцию барабана дополнительные ребра жесткости.

Канатоемкость барабана при многослойной навивке определяется как сумма длин каната в каждом слое навивки. Если в каждом слое навивка имеет i витков при числе z слоев, то длина каната в первом слое $l_1 = \pi D_1 i$, где D_1 – диаметр первого слоя по центру каната. Соответственно длина каната во втором слое $l_2 = \pi(D_1 + 2d)i$ и в z -м слое $l_z = \pi[D_1 + (z - 1)2d]i$, где d – диаметр каната.

Общая длина каната

$$L = \pi iz [D_1 + d(z - 1)].$$

Учитывая возможную неравномерность навивки каната в случае отсутствия канатокладчика, $L' = \varphi L$, где $\varphi = 0,9$ – коэффициент неравномерности укладки.

Для повышения долговечности каната следует обеспечить правильное набежание каната на блок или барабан, чтобы не создавался резкий перегиб каната, и этим избежать нежелательного нажатия каната на край реборды, которое приводит к повышенному износу каната и возможности поломки реборды.

При набежании каната на барабан угол γ (рис. 79) (условно отсчитываемый от оси блока) при практических расчетах, принимают $\gamma = 2^\circ$ для гладких барабанов, где витки каната ложатся вплотную друг к другу, и $\gamma = 6^\circ$ для

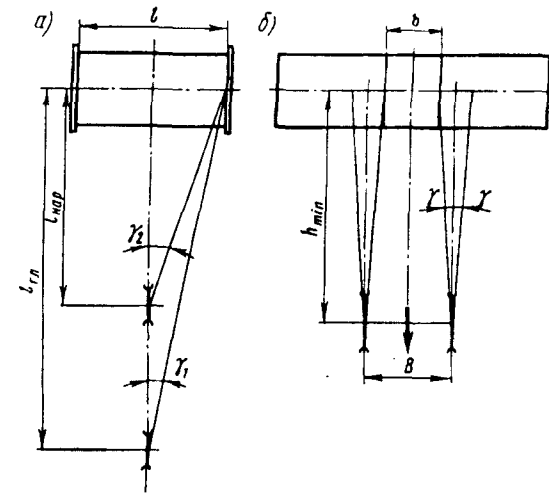


Рис. 79. Допустимые углы набежания каната на барабан:

а – одинарный полиспаст; б – двойной полиспаст

нарезных барабанов. Значение этого угла влияет на минимальное расстояние от оси направляющего блока до оси барабана. Так, для нарезных барабанов одинарных полиспастов (рис. 79, а) $l_{\text{нар}} = 0,5l \text{ctg } 6^\circ$ и для гладких барабанов $l_{\text{гл}} = 0,5l \text{ctg } 2^\circ$, где l – длина барабана.

По этим же углам при верхнем положении крюковой обоймы определяют длину b ненарезанной средней части барабана двойного полиспаста (рис. 79, б). Максимальная возможная длина этого ненарезанного участка $b_{\text{max}} = B + 2h_{\text{min}} \text{tg } \gamma$ и минимальная возможная длина участка $b_{\text{min}} = B - 2h_{\text{min}} \text{tg } \gamma$, где B – расстояние между центрами блоков крюковой обоймы или направляющих блоков, с которых ветви каната наматываются на барабан; h_{min} – минимальное расстояние между осью барабана и осью блоков подвески в ее верхнем положении или расстояние между осью барабанов и осью направляющих блоков (при расчете подшипников блоков и барабанов следует учесть осевые нагрузки, возникающие из-за отклонения каната на угол γ).

Полная длина барабана при двояном полиспасте $l_{бар} = b + 2l + 2l_k$, где b – длина ненарезанной центральной части барабана; $b_{min} < b < b_{max}$; l – длина нарезанной части барабана с учетом размещения неприкосновенных витков; l_k – длина конечного участка барабана, на котором размещается крепление каната к барабану.

Для одинарного полиспаста $l_{бар} = l + l_{k1} + l_{k2}$, где l_{k1} и l_{k2} – длина конечных участков барабана соответственно для размещения крепления и для реборды.

Конструкция крепления каната на барабане должна быть надежной, доступной для осмотра, удобной для замены каната и достаточно простой в изготовлении. Канат в месте крепления не должен подвергаться резкому изгибу. Существует много разнообразных конструкций крепления каната на барабане; примеры некоторых из них приведены на рис. 80. Правилами Госгортехнадзора России обусловлено крепление каната на барабане или прижимными планками, или клиновыми зажимами, обеспечивающими надежность крепления.

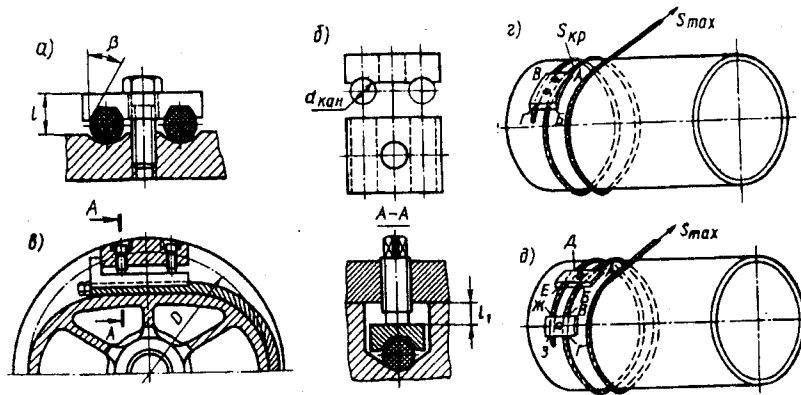


Рис. 80. Схемы закрепления каната на барабане:

а – накладкой с трапециевидной канавкой; б – одноболтовой накладкой с полукруглой канавкой; в – прижимной планкой; г – двумя болтами; д – двумя одноболтовыми накладками

Наиболее широкое применение имеет крепление каната планками, прижимающими канат к барабану (рис. 80, а, б). При навивке канат из первой крайней канавки на барабане сразу переводят через одну канавку в третью, для чего частично вырубает выступ нарезки, разделяющий канавки. При этом среднюю канавку используют для установки крепежных винтов. Каждую прижимную планку крепят с помощью одного или двух винтов. Независимо от результатов расчета, согласно правилам Госгортехнадзора, устанавливают не менее двух одновинтовых планок. В случае крепления прижимных планок двумя винтами для каната диаметром до 31 мм устанавливают по одной планке и по две планки при большем диаметре каната. Вследствие уменьшения натяжения каната в месте его крепления к барабану за счет регламентированных нормами техники безопасности полуктора неприкосновенных витков натяжение каната перед прижимной планкой (в точке А на рис. 80, г)

$$S_{кр} = S_{max} / e^{f\alpha_1}, \quad (16)$$

где S_{max} – максимальное рабочее натяжение в канате при подъеме груза; $f = 0,16$ – минимальный коэффициент трения между канатом и поверхностью барабана; $\alpha_1 = 3\pi$ – минимальный угол обхвата барабана неприкосновенными витками; S_{max} – максимальное рабочее натяжение в канате при подъеме груза, определенное с учетом возможных максимальных значений перегрузок. При этом

$$S_{max} = S_{ном} K_{дин},$$

где $K_{дин}$ – коэффициент динамических нагрузок, зависящий от характера изменения пускового момента двигателя, от высоты подъема и скорости груза, диаметра каната:

$$K_{дин} = 1 + v_{п} \alpha_{пр} \sqrt{E_k A_k / (9,8 S_{ном} H)},$$

здесь $v_{\text{п}}$ – скорость подъема груза, м/с; $E_{\text{к}} = 1,2 \cdot 10^{11}$ – модуль упругости стального каната, Па; $A_{\text{к}}$ – площадь металлического поперечного сечения каната, м²; H – номинальная высота подъема груза, м; $\alpha_{\text{пр}}$ – коэффициент, зависящий от типа двигателя, принимаемый $\alpha_{\text{пр}} = 1$ – для двигателей с короткозамкнутым ротором без регулирования пускового момента, $\alpha_{\text{пр}} = 0,8$ – для двигателя с фазным ротором при управлении силовыми контроллерами и $\alpha_{\text{пр}} = 0,6$ – для двигателей с фазным ротором при управлении с помощью магнитных контроллеров.

Натяжение каната в месте его крепления $S_{\text{кр}} \approx \frac{S_{\text{max}}}{2,5}$.

При креплении одной планкой с двумя винтами канат удерживают на барабане следующие силы трения:

1) сила трения F_1 между канатом и планкой, а также канатом и барабаном на участке AB (рис. 80, z) под планкой:

$$F_1 = (f + f_1)N,$$

где N – сила затяжки одного винта; f – приведенный коэффициент трения между канатом и планкой, имеющей трапецеидальное сечение канавки (рис. 80, a):

$$f_1 = f / \sin \beta,$$

где β – угол наклона боковой грани зажимной канавки на планке, обычно принимаемый равным 40°. Для планки с полукруглыми канавками (рис. 80, b) $f_1 = f$ и $F_1 = 2fN$;

2) сила трения F_2 между канатом и барабаном на участке BV (рис. 80, z):

$$F_2 = S_B - S_B = (S_{\text{кр}} - F_1) - \frac{S_{\text{кр}} - F_1}{ef\alpha} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{ef\alpha} [S_{\text{кр}} - (f + f_1)N],$$

где $\alpha \approx 2\pi$ – угол обхвата барабана витком каната от точки B до точки B ;

3) сила трения F_3 под прижимной планкой на участке $B\Gamma$:

$$F_3 = F_1 = (f + f_1)N.$$

При удержании каната на барабане должно соблюдаться равенство силы натяжения каната и сил трения: $S_{\text{кр}} = F_1 + F_2 + F_3$, откуда после подстановки соответствующих значений сил трения и преобразований определяем усилие,

$$N = S_{\text{кр}} / [(f + f_1)(e^{f\alpha} + 1)]. \quad (17)$$

Кроме растяжения винты испытывают также изгиб, вызываемый силами трения между планкой и канатом на участках AB и $B\Gamma$, которые стремятся сдвинуть планку в направлении действия силы натяжения в канате и тем самым изгибают винты. Эти силы трения, воспринимаемые каждым винтом, равны: $T = f_1 N$.

За точку приложения силы T следует принимать точку соприкосновения головки винта с планкой, а за плечо изгиба l – расстояние от этой точки до поверхности барабана (рис. 80, a).

Суммарное напряжение в каждом винте

$$\sigma_{\text{сумм}} = \frac{1,3kN}{\pi d_1^2/4} + \frac{kTl}{0,1d_1^3} \leq [\sigma_{\text{р}}], \quad (18)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы винта; $k \geq 1,5$ – запас надежности крепления каната к барабану, учитывающий возможные отклонения фактического значения коэффициента трения от расчетного и влияние динамических нагрузок. Числовой коэффициент 1,3 в уравнении (18) учитывает напряжение кручения, возникающее при затяжке винтов. Допускаемые напряжения растяжения в винте определяют при запасе прочности $n = 2,5$ относительно предела текучести при равномерном распределении нагрузки между всеми винтами.

При применении нескольких одновинтовых прижимных планок расчетные уравнения, учитывающие влияние силы

трения между крепежными винтами каната и барабаном на отдельных дугах обхвата между зажимами (дуги $БВ$, $ГД$, $ЕЖ$ на рис. 80, $д$), можно получить аналогично путем последовательного определения сил трения на отдельных участках соединения и их суммирования. Для упрощения расчета в этом случае с достаточной степенью точности

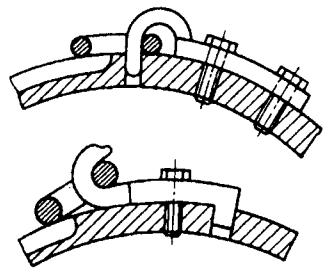


Рис. 81. Крепление сварной цепи на барабане

можно использовать уравнения (17) и (18), принимая условно угол α_1 равным углу обхвата барабана канатом между точками $Б$ и $Ж$. Обычно планки располагают по окружности барабана под углом 60° . Конструкция крепления каната с прижимной планкой, представленная на рис. 80, $в$, возможна только

на литом барабане. Расчет крепления аналогичен вышеприведенному расчету. Плечо изгиба винта равно длине l_1 .

Сварные цепи обычно крепят к барабану с помощью кованого крючкообразного зажима, привертываемого к телу барабана (рис. 81).

Шпили (см. рис. 7). Их применяют при производстве маневровых работ на железнодорожных путях, в портах и доках, для подъема якорей на судах, подтаскивания различных грузов и т.п. Шпиль – это лебедка с фрикционным барабаном, имеющим горизонтальную или вертикальную ось вращения. Канат, соединенный с грузом, не закрепляется на барабане, а сцепляется с ним силой трения, возникающей между поверхностью барабана и несколькими витками каната, намотанными на него, и он удерживается от проскальзывания относительно небольшой силой $S_{сбег}$, прикладываемой к сбегавшей ветви. Это позволяет работать с канатом, имеющим

большую длину при малых размерах барабана. Тогда натяжение набегающей ветви каната, соединенной с грузом,

$$S_{наб} = S_{сбег} e^{f\alpha},$$

где f – коэффициент трения между канатом и барабаном: $f = 0,12 \dots 0,15$ – при гладком барабане и $f = 0,15 \dots 0,2$ – при барабане, имеющем на своей поверхности невысокие продольные ребра; α – угол обхвата барабана канатом, рад.

Обычно барабаны спицей делают переменного диаметра, с минимальным значением в середине, чтобы обеспечить постоянное сбегание каната к центру барабана. Элемент каната, натянутого с силой S , при элементарном угле обхвата $d\alpha$, создает радиальную силу $dN = S d\alpha$. Сила $dN \sin \varphi$ (рис. 82) стремится передвинуть канат к центру барабана (на минимальный диаметр). Здесь φ угол между осью вращения и касательной к поверхности барабана, проведенной в точке касания каната с барабаном. Сила трения между канатом и барабаном $f dN \cos \varphi$ препятствует этому передвижению.

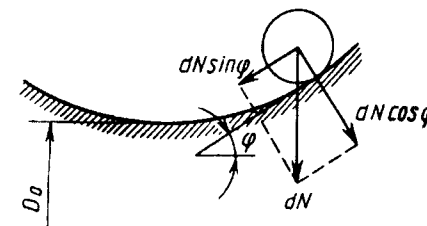


Рис. 82. Схема действия сил на барабане спицы

Для того чтобы канат перемещался вдоль оси барабана, результирующая сила, сдвигающая канат, должна быть больше нуля, т.е. $dN \sin \varphi - dN f \cos \varphi > 0$, что возможно, если угол φ больше угла трения $\rho = \text{arctg} f$. Проскальзывание каната при его перемещении к минимальному диаметру барабана приводит к повышенному изнашиванию и каната, и поверхности барабана.

Блоки. Для канатов изготавливают блоки из стали литьем, сваркой или штамповкой. Последний метод наиболее рационален. Для литых блоков применяют сталь с механическими свойствами не ниже чем у стали 45Л-II; для штампованных – не ниже чем у стали 45, и для сварных – не ниже чем у стали Ст3. Ручей блока должен быть закален до твердости не ниже 35 HRC с глубиной закаленного слоя не менее 3 мм. Профиль ручья блока должен быть таким, чтобы канат беспрепятственно входил и выходил из него, а также чтобы канат соприкасался с ручьем по возможно большей площади.

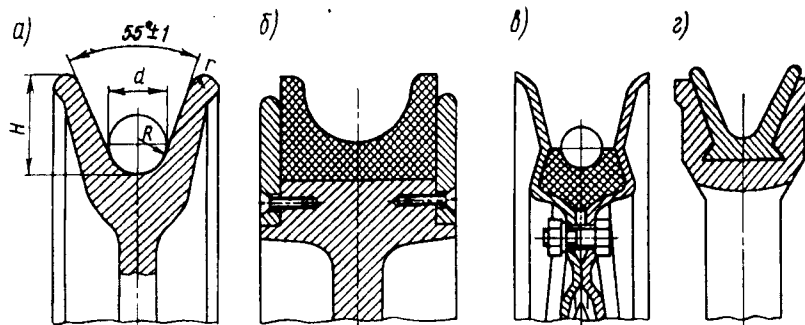


Рис. 83. Ручьи блоков:
а – профиль ручья; б, в – ручьи, футерованные пластмассой; г – ручей, футерованный алюминием

Размеры профиля ручья (рис. 83, а) должны соответствовать размерам, указанным в ОСТ 24.191.05–82. При этом $R = (0,53 \dots 0,56)d$; $H = (1,4 \dots 1,9)d$; $r = 0,2d$ и $\alpha = 55^\circ \pm 1$. При соблюдении этих условий канат может отклоняться от плоскости симметрии ручья блока на угол не более 6° . Для увеличения долговечности каната и блока рекомендуется не допускать отклонения каната более чем на 2° , а на уравнильных блоках – более чем на $0,5^\circ$.

Блок подлежит замене при износе ручья на глубину $0,2d$, но не более $0,2$ первоначальной толщины обода. Для

повышения долговечности каната иногда применяют блоки с ручьем, футерованным пластмассой (рис. 83, б, в) или алюминием (рис. 83, г). Так, если принять износ каната на чугунном блоке за 100 %, то на стальном блоке за этот же срок износ составит 110 %, при футеровке алюминием – 80, а при футеровке капроном – 40...50 %. Все блоки полиспастной системы рекомендуется устанавливать на подшипниках качения с применением защитных уплотнений, предотвращающих загрязнение подшипников и утечку смазки.

Звездочки. Для сварных цепей звездочки, как правило, выполняют литыми из чугуна или стали. Звенья сварной цепи ложатся на звездочке в специальные гнезда, выполненные по форме звена, поэтому звездочка получается многогранной (рис. 84, а). Диаметр начальной окружности звездочки (по центру прутка, из которого сварена цепь)

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

где t – внутренняя длина звена цепи; d – диаметр прутка, из которого сварена цепь; z – число гнезд на звездочке. При $z \geq 6$ и при $d \leq 16$ мм первый член под корнем значительно больше второго и в этом случае можно пользоваться упрощенным уравнением

$$D_{н.о} = \frac{t}{\sin 90/z}.$$

Звездочки для пластинчатых цепей изготавливают из стального проката (сталь Ст4, Ст5, 20) или литья; они представляют собой как бы зубчатые колеса, зубья которых входят между пластинами цепей, соприкасаясь с валиками шарниров. Построение профиля зубьев звездочки проводят по ГОСТ 592–81.

ОСТАНОВЫ И ТОРМОЗА

11. Общие требования.

Классификация тормозных устройств

Механизмы грузоподъемных машин должны иметь надежные тормозные устройства: в механизмах подъема обеспечивающие остановку груза и удержание его в подвешенном состоянии с заданным запасом торможения, а в механизмах передвижения и поворота – торможение до полной остановки на установленной длине тормозного пути. Общая интенсификация производства и рост производительности труда, приводящие к повышению скорости движения и увеличению движущихся масс, предъявляют все более высокие требования к эффективности действия тормозных устройств. Тормоза подъемно-транспортных машин повышают безопасность работы этих машин и их производительность.

Для повышения интенсивности работы механизма период торможения должен быть как можно меньше, однако при резком торможении на элементы привода действуют высокие динамические нагрузки, вызывающие нарушение соединений, повышенный износ муфт, подшипников, ходовых и зубчатых колес. При движении подъемно-транспортных машин резкое торможение может вызвать юз ходовых колес, расплескивание жидкого металла, транспортируемого в ковшах, раскачивание транспортируемого груза, вибрацию металлических конструкций и другие нежелательные явления, что следует учитывать при определении тормозного момента и расчета элементов подъемно-транспортных машин.

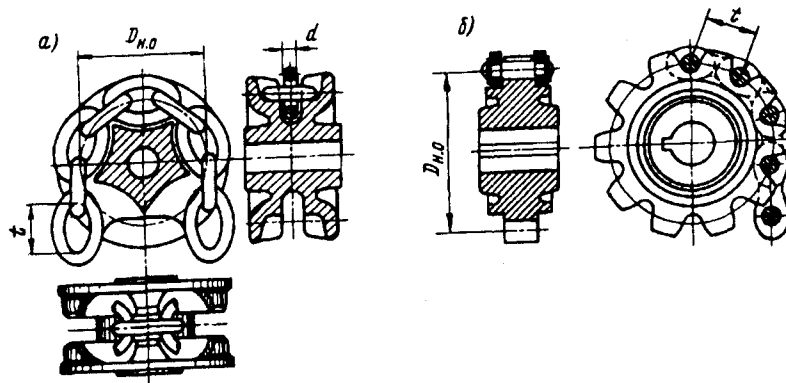


Рис. 84. Звездочки:

а – для сварной цепи; б – для пластинчатой цепи

Диаметр начальной окружности звездочки (рис. 84, б)

$$D_{н.о} = \frac{t}{\sin 180/z},$$

где t – шаг цепи; z – число зубьев.

Торможение механизмов с электрическим приводом можно осуществлять как электрическим, так и механическим способом. При электрическом торможении имеется возможность значительно уменьшить скорость к моменту замыкания тормоза. Однако и в этом случае механический тормоз остается единственным средством остановки механизма при прекращении подачи электроэнергии. Поэтому расчет механических тормозов в любом случае необходимо вести по полному значению тормозного момента.

Для определения тормозного момента должны быть известны: 1) характер и режим работы механизма; 2) конструктивные и расчетные данные механизма: масса транспортируемого груза, массы отдельных элементов, моменты инерции элементов механизма, скорости движения, передаточные числа и КПД передач и т.п.; 3) место расположения тормоза в кинематической схеме механизма (значение тормозного момента различно в зависимости от передаточного числа передачи от рабочего органа, например барабана, до тормозного вала); 4) крутящий момент, действующий на тормозном валу при торможении и определяемый с учетом потерь в элементах механизма; 5) частота вращения тормозного вала; 6) при применении некоторых конструкций тормозов необходимо также знать направление вращения тормозного шкива.

Тормозные устройства подъемно-транспортных машин классифицируют по следующим признакам:

1) по конструктивному выполнению рабочих элементов: на *колодочные тормоза* – с рабочим элементом в виде колодки, трущейся по наружной или внутренней поверхности тормозного барабана (шкива); *ленточные* – с рабочим элементом в виде гибкой ленты, трущейся по тормозному барабану; *дисковые* – с рабочим элементом в виде целого кольцевого диска или отдельных сегментных колодок и *конические* – с рабочим элементом в виде конуса. Последние две разновидности тормозов обычно объединяются в одну группу с замыкающей силой, действующей вдоль оси тормоза, – *тормоза с осевым нажатием*;

2) по принципу действия: на *автоматические тормоза* (с электромагнитным, электрогидравлическим или электромеханическим приводом, а также замыкаемые весом транспортируемого груза и т.п.), замыкающиеся независимо от обслуживающего персонала одновременно с отключением двигателя механизма, на котором установлен тормоз, и *управляемые тормоза*, замыкание или размыкание которых проводится обслуживающим персоналом при воздействии на орган управления;

3) по назначению: на *стопорные тормоза*, производящие остановку механизма, и *спускные тормоза* и *регуляторы скорости*, ограничивающие скорость движения в определенных пределах и действующие в течение всего периода работы соответствующего механизма;

4) по характеру действия силы, управляющей тормозом: на *нормально закрытые тормоза*, замыкание которых создается постоянно действующей силой (от пружины, весом специального замыкающего груза и т.п.), а размыкание, происходящее одновременно с включением привода механизма, – при приложении силы управления тормозом (при выключении привода тормоз автоматически замыкается); *нормально открытые тормоза*, размыкаемые с помощью постоянно действующей размыкающей силы и замыкаемые при приложении силы управления тормозом; *комбинированные тормоза*, работающие в нормальных условиях как нормально открытые тормоза, а в аварийных условиях – как тормоза, нормально закрытые действием внешней замыкающей силы.

Ко всем тормозам независимо от их конструкции предъявляются следующие основные требования: достаточный тормозной момент для заданных условий работы; быстрое замыкание и размыкание; прочность и долговечность элементов тормоза; простота конструкции, определяющая малую стоимость изготовления; удобство осмотра, регулирования и замены износившихся деталей; устойчивость регулирования, обеспечивающая надежность работы тормозного устройства; минимальный износ трущихся элементов; минимальные габариты и масса;

ограниченная температура на поверхности трения, не превышающая предельную температуру для данного фрикционного материала.

Тормозной шкив обычно устанавливают на быстроходном валу механизма, где действует наименьший крутящий момент и, следовательно, требуется малый тормозной момент. В этом случае в качестве тормозного шкива можно использовать одну из полумуфт соединения двигателя с редуктором. Если в механизме применена муфта с амортизирующим устройством (втулочно-пальцевая, пружинная и др.), то в качестве тормозного шкива следует использовать ту полумуфту, которая находится на валу редуктора.

12. Остановы

К простейшим устройствам, служащим для удержания груза на весу, относятся *остановы* – приспособления, не препятствующие подъему груза, но исключающие возможность самопроизвольного опускания под действием силы тяжести. В подъемно-транспортных машинах обычно применяют храповые и роликовые остановы.

Храповые остановы (рис. 85, а). Они состоят из храпового колеса 1, укрепленного на валу 2 механизма, и собачки 3, ось 4 которой установлена на неподвижных элементах механизма. Собачка входит в зацепление с храповым колесом, препятствуя его повороту в сторону опускания груза Q . В другую сторону колесо поворачивается свободно. Для опускания груза собачку необходимо вывести из зацепления с храповым колесом. Храповой останов обычно размещают на входном (самом быстроходном) валу, где действуют наименьшие крутящие моменты. Однако для большей надежности храпового соединения, а также учитывая конструктивные особенности некоторых грузоподъемных механизмов, храповое соединение в ряде случаев устанавливают на промежуточных валах и даже непосредственно на валу барабана.

Наиболее опасным для элементов останова является положение, когда собачка упирается в вершину зуба храпового колеса (рис. 85, б). Так как зацепление зубьев с собачкой происходит с некоторым ударом, то кромки зуба колеса и собачки сминаются.

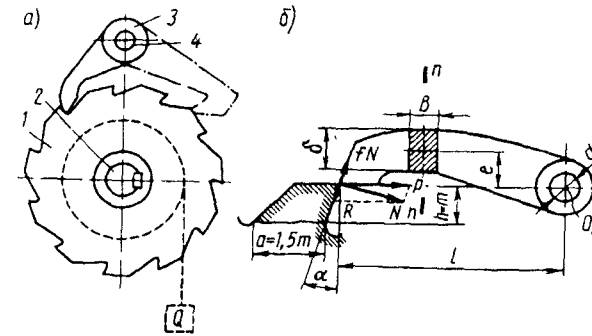


Рис. 85. Храповой останов:

а – схема останова; б – нагружение собачки

Прочность кромок проверяется по соотношению

$$q = \frac{P}{b} \leq [q], \quad (19)$$

где P – окружная сила, Н; b – ширина колеса, см; $[q]$ – допускаемое линейное давление с учетом динамического характера нагружения, Н/см (значения $[q]$ для некоторых материалов приведены в табл. 28).

Окружная сила

$$P = 2M_k/D = 2M_k/(zm), \quad (20)$$

где D – внешний диаметр храпового колеса; z – число зубьев храпового колеса; m – модуль зацепления храпового колеса; M_k – крутящий момент, действующий на валу храпового колеса.

Соотношение между шириной зуба b и модулем m определяется коэффициентом $\psi = b/m$, значения которого даны в

Таблица 28. Параметры для расчета храпового соединения

Материал храпового колеса	$[q]$, Н/см	$\psi = b/m$	Запас прочности
Чугун СЧ15	1500	2 – 4	5
Сталь 35Л11, 55Л11	3000	1,5 – 4	4
Сталь Ст3	3500	1 – 2	3
Сталь 45	4000	1 – 2	3

Примечание. Значения $[q]$ соответствуют механизмам для 1-й, 2-й и 3-й групп режимов работы. Для более напряженных режимов эти значения должны быть ниже на 25 – 30 %.

табл. 28. Большие значения коэффициента ψ принимают для устройств, работающих со значительными ударными нагрузками. Ширину собачки принимают на 2 – 4 мм шире зуба храпового колеса, чтобы компенсировать возможные неточности монтажа.

Используя уравнения (19) и (20), получаем выражение для модуля колеса

$$m = \sqrt{\frac{2M_k}{z\psi[q]}}$$

Если число зубьев неизвестно, а известен диаметр храпового колеса, то

$$m = \frac{2M_k}{\psi D[q]}$$

При модуле храпового колеса $m \geq 6$ мм можно ограничиться проверкой зуба по линейному давлению. При меньшем модуле необходима проверка зуба по изгибу. Плоскость излома зуба (рис. 85, б) отстоит на расстоянии $h = m$ от вершины зуба. Высоту расчетного сечения зуба храпового колеса с внешним зацеплением принимают $a = 1,5m$. Тогда момент, изгибающий зуб,

$$M_n = Ph = (2M_k/zm)m = 2M_k/z.$$

Момент сопротивления изгибу при рассмотрении зуба как балки, заделанной с одного конца,

$$W = \frac{\psi m (1,5m)^2}{6} = \frac{2,25\psi m^3}{6}.$$

Напряжение от изгиба

$$\sigma_n = \frac{M_n}{W} = \frac{12M_k}{2,25\psi z m^3} \leq [\sigma_n].$$

Принимая допускаемые напряжения $[\sigma_n] = \sigma_v/n$ для чугунов и $[\sigma_n] = \sigma_T/n$ для сталей, где значения n указаны в табл. 28, получаем выражение для модуля

$$m = 1,75 \sqrt[3]{\frac{M_k}{\psi z [\sigma_n]}}$$

При внутреннем зацеплении зубья храпового колеса значительно прочнее, поскольку в этом случае высота расчетного сечения зуба $a = 3m$. Модуль

$$m = 1,1 \sqrt[3]{\frac{M_k}{\psi z [\sigma_n]}}$$

Собачку изготавливают обычно из стали 40Х, термообработанной до твердости не ниже 48 – 50HRC. Чтобы обеспечить надежную работу соединений, собачка прижимается к храповому колесу пружиной (рис. 86, а, б) или силой тяжести специального груза (рис. 86, в). Ось вращения собачки устанавливают в таком месте, чтобы угол между прямыми, проведенными от оси колеса и оси собачки в точку контакта собачки с колесом, был близок к 90°.

Поверхность зуба колеса, упирающуюся в собачку, делают плоской. При вращении храпового колеса в направлении, соответствующем подъему груза, собачка свободно скользит по

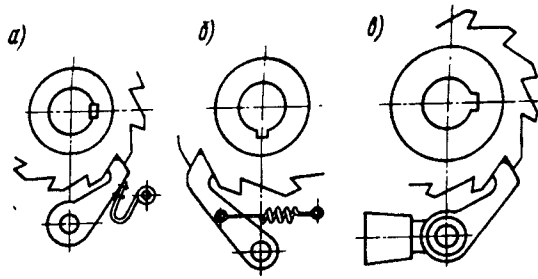


Рис. 86. Конструкции собачек с принудительным включением

наклонным поверхностям зубьев. Если направление вращения колеса изменится на противоположное, то собачка, упираясь в верхнюю кромку зуба колеса, соскальзывает во впадину и прижимается к рабочей грани зуба всей торцевой поверхностью, создавая необходимый упор. При этом на собачку от окружной силы P действует сила нормального давления $N = P \cos \alpha$ и сила $R = P \sin \alpha$, направленная вдоль рабочей грани зуба и стремящаяся сдвинуть собачку к основанию зуба (см. рис. 85, б). Кроме того, на собачку действуют сила трения fN вдоль рабочей грани и момент трения $P f_1 d/2$ в опоре O_1 , препятствующие входу собачки в зацепление (здесь f_1 – коэффициент трения между собачкой и ее осью, имеющей диаметр d). Приведенная к плоскости рабочей грани зуба сила трения от момента трения на оси собачки

$$F = P f_1 d / (2L \cos \alpha).$$

Если пренебречь влиянием силы тяжести собачки и силы пружины, способствующих созданию зацепления, то для обеспечения входа собачки в зацепление с зубом должно быть удовлетворено неравенство $R > fN + F$, откуда после преобразований получаем

$$\operatorname{tg} \alpha > f + f_1 d / (2L \cos^2 \alpha).$$

Беспрепятственное движение собачки к основанию зуба колеса обеспечивается, если угол α отклонения передней грани зуба колеса больше приведенного угла трения собачки по зубу

храпового колеса с учетом коэффициентов трения f и f_1 и геометрии зацепления. Нормалью на построение профиля зубьев храпового колеса при наружном и внутреннем зацеплении [24] предусмотрен угол $\alpha = 20^\circ$, что учитывает и влияние трения в опоре O_1 , и возможное загрязнение, и повреждение контактных поверхностей зуба колеса и собачки.

Собачка воспринимает сжимающие, растягивающие и изгибающие нагрузки. Расчет ведут при положении собачки, упертой концом в кромку зуба колеса (см. рис. 85, б). Так, при сжатой собачке напряжение в опасном сечении

$$\sigma = \frac{P}{B\delta} + \frac{6Pe}{B\delta^2} \geq [\sigma_{и}]_с,$$

где B – ширина собачки; $[\sigma_{и}]_с = \sigma_{т}/n$ – допускаемое напряжение; $n = 5$ – запас прочности.

Вращение храпового колеса в сторону подъема сопровождается характерным шумом (щелчками), поскольку собачка постоянно прижимается к зубьям. Для уменьшения шума применяют конструкции бесшумных собачек, в которых специальное устройство за счет силы трения отводит собачку от храпового колеса при движении механизма в сторону подъема. Так на рис. 87 собачка 1 соединена с хомутом 2, прижимающимся к валу механизма пружинами 3. При вращении вала в сторону подъема хомут 2 под действием силы трения стремится повернуться в ту же сторону и отводит собачку от зубьев храпового колеса 4. При вращении вала в обратном направлении хомут вводит собачку в зацепление с зубом храпового колеса.

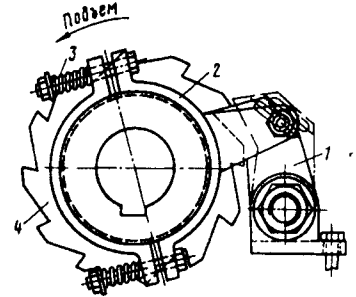


Рис. 87. Схема бесшумной собачки

Работа храпового соединения характеризуется резким ударным соединением собачки с зубом храпового колеса и мгно-

венной остановкой груза. Чтобы уменьшить динамические нагрузки при работе храпового соединения, иногда на одно храповое колесо устанавливают несколько собачек, расположенных так, чтобы они не могли войти в соединение с зубом одновременно. Тогда максимально возможный угол поворота храпового колеса до упора в него собачки (угол холостого хода) сокращается, храповое колесо при изменении направления вращения не успевает развить высокую скорость под действием веса груза, и удар при зацеплении собачки с зубом колеса происходит более мягко. Независимо от числа собачек каждую из них рассчитывают на полную окружную силу P .

Роликовые остановы (автоологи). Их относят к фрикционным самотормозящим механизмам. Их действие основано на использовании силы трения, и они являются наиболее совершенными механизмами, обеспечивающими безударное приложение нагрузки и минимальный угол холостого хода, предшествующий заклиниванию. Роликовый останов (рис. 88) состоит из корпуса 1 , втулки 2 и заложенных в клиновые пазы роликов 3 .

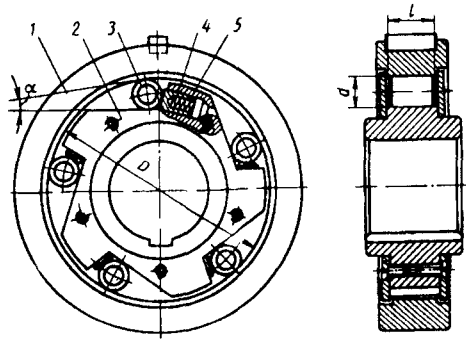


Рис. 88. Схема роликового останова

При вращении втулки 2 против хода часовой стрелки (при неподвижном корпусе 1) силы трения направляют ролики в более широкую часть клинового паза, что обеспечивает свободное

вращение втулки 2 , а следовательно, и вала механизма относительно корпуса 1 . При изменении направления вращения ролики попадают 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.

Наибольший крутящий момент, возникающий при заклинивании роликов, с учетом динамических нагрузок $M_{\max} = k_d M$, где M – номинальный крутящий момент от груза на валу останова; $k_d = k_{дв} + k_m$ – коэффициент динамичности: величина $k_{дв}$ учитывает тип двигателя; величина k_m учитывает тип подъемно-транспортной машины. При электроприводе $k_{дв} = 0,25$; при шестицилиндровом двигателе внутреннего сгорания $k_{дв} = 0,4$, а при четырехцилиндровом $k_{дв} = 0,5$. Для элеваторов и грузовых подъемников $k_m = 1,2$; для кранов и пассажирских лифтов $k_m = 2$.

Расчет роликовых остановов ведут по расчетному крутящему моменту $M_p = M_{\max}/k_T$, где $k_T = 0,6 \dots 0,9$ – коэффициент, зависящий от точности изготовления и монтажа останова. Чем больше требуемая точность, тем больше значения k_T .

$$\text{Нормальная сила, действующая на ролик, } N = \frac{2M_p}{zD \operatorname{tg} \alpha/2},$$

где z – число роликов; D – внутренний диаметр корпуса; α – угол заклинивания.

Заклинивание ролика является весьма сложным процессом перекачивания упругого цилиндра между двумя упругими поверхностями. Оно происходит, если силы и моменты сил, действующие на ролик в начальный момент заклинивания, стремятся втянуть его в клиновое пространство между корпусом и втулкой. При одинаковых значениях коэффициентов трения f между роликом и обеими втулками значение угла α должно удовлетворять неравенству

$$\operatorname{tg}(\alpha/2) \leq \operatorname{tg} \rho = f.$$

Обычно для обеспечения саморасклинивания останова угол $\alpha = 6 \dots 8^\circ$. При проектировании роликовых остановов подъемно-транспортных машин число роликов $z = 3 \dots 5$, длина ролика

$l = (1, 25 \dots 1, 5)d$, внутренний диаметр корпуса $D = 8d$, где d – диаметр ролика. Расчет деталей останова ведут на контактное смятие.

Максимальное контактное касательное напряжение в месте контакта ролика с втулкой

$$\tau_{\max} = 0,2\sqrt{NE/ld} \leq [\tau],$$

где E – приведенный модуль упругости контактирующих элементов. Допускаемые контактные напряжения $[\tau]$ (МПа) для случая линейного контакта роликов при выполнении деталей из качественных сталей (например, корпус и втулка – из стали 15Х или 20Х; ролик – из стали 40Х), для механизмов с малым числом включений $N_{ц} \leq 10^7$ принимают $[\tau] = (8,0 \dots 12,0) \text{ HRC}$, где HRC – число твердости по Роквеллу. Для механизмов с частыми включениями расчет ведут по пониженным допускаемым напряжениям:

$$[\tau'] = [\tau] \sqrt[6]{10^7/N_{ц}},$$

где $N_{ц} \geq 10^7$ – общее число циклов нагружения за срок службы.

13. Колодочные тормоза

В подъемно-транспортных машинах находит применение большое число разнообразных конструкций колодочных тормозов, состоящих из рычагов и двух колодок, диаметрально расположенных относительно тормозного шкива и различающихся в основном схемой рычажной системы. Торможение механизма с помощью колодочных тормозов происходит в результате создания силы трения между тормозным шкивом, связанным с одним из валов механизма, и тормозной колодкой, укрепленной на рычагах тормоза, установленного на металлоконструкции тележки или крана.

В простейшем *одноколодочном тормозе* (рис. 89, а) тормозной рычаг длиной l нажимает колодкой на тормозной шкив с силой P , благодаря чему на вращающемся шкиве возникает

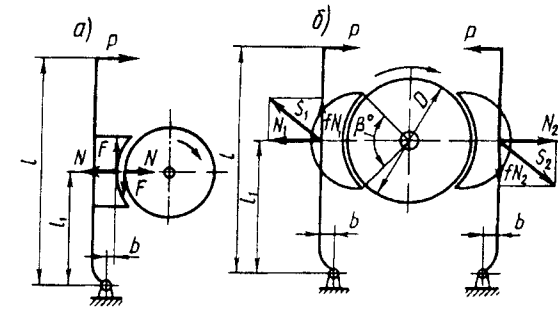


Рис. 89. Колодочные тормоза:
а – одноколодочный; б – двухколодочный

сила трения $F = fN$, противодействующая вращению механизма, где f – коэффициент трения, имеющий для различных пар материалов следующие значения:

Пара трения	Коэффициент трения
Чугун и сталь по чугуну	0,15
Тканая тормозная асбестовая лента по чугуну и стали	0,35
Вальцованная лента по чугуну и стали	0,42
Пластмасса КФЗ, КФЗМ по чугуну	0,22
То же, по стали	0,29
Горячеформованный фрикционный материал (на каучуке) по чугуну и стали	0,32
Дерево по чугуну	0,30
Дерево по стали	0,25
Кожа по чугуну и стали	0,20
Бронза по чугуну и стали	0,17
Бронза по бронзе	0,18
Сталь по текстолиту	0,15
Сталь по фибре	0,17

Если момент силы F больше момента движущей силы, действующей на том же валу, то скорость движения замедляется и движение прекращается.

Тормозной момент, создаваемый одноколодочным тормозом, $M_T = fND/2$, откуда необходимая сила нажатия колодки на шкив $N = 2M_T/(fD)$.

Сила P , замыкающая тормоз, из условия равновесия рычага относительно его оси вращения

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

Знаки “+” или “-” в уравнении определяются направлением вращения тормозного шкива. На рис. 89 зазор между колодкой и шкивом при наличии сил трения между ними показан условно для упрощения выявления на схеме действующих сил. При одноколодочном тормозе сила N нажатия колодки на шкив создает дополнительный изгибающий момент на валу, что приводит к увеличению диаметра вала и подшипников. Поэтому одноколодочные тормоза применяют весьма редко и только в ручных механизмах.

Более широко применяют *двухколодочные тормоза* с тормозными колодками, шарнирно связанными с тормозным рычагом (рис. 89, б). Тормозной момент, создаваемый двухколодочным тормозом, равен сумме тормозных моментов, развиваемых каждой колодкой. Силы нажатия колодок на шкив определяют, как и для одноколодочного тормоза, из уравнений равновесия тормозных рычагов.

Момент от силы трения Nf на плече, равном расстоянию от поверхности трения до оси колодки, стремится повернуть колодку, что приводит к неравномерному распределению давления между накладкой и шкивом по длине дуги обхвата [24]. При конструировании тормозов ось вращения колодки стремятся разместить как можно ближе к поверхности трения, поэтому такой момент обычно невелик и при составлении уравнений равновесия рычагов им можно пренебречь. Тогда при вращении тормозного шкива по ходу часовой стрелки, как показано на рис. 89, б, для левого (по рисунку) рычага находим $Pl = N_1(l_1 - fb)$ и $N_1 = Pl/(l_1 - fb)$. Для другого рычага $Pl = N_2(l_1 + fb)$, откуда $N_2 = Pl/(l_1 + fb)$.

Так как момент Pl одинаков для обоих рычагов, то, очевидно, $N_1 \neq N_2$. Общий тормозной момент

$$M_T = f(D/2)(N_1 + N_2).$$

Подставив в это уравнение значения N_1 и N_2 , определенные выше, получаем

$$M_T = PDl_1 f / (l_1^2 - f^2 b^2).$$

Равнодействующие силы N и F соответственно для левого и правого рычагов

$$S_1 = N_1 \sqrt{1 + f^2}; \quad S_2 = N_2 \sqrt{1 + f^2}.$$

Так как $N_1 \neq N_2$, то и $S_1 \neq S_2$. Разность между силами S_1 и S_2 является силой, изгибающей тормозной вал:

$$\Delta S = S_1 - S_2 = \frac{2Plf\sqrt{1+f^2}}{l_1^2 - f^2 b^2} b.$$

Из последнего выражения видно, что $\Delta S = 0$, если плечо $b = 0$, т.е. при прямых тормозных рычагах. Поэтому в современных конструкциях тормозов для устранения сил, изгибающих тормозной вал, стремятся применять тормоза с прямыми рычагами. При этом тормозные моменты, создаваемые каждой колодкой, одинаковы и не зависят от направления вращения тормозного шкива. Общий тормозной момент двухколодочного тормоза при прямых рычагах

$$M_T = fPD(l/l_1)\eta,$$

где $\eta = 0,9 \dots 0,95$ – КПД рычажной системы тормоза, учитывающий потери на трение в шарнирах рычажной системы (большие значения соответствуют шарнирам, имеющим смазку).

Условное среднее давление между шкивом и колодкой тормоза определяют из соотношения

$$p = \frac{N}{A_k} = \frac{N}{pDB\beta/360} \leq [p],$$

где A_k – площадь поверхности трения одной тормозной колодки; D – диаметр шкива; B – ширина колодки, принимаемая обычно для обеспечения полного контакта между колодкой и шкивом на 5...10 мм меньше ширины шкива; β от 60 до 110° – угол обхвата шкива одной колодкой; допустимые давления $[p]$ для различных материалов приведены в табл. 29.

Таблица 29. Допускаемые давления $[p]$, МПа

Материалы трущихся поверхностей	Тормоза	
	стопорные	спускные
Чугун и сталь по чугуну	1,5	1,0
Сталь по стали	0,4	0,2
Тканая тормозная асбестовая лента по металлу	0,6	0,3
Вальцованный и прессованный фрикционный материал по металлу	0,6	0,3
Формованный фрикционный материал по металлу	0,8	0,4

Примечание. Приведенные значения соответствуют механизмам 4-й группы режимов работы. Для более тяжелых режимов их следует уменьшить на 30 %.

Для уменьшения размеров тормоза и мощности его замыкающего устройства (привода) и в то же время для получения большого тормозного момента в тормозах подъемно-транспортных машин используют специальные *фрикционные материалы* с высокими значениями таких параметров, как коэффициент трения, теплостойкость, износостойкость. Лучшими свойствами обладает используемый в тормозах подъемно-транспортных машин материал ЭМ-1 и ЭМ-2 по ГОСТ15960–79 толщиной 5...10 мм и шириной 30...160 мм, выпускаемый в виде прямых отрезков необходимой длины или свернутой в рулон, а также вальцованная лента типа 8-45-63.

Вальцованная лента имеет высокую износостойкость, стабильный коэффициент трения, мало изменяющийся при нагреве. Она хорошо работает в паре с чугунными или стальными тормозными шкивами, имеющими твердость поверхности трения

не ниже 250 НВ: при более низкой твердости происходит повышенный износ тормозного шкива и фрикционного материала. Имея это в виду, тормозные шкивы рекомендуется изготавливать из стали 35СГ или из сталей 65Г и 65ГЛ, прошедших термообработку (сорбитизацию или закалку ТВЧ на глубину 3...4 мм) до твердости НВ > 350.

Для тормозов механизмов передвижения и поворота допускается применение шкивов из чугуна со свойствами не хуже, чем у марки СЧ20. Обод шкива должен иметь достаточные жесткость и толщину, позволяющие провести переточку трущейся поверхности при образовании на ней неровностей глубиной более 0,5 мм. Чистота рабочей поверхности тормозного шкива должна быть не ниже $R_a = 1,25$ мкм.

Крепление фрикционной накладки к тормозной колодке должно быть надежным и давать возможность быстрой замены. Надежность крепления не должна снижаться по мере износа фрикционного материала. Обычно крепление осуществляется с помощью латунных или медных заклепок. Чтобы предохранить поверхность шкива от чрезмерного износа, головку заклепки углубляют не менее чем на половину толщины накладки (рис. 90, а). Центр заклепки располагают не менее чем на 15 мм от края накладки во избежание выкрашивания. Расстояние между заклепками рекомендуется принимать не менее 80...100 мм.

В последнее время в промышленность все шире внедряется более прогрессивный метод склеивания накладок с колодкой с помощью термостойких клеев типа ВС-10Т. Этот способ обеспечивает более полное использование фрикционного материала и повышает износостойчивость фрикционной пары. Весьма перспективным является беззаклепочное крепление накладки к колодке колодочного тормоза (рис. 90, б), при котором концы фрикционной ленты 2 заводят в пазы на концах колодки 1 и закрепляют от выпадания планками 3. Винты 4 с пружинными планками 5 позволяют компенсировать отклонения размеров накладки по длине. При этом способе крепления накладки допустимый износ составляет 0,8 ее первоначальной толщины. Это

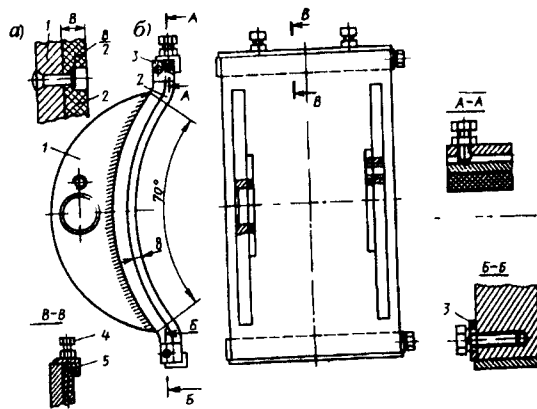


Рис. 90. Крепление фрикционной накладки к тормозной колодке:
 а – заклепочное; б – беззаклепочное быстроръемное

крепление можно применять только для накладок, допускающих деформацию изгиба при ее установке.

Фрикционные материалы имеют следующие значения допускаемой температуры нагрева, при превышении которой они теряют свои фрикционные качества: вальцованная лента – $T_{\text{доп}} = 220^\circ\text{C}$; тормозная асбестовая лента типа А – $T_{\text{доп}} = 200^\circ\text{C}$; тормозная асбестовая лента типа Б – $T_{\text{доп}} = 175^\circ\text{C}$.

Замыкающая сила в современных конструкциях колодочных тормозов создается в большинстве случаев с помощью сжатой пружины. Применение специального замыкающего груза вследствие его значительной инерции, приводящей к увеличению времени замыкания и размыкания тормоза, ограничено. Такие устройства встречаются лишь в некоторых малонагруженных тормозах.

В качестве размыкающего устройства (привода рычажной системы тормоза) используются специальные *тормозные электромагниты и электрогидравлические толкатели*, включаемые параллельно двигателю механизма. Размыкание тормоза происходит одновременно с включением приводного двигателя. При выключении питания двигатель выключается, а тормоз под действием замыкающей силы останавливает механизм.

Электромагниты. В отечественном подъемно-транспортном машиностроении применяют специально разработанные тормозные крановые электромагниты постоянного тока типа МП и переменного тока типа МО. В тормозах электроталей и некоторых других типов грузоподъемных машин находят применение однофазные электромагниты переменного тока серий МИС-Е и МТ, изготавливаемые для нужд станкостроительной промышленности.

Для колодочных тормозов применяются главным образом электромагниты типов МП и МО, отличающиеся малым ходом якоря. Они предназначены для установки непосредственно на тормозном рычаге, например, тормозов ТКТ и ТКП (рис. 91). Замыкание тормоза осуществляется основной замыкающей пружиной 5, предварительное сжатие которой для получения необходимой силы замыкания проводится гайкой 11 и контргайкой 10. Размыкается тормоз электромагнитом 7, укрепленным на тормозном рычаге 6. Якорь электромагнита надавливает на шток 1 тормоза и разводит оба рычага, освобождая тормозной шкив. Между скобой основной пружины и рычагом 3 установлена вспомогательная пружина 4. Эта пружина служит для разведения рычагов тормоза при его размыкании.

Для размыкания тормоза при обесточенном электромагните, например с целью замены изношенных фрикционных накладок на колодках, используется гайка 9, отводимая по штоку 1 до упора в рычаг 6, что приводит к разведению тормозных рычагов. Фиксация колодок относительно тормозного рычага, исключая трение колодок о шкив при разомкнутом тормозе, осуществляется штыревыми пружинными фиксаторами 12, заложенными в тело рычагов 3 и 6. Равномерность отхода обеих колодок от шкива достигается установкой винта 8. Восстановление нормального зазора между шкивом и колодкой по мере износа фрикционного материала проводится гайкой 2. Конструкции отдельных узлов тормоза показаны на разрезах и сечениях рис. 91.

Параметры колодочных тормозов с приводом от этих магнитов приведены в табл. 30 и 31.

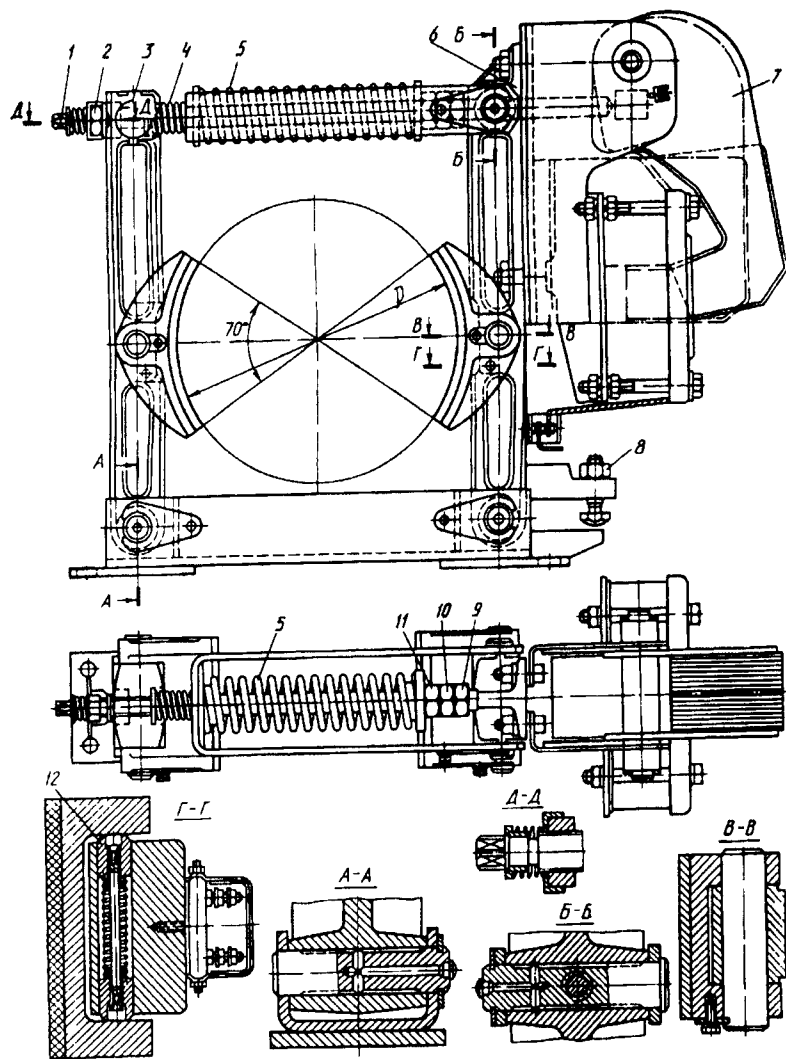


Рис. 91. Колодочный тормоз ТКТ с приводом от электромагнита типа МО

Таблица 30. Тормоза ТКП с приводом от электромагнитов МП

Параметр		Тип тормоза				
		ТКП 100	ТКП 200/100	ТКП 200	ТКП 300/200	ТКП 300
Диаметр шкива, мм		100	200	200	300	300
Максимальный тормозной момент, Нм	ПВ = 25 %	20	39	157	300	490
	ПВ = 40 %	16	31	123	235	412
	ПВ = 100 %	8	16	58	186	167
Масса тормоза, кг		≤ 16	≤ 30	≤ 37	≤ 75	≤ 90
Тип электромагнита		МП-101	МП-106	МП-201	МП-108	МП-301
Номинальное усилие магнита, Н	ПВ = 25 %	274	216	930	540	1960
	ПВ = 40 %	225	167	765	450	1620
	ПВ = 100 %	93	108	314	314	685
Ход якоря, мм		3	3,5	4	5	4,5
Потребляемая мощность электромагнита, Вт	ПВ = 25 %	95	110	180	192	285
	ПВ = 40 %	65	73	130	140	170
	ПВ = 100 %	32	31	45	48	75
Масса магнита, кг		9,0	2,1	20,0	5,8	36,0

Таблица 31. Тормоза ТКТ с приводом от электромагнитов МО

Параметр		Тип тормоза			
		ТКТ 100	ТКТ 200/100	ТКТ 200	ТКТ 300/200
Диаметр шкива, мм		100	200	200	300
Максимальный тормозной момент, Нм	ПВ = 40 %	20	39	157	235
	ПВ = 100 %	10	22	78	118
Масса тормоза, кг		≤ 12	≤ 25	≤ 35	≤ 70
Тип электромагнита		МО-100		МО-200	
Момент электромагнита, Нм	ПВ = 40 %	5,4		39,2	
	ПВ = 100 %	2,9		19,6	
Угол поворота якоря, градус		7,5		5,5	
Масса электромагнита, кг		4,4		15,5	

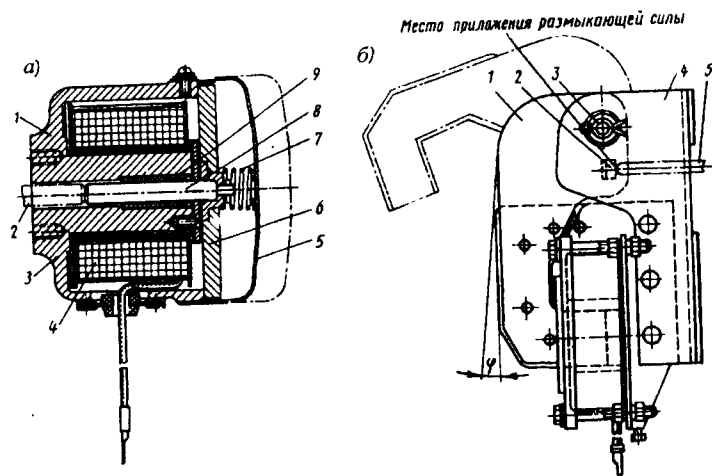


Рис. 92. Тормозные электромагниты:
 а – постоянного тока типа МП-101; МП-102; МП-103; б – переменного тока типа МО-100 и МО-200.

Электромагнит постоянного тока типа МП (рис. 92, а) состоит из стального корпуса 1, внутри которого на сердечнике 3, составляющем одно целое с корпусом, помещена катушка 4. В центре сердечника имеется отверстие, в которое вставлена направляющая втулка 9 для штыря 8, соединенного с якорем 6, имеющим форму плоского диска. Якорь закрыт снаружи защитной крышкой 5. Между якорем и крышкой расположена амортизационная пружина 7, предохраняющая якорь от выпадения и исключающая удары якоря о крышку магнита. При включении электромагнита якорь 6 притягивается к корпусу, и штырь 8, нажимая на шток тормоза 2, разводит тормозные рычаги, размыкая тормоз. Ход якоря таких магнитов равен 2 – 4 мм.

Электромагнит переменного тока типа МО (рис. 92, б) представляет собой клапанный электромагнит, якорь 1 которого, поворачиваясь на оси 3, укрепленной в неподвижных щеках 4, на угол от $5^{\circ}30'$ до $7^{\circ}30'$, упором 2 надавливает на шток

5 тормоза, производя его размыкание. Катушка электромагнита укреплена на неподвижной части корпуса.

Основными характеристиками тормозных электромагнитов являются тяговая сила и длина хода (для магнитов типа МП) или вращающий момент и угол поворота якоря (для клапанных магнитов типа МО). Ход якоря или угол поворота, указываемые в паспортных данных, являются максимально допустимыми величинами, при которых гарантируются указанные тяговая сила или момент. Значения хода якоря или угла поворота даны для определенной продолжительности включения ПВ. В случае большей продолжительности необходимо предусмотреть снижение тяговой силы.

Тормозной электромагнит выбирают на основе равенства величин: работы, совершаемой тяговой силой P_M (моментом M_M) магнита на размере его хода h_M (угла поворота φ), и работы рабочей силы тормоза S (например, силы нажатия колодки на шкив в колодочном тормозе) на размере хода ϵ рабочего элемента*. Для электромагнитов с поступательным движением якоря при одноколодочном тормозе

$$P_M h_M k_1 = S \epsilon / \eta, \quad (21)$$

где η – КПД рычажной системы тормоза (для обычных конструкций колодочных 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 количеством шарниров $k_1 = 0,8 \dots 0,85$; для тормозов с большим количеством шарниров и при малой жесткости рычагов $k_1 = 0,6 \dots 0,7$. Таким образом, 15...40% хода электромагнита резервируется для компенсации износа тормозной накладки и деформации рычажной системы.

* При размыкании тормоза якорь электромагнита, перемещаясь на размер своего хода, преодолевает силу, замыкающую тормоз. При этом тормозная колодка перемещается на длину ϵ .

Для двухколодочных тормозов: N – сила нажатия колодки на шкив; ε – установочный зазор между колодкой и шкивом при разомкнутом тормозе. В этом случае уравнение (21) принимает вид

$$P_M h_M k_1 = 2\varepsilon N / \eta. \quad (22)$$

Для двухколодочных тормозов с электромагнитом клапанного типа уравнение (21) имеет вид

$$M_M \varphi k_1 = 2\varepsilon N / \eta,$$

где φ – максимально допустимый угол поворота якоря.

При использовании клапанных электромагнитов учитывают момент собственного веса якоря магнита (приведенный в паспорте), для преодоления которого увеличивают силу пружины, замыкающей тормоз.

К недостаткам тормозных электромагнитов следует отнести сравнительно низкую долговечность. Так, электромагниты МО-100 и МО-200 выдерживают около 1,5 млн включений. Кроме того, у них ограничена частота включений, составляющая для магнитов типа МО не более 300 включений в час. Включение магнита сопровождается ударом якоря о сердечник; невозможно также регулировать скорость движения якоря, вследствие чего нельзя осуществить плавное изменение тормозного момента в процессе торможения.

Электрогидравлические толкатели. Учитывая указанные выше недостатки электромагнитов, в конструкциях подъемно-транспортных машин все шире применяют электрогидравлические толкатели. Электрогидравлический толкатель – это независимый механизм, состоящий из центробежного насоса, приводимого в действие электродвигателем малой мощности, и поршневой группы, соединяемой с рычажной системой тормоза. В этом устройстве электрическая энергия преобразуется в механическую энергию прямолинейно движущегося штока толкателя.

Толкатели могут быть одноштоковыми и двухштоковыми. На рис. 93 показана одна из конструкций одноштокового толкателя в положении, когда двигатель выключен и поршень находится внизу. 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 с односторонним всасыванием закреплено на валу ротора электродвигателя 6. При включении двигателя колесо, вращаясь, создает повышенное давление жидкости под поршнем 4. Под действием этого давления поршень со штоком перемещается вверх. Так как корпус заполнен рабочей жидкостью, то при подъеме поршня жидкость из пространства над поршнем по каналам между цилиндром 2 и корпусом 1 перетекает к нижней части насоса 5 (на рис. 93 направление движения жидкости показано стрелками).

Роторное колесо имеет радиально расположенные лопатки, что обеспечивает независимость напора, создаваемого насосом, от направления вращения двигателя. При включении электродвигателя роторное колесо останавливается, давление жидкости понижается и поршень под действием внешней нагрузки,

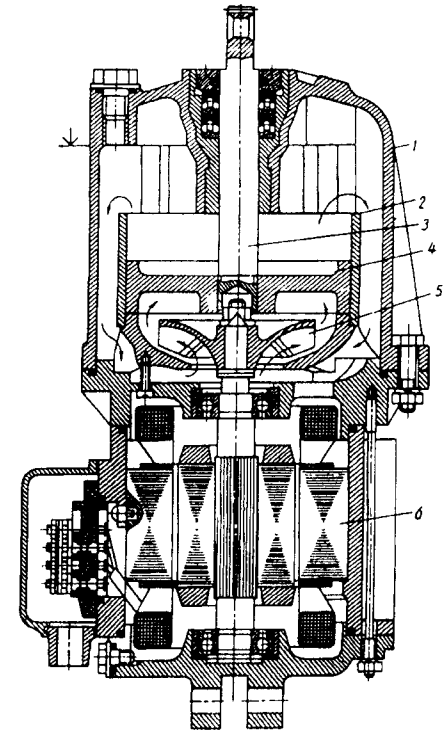


Рис. 93. Электрогидравлический одноштоковый толкатель типа ТЭГ

действующей на шток со стороны тормозного устройства, и собственной силы тяжести опускается в нижнее положение. При этом жидкость из-под поршня перетекает 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 заполняется рабочей жидкостью до уровня горловины верхнего заливного отверстия.

В качестве рабочей жидкости рекомендуются следующие масла и специальные жидкости:

Температура окружающей среды	Рабочая жидкость
От +50 до -20 °С	Трансформаторное масло (ГОСТ 982 - 80)
От +20 до -40 °С	Жидкость ПЭС-ЗД по ТУ 6-02-688 - 76 или масло АМГ-10 (ГОСТ 6794 - 75)

Электрогидравлические толкатели нечувствительны к механическим перегрузкам; если внешняя нагрузка превышает их подъемную силу, то при работающем насосе поршень толкателя остается на месте. При этом сила тока 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 спуска, причем это не вызывает изменения подъемной силы и дополнительного расхода энергии или нагрева обмотки двигателя.

Большое преимущество электрогидравлических толкателей по сравнению с электромагнитами – плавная работа устройства и возможность высокой частоты включений (в зависимости от типоразмера толкателя она равна 720...2000 в час); высокая износоустойчивость элементов толкателя; простота эксплуатации; резкое уменьшение пусковых токов. Некоторые конструкции толкателей имеют регулировочные клапаны, позволяющие изменять в широких пределах время подъема и опускания поршня. На время хода поршня толкателя кроме размеров отверстий истечения рабочей жидкости влияет также и нагрузка на шток

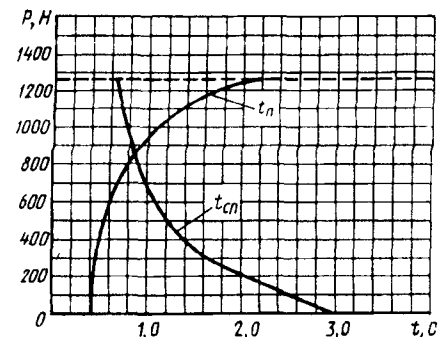


Рис. 94. Зависимость времени подъема t_n и спуска $t_{сн}$ штока толкателя от внешней загрузки P

толкателя: чем больше внешняя нагрузка, тем больше время подъема и меньше время опускания (рис. 94).

Электрогидравлические толкатели выбирают по их техническим данным. Ход штока, указанный в паспорте, является максимально возможным – от крайнего нижнего до крайнего верхнего положения. Рабочий ход штока, устанавливаемый при регулировании тормоза, должен составлять около 2/3 максимального хода. При этом 1/3 хода резервируется на компенсацию износа фрикционных накладок тормоза, а также на компенсацию зазоров в шарнирах и упругих деформаций элементов рычажной системы тормоза. Коэффициент запаса толкателей по подъемной силе составляет 1,15...1,3, т.е. фактически они развивают силу на 15...30% больше приведенной в паспорте.

Электрогидравлические толкатели имеют также некоторые недостатки. Так, наличие рабочей жидкости в корпусе требует обеспечения герметизации, что создает неудобства в эксплуатации, особенно при низких температурах. Конструкция толкателя весьма сложна и требует для обеспечения надежной работы высокой точности изготовления, что вызывает увеличение стоимости. Выпускаемые отечественной промышленностью толкатели могут работать только в вертикальном положении –

отклонение от вертикали не должно быть больше 15° , что определяется верхним расположением воздушного компенсирующего объема.

При увеличении угла отклонения воздух нарушает сплошность потока жидкости и рабочая сила на штоке уменьшается, а время подъема поршня увеличивается. При торможении опускающегося груза вследствие существенной величины времени срабатывания электрогидравлических толкателей (по сравнению с временем срабатывания электромагнитов), а значит, и времени замыкания тормоза, под действием веса транспортируемого груза увеличивается скорость спуска, и торможение механизма (особенно при грузах, близких к номинальным) практически начинается при скорости спуска, увеличенной на $15 \dots 20\%$ по сравнению с номинальной скоростью. Это увеличение скорости движения следует учитывать при проведении расчетов механизмов подъема.

Подробная информация о колодочных тормозах приведена в разработанной научно-производственным предприятием «Подъемтранссервис» совместно с ВНИИПТМАШ технической документации на базовые серии колодочных тормозов:

– с электрогидравлическими толкателями типов ТКГ и ТКТГ по ТУ 3178-004-11523712-94 и ТУ 3178-005-11523712-94;

– с электромагнитами переменного тока типа ТКТ и с электромагнитами постоянного тока типа ТКП по ТУ 3178-003-11523712-94.

Конструкция тормоза с приводом от электрогидравлического толкателя 1 с замыкающей пружиной 2 приведена на рис. 95, параметры серии таких тормозов – в табл. 32.

В обычных конструкциях электрогидравлических толкателей рабочее давление жидкости не превышает $0,1$ МПа во избежание вспенивания при обратном ходе поршня. Однако имеются конструкции, в которых давление жидкости значительно выше ($0,7 \dots 1,5$ МПа), что позволяет создать малогабаритные устройства, развивающие большую силу на штоке.

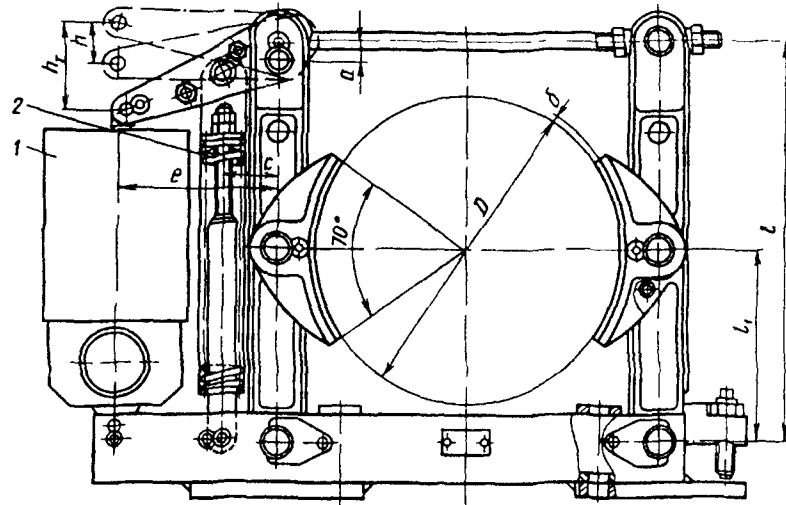


Рис. 95. Схема колодочного тормоза с электрогидравлическим приводом

Научно-производственное предприятие «Подъемтранссервис» разработало новую модификацию электрогидравлического толкателя ТЭ-30 РД со встроенным обратным клапаном и демпфирующим устройством. Применение колодочных тормозов ТКГ-160-1 и ТКГ-200-1 (см. табл. 25), снабженных этими толкателями, позволило осуществить плавное нарастание тормозного момента, при замыкании тормоза, в течение регулируемого диапазона времени нарастания тормозного момента от $1,0$ до $8,0$ с. Тормоза с толкателями ТЭ-30 РД полностью взаимозаменяемые с базовыми тормозами ТКГ-160 и ТКГ-200. Они особо рекомендуются для применения в крановых механизмах передвижения и поворота, для которых обеспечение плавного торможения приводит к повышению надежности и безопасности эксплуатации кранов, к повышению срока службы узлов и деталей кранов, к повышению их производительности.

Необходимо отметить, что при изнашивании фрикционного материала в процессе эксплуатации тормоза уменьшается осадка основной пружины тормоза, что приводит к уменьшению

Таблица 32. Тормоза колодочные типа ТКГ и ТКТГ с электрогидравлическими толкателями

Параметр	Тип тормоза												
	ТКГ	ТКГ	ТКГ	ТКГ	ТКГ	ТКГ	ТКГ	ТКГ	ТКГ	ТКГ	ТКГ	ТКТГ	ТКТГ
Диаметр шкива D , мм	160	200	300	400	500	160-1	160-1	200-1	200-1	500	600	700	800
Расчетный тормозной момент, Нм	160	200	300	400	500	160	200	300	300	500	6000	8500	13000
Масса тормоза, кг	21,5	30	55	95	150	21,5	30	30	30	260	420	460	460
Тип электрогидравлического толкателя	ТЭ-30	ТЭ-50	ТЭ-80	ТЭ-30РД	ТЭ-200								
Номинальное усилие толкателя, Н	300	500	800	300	2000								
Ход штока толкателя, мм	32	50	50	50	60/90/140								
Масса толкателя, кг	12	20	21	12,5	40								

тормозного момента, развиваемого тормозом. Поэтому в эксплуатации требуется обеспечить регулярный контроль степени износа фрикционной накладки и осадки пружины, а в случае необходимости и проведение регулировки тормоза (подтягивание пружины).

Расчет тормоза с приводом от электромагнита типа МП и МО. На рис. 96 изображена расчетная схема колодочного

тормоза ТКТ. Замыкание тормоза проводится силой P_0 сжатой основной пружины 1. Для обеспечения отхода колодок от тормозного шкива применена вспомогательная пружина 2, сила которой P_0 принимается в пределах 20...60 Н в зависимости от размера тормоза. При заданном тормозном моменте результирующая сила P основной и вспомогательной пружин, действующая одинаково на оба рычага,

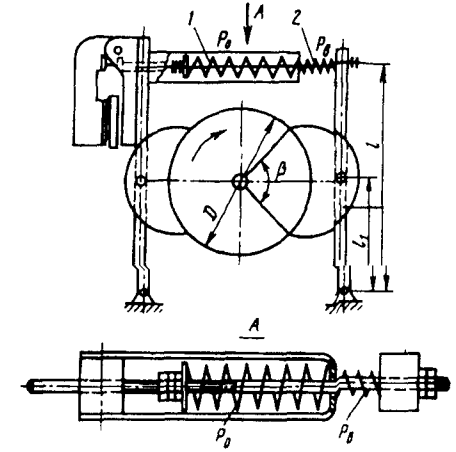


Рис. 96. Расчетная схема колодочного тормоза ТКТ с пружинным замыканием

$$P = P_0 - P_B = M_T l_1 / (f D \eta l),$$

где f – коэффициент трения; η – КПД рычажной системы, учитывающий потери на трение в шарнирах: для тормозов с подводом смазки к шарнирам $\eta = 0,9 - 0,95$; D , l , l_1 – размеры по рис. 96.

Максимально допустимый установочный зазор между колодкой и шкивом $\epsilon = k_1 h_M l_1 / (2l)$, где h_M – ход якоря электромагнита; k_1 – коэффициент возможного использования хода якоря.

Расчет тормоза с электрогидравлическим приводом. При заданном тормозном моменте M_T необходимую силу замыкающей пружины определяют из условия равновесия элементов рычажной системы тормоза (см. рис. 95). Горизонтальную силу замыкания P , приложенную к верхнему шарниру тормозных рычагов, определяют по той же зависимости, что и для тормоза с приводом от электромагнита.

Из условия равновесия верхнего рычага, соединяющего правый рычаг с замыкающей пружиной и со штоком толкателя, определяют необходимую силу сжатия пружины:

$$P_{\text{п}} = M_T l_1 a / (f D l c \eta).$$

При определении величины $P_{\text{п}}$ не учтены вес подвижных элементов толкателя (поршня и штока) и собственный вес верхнего рычага, поскольку их влияние на величину $P_{\text{п}}$ незначительно. При размыкании тормоза сила толкателя P_T преодолевает силу сжатия пружины $P_{\text{п}}$; при этом $P_T = P_{\text{п}} c / e$.

Необходимый ход штока толкателя h_T рассчитывают по уравнению

$$2N\varepsilon/\eta = P_T h_T k_1.$$

На рис. 95 размер h_T – полный ход штока, указанный в паспорте; размер h – установочный рабочий ход штока.

Значения минимальных радиальных установочных зазоров между колодкой и шкивом принимают по следующим рекомендациям:

Диаметр шкива D , мм	100	160	200; 250	300; 400	500; 630	800
Установочный зазор ε , мм	0,6	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75

Жесткость рычажной системы необходимо проверять расчетом. Суммарная деформация рычажной системы независимо от вида привода не должна быть более 10 % нормального хода штока.

Расчет тормозных рычагов на прочность ведут по изгибающему моменту M от силы P в опасном сечении рычага:

$$\sigma = k_d M / W \leq [\sigma] = 0,6 \sigma_T,$$

где W – момент сопротивления изгибу рассчитываемого сечения рычага; k_d – динамический коэффициент, учитывающий характер изменения приложенной силы при замыкании тормоза, и в зависимости от типа привода колодочного тормоза имеет следующие значения:

Привод	k_d
Электромагниты переменного тока МО	2,5
Электромагниты постоянного тока типа МП	2,0
Электрогидравлические толкатели	1,25
Ручной привод	1,25

14. Ленточные тормоза

В ленточных тормозах тормозной момент создается в результате трения фрикционного материала, прикрепленного к гибкой стальной ленте, по поверхности цилиндрического тормозного шкива. При практических расчетах ленточных тормозов обычно используют зависимости Эйлера для гибкой нити, позволяющие установить соотношения между максимальным T и минимальным t натяжениями концов ленты (рис. 97): $T = t e^{f\alpha}$.

При этом $T = P e^{f\alpha} / (e^{f\alpha} - 1)$; $t = P / (e^{f\alpha} - 1)$, где $P = 2M_T / D$ – окружная сила; f – коэффициент трения между шкивом и фрикционным материалом; α – угол обхвата тормозного шкива лентой.

Из этих соотношений тормозной момент, развиваемый ленточным тормозом,

$$M_T = t(e^{f\alpha} - 1)R = T R (e^{f\alpha} - 1) / e^{f\alpha},$$

где $R = D/2$.

Так как коэффициент трения входит в показатель степени экспоненциальной функции, то даже малое его изменение

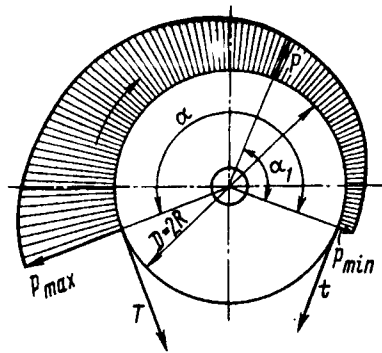


Рис. 97. Схема действия сил в ленточном тормозе

вызывает значительное изменение тормозного момента. Вследствие этого тормозной момент ленточного тормоза отличается неустойчивостью.

В приведенных выше зависимостях Эйлера предполагается, что нить является однородным, абсолютно гибким и невесомым телом и что на всем протяжении прилегания нити к цилиндру обеспечен плотный контакт. Поэтому такие зависимости дают достаточно хорошее совпадение расчетных величин с фактическими только при применении тонкой гибкой стальной ленты. При необходимости проведения уточненных расчетов следует учитывать влияние жесткости ленты.

Ширину ленты B назначают по допускаемому давлению $[p]$ (см. табл. 29):

$$B = 2T/D[p].$$

Давление p (см. рис. 97) между лентой и шкивом

$$p = \frac{2S}{BD} = p_{\min} e^{f\alpha_1},$$

где S – значение натяжения ленты, изменяющееся от минимального натяжения t до максимального T при изменении угла α_1 от 0 до α . Тогда

$$p_{\max} = \frac{2T}{BD} \leq [p].$$

Из-за неравномерности распределения давления по дуге обхвата износ фрикционного материала также неравномерен. Чтобы более полно использовать фрикционный материал, надо периодически менять концы ленты местами или применять фрикционные накладки в виде отдельных колодок, устанавливаемых с переменным шагом по дуге обхвата: шаг увеличивается от зоны высокого давления к зоне низкого давления.

Толщину стальной тормозной ленты δ определяют расчетом на растяжение по максимальной силе T (толщину фрикционной накладки при расчете не учитывают). При этом, учитывая концентрацию напряжений (если фрикционный материал укреплен на ленте с помощью заклепочного соединения) и неравномерное распределение напряжений по ширине, расчет ведут по напряжению $[\sigma] = \sigma_T/3$.

Крепление концов ленты показано на рис. 98. Один конец ленты прикрепляют без устройства для подтягивания ленты (рис. 98, а), а второй конец (с минимальным натяжением) снабжают винтовой стяжкой для регулирования зазора ϵ и подтягивания ленты по мере износа фрикционного материала (рис. 98, б).

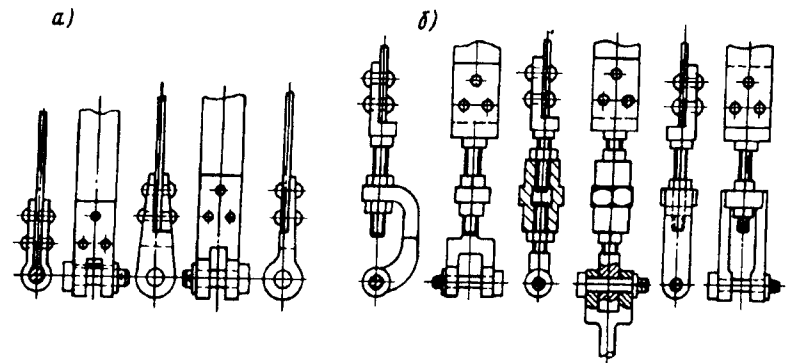


Рис. 98. Крепление концов тормозной ленты

Предварительный выбор параметров ленточного тормоза проводят по следующим рекомендациям:

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 δ , мм	3 – 4	4 – 6	4 – 7	6 – 10
Установочный радиальный зазор ϵ , мм	0,8	1,0	1,25	1,5

В зависимости от принципиальной схемы различают *простой, дифференциальный и суммирующий* ленточные тормоза.

Простой ленточный тормоз (рис. 99, а). В этом тормозе сила наибольшего натяжения ленты воспринимается какой-либо неподвижной точкой, обычно осью вращения рычага. Простой ленточный тормоз является тормозом одностороннего действия,

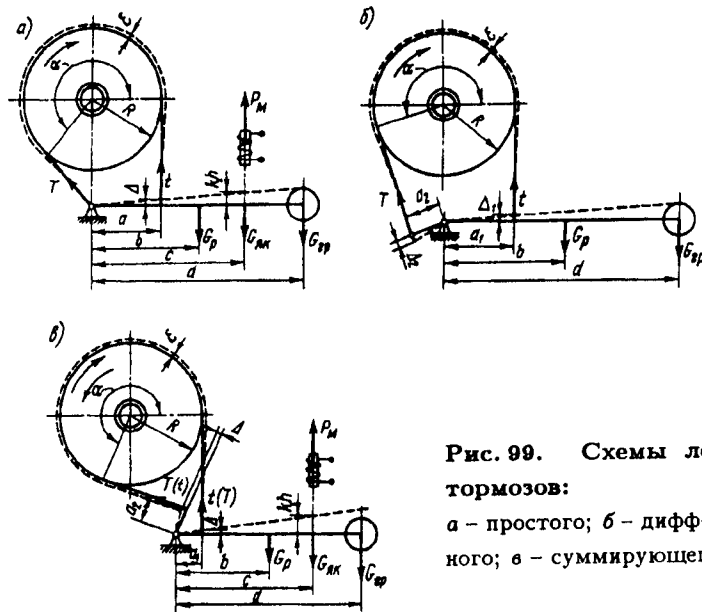


Рис. 99. Схемы ленточных тормозов:
 а – простого; б – дифференциального; в – суммирующего

так как при изменении направления вращения шкива при той же замыкающей силе, создаваемой весом замыкающего груза, максимальное натяжение создается на том конце ленты, который прикрепляется к рычагу. По значению эта сила в $e^{f\alpha}$ раз меньше, чем при вращении шкива в обратном направлении, а следовательно, и тормозной момент также в $e^{f\alpha}$ раз меньше. Поэтому простые тормоза применяют в таких механизмах, как, например, механизм подъема, где не требуется одинаковый тормозной момент при вращении шкива в обе стороны; при этом тормоз устанавливают так, что тормозной момент больше при опускании груза. Для торможения поднимающегося груза достаточен меньший тормозной момент.

Вес груза, необходимый для создания тормозного момента,

$$G_{гр} = \frac{ta/\eta - (G_p b + G_{лк} c)\eta}{d},$$

где a, b, c, d – размеры по рис. 99, а (обычно принимают $d/a = 10 \dots 15$); $G_{гр}$ – вес тормозного рычага; $G_{як}$ – вес якоря электромагнита; $\eta = 0,9 \dots 0,95$ – КПД рычажной системы тормоза.

Тормозной момент, развиваемый простым ленточным тормозом при направлении вращения, указанном на рис. 99, а,

$$M_T = (e^{f\alpha} - 1)R \frac{G_p b + G_{як} c + G_{гр} d}{a} \eta.$$

При размыкании тормоза лента отходит от шкива на размер радиального зазора ϵ ; тогда ход точки крепления ленты к рычагу $\Delta = (R + \epsilon)\alpha - R\alpha = \epsilon\alpha$, где α – угол обхвата.

При этом фактический ход якоря электромагнита

$$h_{ф} = \frac{\Delta c}{a} \leq k_1 h_m,$$

где k_1 – коэффициент использования хода якоря электромагнита [см. уравнение (21)].

Дифференциальный тормоз (рис. 99, б). В этом тормозе оба конца ленты закреплены на тормозном рычаге по обе стороны от оси его вращения, причем плечи a_1 и a_2 действия сил

T и t относительно оси вращения тормозного рычага не равны между собой. Вес груза, создающего необходимый тормозной момент,

$$G_{\text{гр}} = \frac{ta/\eta - (Ta_2 + G_{\text{п}}b)\eta}{d}$$

Ход конца ленты (точки ее крепления к рычагу) при отходе ленты от шкива на размер ε

$$\Delta_1 = \varepsilon\alpha \frac{a_1}{a_1 - a_2}; \quad \Delta_2 = \varepsilon\alpha \frac{a_2}{a_1 - a_2}$$

Тормозной момент, развиваемый дифференциальным ленточным тормозом, при направлении вращения шкива, показанном на рис. 98, б,

$$M_{\text{т}} = \frac{e^{fa} - 1}{a_1 - a_2 e^{fa}} (G_{\text{п}}b + G_{\text{гр}}d)R\eta$$

Из анализа формулы видно, что при соотношении плеч рычага $a_1/a_2 \approx e^{fa}$ при очень малом значении замыкающей силы можно получить тормозной момент $M_{\text{т}}$, стремящийся к бесконечности, т.е. может происходить 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.

Малая замыкающая сила является преимуществом дифференциального тормоза. Однако самозатягивающиеся тормоза применяются крайне редко, так как они имеют много недостатков: резкое захватывание шкива, сопровождающееся толчками; слабое торможение при изменении направления вращения шкива; повышенный износ тормозной накладке и шкива. Значительное изменение тормозного момента при изменении коэффициента трения и склонность тормоза к самозатягиванию не позволяют широко использовать дифференциальный тормоз в лебедках с машинным приводом, он обычно имеет ручное управление.

Для нормальной работы дифференциального тормоза без самозатягивания должно быть осуществлено неравенство $a_1 > a_2 e^{fa}$. Обычно принимают $a_1 = (2,5 \dots 3)a_2$, а длину плеча a_2 из конструктивных соображений принимают равной 30...50 мм. При перемене направления вращения шкива, показанного на рис. 99, б, на противоположное тормозной момент уменьшается в $(a_1 e^{fa} - a_2)/(a_1 - a_2 e^{fa})$ раз.

Суммирующий ленточный тормоз (рис. 99, в). В этом тормозе 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 могут быть различными или равными по значению. При одинаковых плечах тормозной момент не зависит от направления вращения шкива.

Суммирующий ленточный тормоз применяют преимущественно в тех механизмах, где требуется постоянный тормозной момент при прямом и обратном направлениях вращения вала, например в механизмах передвижения и поворота.

Вес груза, необходимый для создания требуемого тормозного момента в суммирующем тормозе, определяют суммой натяжений концов ленты:

$$G_{\text{гр}} = \frac{t(a_2 e^{fa} + a_1)/\eta - (G_{\text{п}}b + G_{\text{як}}c)\eta}{d}$$

Перемещение точки крепления ленты для образования радиального зазора ε при размыкании тормоза

$$\Delta_1 = \varepsilon\alpha \frac{a_1}{a_1 + a_2}; \quad \Delta_2 = \varepsilon\alpha \frac{a_2}{a_1 + a_2}$$

При $a_1 = a_2$ получаем $\Delta_1 = \Delta_2 = \varepsilon\alpha/2$. Следовательно, ход штока электромагнита при одном и том же радиальном зазоре в этом тормозе в два раза меньше, чем в простом.

Из анализа приведенных уравнений также видно, что при $a_1 = a_2$ создать определенный тормозной момент в суммирующем тормозе можно замыкающей силой, в $e^{fa} + 1$ раз большей,

чем в простом ленточном тормозе. Тормозной момент, развиваемый суммирующим ленточным тормозом,

$$M_T = (G_p b + G_{як} c + G_{гр} d) \frac{e^{fa} - 1}{a_2 e^{fa} + a_1} R \eta.$$

При направлении вращения шкива, противоположном указанному на рис. 99, в, тормозной момент при $a_1 < a_2$ уменьшается в $(a_2 + a_1 e^{fa}) / (a_1 + a_2 e^{fa})$ раз.

Подбор электромагнитов для ленточных тормозов проводят по формуле (21). Так, как для простого тормоза

$$P_M h_M = \frac{2 M_T \epsilon \alpha}{D (e^{fa} - 1) \eta k_1},$$

где $D = 2R$.

Максимально возможное плечо действия тяговой силы электромагнита, определяемое из условий обеспечения нормального отхода ленты, $c = k_1 h_M \frac{a_1}{\epsilon \alpha}$.

Для суммирующего тормоза при $a_2 < a_1$

$$P_M h_M = \frac{2 M_T \epsilon \alpha (a_1 + a_2 e^{fa})}{D (e^{fa} - 1) (a_1 + a_2) k_1 \eta};$$

$$c = k_1 h_M (a_1 + a_2) / (\epsilon \alpha).$$

Ленточные тормоза имеют широкое применение благодаря простоте конструкции, компактности и способности развивать большие тормозные моменты, увеличивающиеся с ростом угла обхвата.

В конструкциях кранов главным образом применяются простые ленточные тормоза. В то же время ленточные тормоза имеют следующие недостатки, из-за которых они вытесняются более рациональными колодочными тормозами: 1) ленточный тормоз создает значительную силу, изгибающую тормозной вал; она равна геометрической сумме натяжений T и t ;

2) распределение давления и износа по дуге обхвата неравномерно и примерно пропорционально величине e^{fa} ; 3) тормозной момент ленточного тормоза зависит от направления вращения тормозного шкива; 4) обрыв стальной ленты тормоза влечет за собой аварию, поэтому эксплуатационная надежность ленточных тормозов ниже надежности колодочных тормозов.

15. Тормоза с осевым нажатием

В тормозах с осевым нажатием сила, создающая тормозной момент, действует вдоль оси тормозного вала. По конструкции рабочих элементов они подразделяются на дисковые и конические.

Дисковые тормоза

(рис. 100). В этих тормозах необходимый момент трения создается прижатием неподвижных дисков 1 к вращающимся вместе с тормозным валом дискам 2. Замыкающей силой могут быть сила пружины, вес груза или усилие человека, передаваемые посредством рычажной, гидравлической или пневматической систем. Как дисковые, так и конические тормоза могут работать как без смазки на трущихся поверхностях, так и со смазанными поверхностями и в масляной ванне. В последнем случае тормоз обычно смазывается тем же маслом, что и зубчатые передачи.

Преимуществом дисковых тормозов является возможность за счет увеличения числа дисков развивать большие тормоз-

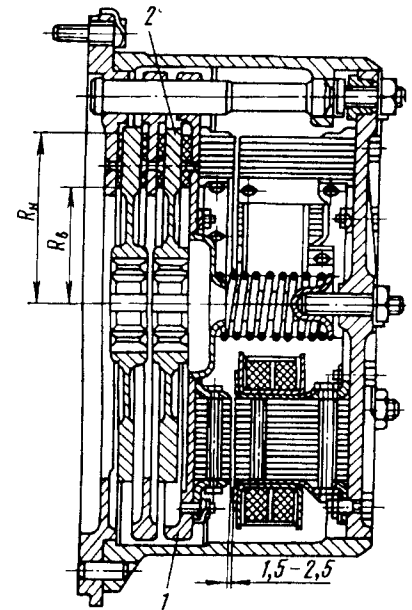


Рис. 100. Дисковый тормоз с пружинным замыканием и электромагнитным приводом

ные моменты при относительно малых габаритах; возможность обеспечения защиты тормозов от влияния окружающей среды, вплоть до полной герметизации; отсутствие радиально действующих на вал сил, а осевые силы могут быть замкнуты внутри тормоза и не воспринимаются валом и подшипниками машины; более равномерный износ фрикционного материала. Эти тормоза применяют там, где необходимы особо компактные конструкции.

К недостаткам дисковых тормозов следует отнести сложность отвода теплоты с поверхности трения (особенно в многодисковых конструкциях).

Внутренний радиус дискового тормоза R_B (см. рис. 100) выбирают минимально допустимым по конструктивным соображениям. Наружный радиус R_H при работе тормоза в масляной ванне обычно принимают из условий хорошего смазывания дисков; при этом $R_H = (1,25 \dots 2,5)R_B$, а разность радиусов $R_H - R_B \leq 6$ см. Средний радиус поверхности трения, определяемый из условия, что работа трения (т.е. произведение давления на линейную скорость рассматриваемой точки) для всех точек одинакова, $R_{cp} = (R_H + R_B)/2$.

Осевая сила N , необходимая для создания тормозного момента M_T ,

$$N = M_T / (mfR_{cp}),$$

где m – число пар поверхностей трения; f – коэффициент трения.

При расчете дисковых тормозов с большим числом пар трущихся поверхностей следует учитывать потери на трение в шлицевых соединениях, уменьшающие фактическую силу прижатия дисков друг к другу и соответственно значение тормозного момента [24].

При работе без смазки значение коэффициента трения принимают по данным, приведенным на стр. 217. Коэффициенты трения при наличии смазки указаны в табл. 33.

Среднее давление на трущихся поверхностях

$$p = \frac{N}{\pi(R_H^2 - R_B^2)} \leq [p],$$

где $[p]$ – допускаемое давление, значения которого для всех типов тормозов с осевым нажатием приведены в табл. 34.

Таблица 33. Коэффициенты трения f при наличии смазки

Материалы трущейся пары	Жидкая смазка (масляная ванна)	Густая смазка
Сталь по стали	0,06	–
Сталь по чугуну	–	0,1
Кожа по стали и чугуну	–	0,15
Прессованные и вальцованные фрикционные материалы по металлу	0,16	0,12
Тканые и плетеные фрикционные материалы по металлу	0,12	0,1

Таблица 34. Допускаемые давления $[p]$ в тормозах с осевым нажатием, МПа

Материалы трущихся поверхностей	Без смазки	С густой смазкой	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
Металлокерамические фрикционные материалы по металлу	0,8 – 1,0	1,2 – 1,5	2,0 – 2,5
Текстолит по стали	0,3	0,4	0,6

Примечания: 1. Для многодисковых тормозных устройств из-за ухудшения условий теплоотвода допускаемые давления необходимо снизить на 25...50%. 2. В грузоупорных тормозах с металлической парой трения, работающей в масляной ванне, допускаемое давление $[p] \leq 0,3$ МПа.

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 и металлокерамическими фрикционными дисками.

Дисково-колодочные тормоза. Эти тормоза весьма перспективны для подъемно-транспортного машиностроения. В них фрикционный материал в виде сегментных колодок прижимается к обеим торцевым поверхностям тормозного диска. При этом около 90 % поверхности тормозного диска в процессе торможения свободно обдувается окружающим воздухом, что увеличивает теплоотдачу в 2...4 раза по сравнению с колодочными тормозами. Улучшение теплоотдачи повышает надежность тормоза, стабильность его работы и существенно увеличивает долговечность элементов фрикционной пары.

По сравнению с тормозами других типов при равных габаритных размерах, дисково-колодочные тормоза позволяют реализовать более высокие значения тормозных моментов. Контакт фрикционных накладок с тормозным диском осуществляется по плоскости, что обеспечивает более равномерное изнашивание фрикционного материала, облегчает регулирование и техническое обслуживание тормоза. Так как момент инерции тормозного диска значительно меньше момента инерции тормозного шкива колодочного или ленточного тормоза, то нагрузка на двигатель при пуске механизма и время разгона машины существенно уменьшаются, а при торможении уменьшается работа торможения.

В практике проектирования дисково-колодочных тормозов значение коэффициента взаимного перекрытия, т.е. отношения номинальной площади фрикционных колодок к номинальной площади поверхности трения тормозного диска, принимают в пределах 0,1...0,15. Отношение внутреннего радиуса поверхности трения к наружному – в пределах 0,6...0,7. Так как при торможении сила трения между колодкой и диском передается на опоры вала диска, то для уменьшения этой нагрузки ставят две пары фрикционных колодок, располагая их на диске диаметрально противоположно. При этом общий тормозной момент равен сумме моментов от каждой пары фрикционных колодок.

Нормально закрытый дисково-колодочный тормоз (рис. 101) с приводом от электрогидравлического толкателя состоит из двух вертикально расположенных тормозных рычагов 5, несущих тормозные колодки 7. Верхние концы рычагов

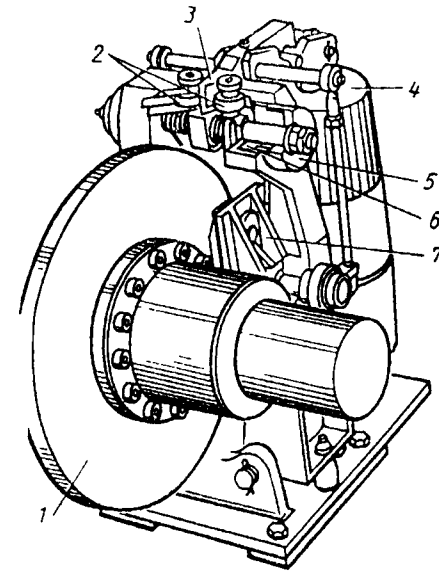


Рис. 101. Дисково-колодочный тормоз

5 стягиваются пакетом тарельчатых пружин 6, замыкающих тормоз. Над пружинами 6 на тормозных рычагах установлены ролики 2 с вертикальной осью вращения, взаимодействующие с клином 3, шарнирно связанным со штоком электрогидравлического толкателя 4 через систему рычагов. В замкнутом положении тормоза колодки 7 прижаты к тормозному диску 1, закрепленному на тормозном валу, осуществляя торможение механизма. При включении привода шток толкателя 4, преодолевая силу сжатия пружин, вводит клин 3 между роликами 2, разводя рычаги тормоза и освобождая тормозной диск.

Грузоупорные тормоза. Грузоупорные тормоза, замыкаемые весом транспортируемого груза, получили широкое применение в ручных механизмах подъема и в ряде механизмов с шестеринным приводом. При прекращении вращения приводного вала в тормозе под действием момента от силы тяжести груза

автоматически развивается тормозной момент, пропорциональный весу груза, и груз удерживается в подвешенном состоянии. Следовательно, для создания тормозного момента в данном случае не требуется прикладывать специальную внешнюю силу. Так как тормоз развивает тормозной момент, пропорциональный весу перемещаемого груза, то он обеспечивает плавную остановку грузов любой массы с одинаковым замедлением.

Для движения груза вниз необходимо в течение всего времени опускания прилагать внешний момент со стороны привода. Различают два типа тормозов, замыкаемых весом груза: *первый тип* — с силой прижатия тормозных дисков при спуске груза меньшей, чем при подъеме груза; *второй тип* — с одинаковой силой прижатия тормозных дисков как при подъеме, так и при опускании груза.

Первый тип грузоупорных тормозов (рис. 102) находит широкое применение в подъемных механизмах с ручным и машинным приводами. При наличии *машинного привода* тормоз обычно устанавливают на втором от двигателя валу, так как при этом на работу тормоза меньше влияет инерция вращающихся элементов тормоза, увеличивающая время его замыкания. При *ручном приводе* его обычно устанавливают на наиболее быстроходном (приводном) валу.

Тормоз механизма с машинным приводом действует следующим образом. Вал 4 (рис. 102, а) приводится во вращение от двигателя и передает крутящий момент через колесо 3 грузовому барабану. На валу 4 с помощью шпонки закреплен диск 1. Второй диск 3, представляющий собой одно целое с зубчатым колесом, посажен на резьбе вала 4. Между этими дисками находится храповик 2, свободно установленный на выступе колеса 3. Направление резьбы на валу 4 выбирают так, чтобы колесо 3, вращаясь под влиянием момента от веса груза, перемещалось по резьбе влево и зажимало храповик 2 между дисками 1 и 3. При вращении вала 4 в сторону подъема груза благодаря соответствующему направлению зубьев храповика диски и храповик получают возможность свободно вращаться. По окончании подъема груз останавливается, так как храповик 2 удерживается от обратного вращения собачкой 6, ось которой укреплена на

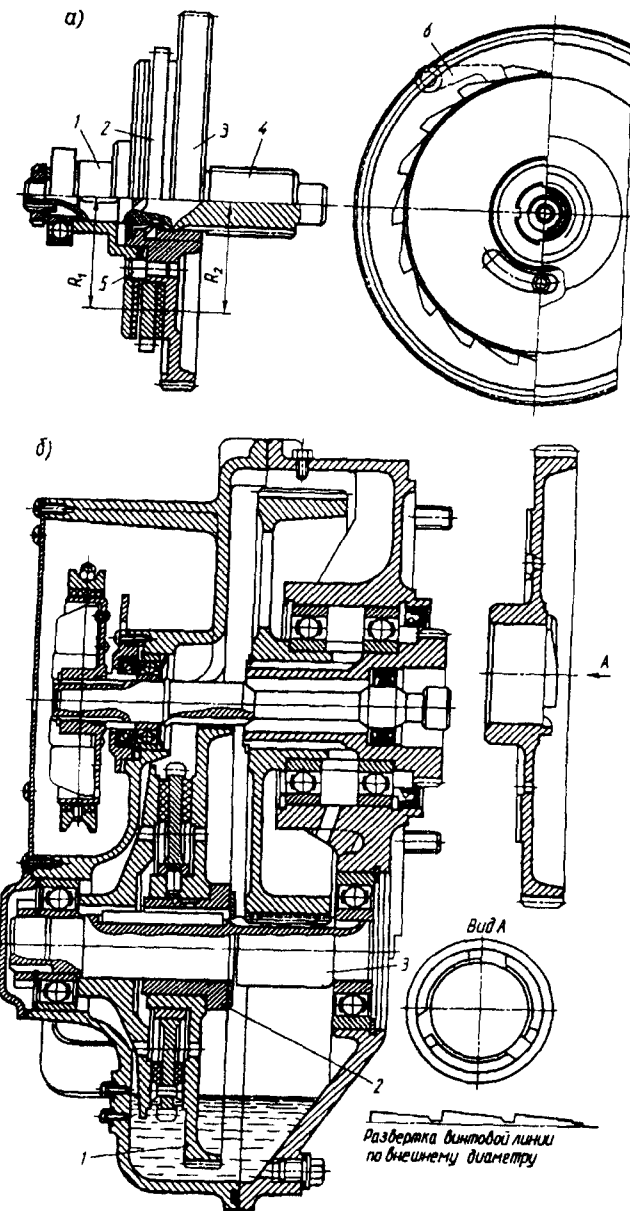


Рис. 102. Тормоз, замыкаемый весом транспортируемого груза:
а — схема; б — тормоз механизма подъема тали ТЭ-5

неподвижном основании, а диски 1 и 3 сцеплены с храповиком силой трения (момент от веса груза как при подъеме, так и при спуске и при неподвижно висящем грузе направлен в одну и ту же сторону).

Для опускания груза необходимо вращать вал 4 в другую сторону. Вал не имеет осевого смещения, и поэтому колесо 3 перемещается по резьбе вправо, давление на храповик уменьшается пока момент трения между дисками и храповиком станет недостаточным, чтобы удержать колесо 3 от вращения под действием силы тяжести груза. При этом груз опускается с ускорением. Свободное опускание груза продолжается до тех пор, пока угловая скорость диска 3 не превысит угловой скорости вала; тогда колесо 3 опять начинает накручиваться по резьбе вала и перемещается влево, увеличивая момент трения между дисками и храповиком. По достижении этого состояния диски 1 и 3 с трением скользят по храповику 2, и груз опускается со скоростью, соответствующей угловой скорости ведущего вала.

Момент $M_{Гр}$ от веса груза на тормозном валу, приложенный к гайке колеса 3 или к винту (валу) 4, стремящийся затянуть винтовое соединение, уравнивается моментом трения в резьбе и моментом трения диска 3 по храповику 2. Для ограничения осевого перемещения дисков от храповика 2 применен установочный палец 5, запрессованный в зубчатое колесо 3 и свободно входящий в фигурное отверстие в диске 1.

Осевая сила, сжимающая диски в процессе подъема груза и удерживающая его в подвешенном состоянии,

$$N = M_{Гр} / (r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f R_{ср2}),$$

где r – средний радиус резьбы; ρ – угол трения покоя винтовых поверхностей дисков 2 и 3; α – угол подъема резьбы; $R_{ср2}$ – средний радиус поверхности соприкосновения между диском 3 и храповиком.

Тормозной момент

$$M_T = f N (R_{ср1} + R_{ср2}) \geq k_{Гр} M_{Гр},$$

где $R_{ср1}$ – средний радиус поверхности соприкосновения между диском 1 и храповиком; $k_{Гр}$ – коэффициент запаса торможения: для тормозов, замыкаемых силой тяжести груза, $k_{Гр} = 1, 2$. При больших значениях $k_{Гр}$ возникают толчки при замыкании и размыкании тормоза, приводящие к появлению значительных динамических нагрузок в элементах механизма подъема. Наиболее плавно тормоз работает при $k_{Гр} \approx 1$. При опускании груза двигатель преодолевает момент трения между поверхностями дисков 2 и 3. Для уменьшения этого момента иногда средние радиусы $R_{ср1}$ и $R_{ср2}$ делают различными. Тогда силу N вычисляют, подставляя в приведенную формулу произведение $f R_{ср}$ для той пары трущихся поверхностей, для которой это произведение меньше и, следовательно, осевая сила больше.

Расчет прочности элементов грузоупорного тормоза следует проводить по наибольшему (с учетом динамических явлений при замыкании тормоза при подъеме груза с опоры) значению осевой силы, которая, например, для тормозов электроталей ТЭ (ВНИИПТМАШ) $N_{\max} = 1, 4N$.

При подъеме груза тормоз замыкается и действует как жесткая соединительная муфта. Но это замыкание не дает гарантии надежного удержания груза в подвешенном состоянии. Для обеспечения надежного удержания груза на весу сумма моментов трения между дисками 1, 2, 3 и момент трения всех частей механизма от тормоза до двигателя (при скорости на среднем радиусе $R_{ср}$, не превышающей 3–4 м/с, т.е. когда можно пренебречь силами инерции) должны быть больше грузового момента, действующего на тормозном валу, или равны ему:

$$f R_{ср1} + f R_{ср2} \geq [r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f R_{ср2}] \eta_1^2, \quad (23)$$

где η_1 – КПД передачи между двигателем и валом, на котором установлен тормоз.

Опускание груза происходит при непрерывном трении между тормозными дисками и храповым колесом. Этот момент трения разгружает двигатель механизма. Потребляемая мощность при этой операции составляет 20...40% номинальной мощности в зависимости от принятого при расчете коэффициента запаса торможения. При этом момент, развиваемый двигателем

при спуске груза, $M_{дв} = M_{тр} - M_{гр}$, где $M_{тр}$ – момент трения; $M_{гр}$ – момент силы тяжести груза.

Однако непрерывное трение тормозных дисков приводит к их нагреву, что существенно снижает надежность действия тормоза. Это обстоятельство требует проведения теплового расчета. Во избежание перегрева фрикционного материала грузоупорного тормоза наибольшая расчетная удельная мощность сил трения в электроталях грузоподъемностью 0,5...5 т при их работе с номинальным грузом не должна превышать 0,11 кВт/см². Взяв за основу это значение, можно выбрать общую площадь тормозных накладок и средний радиус трущихся поверхностей тормозных дисков.

Опускающийся груз останавливается при соблюдении следующего неравенства: $rtg(\alpha + \rho) \geq R_{ср2}/k_{гр}$.

Для обеспечения плавной работы грузоупорного тормоза его поверхности обильно смазываются, а в передачах с машинным приводом тормоз помещают в масляную ванну, гарантирующую постоянную и обильную смазку. Уменьшение момента трения в резьбе способствует повышению плавности торможения и может быть достигнуто либо уменьшением радиуса резьбы, либо увеличением угла подъема.

Резьбу на тормозном валу выполняют прямоугольной или трапецеидальной (вторая предпочтительнее). Радиус резьбы выполняют минимальным, но с соблюдением условия прочности вала и витков резьбы: допустимое давление в резьбе при скольжении закаленного винта по бронзовой гайке $[p] = 12$ МПа, а при чугунной гайке $[p] = 6$ МПа; при трении винта из закаленной стали по бронзовой гайке $[p] = 9$ МПа и по чугунной гайке $[p] = 5$ МПа.

Угол подъема винтовой линии резьбы принимают в пределах $\alpha = 6...20^\circ$, но обычно α выбирают по неравенству (23), определяющему условия надежного удержания груза с учетом заданного запаса торможения. Число ходов винта $n = 2...4$.

В некоторых конструкциях электроталей (например, в серийной тали ТЭ-5) вместо винтового замыкания тормоза применены торцевые кулачки на зубчатом колесе 1 (см. рис. 102, б),

которые входят в зацепление с торцевыми кулачками на втулке 2, укрепленной на промежуточном валу 3 механизма подъема.

Тормоз, замыкаемый весом груза, выгодно отличается от стопорного тормоза; для последнего тормозной момент принимают по массе номинального груза, и остановка груза меньшей массы происходит резко. Однако установка в механизме подъема одного тормоза, замыкаемого весом груза, нецелесообразна, так как при опускании грузов малой массы возрастает влияние маховой массы ротора двигателя и остановка происходит в течение большего времени и на большем 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, запас торможения определяет лишь надежность удерживания груза на весу, но не замедление и путь торможения.

Путь торможения зависит от соотношения между моментами от сил инерции элементов механизма и веса груза, приведенными к валу тормоза. Чем больше масса груза, тем меньше это соотношение и тем меньше путь торможения.

Для уменьшения пути торможения 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 грузоупорный тормоз. Поэтому запас торможения для него определяется моментом инерции элементов механизма и имеет меньшие значения при меньших скоростях.

Если установить стопорный тормоз со слишком большим тормозным моментом, то остановка груза будет резкой, так как стопорный тормоз будет опережать действие тормоза, замыкаемого весом груза. В этом случае исчезает основное преимущество последнего – возможность создать торможение всех грузов с одинаковым замедлением. Неоправданно большой запас торможения тормоза, замыкаемого весом груза, приводит к нарушению плавной работы механизма: опускание груза происходит неравномерно, сопровождаясь толчками. При меньших

скоростях и соответственно меньших силах инерции происходит замедленное затягивание тормоза; в этом случае запас торможения следует увеличить.

Второй тип грузоупорных тормозов, выполняемых в виде конических тормозов, замыкаемых весом груза, с неразмыкающимися поверхностями трения (рис. 103) применяют, если в механизме есть несамотормозящая червячная передача. Для создания тормозного момента используется осевая сила червяка. Эти тормоза остаются замкнутыми как при подъеме, так и при опускании груза. При опускании необходимо преодолеть превышение тормозного момента над моментом, создаваемым силой тяжести груза на тормозном валу, что вызывает интенсивный износ трущихся поверхностей. Поэтому тормоза этого типа находят применение главным образом в механизмах с ручным приводом.

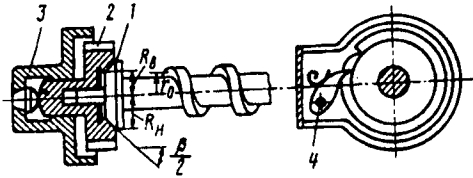


Рис. 103. Схема конического тормоза, замыкаемого весом транспортируемого груза с неразмыкающимися поверхностями трения

Тормоз состоит из конического диска 1 (см. рис. 103), закрепленного на валу червяка или составляющего с ним одно целое, и диска 2, снабженного углублением конической формы, храповыми зубьями и пятой, которой он упирается в неподвижный корпус 3. Ось вращения собачки 4 храпового соединения также закреплена на корпусе. Направление зубьев храпового колеса таково, что диск может свободно вращаться при подъеме и стопориться при опускании груза. При подъеме диски 1 и 2 вращаются совместно и храповые зубья не мешают подъему.

При остановке благодаря силе трения между дисками механизм удерживается от вращения в сторону спуска, так как диск 2 удерживается храповиком.

Для расчета конического грузоупорного тормоза надо знать характеристики червячной передачи. Крутящий момент на валу червяка, создаваемый весом транспортируемого груза,

$$M'_{гр} = (M_{гр}/u)\eta,$$

где $M_{гр}$ – момент от силы тяжести груза на валу червячного колеса; u и η – соответственно передаточное число и КПД червячной передачи.

Тормозной момент, развиваемый тормозом,

$$M_T = k_{гр} M'_{гр},$$

где $k_{гр} = 1, 2$ – коэффициент запаса торможения.

Осевая сила на червяке, создающая момент трения на трущихся поверхностях тормоза,

$$N = \frac{M_{гр}}{R_k} = \frac{M'_{гр}}{r_0 \operatorname{tg}(\alpha - \rho)},$$

где R_k – радиус начальной окружности червячного колеса; r_0 – средний радиус червяка; α – угол подъема винтовой линии червяка; ρ – угол трения в червячном зацеплении.

Угол конуса β определяется из выражения

$$\sin \frac{\beta}{2} = \frac{R_H + R_B}{2k_{гр} R_H} f,$$

где R_B и R_H – внутренний и наружные радиусы трения конуса (см. рис. 103); f – коэффициент трения.

Угол β во избежание заклинивания конусов должен быть больше угла трения трущихся поверхностей конуса.

Согласно правилам Госгортехнадзора России, все ручные подъемные механизмы имеют устройства, не допускающие

опасное для обслуживающего персонала произвольное вращение рукоятки под действием веса груза. Такие устройства называют *безопасными рукоятками*. Различают два вида безопасных рукояток. Безопасные рукоятки *первого* типа соединяются непосредственно с грузоупорным тормозом. При спуске груза безопасную рукоятку необходимо все время вращать, прикладывая некоторую силу. Скорость груза зависит от частоты вращения рукоятки. К этому виду относят рукоятки, сконструированные по типу дискового тормоза (см. рис. 102), замыкаемого весом транспортируемого груза.

Безопасную рукоятку *второго* типа используют в таких ручных механизмах подъема, в которых в силу производственных условий необходимо опускать груз со скоростью, превышающей скорость подъема. Она соединяется с тормозом таким образом, что нормально замкнутый тормоз размыкается при нажатии на рукоятку. Вращение рукоятки при этом не требуется. Скорость спуска регулируют силой нажатия на рукоятку. Если на рукоятку нажать очень сильно, то может произойти настолько быстрый спуск, что остановить груз станет трудно или совсем невозможно. Чтобы этого не произошло, рукоятки этого типа обычно имеют ограничители скорости.

Если вес пустого крюка недостаточен для преодоления сопротивления в механизме, то для осуществления спуска его утяжеляют подвешиванием специального груза. Поэтому рукоятки такого типа находят применение только в шестеренных механизмах, в которых потери на трение невелики.

Лебедки с ручным приводом, предназначенные для подъема людей, имеют безопасные рукоятки первого типа, конструкция которых допускает подъем или спуск со скоростью, не превышающей 20 м/мин.

16. Тормозные устройства для регулирования скорости

Регуляторы скорости предназначены для ограничения скорости опускаемого груза не выше заданного предела. Произвести остановку груза они не могут. Поэтому для остановки

груза дополнительно необходим стопорный тормоз. Широкое применение в качестве регулятора скорости находят *центробежные тормоза*, принцип работы которых состоит в том, что при увеличении скорости тормозного вала возрастает центробежная сила масс элементов тормоза. При этом создается давление на неподвижную часть тормоза, увеличивающее силы трения и тормозной момент. Обычно центробежный тормоз устанавливают на быстроходном валу. Наиболее широко применяют центробежные дисковые тормоза и тормоза с грузами внутри тормозного корпуса. Для расчета центробежного тормоза кроме значения грузового момента $M_{Гр}$ на тормозном валу необходимо знать наибольшую частоту вращения n тормозного вала, соответствующую заданной скорости спуска груза.

Центробежный дисковый тормоз (рис. 104, а). Этот тормоз состоит из диска 2, закрепленного на валу 1 с помощью шпонки. На втулке диска 2 находится диск 4, имеющий возможность осевого перемещения. Пружина 6, упирающаяся во втулку, стремится раздвинуть диски 2 и 4, а грузы 5 при вращении стремятся эти диски сблизить и зажать находящийся между ними неподвижный фрикционный диск 3.

Сила сжатия пружины при заданной частоте вращения

$$K = Q \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \frac{a}{b} r z - \frac{4M_{Гр}}{(D_{н} + D_{в}) f i \eta},$$

где Q – масса одного замыкающего груза; $z = 2 \dots 6$ – число грузов; a и b плечи углового рычага; r – расстояние от оси вращения до центра тяжести грузов (при зажатых дисках); i – число пар трущихся поверхностей; $D_{н}$ и $D_{в}$ – соответственно наружный и внутренний диаметры дисков трения; f – коэффициент трения; $M_{Гр}$ – момент на валу тормоза при опускании груза; η – коэффициент, учитывающий потери на трение в механической системе тормоза.

Давление на соприкасающихся поверхностях

$$p = \frac{4}{\pi} \frac{Q(\pi n/30)^2 r z a/b - K}{D_{н}^2 - D_{в}^2} \leq [p],$$

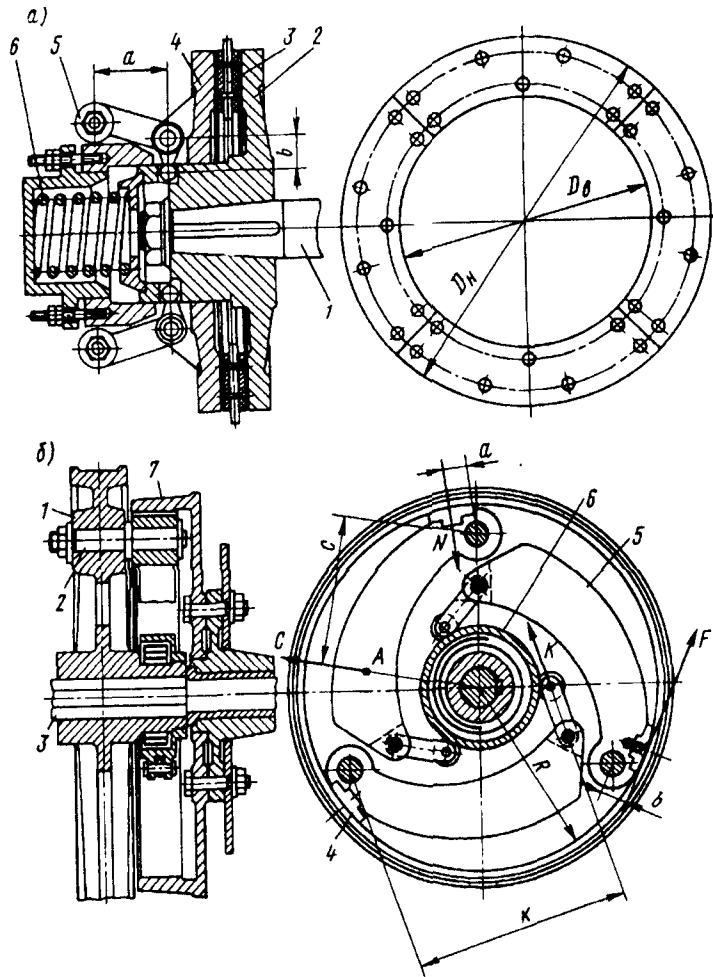


Рис. 104. Центробежные тормоза:
а – дисковый; б – с грузами внутри корпуса

где допустимое давление $[p]$ берут из данных табл. 29. Действие дискового центробежного тормоза не зависит от направления вращения вала механизма.

Центробежный тормоз с грузами внутри тормозного корпуса (рис. 101, б). Этот тормоз состоит из диска 1 с тремя цапфами 2, закрепленного на валу 3 механизма подъема. На цапфах свободно укреплены замыкающие грузы 5, шарнирно связанные рычагами с втулкой 6, которая также свободно укреплена на ступице диска 1 и соединена с ней спиральной пружиной. Один конец пружины закреплен на ступице, второй – во втулке. При некоторой частоте вращения вала замыкающие грузы 5, расходясь под действием центробежных сил, закручивают спиральную пружину и, поворачиваясь вокруг цапфы 2, прижимаются вкладышами 4 к неподвижному корпусу 7. При уменьшении частоты вращения грузы спиральной пружины подтягиваются к втулке.

При конструировании этого тормоза надо стремиться к тому, чтобы центр тяжести всех грузов 5 совпадал с осью вала 3, а центр тяжести каждого груза (точка А) отстоял возможно дальше от центра вала 3 и от оси своего поворота – цапфы 2. Масса каждого замыкающего груза, при которой обеспечивается опускание груза с заданной скоростью при частоте вращения n тормозного вала,

$$Q = \left(\frac{30}{\pi n} \right)^2 \frac{1}{rc} \left[\frac{M_{гр}}{z f R} (a + b f) + K k \right],$$

где z – число тормозных грузов; r – расстояние от центра тяжести груза до оси тормозного вала; a, b, c, k – плечи действия соответственно сил нормального давления вкладыша на корпус, трения, центробежной силы и силы закручивания спиральной пружины относительно оси поворота тормозных грузов; R – радиус поверхности трения; $K = 50 \dots 80 \text{ Н}$ – сила спиральной пружины, действующая на каждый груз; $M_{гр}$ – момент силы тяжести опускаемого груза на валу тормоза.

Сила нормального давления фрикционного вкладыша на внутреннюю поверхность трения корпуса

$$N = (C c - K k) / (a + f b),$$

где $C = Q(\pi n/30)^2 r$ – центробежная сила от одного замыкающего груза.

Недостатками тормоза данного типа являются быстрый износ вкладышей, трудность регулировки тормоза и работа только при одном направлении вращения вала (торможение при обратном направлении вращения сопровождается резкими толчками и сильным износом вкладышей и поверхности трения корпуса). Центробежные тормоза с грузами внутри корпуса находят широкое применение, например, для приведения в действие ловителей пассажирских и грузовых подъемников.

Характерные недостатки центробежных тормозов, ограничивающие их применение, состоят в том, что они: а) действуют только при достижении механизмом (опускающимся грузом) определенной скорости; б) ограничивая скорость движения, не могут произвести остановку груза; в) медленно опускают грузы малой массы, так как сила тяжести последних не может разогнать тормозной вал до номинальной частоты вращения.

Гидравлические тормоза. В качестве регуляторов скорости в подъемно-транспортном машиностроении применяют *гидравлические тормоза*, использующие силу сопротивления жидкости, обладающей некоторой вязкостью, вращению ротора с лопастями. Применяя такие тормоза, можно опускать тяжелые грузы с ограниченной скоростью (буровые лебедки, механизмы подъема некоторых типов закалочных кранов и т.п.). Гидравлические тормоза позволяют увеличить скорость движения и массу опускающегося груза до таких значений, при которых механические фрикционные тормоза уже не могут работать вследствие перегрева. Гидравлический тормоз значительно облегчает условия работы стопорного тормоза, задачей которого является только совершение относительно небольшой работы торможения для обеспечения полной остановки груза.

Электроиндукционные тормоза (рис. 105, а). Их применяют для автоматического поддержания заданной скорости движения. Они состоят из неподвижного статора 1 и ротора 2, связанного с валом 3 механизма. В кольцевую проточку ротора 2 входит катушка возбуждения 4, прикрепленная к статору 1.

На поверхности ротора имеется несколько глубоких пазов, идущих вдоль образующей цилиндра ротора (на рис. 105, а штриховая линия). При подключении катушки к источнику постоянного тока создается магнитный поток, замыкаемый через статор и ротор, значение которого определяется числом витков катушки возбуждения и силой тока и не зависит от того, вращается ли ротор или он неподвижен.

Магнитный поток в каждой данной точке внутренней поверхности статора различен в зависимости от того, проходит ли над этой точкой выступ или паз ротора. Вследствие этого магнитный поток 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 интенсивное охлаждение статора. В отечественной практике в ряде конструкций кранов, в том числе в башенных, для регулирования скорости механизмов применяют вихревой тормозной генератор ТМ-4.

Порошковые электромагнитные тормоза. Их все шире применяют в качестве тормозных устройств. Принцип работы этих тормозов основан на использовании механического и молекулярного взаимодействия различных магнитных порошков в магнитном поле между неподвижной и подвижной частями тормоза. В этих тормозах (рис. 105, б) линии магнитного поля нормальны к поверхностям тормозных элементов. При относительном сдвиге рабочих поверхностей возникает сопротивление сдвигу от взаимного трения намагниченных частиц порошка, причем сопротивление, а следовательно, и тормозной момент, развиваемый тормозом, тем больше, чем сильнее намагничен порошок.

Тормоз состоит из неподвижного статора 1 и соединенного с одним из валов механизма ротора 3. В роторе или в статоре размещают катушку электромагнита 2, а цилиндрический зазор между ротором и статором заполняют ферромагнитным

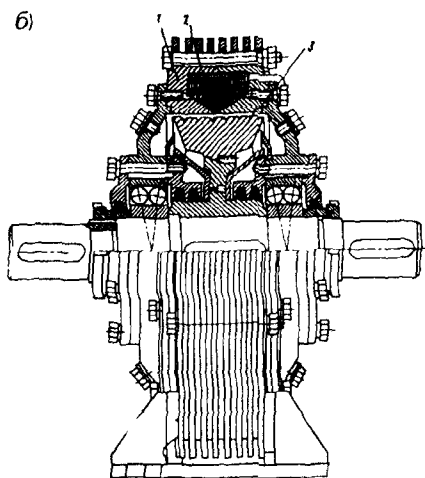
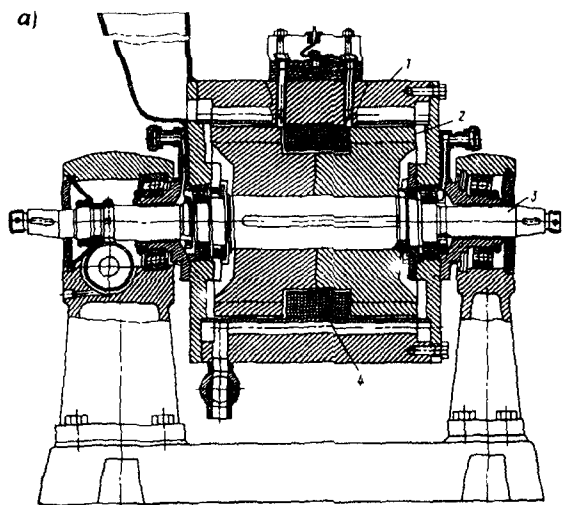


Рис. 105. Регуляторы скорости:
 а – электроиндукционный тормоз; б – порошковый электромагнитный тормоз

порошком (обычно это карбонильное железо с частицами диаметром $0,004 \dots 0,008$ мм или порошки, получаемые распылением расплавленного железа, с размером частиц $0,1 - 0,2$ мм). Так как в этом тормозе кинетическая энергия механизма переходит в тепловую, то порошковый тормоз требует хорошего охлаждения. Как в индукционном, так и в порошковом тормозе путем изменения магнитного потока можно изменять тормозной момент по любому желаемому закону, обеспечивая необходимую плавность процесса торможения.

17. Тепловой расчет тормоза

В процессе торможения кинетическая энергия движущегося груза и вращающихся масс механизма переходит в тепловую энергию и вызывает нагрев тормоза. Одной из задач конструирования тормоза является ограничение нагрева трущихся поверхностей, чтобы их температура не превышала допускаемую для данного фрикционного материала. Недооценка тепловых явлений в тормозах подъемно-транспортных машин может привести к нарушению работы тормоза и даже к аварии, особенно в связи с возросшими скоростями движения, грузоподъемностью и интенсификацией работы.

Одним из методов теплового расчета тормозов подъемно-транспортных машин является метод, основанный на использовании уравнения теплового баланса тормоза при его работе в установившемся тепловом режиме. При расчете по этому методу вводится большое количество допущений и упрощений, однако результаты с достаточной точностью позволяют оценить степень тепловой нагруженности тормоза для большинства случаев практических расчетов. Для проведения расчета рассматривают установившееся тепловое состояние тормоза, т.е. когда количество теплоты, образующееся на трущейся поверхности трения, равно количеству теплоты, отводимому от тормозного шкива конвекцией и лучеиспусканием. В этом состоянии механизм оказывается после длительной работы при повторнократковременных включениях.

Количество теплоты, возникающее при торможении, определяют по значению кинетической энергии поступательно движущихся масс, а в механизмах подъема также и по значению потенциальной энергии груза весом $G_{гр}$. Мощность (в ваттах) механизма подъема, развиваемая тормозом,

$$P = \left[G_{гр}s + \sum \frac{m_i v_i^2}{2} + \sum \frac{J_i \omega_i^2}{2} \right] \frac{h\eta}{3600};$$

для тормоза механизма передвижения

$$P = \left[\sum \frac{m_i v_i^2}{2} + \sum \frac{J_i \omega_i^2}{2} - F_t s \right] \frac{hh}{3600},$$

где s – путь торможения, м; η – КПД механизма, учитывающий, что некоторая часть энергии израсходована на преодоление потерь в механизме (на блоках, в опорах, передачах); h – число включений тормоза за 1 ч работы, принимаемое при проверочных расчетах в зависимости от группы режима работы механизмов: для 1-й, 2-й, 3-й групп $h = 60$, для 4-й – $h = 120$, для 5-й – $h = 180$, для 6-й – $h = 300$; m_i – масса груза и поступательно движущихся элементов механизма, кг; J_i – момент инерции вращающихся элементов крана, приведенный к тормозному валу, кг·м²; v_i – скорость движения поступательно движущихся элементов, м/с; ω_i – угловая скорость тормозного шкива, при которой начинается торможение, с⁻¹; F_t – сила сопротивления передвижению, Н.

Теплота отводится от тормоза путем лучистого и конвективного теплообмена с окружающей средой. Мощность *лучистого теплообмена* (в ваттах)

$$P_1 = (c_1 A_1 + c_2 A_2) \left[\left(\frac{273 + \theta_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + \theta_2}{100} \right)^4 \right], \quad (24)$$

где $c_1 = 1,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}^4)$ – коэффициент излучения от полированной поверхности; $c_2 = 5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}^4)$ – коэффициент излучения от матовой поверхности; A_1 – площадь полированной

поверхности тормозного шкива, не закрытая тормозными колодками, м²; A_2 – площадь двух боковых (торцевых) матовых поверхностей тормозного шкива, м²; θ_1 – максимально допускаемая температура нагрева для выбранного типа фрикционного материала, °С; $\theta_2 \approx 35 \text{ °С}$ – температура окружающей среды. Условия отвода теплоты от внутренней поверхности шкива значительно хуже, чем от внешней, поэтому в расчете внутренняя цилиндрическая поверхность шкива не учитывается.

Мощность, рассеиваемая при *конвекции*, зависит от того, вращается ли шкив или он неподвижен. Для неподвижного шкива

$$P_2 = \alpha A_3 (\theta_1 - \theta_2) (1 - \text{ПВ}), \quad (25)$$

где $\alpha = 5,8 \dots 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$ – коэффициент теплоотдачи конвекцией в воздушную среду; $A_3 = A_1 + A_2$ – суммарная поверхность шкива, м², не перекрытая колодками; $(1 - \text{ПВ})$ – часть общего времени работы тормоза, в течение которого шкив находится в неподвижном состоянии.

При вращении шкива значение коэффициента α возрастает, так как теплоотвод происходит при одновременном действии естественной и искусственной конвекции. Коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м²·°С), в условиях вынужденной конвекции при относительной скорости v_0 (м/с) поверхности трения тормозного шкива определяется по формуле Нуссельта: $\alpha_1 = 7,15 v_0^{0,78}$.

По боковым поверхностям шкива скорость изменяется пропорционально радиусу. При этом боковую поверхность можно рассматривать как ряд кольцевых поверхностей с площадями $f_1, f_2, f_3, \dots, f_i$, имеющих соответственно скорости $v_1, v_2, v_3, \dots, v_i$, пропорциональные средним радиусам этих поверхностей. Тогда рассеиваемая мощность (в ваттах)

$$P_3 = \text{ПВ} (\theta_1 - \theta_2) 7,15 (A_4 v_0^{0,78} + 2f_1 v_1^{0,78} + 2f_2 v_2^{0,78} + \dots + 2f_i v_i^{0,78}), \quad (26)$$

где A_4 – внутренняя и наружная поверхности обода шкива без площадей, перекрытых колодками.

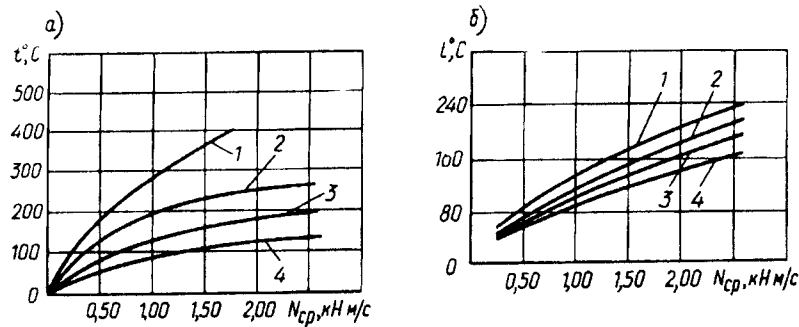


Рис. 106. Основные тепловые характеристики тормозов:
 а - колодочных: 1 - ТК-100; 2 - ТК-200; 3 - ТК-300; 4 - ТК-400;
 б - ленточных: 1 - Л-200; 2 - Л-300; 3 - Л-355; 4 - Л-500

На рис. 106 приведены тепловые характеристики тормозов, работающих в нормальных условиях эксплуатации, т.е. при номинальном тормозном моменте, номинальном отходе тормозных колодок от тормозного шкива при разомкнутом тормозе, при работе тормозов, не закрытых кожухами, при стальном тормозном шкиве и фрикционном материале на асбестовой основе, при работе механизма с ПВ=40%. На рис. 107 приведены тепловые характеристики колодочных тормозов при измененных условиях их использования.

По характеристикам видно, что изменение условий работы по-разному влияет на установившуюся температуру тормозов различных габаритов. Например, применение на шкиве охлаждающих ребер мало эффективно для тормозов с малым диаметром шкива и имеет существенное значение для тормозов со шкивами больших размеров.

Тепловые характеристики построены при ПВ = 40% и температуре окружающей среды 25 °С. Действительная установившаяся температура при работе с другим значением ПВ %

$$t_{y.d} = t_{уст} \left[1 + 0,45 \left(0,4 - \frac{ПВ_d}{100} \right) \right],$$

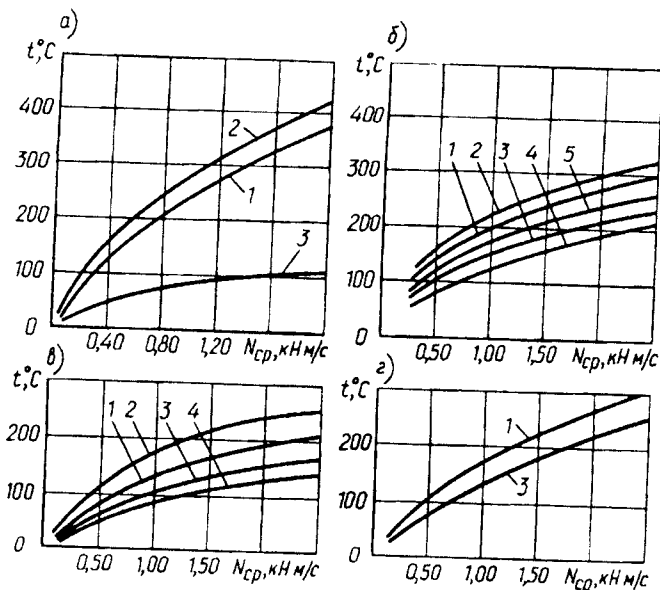


Рис. 107. Тепловые характеристики колодочных тормозов при различных условиях использования:
 а - для ТК-100; б - для ТК-200; в - для ТК-300; г - для ТК-500; 1 - нормальные условия; 2 - тормоз в кожухе; 3 - тормоз на открытом воздухе; 4 - тормоз со шкивом, снабженном охлаждающими ребрами; 5 - тормоз с металлокерамическими накладками

где $t_{уст}$ - установившаяся температура, определенная для данной средней мощности по тепловым характеристикам, построенным при ПВ = 40% (см. рис. 106); $t_{y.d}$ - действительная установившаяся температура при действительном значении относительной продолжительности включения механизма ПВ_д %.

Если механизм работает при температуре среды $t_{ср}$, не равной 25 °С, то действительная температура

$$t'_{д.у} = t_{y.d} + (t_{ср} - 25).$$

Средняя мощность торможения [24]

$$N_{ср} = p v \frac{\mu F_0}{2} ПВ \sum t_{т} / \sum t_{в},$$

Суммарная рассеиваемая шкивом мощность $P = P_1 + P_2 + P_3$ должна быть не меньше мощности P_0 , выделяемой на трущихся поверхностях. Сравнивая эти величины, можно установить, достаточны ли принятые меры для увеличения теплоотвода, например, применяя шкив с охлаждающими ребрами или искусственную вентиляцию тормоза. При искусственном обдуве коэффициент теплоотдачи α может быть увеличен до 23...30 Вт/(м²·°С).

Большинство грузоподъемных машин работает в сложном цикле нагружения со значительными перерывами в работе. Поэтому возможны случаи, когда механизм останавливают раньше, чем достигается установившаяся температура нагрева. 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 θ_1 . За это время выделяется количество теплоты, равное PT , идущее на нагрев тормозного шкива и элементов тормоза и отводимое в окружающую среду.

На нагрев шкива массой $Q_{ш}$, имеющего теплоемкость $c_{ш}$, расходуется количество теплоты $U = Q_{ш}c_{ш}(\theta_1 - \theta_2)$. Условно принято, что вследствие высоких теплоизолирующих свойств фрикционных 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 θ_2 до максимально допускаемой температуры нагрева θ_1 . Для упрощения расчета можно принять, что теплоотдача происходит при некоторой постоянной средней избыточной температуре, равной $\theta_{ср} = (\theta_1 - \theta_2)/2$. При этой температуре определяется суммарная мощность $P_1 + P_2 + P_3$ по уравнениям (24), (25), (26), и тогда количество теплоты, отводимое за время T , равно: $(P_1 + P_2 + P_3)T$.

Уравнение теплового баланса примет в этом случае вид

$$PT = (P_1 + P_2 + P_3)T + U.$$

Отсюда допустимое время непрерывной работы тормоза при нагреве его до допускаемой температуры θ_1

$$T = U/[P - (P_1 + P_2 + P_3)].$$

Этот метод теплового расчета, базирующийся на экспериментальных значениях коэффициента излучения и теплоотдачи, определенных для некоторых частных случаев, и содержащий большое количество допущений (например, нагревающие элементы тормоза рассматриваются здесь как материальные точки, хотя на самом деле температура в различных местах тормозного шкива и рычажной системы имеет различные значения), не дает возможность получить точные результаты и может быть использован только для приближенных оценок теплового состояния тормоза.

Проверку тормозов по нагреву можно проводить по *тепловым характеристикам тормозов*, построенным на основании данных экспериментального исследования. *Тепловой характеристикой* называют зависимость установившейся температуры t_y нагрева поверхности трения от средней мощности торможения $N_{ср}$. При обработке результатов эксперимента установлено, что во всех случаях использования тормозов всех типоразмеров экспериментальная зависимость достаточно точно определяется соотношением типа $t_y = mN_{ср}^k$. Для каждого типоразмера и для каждого случая использования тормозов величины m и k имеют определенные значения. Построение тепловых характеристик позволяет в некоторой степени обобщить результаты испытаний и выявить влияние различных факторов на нагрев тормоза. Эти характеристики позволяют с достаточной степенью надежности определить установившуюся температуру и оценить надежность тормоза. Задача получения тепловых характеристик облегчается тем положением, что тормоза кранов унифицированы и, следовательно, во всех тормозах одного типоразмера значения давлений, габариты и конфигурация элементов практически одинаковы.

где μ – коэффициент трения; F_0 – общая площадь поверхности трения фрикционных накладок; v – максимальная скорость скольжения; t_T – время торможения; t_B – время пребывания двигателя механизма во включенном состоянии.

Среднюю мощность для тормозов подъемно-транспортных машин, имеющих определенную загрузку, следует определять с учетом фактического графика работы механизма.

Невозможность получения точного аналитического решения и ограниченная возможность обобщения результатов экспериментального исследования обусловили использование методов моделирования тепловых процессов, основанных на теории теплового подобия [24]. Этот метод позволяет увязать опытное исследование теплового процесса с его физико-математическим описанием и распространить зависимости, полученные для одного частного явления на многие явления данной группы.

ПРИВОД ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

18. Типы приводов грузоподъемных машин

В зависимости от типа, назначения и характера работы механизма он может иметь машинный или ручной привод. Машинный привод имеет следующие разновидности: электрический, от двигателя внутреннего сгорания, гидравлический и пневматический; кроме того, в ряде машин находит применение комбинированный привод, например дизель-электрический, электрогидравлический или электропневматический.

В грузоподъемных машинах в основном применяют *электрический привод*, имеющий следующие преимущества: постоянную готовность к действию; возможность установки самостоятельного двигателя в каждом механизме грузоподъемной машины, что значительно упрощает конструкцию и управление механизмами; высокую экономичность; возможность регулирования скорости в значительных пределах, особенно в приводе постоянного тока; просто осуществляемое реверсирование механизмов; безопасность работы; простота и надежность работы различных предохранительных устройств; возможность работы со значительными кратковременными перегрузками.

Широкое применение, в частности в передвижных кранах, получает *привод от двигателей внутреннего сгорания*. Применяют карбюраторные и дизельные двигатели, работающие на жидком и газообразном топливе. Преимуществами привода от двигателей внутреннего сгорания являются: независимость от источников электропитания; постоянная готовность к работе,

относительно небольшие габариты и масса, высокий КПД, экономичность, возможность регулирования скорости механизма.

К недостаткам этого вида привода относят: невозможность пуска двигателя под нагрузкой, что заставляет устанавливать фрикционные муфты, отключающие двигатель от механизма при пуске; необходимость применения двигателей с завышенной мощностью для преодоления пусковых моментов; невозможность реверсирования двигателя. Обычно все механизмы грузоподъемной машины обслуживаются одним двигателем внутреннего сгорания через систему зубчатых передач и муфт, причем привод каждого механизма должен иметь устройства для реверсирования.

Высокие требования, предъявляемые в некоторых случаях к грузоподъемным машинам в отношении плавности регулирования скорости в широких диапазонах и обеспечения плавности протекания переходных процессов, можно обеспечить путем применения более сложных систем приводов. Большое распространение в крупных передвижных кранах, таких, как некоторые перегрузочные, порталные и плавучие краны, получает *дизель-электрический привод*, в котором двигатель внутреннего сгорания соединен с электрогенератором, питающим двигатели различных механизмов кранов. Применение дизель-электрического привода позволяет сочетать преимущество электропривода и привода от двигателей внутреннего сгорания. Недостатками дизель-электрического привода являются: громоздкость, сложность, высокая стоимость установки и эксплуатации привода и относительно низкий КПД установки.

В ряде конструкции кранов на автомобильном ходу для питания электродвигателей механизмов используется мощность основного двигателя автомобиля. В этом случае автомобильный двигатель через коробку отбора мощности приводит в действие генератор, питающий электродвигатели механизмов крана.

Гидравлический привод (гидропривод) грузоподъемных машин состоит из электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания, приводящего в действие насос, подающий рабочую

жидкость в рабочий гидроцилиндр через систему трубопроводов и клапанов управления. Гидропривод компактен, обеспечивает широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости; плавное движение, уменьшающее динамические нагрузки; простоту устройств, предотвращающих перегрузку. Все это обусловило применение в последнее время гидропривода в конструкциях грузоподъемных машин, особенно передвижных кранов. Техничко-экономические показатели отечественных и зарубежных образцов кранов с гидравлическим приводом доказывают большую перспективность его использования в самых различных механизмах грузоподъемных машин.

Носителем энергии в гидроприводе является рабочая жидкость, в качестве которой обычно используют маловязкие минеральные масла с высоковязкими полимерными присадками, чем достигается сочетание необходимых свойств рабочего тела и смазочного материала. Увеличение вязкости снижает также утечку через неплотности элементов, но при этом одновременно увеличивают потери давления в гидросистеме.

Недостатками гидропривода являются: относительно низкое значение КПД (0,7...0,8); пониженная экономичность при работе с грузами, масса которой меньше расчетной (так как расход жидкости не зависит от массы груза); сложность подачи рабочей жидкости к приводу передвижной установки; невозможность использования масла в интервале температур от -40 до $+40$ °С или необходимость применения дорогостоящих морозостойчивых жидкостей; необходимость смены масла при переходе от отрицательной температуры к положительной; большие гидравлические сопротивления трубопроводов; неизбежные утечки жидкости из гидросистемы, составляющие 2...5 %, которые следует компенсировать гидронасосом даже при неработающем механизме; необходимость тщательного наблюдения за состоянием герметизирующих уплотнений; ресурс гидропривода значительно ниже ресурса электропривода; относительно высокая стоимость гидрооборудования. В связи с указанным применение гидропривода на грузоподъемных кранах ограничено.

Пневматический привод (пневмопривод) по своей структуре, назначению силовых агрегатов, управляющих и вспомогательных аппаратов, по основным принципам конструирования аналогичен гидравлическому приводу.

Рабочим телом в этих системах является воздух, сжатый под давлением $0,4 \dots 1,0$ МПа. В простейших пневматических приводах сжатый воздух подают в цилиндры-толкатели прямого действия, штоки поршней которых непосредственно действуют на рабочий орган. Для более сложных машин, например для пневмоталей, используют поршневые или роторные двигатели, приводящие в действие исполнительные механизмы. Воздух обычно подают от компрессорных установок или от воздушных магистралей предприятия с помощью гибких шлангов. Преимуществами пневматического привода являются: плавность работы, возможность бесступенчатого регулирования скорости до 1:20, простота конструкции, удобство управления, простота обслуживания и ремонта, возможность работы с большой частотой включений, наличие приспособлений, устраняющих перегрузку. Благодаря малой вязкости воздуха в пневмо приводах допускают большие (превышающие 10 м/с) скорости его движения в пневмолиниях.

К недостаткам пневматического привода следует отнести ограниченный радиус действия передвижных установок вследствие наличия питающего воздухопроводного шланга; снижение КПД установки при работе с грузами малой массы; большой расход воздуха ввиду неизбежных утечек; при низкой температуре устойчивость работы пневмопривода снижается вследствие обмерзания клапанов; неудовлетворительное позиционирование рабочего элемента в случае отсутствия специальных фиксирующих устройств; отсутствие плавного движения при переменных нагрузках, что предопределяется высокой сжимаемостью воздуха; повышенный уровень шума при работе.

Пневматический привод еще не нашел широкого применения и его использование в подъемно-транспортных машинах ограничивается механизмами, работающими во взрывоопасной среде, а также на предприятиях, где имеются магистрали сжатого воздуха.

Определение границ рационального применения различных типов привода следует вести на основе анализа экономических и конструктивно-эксплуатационных показателей, из которых основными считают себестоимость транспортирования груза, энергоемкость машины, надежность работы независимо от климатических условий, удобство управления, технологичность конструкции.

19. Ручной привод

Для механизмов малой грузоподъемности, работающих с малыми скоростями движения в ненапряженном режиме, а также для механизмов вспомогательного назначения применяют ручной привод. Вручную приводятся механизмы подъема, передвижения и поворота. Расчет всех механизмов ведут по единой методике.

Механизм подъема (рис. 108, а) состоит из барабана диаметром $D_{бар}$, на который наматывают канат с подвешенным к нему грузом весом $G_{гр}$, редуктора с общим передаточным числом, равным $u_0 = u_1 u_2$, и приводного элемента – рукоятки длиной l или тягового колеса такого же радиуса, к которым прикладывается сила рабочего F . На валу с одной рукояткой могут одновременно работать один или два человека; на валу с двумя рукоятками – два или четыре; на цепи тягового колеса – не более трех человек.

Рабочий момент $M_p = \varphi m Fl$, где m – число рабочих; φ – коэффициент, учитывающий неодновременность приложения силы при совместной работе нескольких человек (для двух рабочих $\varphi = 0,8$; для трех – $\varphi = 0,75$ и для четырех – $\varphi = 0,7$).

Момент сопротивления на валу барабана от веса груза $M_c = S D_{бар}/2$, где S – сила натяжения тягового элемента на барабане.

При расчете привода механизма передвижения момент сопротивления на валу ходовых колес $M_c = W D_{х.к}/2$, где W – сила сопротивления передвижению; $D_{х.к}$ – диаметр ходового колеса. Для механизма поворота $M_c = \sum M_{ci}$, где M_{ci} – моменты

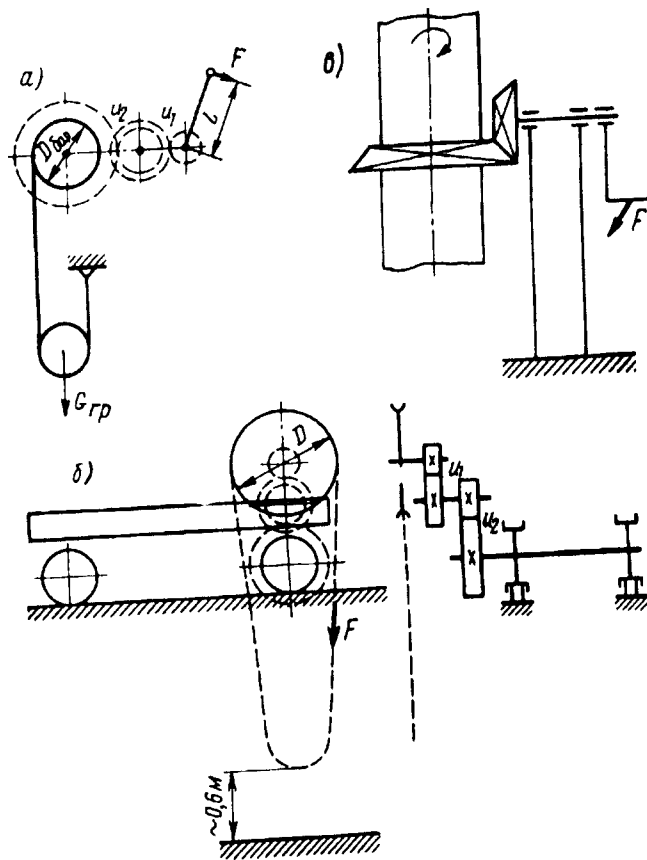


Рис. 108. Схемы механизмов с ручным приводом: а – механизм подъема; б – механизм передвижения; в – механизм поворота

сопротивления от вертикальных и горизонтальных реакций в опорах относительно оси вращения поворотной части крана.

Необходимое передаточное число механизма между входным (приводным) и выходным валами лебедки $u_0 = M_c / (M_p \eta)$, где η – КПД передачи.

Инерционными нагрузками при расчете ручного привода обычно пренебрегают. При расчете следует учитывать, что в

зависимости от продолжительности работы сила F , развиваемая рабочим, и скорость движения его руки изменяются. Их средние значения приведены в табл. 35. Сила рабочего, прикладываемая непосредственно к тележке для ее передвижения (толкание), принимается равной 80, 120 и 200 Н при соответствующей продолжительности работы 15, 10 и 5 мин. Наибольшая возможная сила при трогании с места не превышает 500 Н. Сила рабочего на рычаге управления при редкой работе не должна превышать 400 Н.

Таблица 35. Сила и скорость движения руки рабочего

Работа	На рукоятке		На тяговой цепи	
	сила, Н	скорость, м/с	сила, Н	скорость, м/с
Непрерывная (или с кратковременными перерывами) в течение 6...8 ч	80...100	0,9...1,2	120...160	0,6...0,8
Периодическая в течение 6...8 ч частыми перерывами	150...160	0,7...0,8	180...200	0,5...0,6
Кратковременная (до 5 мин)	До 200	0,5...0,6	300...400	0,3...0,4
Весьма кратковременная (рывок)	До 300	0,3...0,4	До 800	0,1...0,2

Плечо (радиус) вращения рукояток l должно быть не более 400 мм. Ось вращения рукоятки располагают обычно на высоте 900...1000 мм от уровня пола. Если приводной вал расположен на высоте, исключающей применение рукоятки, используют тяговые колеса, приводимые во вращение бесконечной цепью такой длины, что нижняя часть ее плети находится на высоте примерно 0,6 м от поверхности, на которой стоит рабочий, управляющий машиной (см. рис. 108, б). Для этого обычно используют сварную цепь, изготовленную из прутка диаметром 5...6 мм. Диаметр D тягового колеса обычно составляет 300...1000 мм.

Колесо имеет направляющие для предотвращения от спадания с него тяговой цепи. Ручка рукоятки имеет длину 300...350 мм, если колесо вращает один рабочий, и 400...500 мм – при совместной работе двух рабочих. Две рукоятки на одном валу располагают под углом 120 или 90° одна относительно другой.

Плечо приводных рукояток домкратов принимают в пределах 200...250 мм при высоте оси вращения примерно 500 мм от уровня опорной поверхности домкрата. При качающейся рукоятке домкрата длина рукоятки не превышает 800 мм.

При проверке рукояток, педалей и элементов ручного управления на прочность расчет ведут на возможное случайное приложение силы, равной весу рабочего, принимаемой при расчете 800 Н. При ручном механизме с тяговой цепью расчетную силу принимают равной 1200 Н. Скорость подъема груза весом $G_{гр}$ в механизме подъема с ручным приводом определяют из условия равенства работ:

$$v_{гр} = mFv_p\eta\varphi/G_{гр}.$$

Здесь v_p – скорость движения руки рабочего.

Согласно уравнению, скорость подъема груза тем меньше, чем больше его вес. Однако это уравнение справедливо только для груза номинальной массы. Так как скорость руки рабочего изменяется в незначительных пределах, то при постоянном передаточном числе механизма грузы различного веса поднимают практически с неизменной скоростью; при этом сила F изменяется пропорционально изменению веса груза. Поэтому для увеличения скорости подъема грузов малого веса и пустого крюка в ручных механизмах применяют передачи с переменным передаточным числом или рукоятки с переменным плечом. Время подъема груза на высоту h определяют из уравнения равномерного движения:

$$t = h/v_{гр} = \eta G_{гр}/(mFv_p\eta).$$

Аналогично скорость передвижения тележки или крана с ручным приводом механизма

$$v_{пер} = mFv_p\varphi\eta/W_c,$$

угловая скорость механизма поворота

$$\omega = mFv_p\varphi\eta/(\sum M_{ci}).$$

20. Электрический привод

Электрический привод состоит из электродвигателя, аппаратуры управления и механической передачи от двигателя к рабочему органу машины. Тип двигателя выбирают в зависимости от рода тока и номинального напряжения, номинальной мощности и частоты вращения, вида естественной характеристики двигателя и его конструктивного исполнения.

В подъемно-транспортных машинах применяют специальные крановые и металлургические двигатели постоянного тока серии Д и двигатели общепромышленного типа серии 2П, крановые и металлургические асинхронные двигатели переменного тока с фазным ротором серии МТФ и МТН, а также крановые и металлургические двигатели с короткозамкнутым ротором серии МТКФ и МТКН.

Символами F и H обозначены классы изоляции, используемой в этих двигателях. Так, изоляция класса F, допускающая температуру нагрева до 155°С, представляет собой материал на основе слюды, стекловолокна и асбоцемента в сочетании с синтетическим материалом. Изоляция класса H допускает температуру нагрева до 180° и представляет собой тот же материал, но в сочетании с кремнийорганическими составами.

В приводах малой мощности применяют асинхронные двигатели единой серии 4А с короткозамкнутым ротором. Так, для привода электроталей, кран-балок и подъемников, а также для привода механизмов передвижения широко используют

асинхронные электродвигатели 4А-С с короткозамкнутым ротором и с повышенным скольжением и двигатели 4АР с повышенным пусковым моментом.

Специальные крановые двигатели отличаются от двигателей общепромышленного применения повышенной нагрузочной способностью и надежностью в работе при большом количестве включений в час.

В приводах лифтов массового применения используют асинхронные лифтовые электродвигатели с короткозамкнутым ротором; двухскоростные маломощные типов 4АН (защищенные) и 4АФ (с принудительной вентиляцией). Трехфазные короткозамкнутые одно- и двухскоростные двигатели типа 4АЕ со встроенным тормозом применяют в приводе электроталей и тягачей монорельсовых дорог.

В отечественном краностроении существует тенденция к преимущественному применению двигателей переменного тока, не требующих специальных преобразователей. В отдельных случаях двигатели мощных кранов можно питать постоянным током от индивидуальных преобразователей, но при этом существенно возрастают стоимость и эксплуатационные расходы. Однако двигатели постоянного тока более удобны для использования в грузоподъемных машинах, так как они способны создавать большой пусковой момент, позволяют осуществлять регулирование частоты вращения в широких пределах и могут использоваться с большей частотой включений, чем двигатели переменного тока.

По способу возбуждения двигатели постоянного тока подразделяют на двигатели последовательного, параллельного и смешанного возбуждения. На рис. 109, а показаны естественные механические характеристики двигателей постоянного тока, т.е. зависимости между крутящим моментом на валу двигателя и его частотой вращения при подаче номинального напряжения.

Характеристика двигателя называется жесткой, если при изменении момента нагрузки частота вращения двигателя изменяется незначительно. Если же при изменении нагрузки происходит значительное изменение частоты вращения, то

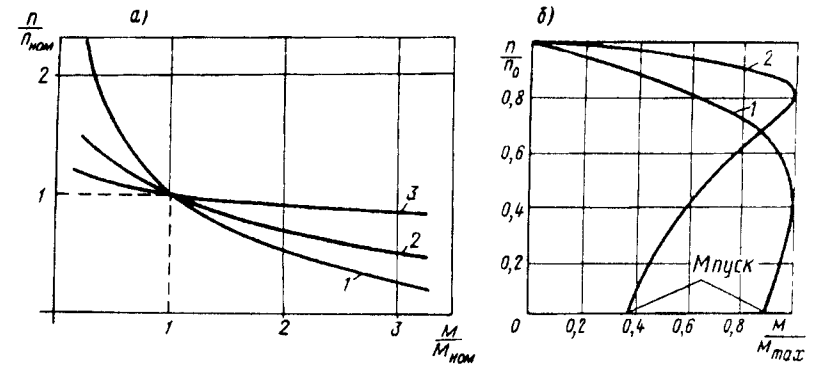


Рис. 109. Механические характеристики электродвигателей: а - постоянного тока; б - переменного тока

такая характеристика называется мягкой. Наиболее мягкая характеристика у двигателя с последовательным возбуждением (кривая 1). Наиболее жесткой является характеристика двигателя с параллельным возбуждением (кривая 3). Характеристика двигателя со смешанным возбуждением (кривая 2) занимает среднее положение. Максимальный момент двигателей постоянного тока ограничен током короткого замыкания и может во много раз превышать номинальный момент $M_{ном}$. Однако максимальный момент ограничен условиями нагрева двигателя и механической прочностью двигателя и механизма. Поэтому обычно устанавливают предельно допускаемые нагрузки для двигателей с последовательным возбуждением: $M/M_{ном} = 4 \dots 4,5$ номинального момента при номинальной частоте вращения и $M/M_{ном} = 5 \dots 5,5$ при трогании с места.

При опускании груза механизмом, имеющим двигатель постоянного тока, энергия поднятого груза возвращается в сеть (рекуперация энергии), что является также преимуществом двигателей постоянного тока.

Наибольшее применение в механизмах кранов имеют двигатели с последовательным возбуждением благодаря мягкой характеристике и высокому значению пускового момента. Движение механизма, оснащенного этим двигателем, при малых нагрузках происходит со значительно более высокими скоростями,

чем при грузе номинального веса, что увеличивает производительность машины. При использовании этого двигателя надо учитывать значительное изменение частоты вращения с изменением нагрузки. Это обуславливает минимальное значение нагрузки, соответствующей максимально допустимой частоте вращения ротора двигателя $n_{max} \leq (3 \dots 3,5)n_{ном}$. Этому соответствует момент нагрузки $M = 0,1M_{ном}$.

Двигатель с параллельным возбуждением применяют в тех механизмах, где по условиям технологического процесса требуется постоянный момент на валу и возможность плавно и в достаточно широких пределах регулировать частоту вращения. *Двигатели смешанного возбуждения* используют в тех случаях, когда требуется большой пусковой момент и смягченная характеристика, например у машин, в которых нагрузка в отдельные моменты может быть близка к нулю. Наиболее часто двигатели смешанного возбуждения применяют в механизмах поворота и передвижения.

Так как использование двигателей постоянного тока требует применения специальных выпрямителей, преобразующих ток промышленной частоты в постоянный, как уже отмечалось, предпочтительно устанавливать в подъемно-транспортных машинах асинхронные двигатели переменного тока, питающиеся непосредственно от сети, не требующие дорогих преобразовательных устройств и имеющие меньший вес, габариты и стоимость. Крановые асинхронные двигатели серий МТФ, МТН, МТКФ и МТКН характеризуются повышенной нагрузочной способностью, большими пусковыми моментами при сравнительно небольших пусковых токах, малым временем разгона.

Механическая характеристика этих двигателей в рабочей части жесткая (рис. 109, б), поэтому обычно частоту вращения считают постоянной и не зависящей от нагрузки.

Двигатели с короткозамкнутым ротором (кривая 1 на рис. 109, б) более надежны в эксплуатации и более дешевы. Их применяют в тех случаях, когда не требуется плавное регулирование скорости движения механизма, например для привода электроталей, кран-балок, механизмов кранов, подъемников и всякого рода вспомогательных механизмов, работающих в

повторно-кратковременном режиме со сравнительно небольшой частотой включений. Дальнейшее расширение области использования этих двигателей ограничивается их нагревом при повышенной частоте включений, допускаемыми ускорениями механизма в процессе пуска и в некоторых случаях допускаемым значением силы пускового тока.

Пуск двигателя с короткозамкнутым ротором проводят путем подключения статора двигателя к сети посредством контакторов, и в момент пуска сила тока в 4...6 раз превышает номинальное значение тока установившегося движения. Максимальная нагрузка асинхронного двигателя четко ограничена значением его *критического (опрокидывающего) момента*. Возможность использования двигателя при нагрузках, близких к критическому моменту, ограничивается не только опасностью перехода на неустойчивую часть характеристики, но и резко возрастающими потерями и чрезмерным нагреванием двигателя. Поэтому асинхронный двигатель нельзя нагружать даже кратковременно моментом выше 60% *критического момента* для двигателя с фазным ротором и выше 60% *пускового момента* (момента включения) для двигателей с короткозамкнутым ротором.

В практических расчетах принимают, что разгон механизма до номинальной частоты вращения происходит при некотором условном постоянном значении среднего пускового момента $M_{пуск}$ за то же время, что и при действии фактического переменного пускового момента. Этот средний пусковой момент для двигателей с короткозамкнутым ротором подсчитывают по приведенным в паспорте кратностям пускового $K_{пуск}$ и максимального K_{max} моментов. Кратность среднего момента за период пуска

$$K_{ср} \approx (1/2)(K_{пуск} + K_{max}).$$

Крановое оборудование должно надежно работать при напряжении в сети, составляющем 85% номинального. Поэтому средний пусковой момент двигателя с короткозамкнутым ротором

$$M_{пуск} = 0,85^2 M_{ном} K_{ср}, \quad (27)$$

где $M_{\text{ном}}$ – номинальный момент двигателя.

Возможность применения двигателей с короткозамкнутым ротором необходимо проверять путем расчета, при котором определяют получаемые значения ускорения при пуске, что имеет особое значение для механизмов передвижения, где при приложении пускового момента возможно пробуксовывание ходовых колес по рельсам.

Двигатели с короткозамкнутым ротором имеют следующие недостатки: пусковой момент (а следовательно, и ускорение механизма) при пуске имеет высокое значение, близкое к максимальному, что затрудняет управление и вызывает высокие динамические нагрузки в элементах механизма и раскачивание груза; все пусковые потери, пропорциональные кинетической энергии привода, идут на нагрев обмоток самого двигателя, в то время как в двигателе с фазным ротором часть потерь идет на нагрев пусковых сопротивлений, расположенных вне двигателя; затрудненность регулирования частоты вращения приводит к необходимости повышения частоты включений, что также повышает нагрев короткозамкнутых двигателей.

Асинхронные двигатели с фазным ротором (кривая 2 на рис. 109, б) имеют несколько большую массу, габариты и стоимость, зато потери энергии в обмотках при переходных процессах меньше, чем у двигателей с короткозамкнутым ротором. Поэтому их рационально применять при более напряженном режиме работы. Для этих двигателей применяют регулирование скорости путем изменения сопротивления (резисторов) включаемого в цепь ротора. В зависимости от значения сопротивления разгон двигателя осуществляется по одной из искусственных характеристик, представленных на рис. 110, поясняющем процесс разгона механизма. В начальный момент сила тока ограничена максимальным сопротивлением. Характеристика 1 двигателя наиболее крутая. Разгон двигателя происходит по линии а...б где частота вращения его возрастает от нуля до n_1 . После этого сопротивление уменьшают и двигатель переходит на другую характеристику 2, по которой его разгоняют до частоты вращения n_2 . Затем снова сопротивление уменьшают, сила тока

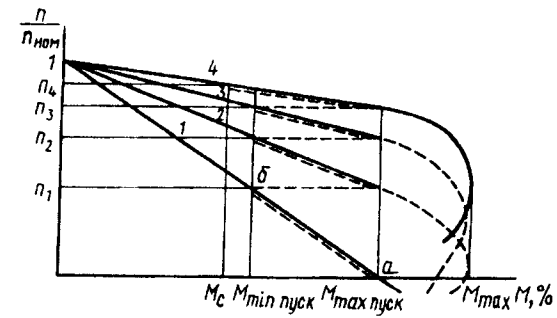


Рис. 110. Механические характеристики электродвигателя переменного тока с фазным ротором

возрастает и разгон двигателя происходит по характеристике 3 до частоты вращения n_3 . И наконец, после отключения всех сопротивлений двигатель переходит на естественную характеристику 4, при которой и работает с частотой вращения n_4 , соответствующей моменту сопротивления при подъеме данного груза.

Электродвигатели с фазным ротором применяют для привода механизмов большинства кранов, подъемников, некоторых экскаваторов. Недостатком их является то, что у них нельзя получить жесткие искусственные механические характеристики при малых частотах вращения.

Максимальный пусковой момент $M_{\text{max пуск}}$ двигателей постоянного и переменного тока с фазным ротором ограничен искусственными (реостатными) характеристиками, и максимальный момент в период пуска принимают в пределах $(1,8 \dots 3,2)M_{\text{ном}}$. Для этих двигателей средний пусковой момент с достаточной для практических расчетов точностью определяется формулой

$$M_{\text{пуск}} = (M_{\text{max пуск}} + M_{\text{min пуск}})/2. \quad (28)$$

Для обеспечения разгона механизма рекомендуется принимать $M_{\text{min пуск}} \geq 1,25M_c$. При практических расчетах рекомендуется [22] принимать следующие значения пускового момента электродвигателя:

Тип электродвигателя	Пусковой момент $M_{\text{пуск}}$
Трехфазный с фазным ротором	$(1,5 \dots 1,6)M_{\text{ном}}$
Трехфазный с короткозамкнутым ротором	$(0,7 \dots 0,8)M_{\text{тах}}$
Постоянного тока с параллельным возбуждением	$(1,7 \dots 1,8)M_{\text{ном}}$
Постоянного тока с последовательным возбуждением	$(1,8 \dots 2,0)M_{\text{ном}}$
Постоянного тока со смешанным возбуждением	$(1,8 \dots 1,9)M_{\text{ном}}$

Здесь $M_{\text{ном}}$ и $M_{\text{тах}}$ – соответственно номинальный и максимальный моменты двигателя, указанные в паспорте. Большие значения относятся к двигателям с повышенным скольжением.

По конструктивному исполнению электродвигатели подразделяют в зависимости от способа крепления и вида защиты от воздействия окружающей среды. Двигатели выпускают с вертикальным и горизонтальным расположением вала; с корпусом, имеющим для крепления специальные лапы или фланец. Некоторые двигатели имеют одновременно и лапы, и фланец. Фланцевые двигатели широко используют в приводе электроталей и некоторых лебедок. В ряде случаев применяют так называемые встраиваемые двигатели, не имеющие станины, подшипников щитов и вала. Такие двигатели встраивают непосредственно в корпус машины, например в барабан электротали (см. рис. 10).

Все большее применение в кранах и электроталях получают двухскоростные электродвигатели, позволяющие переключением пар полюсов изменять частоту вращения ротора и получать две скорости движения механизма.

Рассматривая характеристики двигателей, следует различать двигательный и тормозной режимы их работы. В *двигательном режиме* приводятся в движение рабочие органы машины и происходит подъем груза, передвижение крана или тележки. В *тормозном режиме* двигатель замедляет движение машины или препятствует развитию чрезмерно высокой скорости (например, при опускании груза). При работе в двигательном режиме направление вращения двигателя совпадает с действием момента. В тормозном режиме момент двигателя направлен

против направления вращения. Примерами работы двигателя в тормозном режиме являются ограничение скорости спуска тяжелых грузов, электрическое торможение крана или тележки перед остановкой.

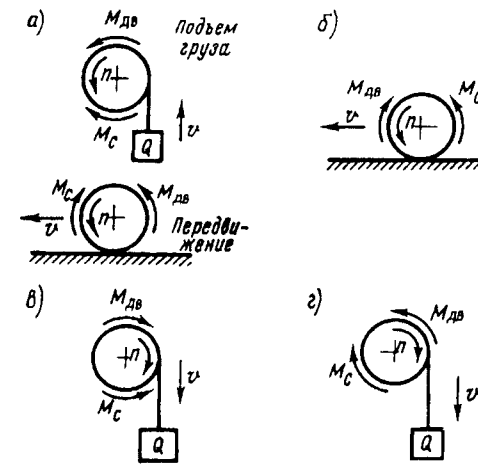


Рис. 111. Режимы работы электродвигателей грузоподъемных машин:
 а – двигательный режим; б – электроторможение при передвижении; в – силовой спуск малых грузов – двигательный режим; г – тормозной спуск груза

Рассмотрим различные режимы работы, изображенные на рис. 111. Примем за положительное направление вращения против хода часовой стрелки. Тогда при подъеме груза (рис. 111, а – вверх) момент двигателя $M_{\text{дв}}$ положителен, момент сопротивления $M_{\text{с}}$ отрицателен.

При работе двигателя в механизме передвижения и поворота (рис. 111, а – внизу), когда двигатель преодолевает момент сопротивления, момент двигателя также положителен, а момент сопротивления отрицателен. Если же при горизонтальном движении имеется ветровая нагрузка, помогающая движению, а двигатель противодействует движению (рис. 111, б), то

при этом осуществляется тормозной режим работы двигателя и его момент становится отрицательным, а момент сопротивления положительным.

При опускании тяжелых грузов (рис. 111, з) двигатель развивает тормозной момент, направленный против направления движения. В этом случае момент двигателя является отрицательным, и это опускание называют *тормозным*. Если же опускается легкий груз, вес которого не может преодолеть момент сопротивления в механизме, то двигатель развивает момент, направленный в сторону движения груза (в). В этом случае момент двигателя положителен и такое опускание называют *силовым*. Момент сопротивления трения в элементах привода в этом случае отрицательный.

Так как работа электропривода грузоподъемных машин происходит в повторно-кратковременном режиме с частыми пусками и остановками, то весьма важно обеспечить защиту электродвигателя и пусковой аппаратуры от перегрузки и перегрева. Поэтому все машины имеют различные автоматические защитные и блокировочные устройства. Электроприводы с двигателем с фазным ротором имеют устройства, обеспечивающие автоматический контроль за режимом пуска электродвигателей. Управление электродвигателями подъемно-транспортных машин осуществляется с помощью контроллеров, магнитных пускателей, контакторов или релейно-контакторных систем. Электрическая схема управления электродвигателями грузоподъемной машины должна исключать возможность самозапуска двигателей после восстановления прерванного ранее по какой-либо причине напряжения в сети, питающей грузоподъемную машину. Электротехническая промышленность выпускает стандартные панели управления для электродвигателей всех типов для различных механизмов грузоподъемных машин.

Ток к электродвигателям подводят через троллеи, гибкие кабели и кольцевые токоприемники. Обычно в мостовых кранах, перегрузочных мостах, монорельсовых тележках и других механизмах применяют троллеи, изготовленные из стального проката или проволоки круглого сечения. В качестве токосъемных элементов используют чугунные или графитовые башмаки,

скользящие по поверхности троллея, или ролики, катящиеся по поверхности проволоки. Гибкие кабели используют при движении машин на небольшие расстояния и с невысокой скоростью (см. рис. 19). Главные троллейные провода, расположенные вдоль кранового пути, и их токоприемники должны быть недоступны для случайного к ним прикосновения с моста крана, лестниц, посадочных площадок и других площадок, где могут находиться люди, что должно обеспечиваться соответствующим расположением или ограждением проводов и токоприемников. Для подвода тока к вращающимся механизмам используют кольцевые токоприемники, закрепленные на колонне крана.

Правильный выбор мощности электродвигателя имеет большое значение: двигатель недостаточной мощности перегревается и преждевременно выходит из строя (перегрузка двигателя с хлопчатобумажной и шелковой изоляцией на 25 % сокращает его срок службы с 20 лет до нескольких месяцев, а перегрузка на 50 % приводит двигатель в негодность в течение нескольких часов); установка двигателя завышенной мощности экономически нецелесообразна и, кроме того, приводит к снижению его энергетических показателей (КПД и коэффициента мощности у асинхронных двигателей), может привести к повышенному износу и даже поломке элементов механизма.

Особенности работы электропривода грузоподъемных машин, т.е. переменная нагрузка, работа в повторно-кратковременном режиме с большой частотой включений, сложный цикл работы, предъявляют специфические требования к выбору мощности электродвигателя. Он должен удовлетворять следующим основным требованиям:

при работе в повторно-кратковременном режиме с заданной продолжительностью включения в течение неограниченного периода времени двигатель не должен перегреваться;

пусковой момент электродвигателя должен быть достаточен для обеспечения разгона механизма с заданным ускорением. В то же время мощность выбранного двигателя не должна быть очень большой, чтобы очень большие ускорения не влияли отрицательно на работу механизма.

В зависимости от характера выполняемой механизмом работы различают три режима нагрева электродвигателя: *п о л ж и т е л ь н ы й*, при котором двигатель успевает нагреться до установившейся температуры динамического равновесия; *к р а т к о в р е м е н ы й*, при котором температура двигателя за время работы не достигает установившегося значения, а паузы между включениями настолько велики, что двигатель успевает охладиться до температуры окружающей среды; *п о в т о р н о - к р а т к о в р е м е н н ы й*, при котором двигатель за время одного включения не успевает нагреться до установившейся температуры, а за время паузы не успевает охладиться до температуры окружающей среды. В последнем случае при каждом следующем включении двигатель начинает работу при температуре, несколько превышающей начальную температуру предыдущего включения.

Спустя некоторое время температура двигателя начинает колебаться между некоторым наименьшим и наибольшими значениями, остающимися при дальнейшей работе неизменными. По одному из этих трех режимов проводят выбор мощности электродвигателя. Так, для двигателей продолжительного режима в паспорте на электродвигатель указывают номинальную мощность без ограничения времени их работы. Для двигателей кратковременного режима указывают несколько значений времени работы и для каждого значения дают номинальную мощность. Выбор двигателей, работающих в этих режимах, проводят с условием, чтобы расчетная мощность не превышала номинальную мощность двигателя.

Для грузоподъемных машин наиболее характерным является работа двигателя в повторно-кратковременном режиме. В этом случае для нескольких номинальных значений относительной продолжительности включения ($ПВ = 15, 25, 40$ и 60%) приведены соответствующие значения номинальных мощностей двигателей при продолжительности цикла не более 10 мин. При большей продолжительности включения режим работы считается продолжительным ($ПВ = 100\%$). С увеличением относительной продолжительности включения номинальные мощность, момент и сила тока одного и того же двигателя уменьшаются.

Если фактическая продолжительность включения соответствует одному из перечисленных режимов нагрева и если момент сопротивления остается неизменным, то по каталогу выбирают двигатель при заданном значении ПВ с номинальной мощностью не ниже расчетной. Если фактическое значение $ПВ_{ф}$ не равно номинальному значению, то ближайшее к требуемой мощности $P_{ф}$ значение номинальной мощности $P_{ном}$ для асинхронных двигателей и двигателей с параллельным возбуждением находят по зависимости

$$P_{ном} = P_{ф} \sqrt{ПВ_{ф}/ПВ_{ном}}. \quad (29)$$

В большинстве случаев нагрузка грузоподъемных машин и длительность их рабочих периодов и пауз в процессе работы неодинаковы. Для расчета следует построить нагрузочную диаграмму двигателя, т.е. зависимость мощности или крутящего момента от времени за период цикла работы механизма. Каждому периоду работы, т.е. каждому моменту нагрузки M_c , мощности P , соответствуют определенные потери и количество теплоты, выделяемое в двигателе. Чтобы электродвигатель не перегревался, его *эквивалентная по нагреву (среднеквадратичная) мощность*, определяемая с учетом значений моментов, развиваемых двигателем в различные периоды работы механизма с различными по весу грузами, не должна превышать номинальной мощности при данной продолжительности включения. Для того чтобы оценить работу механизма по подъему грузов различного веса в условиях повторно-кратковременного режима, нужно привести эту работу к эквивалентному режиму с неизменяемой нагрузкой и той же относительной продолжительностью включения ПВ.

Среднеквадратичный момент, не изменяемый в течение цикла и эквивалентный по значению потерь действительной переменной нагрузке,

$$M_{ср} = \sqrt{\frac{M_{пуск}^2 \sum t_{п} + \sum M_c^2 t_y}{\sum t}}, \quad (30)$$

где $M_{\text{пуск}}$ – средний пусковой момент; $\sum t_n$ – сумма времен разгона механизма в различные периоды работы и с различной нагрузкой; M_c – момент статического сопротивления при данной нагрузке; t_y – время установившегося движения при этой нагрузке; $\sum t$ – общая сумма времен включения электродвигателя за один цикл, учитывающая период установившегося и неустановившегося движения.

Средний пусковой момент двигателя $M_{\text{пуск}}$ является постоянной величиной, определяемой характеристиками двигателя и не зависящей от характера выполняемой механизмом работы. При другой нагрузке на механизм и изменении характера работы (подъем или опускание груза) постоянство среднего пускового момента вызывает изменение времени разгона механизма t_n . Это время зависит от параметров двигателя (момента инерции его ротора, пускового момента, частоты вращения) и от параметров самого механизма. Поэтому определение среднеквадратичного момента можно сделать только для выбранного двигателя, применяя метод последовательных приближений, определяя сначала ориентировочно необходимую мощность по статической мощности при работе механизма с номинальным грузом.

Необходимо отметить, что формула (30) является приближенной, так как степень нагрева электродвигателя пропорциональна не развиваемому моменту, а силе потребляемого тока. Прямой пропорциональности между моментом и силой тока нет ни у асинхронных двигателей, ни у двигателей постоянного тока с последовательным возбуждением. Однако в практических расчетах этой неточностью обычно пренебрегают. Если же необходимо получить точный результат, то по паспортным характеристикам двигателей следует определить силу тока при данном моменте и в формулу (30) подставить вместо значений моментов соответствующие значения силы тока.

Среднеквадратичная мощность (кВт) электродвигателя за период цикла с учетом пусковых периодов

$$P_{\text{ср}} = M_{\text{ср}} n / 9550, \quad (31)$$

где n – частота вращения вала двигателя (об/мин) при моменте $M_{\text{ср}}$ (Н·м). По этой мощности выбирают двигатель.

Если фактическое значение относительной продолжительности включения ПВ_ф, при котором работает механизм, отличается от номинального значения ПВ_{ном}, то необходимо значение $P_{\text{ср}}$ привести к мощности при номинальном значении относительной продолжительности включения по формуле (29) и по ней выбрать двигатель. Для обеспечения нормальной работы выбранный двигатель должен иметь номинальную мощность при заданной продолжительности включения не меньше, чем найденная по формуле (31).

Кроме того, должно быть соблюдено соотношение $M_{\text{ном}} K_m \geq M_{\text{max}}$, где K_m – кратность максимального момента двигателя, приводимая для асинхронных двигателей в паспорте, а для двигателей постоянного тока, определяемая по искусственным характеристикам; $M_{\text{ном}}$ – номинальный момент двигателя; M_{max} – максимальный фактический момент сопротивления в механизме, определенный при работе с номинальным грузом и включающий в себя момент сопротивления, инерционные моменты вращающихся и поступательно движущихся масс механизма и груза.

При выборе двигателя по приведенной методике его нагрев не превышает допустимого значения, а ускорение при пуске выдерживают в заданных пределах. Если периоды разгона имеют существенное значение по сравнению со временем работы двигателя с установившейся скоростью ($t_n \geq t_y/60$), то необходимо учесть ухудшение условий охлаждения при переходных процессах. Тогда формула (30) примет вид

$$M_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{M_{\text{пуск}}^2 \sum t_n + \sum M_c^2 t_y}{\beta \sum t_n + \sum t_y}}, \quad (32)$$

где β – коэффициент, учитывающий ухудшение условий охлаждения в процессе пуска ($\beta = 0,85 \dots 0,99$ – для закрытых двигателей; $\beta = 0,65 \dots 0,78$ – для закрытых двигателей с ребрами

на корпусе при наличии внешнего обдува и $\beta = 0,62 \dots 0,68$ – для защищенных и открытых двигателей с вентилятором на валу).

Для двигателей с короткозамкнутым ротором необходима также проверка выбранного электродвигателя по допускаемой частоте включений, определяющей тепловой режим работы двигателя.

Кратко суммируя изложенное, можно привести последовательность подбора двигателя:

1. По заданному графику работы механизма определяют фактическое значение ПВ_ф.

2. Статическую мощность двигателя при работе механизма с номинальным грузом определяют в соответствии с указаниями, приведенными в главах, где рассмотрены отдельные механизмы грузоподъемных машин. Статическую мощность пересчитывают на номинальное значение ПВ_{ном} по уравнению (29) и по этой мощности проводят предварительный выбор двигателя по каталогу.

3. Для выбранного двигателя определяют средний пусковой момент $M_{\text{пуск}}$.

4. В соответствии с графиком работы механизма определяют статический момент $M_{\text{ст}}$, а также время пуска $t_{\text{п}}$ по уравнениям, приведенным в соответствующих главах для отдельных механизмов, и время установившегося движения $t_{\text{у}}$ при работе с различными грузами.

5. По уравнению (30) или (32) определяют среднеквадратичный момент, а по уравнению (31) – среднеквадратичную мощность. По этой среднеквадратичной мощности проводят окончательный подбор двигателя по каталогу.

21. Гидравлический привод

В настоящее время гидравлический привод (гидропривод) находит все более широкое применение в механизмах грузоподъемных машин благодаря ряду преимуществ, к которым кроме указанных на стр. 275 относятся: большая перегрузочная

способность по мощности и по моменту; возможность передавать большие моменты и мощности при малых размерах и массе гидропередачи; возможность реверсирования и частых переключений скорости движения; возможность дистанционного управления работой машины, регулирование и автоматизация рабочего процесса с помощью относительно простых средств; малый момент инерции элементов механизма, которые вращаются с большими ускорениями; устойчивая работа при любых скоростных режимах; высокая износоустойчивость элементов привода.

Гидравлический привод устанавливают на стреловых самоходных кранах на безрельсовом и железнодорожном ходу, а в отдельных случаях – на плавучих, порталных, судовых и мостовых кранах. Применение гидравлических приводов в механизмах подъема, поворота и изменения вылета стрелы позволило существенно увеличить производительность кранов, так как скорость поворота и подъема может автоматически регулироваться в зависимости от веса транспортируемого груза, предельное значение которого также устанавливается автоматически в зависимости от вылета стрелы. Так как гидрофицированные механизмы кранов могут работать при постоянно включенном и вращающемся с постоянной частотой электродвигателе, то появляется возможность применять наиболее надежные и дешевые электродвигатели с короткозамкнутым ротором.

Гидравлический привод имеет приводной двигатель, насос, подающий рабочую жидкость в гидродвигатель, исполнительный механизм и систему трубопроводов и клапанов управления. Давление жидкости в приводах современных грузоподъемных машин достигает 25 МПа. Увеличение давления способствует уменьшению габаритов передачи и потерь на трение, но одновременно повышает требования к надежности герметизирующих уплотнений.

Для кранов с гидроприводом должны быть обеспечены автоматический останов и фиксация механизмов (поворота грузовой и стреловой лебедок, подъема стрелы и выносных опор,

выдвижения секций стрелы) при разрыве трубопроводов или падения давления в гидросистеме. Для кранов манипуляторов автоматический останов механизмов должен обеспечиваться при обрыве гибких трубопроводов.

Необходимо отметить, что внезапное образование течи в гидросистемах с высоким давлением создает опасность для обслуживающего персонала, вследствие чего необходимо устанавливать строгий контроль за состоянием элементов гидропривода и уплотнений.

Гидродвигатели, преобразующие энергию потока жидкости в механическую энергию, и насосы подразделяют на *роторные и неротационные*. К неротационным гидродвигателям относят *силовые цилиндры*, которые значительно проще конструктивно, более дешевы и надежны в работе, чем роторные гидродвигатели. В этих приводах жидкость, нагнетаемая насосом в силовой цилиндр, перемещает в нужном направлении поршень со штоком и части машины, соединенные со штоком. При этом наиболее просто осуществить прямолинейное возвратно-поступательное движение, которое может быть преобразовано во вращательное.

В случае необходимости совершения работы на большом пути применение силовых цилиндров становится нецелесообразным и используют роторные гидродвигатели, развивающие на выходном валу, вращающемся с высокой частотой вращения, низкий крутящий момент (*низкомоментные двигатели*) и двигатели, развивающие на выходном валу высокий крутящий момент при малой частоте вращения вала (*высокомоментные двигатели*).

Применение в грузоподъемных машинах высокомоментных гидродвигателей, позволяющих приводить механизм в движение непосредственно от вала гидродвигателя без использования редукторов или с редуктором, имеющим небольшое передаточное отношение, является весьма перспективным. Однако низкомоментные гидродвигатели имеют в несколько раз большую глубину регулирования частоты вращения ротора, чем высокомоментные. Плавное, бесступенчатое регулирование частоты вращения вала гидродвигателя достигается путем изменения расхода жидкости (использованием насосов регулируемой

подачи), изменения рабочего объема двигателя и дросселирования (изменением потока рабочей жидкости, подводимой к гидродвигателю). В механизмах подъема применение гидропривода обеспечивает плавное регулирование скорости подъема и спуска в весьма широком диапазоне: при применении гидродвигателей лопастного типа – в 15 раз, гидродвигателей поршневого типа – в 25 раз.

Существенным отличием гидравлического привода от электропривода и привода от двигателей внутреннего сгорания является отсутствие жесткой связи между приводным двигателем и рабочим органом механизма. Это свойство предохраняет привод и рабочий орган от перегрузок, но в то же время неизбежно возникают утечки рабочей жидкости, уменьшающие частоту вращения вала гидродвигателя или скорость перемещения поршня гидроцилиндра. В результате невозможно остановить вал гидродвигателя путем торможения приводного электродвигателя, если на него действует статическая нагрузка.

Так как для большинства механизмов грузоподъемных машин перемещение рабочего органа при выключенном приводе является нежелательным, то основным критерием пригодности гидропривода для механизмов грузоподъемных машин является возможность работы со статической нагрузкой при ограниченном перемещении ее при остановленном приводе. В роторных гидродвигателях поршневого типа утечки, вызывающие перемещение груза, составляют 2...3 %, а в лопастных двигателях они могут даже превышать 10 %. Поэтому если опускание груза со скоростью, составляющей 2...10 % номинальной, недопустимо, то для удержания поднятого груза следует установить тормоз на валу барабана. В механизмах передвижения и поворота нет статической нагрузки и нет необходимости в установке тормоза, а полную остановку механизма можно выполнить, останавливая ведущий вал гидросистемой.

В механизмах изменения вылета качающейся или телескопической стрелы передвижных кранов и кранов экскаваторов обычно применяют гидропривод поступательного движения. Эта система обеспечивает существенное упрощение конструкции механизма. Очень часто совмещают качание стрелы

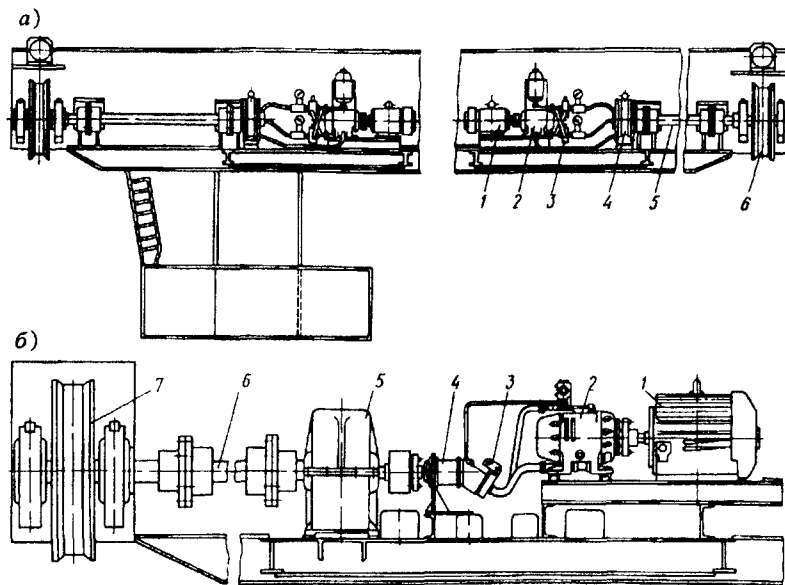


Рис. 112. Гидравлический привод механизма передвижения мостового крана:

а – с высокомоментным гидродвигателем; б – с низкомоментным гидродвигателем

с телескопическим выдвиганием ее части, что повышает маневренность крана и позволяет при большом вылете обеспечить малые размеры механизма.

Гидропровод находит все большее применение в мостовых кранах. Так, на рис. 112, а показан механизм передвижения крана с высокомоментным гидродвигателем. Электродвигатель 1 приводит в движение аксиально-поршневой насос 2, от которого жидкость под давлением передается в гидродвигатель 4. За счет перепада давлений на входе и выходе гидродвигателя его ротор вращается и через вал 5 приводит во вращение ходовое колесо 6. Для предохранения механизма от перегрузки установлен предохранительный клапан 3. Ходовое колесо каждой концевой балки моста приводится во вращение своим отдельным механизмом. Для синхронизации движения при различных нагрузках на концевых балках установлены дроссели.

Гидропровод с высокомоментным гидродвигателем в механизмах передвижения мостовых кранов имеет следующие преимущества перед электроприводом: у него более простая конструкция механической части и электрической схемы; отсутствуют редукторы, муфты, трансмиссия, тормоза; имеется плавная регулировка скорости без применения электродвигателей с регулируемой частотой вращения; возможность бесступенчатого изменения скорости при постоянном моменте на валу гидродвигателя; процесс пуска и торможения происходит без динамических нагрузок в упругих звеньях механизма, что благоприятно влияет на работу крана, подкрановых путей и зданий цехов; по сравнению с приводом с реостатным регулированием, наиболее распространенным в краностроении, значительно более высокий КПД почти во всем диапазоне регулирования скоростей; примерно на 20 % меньшая масса и стоимость.

При использовании низкомоментного гидродвигателя в механизме передвижения требуется установка редуктора для обеспечения необходимой рабочей скорости (рис. 112, б). Электродвигатель 1 приводит в движение насос 2, откуда по трубопроводу рабочая жидкость под давлением поступает в гидродвигатель 4. Вращательное движение вала гидродвигателя через редуктор 5 и трансмиссионный вал 6 передается на приводное ходовое колесо 7. Установка тормоза в этом механизме передвижения не требуется, так как регулирование скорости осуществляется путем изменения объема подаваемой жидкости. Предохранительный клапан 3 защищает элементы механизма от перегрузок.

Механизмы подъема монтажных кранов, в которых необходимо создание весьма малых скоростей при посадке груза и плавного пуска при работе с тяжелыми грузами, также имеют гидропровод (рис. 113). Приводной двигатель 1 через муфту 2 вращает вал регулируемого гидронасоса 3 типа ПД, который нагнетает жидкость в высокомоментный гидродвигатель 4 типа МР-Т4/10 со встроенным дисковым тормозом. Этот тормоз выполнен так, что торможение гидродвигателя осуществляется механически – сжатием фрикционных дисков пружинами, а

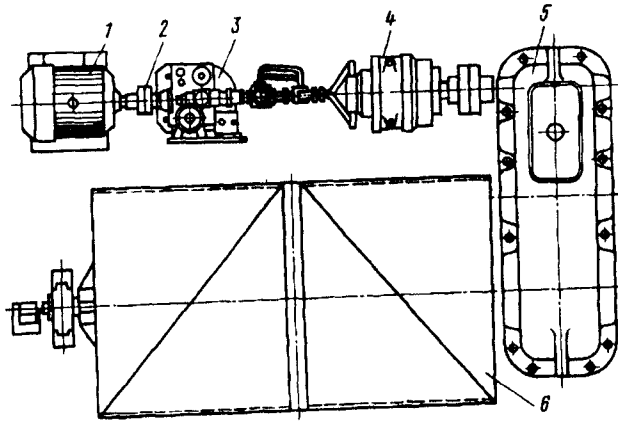


Рис. 113. Гидравлический привод механизма подъема монтажного крана

размыкание тормоза гидравлическим способом – подведением давления под плунжеры, которые сжимают пружины и разводят диски.

При прекращении подачи жидкости или при обрыве трубопровода груз надежно удерживается тормозом. Вращение от выходного вала гидродвигателя 4 через редуктор 5 передается на барабан 6. В отличие от ранее применявшейся схемы с электроприводом здесь удалось ограничиться одним редуктором и достичь глубины регулирования 1 : 1500, которая недостижима при использовании других типов передач.

В данном механизме применена замкнутая гидравлическая схема с номинальным давлением жидкости 10 МПа. Так как приводной электродвигатель запускается при нулевой подаче насоса, то создаются благоприятные условия пуска и торможения, что позволяет применять более дешевые электродвигатели общего назначения.

МЕХАНИЗМЫ ПОДЪЕМА ГРУЗА И ИЗМЕНЕНИЯ ВЫЛЕТА СТРЕЛЫ

22. Схемы механизмов подъема груза

Обычно механизмы подъема груза (рис. 114) состоят из электродвигателя 4, тормозного устройства 2, зубчатого цилиндрического или червячного редуктора 1 и барабана 6, на котором закреплен гибкий грузовой элемент с грузозахватным устройством 7. Соединение валов механизмов рекомендуется выполнять с помощью зубчатых муфт 3 и 5. Допускается также применение упругих втулочно-пальцевых муфт (рис. 115, а). Соединение двигателя с редуктором часто выполняется с применением вала-вставки (рис. 115, б), позволяющей создать наиболее удобное расположение элементов механизма на ме-

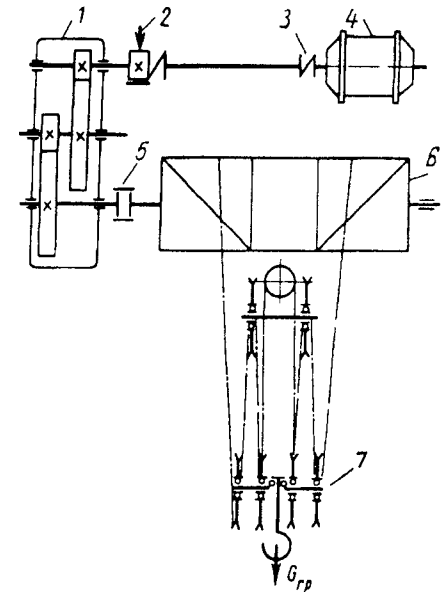


Рис. 114. Схема механизма подъема груза с электрическим приводом

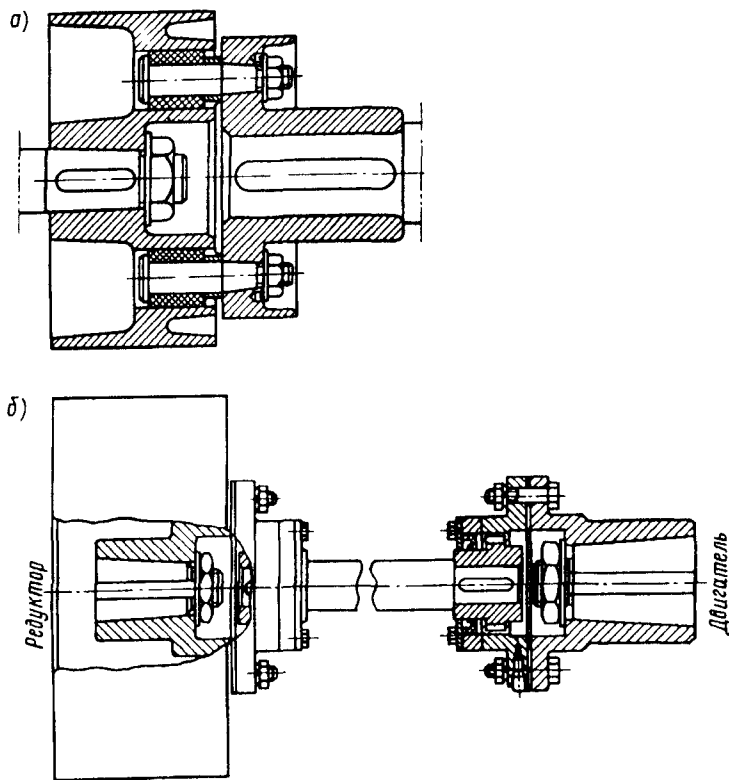


Рис. 115. Муфты с тормозным шкивом:
 а – муфта МУВП; б – соединение электродвигателя с редуктором
 посредством вала-вставки и зубчатой муфты

таллоконструкции тележки. У механизмов подъема, имеющих неразмыкаемую кинематическую связь барабана с двигателем, в качестве тормозного шкива можно использовать одну из полумуфт соединения двигателя с редуктором. Если эта муфта является упругой (втулочно-пальцевая, пружинная и др.), то по правилам Госгортехнадзора *в качестве тормозного шкива можно использовать только полумуфту, насаживаемую на валу редуктора*. При этом упругие элементы муфты в процессе торможения и при удерживании груза в подвешенном состоянии

разгружены от действия грузового момента и их срок службы увеличивается.

Муфты подбирают по каталогам и справочникам, исходя из расчетного крутящего момента $M_p = kM_{ном}$, где $M_{ном}$ – номинальный длительно действующий момент; k – коэффициент динамичности или режима работы, устанавливаемый в зависимости от конструкции и режима работы механизма: для кранов и подъемников при электрическом приводе $k = 3 \dots 5$.

У механизмов с фрикционными или кулачковыми выключаемыми муфтами (обычно если от одного двигателя приводится несколько механизмов, например, в автомобильных кранах и др.) тормозной шкив должен быть неподвижно скреплен с барабаном или установлен на валу, имеющем жесткую кинематическую связь с барабаном.

Согласно правилам Госгортехнадзора, механизмы подъема груза и изменения вылета стрелы выполняются так, что опускание груза или стрелы возможно только двигателем. Механизмы грузоподъемных машин, оборудованные кулачковыми, фрикционными муфтами или другими приспособлениями для переключения диапазонов скоростей рабочих движений, проектируют так, что самопроизвольное выключение или расцепление муфт невозможно. У лебедки подъема груза и стрелы, кроме того, исключается возможность переключения скорости под нагрузкой, а также отключение механизма лебедки без предварительного наложения тормоза. Применение фрикционных и кулачковых муфт в механизмах, предназначенных для подъема людей, расплавленного или раскаленного металла, ядовитых или взрывчатых веществ, не допускается.

Виды соединений барабана с редуктором оказывают существенное влияние на конструктивные и эксплуатационные характеристики механизма подъема. Существует несколько вариантов выполнения этого узла. Одним из вариантов является схема с валом барабана, установленным на двух самостоятельных опорах, а вал барабана соединен с валом редуктора посредством муфты (рис. 116, а). Так как опоры барабана и редуктор независимы, то при сборке возможно возникновение неко-

торых погрешностей. Поэтому конструкция соединительной муфты должна компенсировать эти погрешности. Весьма удобно применение для этой цели зубчатой муфты МЗП, допускающей значительное относительное смещение соединяемых валов, что упрощает процесс монтажа механизма.

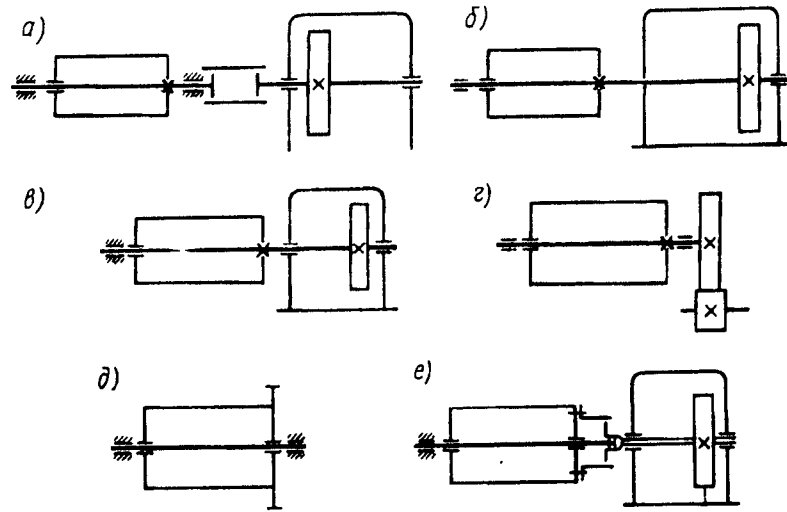


Рис. 116. Схемы соединения барабана с редуктором

Соединения, выполненные по данной схеме, отличаются надежностью в работе, удобством монтажа и обслуживания механизма, но имеют относительно большие габариты. Уменьшить размеры можно, применяя двух- и трехопорные валы механизма подъема, в которых вал барабана является одновременно выходным валом редуктора. Двухопорный вал (рис. 116, б) получается весьма тяжелым. Кроме того, неточность установки опор барабана приводит к нарушению точности зацепления в редукторе. Трехопорный вал (рис. 116, в) очень чувствителен к неточностям монтажа. В обоих случаях становится невозможной сборка отдельно редуктора и нарушается принцип блочности конструкции, в связи с чем эти две схемы не получили широкого применения.

В некоторых конструкциях крутящий момент на барабан передается с помощью открытой зубчатой пары. В этом случае зубчатое колесо закрепляется на валу барабана (рис. 116, г) или венец колеса устанавливается непосредственно на барабане (рис. 116, д). Так как высокую надежность и износостойкость зубчатых передач можно получить, размещая их в закрытом корпусе, то эти схемы не находят широкого применения и используются только в ручных и специальных механизмах (например, в двухбарабанных приводах литейных кранов).

Для получения статической определенности схемы крепления валов и создания блочной и компактной конструкции наиболее рациональна установка одной из опор оси барабана внутри консоли выходного вала редуктора (рис. 116, е). Конструктивное выполнение этого узла показано на рис. 117. Конец выходного вала редуктора выполняют в виде половины зубчатой муфты; вторая половина муфты укреплена на барабане. В этом случае и вал редуктора, и ось барабана установлены на двух опорах. Ось барабана работает только на изгиб.

На конструкцию механизма подъема оказывает существенное влияние кратность полиспаста, которую выбирают по результатам конструктивного анализа схемы механизма.

Подвес груза на одной ветви каната (без полиспаста) применяют только в кранах малой грузоподъемности (1...3 т). В стреловых (портальных) кранах, имеющих большую высоту подъема груза, подвес на одной ветви применяют при грузоподъемности 5 и даже 10 т. При грузоподъемности 25 т обычно применяют двух-, трех- и четырехкратные полиспасты. А при еще больших грузоподъемностях кратность полиспаста достигает 12. Полиспасты с нечетной кратностью могут вызвать перекос крюковой подвески, поэтому полиспасты с четной кратностью с этой точки зрения более предпочтительны. Механизмы подъема кранов различной грузоподъемности за счет изменения кратности полиспаста можно унифицировать по крутящему моменту и мощности электродвигателя, т.е. применять в кранах различной грузоподъемности электродвигатели одинаковой мощности, одинаковые редукторы, барабаны, блоки, канаты, тормоза и т.п.

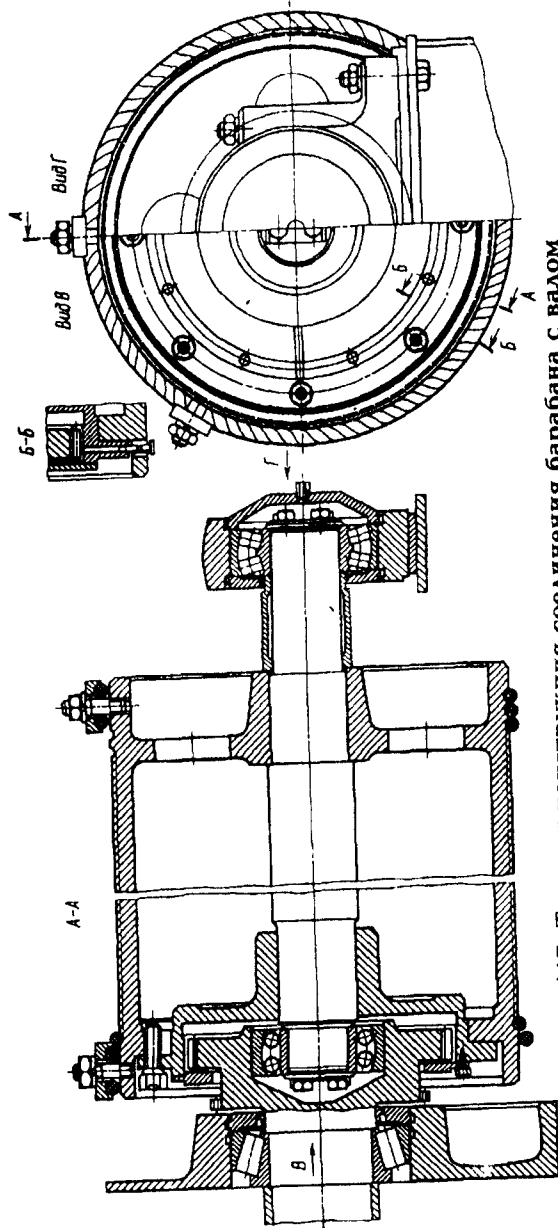


Рис. 117. Типовая конструкция соединения барабана с валом редуктора с помощью зубчатой муфты

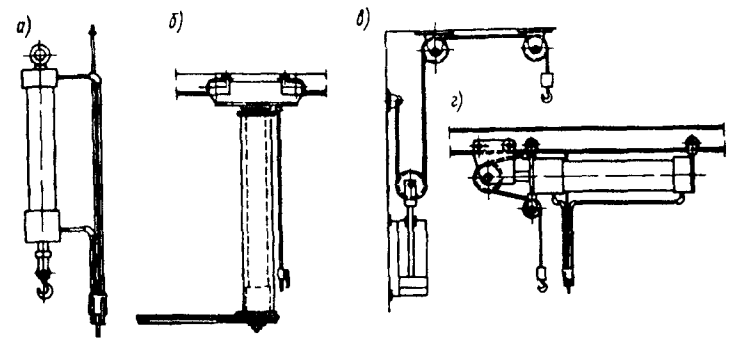


Рис. 118. Пневматические грузоподъемные устройства

Широкое применение получают механизмы подъема с пневмоприводом (рис. 118). Для работы во взрывоопасной среде такие подъемники имеют цепи из специальной стали и бронзовые грузовые крюки, в которых при трении не возникают искры.

Пневматические поршневые подъемники могут иметь вертикальное или горизонтальное расположение рабочего цилиндра. Они работают при давлении воздуха в пределах $0,2 \dots 1,2$ МПа; грузоподъемность их составляет от 10 кг до 5 т, диаметр рабочих цилиндров $30 \dots 300$ мм; высота подъема до 2000 мм. Подъемник, схема которого изображена на рис. 118, а, имеет цилиндр двойного действия. Управление осуществляется с помощью двухкнопочного распределителя, соединенного с цилиндром двумя воздухопроводами. Скорость подъема регулируется бесступенчато; в любом положении крюка подъемник можно остановить. Обычно скорость подъема груза составляет $0,1 \dots 0,3$ м/с в зависимости от параметров пневмопривода.

Подъемник с консольным грузозахватным устройством (рис. 118, б) рассчитан на нагружение изгибающим и опрокидывающим моментами. Грузоподъемная консоль жестко закреплена на дополнительной полноповоротной направляющей трубе, перемещающейся по наружной поверхности пневматического цилиндра; направляющая труба присоединена к штоку поршня. Тележка для подвески подъемника выполнена двухрельсовой.

Расположение узлов подъемников с использованием отклоняющих роликов и полиспастов показано на рис. 118, в. Высота подъема крюка в два раза больше, чем ход поршня. Значительная высота подъема при минимальных габаритных размерах подъемника достигается по схеме с горизонтальным расположением рабочего цилиндра (рис. 118, г). Горизонтальное движение штока преобразуют с помощью отклоняющих роликов в вертикальное движение крюка. При чисто обработанных рабочих поверхностях цилиндра и поршня и при хорошем качестве герметизирующих уплотнений КПД пневматических поршневых подъемников достигает 0,9...0,93. При наличии встроеного полиспаста высота подъема груза может достигать 9 м.

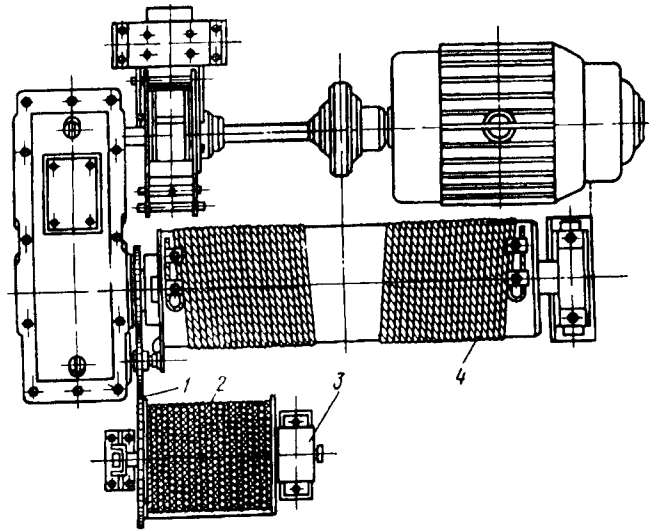


Рис. 119. Механизм подъема крана с электромагнитным грузозахватывающим устройством

В кранах, оборудованных грузовым электромагнитом, механизм подъема должен иметь еще специальный барабан для гибкого кабеля, подающего электроэнергию к магниту. Кабельный барабан 2 (рис. 119) расположен на отдельном валу и приводится в движение от вала грузового барабана 4 с помощью

цепной или зубчатой передачи 1. От электросети ток подают к вращающемуся барабану 2 через кольцевой токосъемник 3 со скользящими контактами.

Механизмы подъема кранов-штабелеров выполняют с использованием канатных или цепных грузовых элементов. Наибольшее применение получают канатные механизмы подъема, в которых широко используют нормализованные узлы и элементы других грузоподъемных машин. Часто в качестве механизма подъема используют электрические тали с микроприводом, что обеспечивает точную установку груза в ячейках стеллажей. В кранах-штабелерах, управляемых из кабины, поднимающейся вместе с грузовым захватом, обычно применяют канаты как более надежный, чем цепь, грузовой элемент. Встречаются конструкции, где привод подъема груза выполняют цепным, а привод подъема кабины – канатным. При малых высотах подъема груза применяют цепные механизмы подъема со скоростным полиспастом, оборудованные гидроцилиндрами, как в механизмах подъема погрузчиков (см. рис. 42). В этом случае гидроцилиндр располагают вертикально на колонне крана, и плунжер цилиндра, поднимающийся вверх, оборудован двумя подвижными блоками, через которые перекинута две грузовые пластинчатые цепи, прикрепленные к грузовой каретке.

Грейферные лебедки для двухканатных грейферов имеют два барабана – один для подъемного, другой для замыкающего каната. При этом барабаны вращаются независимо друг от друга. Так, при зачерпывании груза на барабан наматывается замыкающий канат, а подъемный канат имеет слаbinу даже при заглублении грейфера. При подъеме и опускании грейфера оба барабана вращаются совместно. При раскрытии висящего грейфера барабан подъемного каната неподвижен, а барабан замыкающего каната вращается на спуск. При раскрытии поднимающегося или опускающегося грейфера необходимо, чтобы вращались оба барабана, но с различной частотой вращения. Наибольшее применение имеют грейферные лебедки, состоящие из двух однотипных однобарабанных лебедок с независимыми электродвигателями. Такие лебедки весьма просты по устройству и не сложны в эксплуатации.

При расчете механизма подъема грейферных кранов с раздельным приводом механизма замыкания и подъема следует учитывать нагрузку на механизм подъема, равную 60 % полной нагрузки от веса грейфера и материала, или нагрузку от веса грейфера (в расчете принимается наибольшая из этих двух нагрузок). Механизм замыкания рассчитывают на прочность при полной нагрузке. При расчете механизма магнитных кранов следует учитывать возможное увеличение нагрузки в момент отрыва груза со сплошного металлического основания на 90 % у кранов грузоподъемностью 5 т и на 70 % у кранов более высокой грузоподъемности.

Во многих случаях в механизмах подъема грузоподъемных машин необходимо изменить скорость подъема и опускания груза в зависимости от характера выполняемой операции и от массы груза. Эта необходимость вызвала появление многоскоростных грузовых подъемных механизмов. Так, в механизме подъема мостового крана две скорости получают благодаря применению двух приводных двигателей и планетарной муфты (рис. 120). Барабан 1 (рис. 120, а) механизма подъема вращается от основного электродвигателя 5 через двухступенчатый цилиндрический редуктор 2, а при работе на малой скорости – от вспомогательного двигателя 10, который соединяется с барабаном через ротор основного двигателя, планетарную зубчатую муфту 6 и одноступенчатый цилиндрический редуктор 8.

В механизме имеется три тормоза: у основного двигателя – тормоз 4, у вспомогательного двигателя – тормоз 9 и на ободе планетарной муфты – тормоз 7. При работе на основной скорости тормоз 9 вспомогательного двигателя замкнут, а остальные тормоза разомкнуты. При работе на малой установочной скорости включается вспомогательный двигатель 10, наружный обод планетарной муфты 6 затормаживается тормозом 7, а тормоза 4 и 9 размыкаются.

Если тормоз 7 планетарной муфты при работе основного электродвигателя из-за какой-либо неисправности не размыкается и наружный обод муфты остается заторможенным, то ротор вспомогательного двигателя вращается с повышенной частотой вращения, что может вызвать поломку двигателя. Для

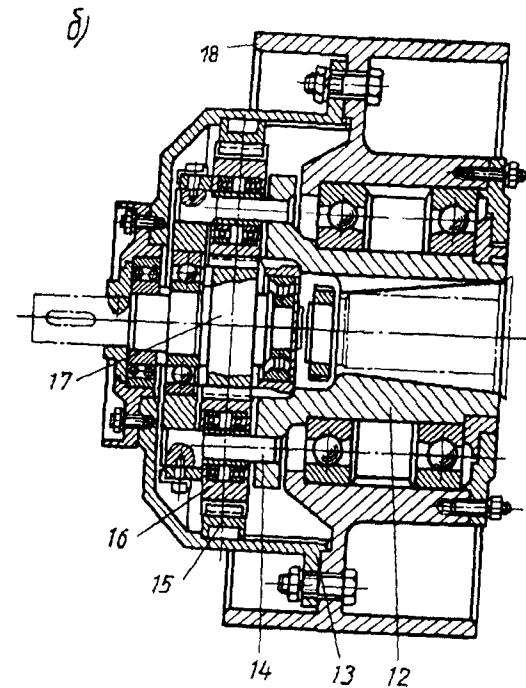
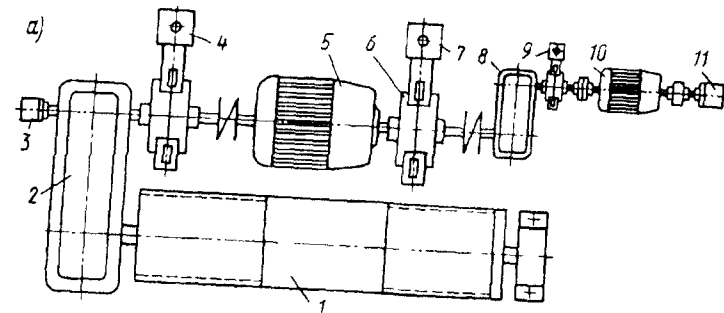
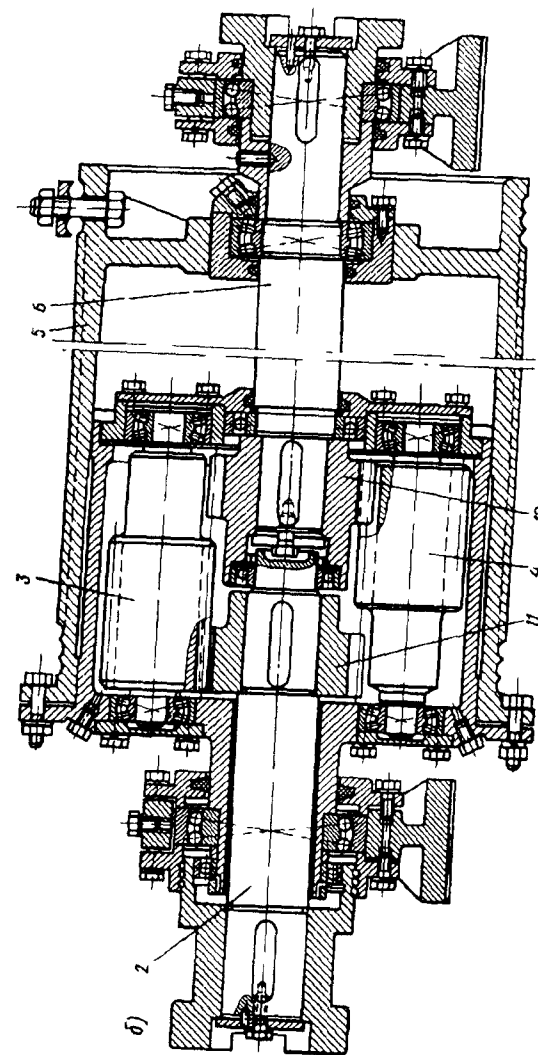
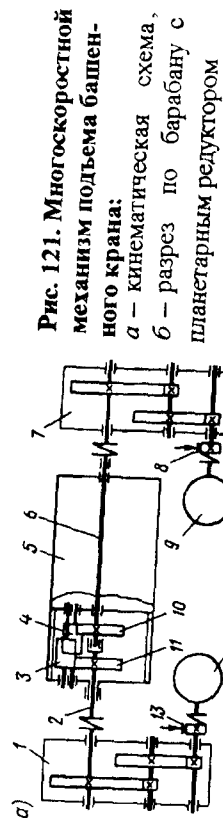


Рис. 120. Механизм подъема с планетарной муфтой: а – кинематическая схема механизма; б – планетарная муфта

устранения такой опасности механизм имеет два центробежных выключателя 11 и 3. Выключатель 3 замыкает цепь управления при двойной частоте вращения ротора основного электродвигателя и останавливает механизм при выходе из строя планетарной муфты или при неисправности ее тормоза во время работы на малой скорости от вспомогательного электродвигателя. Выключатель 11 размыкает цепь управления при двойной частоте вращения ротора вспомогательного двигателя и останавливает механизм подъема при неисправности тормоза 9 при работе на основной скорости.

Конструкция планетарной муфты показана на рис. 120, б. Водило 12 укреплено на валу ротора основного двигателя. На двух осях 14 водила закреплены сателлиты 16, находящиеся в зацеплении с центральным колесом 17 и зубчатым венцом 15, неподвижно закрепленным на корпусе 13. Корпус соединен винтами с тормозным шкивом 18. Вал центрального колеса 17 соединен с выходным валом цилиндрического редуктора 8 (см. рис. 120, а), быстроходный вал которого соединен с валом вспомогательного двигателя. При включении вспомогательного двигателя вращение передается через центральное колесо и сателлиты на водило, которое через вал основного двигателя и редуктор приводит барабан во вращение. При этом тормоз 7 замкнут и зубчатый венец 15 планетарной муфты неподвижен. При работе только основного двигателя 5 вращение передается водилу 12, а от него сателлитам. Центральное колесо 17 остается неподвижным, так как тормоз 9 вспомогательного двигателя замкнут. Сателлиты, катясь по центральному колесу, приводят во вращение зубчатый венец 15. Тормоз 7 планетарной муфты разомкнут и обод ее вращается свободно. Описанная система обеспечивает получение посадочных скоростей в 10...12 раз меньше основной скорости. Использование планетарных передач позволяет создать механизмы, отличающиеся особой компактностью.

На рис. 121, а представлена кинематическая схема многоскоростного механизма подъемного крана, обеспечивающая получение двух скоростей подъема и трех скоростей опускания,



что позволяет точно устанавливать груз на необходимой высоте. Механизм состоит из двух одинаковых двигателей 9 и 12 с короткозамкнутым ротором, двух ступенчатых редукторов 7 и 1, барабана 5 со встроенной в него планетарной передачей, конструкция которого показана на рис. 121, б. Благодаря планетарной передаче можно варьировать частоту вращения барабана. При включении одного из двигателей, например двигателя 12, при замкнутом тормозе 13 (двигатель 9 выключен и тормоз 8 замкнут) шестерня 11, вращаясь вместе с валом 2, приводит во вращение находящуюся с ней в зацеплении шестерню 3, которая, в свою очередь, находится в зацеплении с шестерней 4 (на рис. 121, б шестерни 3 и 4 показаны в разрезе условно смещенными). Шестерня 4 обегает вокруг шестерни 10, которая остается неподвижной, так как электродвигатель 9 и вал 6 не вращаются. В этом случае барабан 5 вращается с частотой, обеспечиваемой передаточным числом редуктора 1 и планетарной передачей.

При вращении обоих электродвигателей в одну сторону шестерни 10 и 11 также вращаются в одну сторону и частота вращения барабана увеличивается пропорционально передаточному отношению редуктора 7. При вращении электродвигателей в разные стороны частота вращения барабана уменьшается. Таким образом, при опускании груза наименьшая конечная скорость получается при включении обоих двигателей в разных направлениях; наибольшая скорость – при включении обоих двигателей в одном направлении и средняя скорость – при включении одного из двигателей. При подъеме груза используются две скорости: первая – при работе одного двигателя и вторая – при работе обоих двигателей, вращающихся в одном направлении.

В электроталих часто применяют так называемый микропривод, обеспечивающий получение малых посадочных скоростей (рис. 122). Таль имеет основной двигатель, встроенный в барабан (см. рис. 10), дающий возможность поднимать груз со скоростью 8 м/мин. Микропривод для получения малых скоростей 1; 0,6; 0,5 м/мин состоит из двигателя 1 малой мощности и соединяется через зубчатую пару 3 и электромагнитную

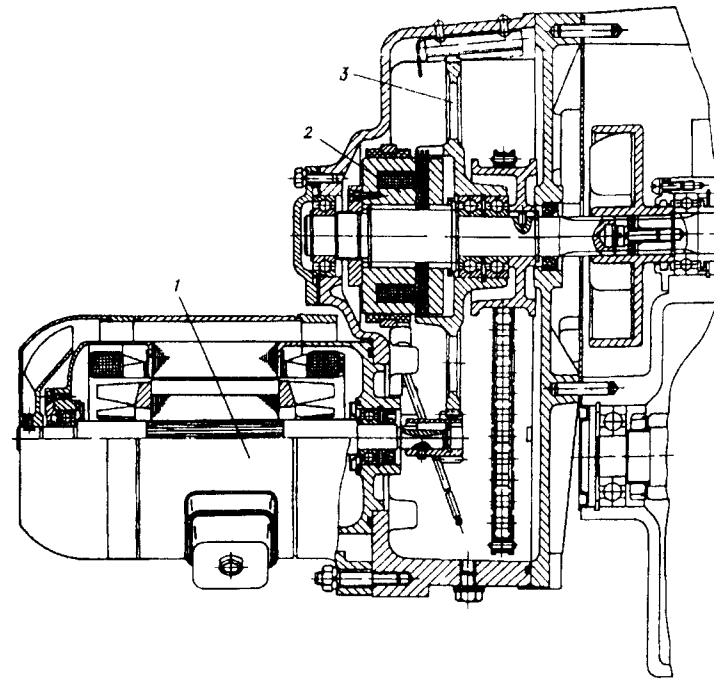


Рис. 122. Микропривод тали ТЭ (ВНИИПТМАШ)

дисковую муфту сцепления 2 с быстроходным валом механизма подъема. При работе основного двигателя вал микропривода вращается вхолостую, муфта разомкнута, а зубчатая пара 3 неподвижна. При включении двигателя микропривода одновременно включается электромагнитная муфта 2 и вращение передается от микродвигателя через зубчатую пару 3 на вал редуктора механизма подъема.

Для получения низкой скорости плавной посадки груза при производстве монтажных работ широко используют вихревые тормозные генераторы типов ТМ-4 и ТМ-4А, позволяющие снижать скорость опускания на 80%. Можно также снижать скорость путем подтормаживания механизма фрикционным тормозом [24].

Согласно правилам Госгортехнадзора барабанные лебедки не должны применяться в лифтах, в которых скорость движения кабины превышает 0,63 м/с. Широкое распространение в лифтах находят лебедки с канатоведущими шкивами (рис. 6), в которых тяговая сила создается за счет трения между канатом и ручьем шкива. Передачи от электродвигателя к канатоведущему шкиву лебедки могут быть редукторные и безредукторные. В *редукторных лебедках* вал шкива за счет применения зубчатых или червячных передач вращается со значительно меньшей частотой, чем вал электродвигателя. В *безредукторных лебедках* канатоведущий шкив и шкив тормозного устройства размещаются на валу ротора тихоходного электродвигателя постоянного тока, работающего по так называемой схеме генератор – двигатель. Благодаря отсутствию механических передач конструкция безредукторной лебедки получается более компактной, несмотря на то, что тихоходный электродвигатель имеет значительно большие размеры, чем обычный электродвигатель той же мощности. Безредукторные лебедки получили широкое применение при скоростях движения кабины от 2 м/с и выше. Для меньших скоростей предпочтительней редукторные лебедки.

23. Установившееся движение, пуск и торможение механизма подъема

При установившемся движении момент на валу двигателя при подъеме номинального груза

$$M_{ст} = \frac{S_{max} m D_{бар}}{2 u_m \eta_m} = \frac{G_{гр} D_{бар}}{2 a u_m \eta_0}, \quad (33)$$

где S_{max} – натяжение каната на барабане, определенное при подъеме номинального груза весом $G_{гр}$ (включая вес грузозахватного устройства); m – число канатов, навиваемых на барабан (при одинарных полиспадах $m = 1$, при двоярных – $m = 2$); $D_{бар}$ – диаметр барабана, измеренный по центру сечения каната; η_m – значение КПД механизма без полиспада

при номинальном грузе; $\eta_0 = \eta_m \eta_{пол}$ – КПД всего механизма, включая полиспаст; $\eta_{пол}$ – КПД полиспада; a – кратность полиспада; u_m – передаточное число механизма.

Мощность двигателя (кВт) при подъеме номинального груза весом $G_{гр}$ (Н) с установившейся скоростью $v_{гр}$ (м/с)

$$P_{ст} = \frac{G_{гр} v_{гр}}{1000 \eta_0}. \quad (34)$$

При опускании груза момент от веса груза на валу двигателя

$$M_{гр} = \frac{G_{гр} D_{бар}}{2 a u_m} \eta_0.$$

При расчете механизмов подъема, оборудованных тормозами с электрогидравлическими толкателями, следует иметь в виду, что вследствие длительного процесса замыкания этого тормоза скорость опускающегося груза при разгоне под действием силы тяжести груза за время замыкания тормоза может существенно (до 20 %) возрасти по сравнению с номинальной скоростью.

КПД механизма может быть принят постоянным только при незначительном изменении нагрузки. С уменьшением нагрузки значение КПД уменьшается, так как при работе с малыми грузами момент потерь на трение в элементах механизма составляет значительную часть момента сопротивления. Ориентировочные значения КПД механизмов подъема при подъеме грузов, отличных от номинального, можно принимать по экспериментальному графику (рис. 123).

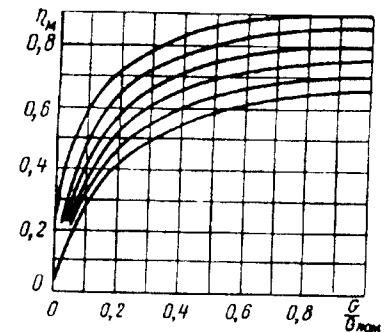


Рис. 123. Зависимость КПД механизма η_m от относительной нагрузки

В период пуска кроме статического момента двигатель преодолевает также силы инерции груза и вращающихся элементов привода. Согласно принципу Даламбера, уравнение приведенных к валу двигателя моментов при пуске имеет вид

$$M_{\text{пуск}} = \pm M_{\text{ст}} + M_{\text{ин1}} + M_{\text{ин2}}, \quad (35)$$

где $M_{\text{пуск}}$ – средний пусковой момент: для двигателя с короткозамкнутым ротором он определяется формулой (27), а для двигателей переменного тока с фазным ротором и двигателей постоянного тока – формулой (28); $M_{\text{ст}}$ – момент статического сопротивления, определяемый формулой (33); $M_{\text{ин1}}$ – момент от сил инерции вращающихся элементов привода; $M_{\text{ин2}}$ – момент от сил инерции груза. Момент статического сопротивления $M_{\text{ст}}$ учитывает изменение потенциальной энергии груза. При подъеме груза потенциальная энергия увеличивается, т.е. статический момент от груза $M_{\text{ст}}$ препятствует движению (в уравнении знак “+”). При опускании потенциальная энергия уменьшается (в уравнении знак “-”). В последнем случае разгон системы осуществляется при совместном действии момента двигателя и статического момента груза.

При рассмотрении *неустановившихся (переходных) процессов* движения механизмов грузоподъемных машин принят ряд допущений и упрощений. Так, например, не учтено влияние упругости элементов привода, металлоконструкций и грузовых гибких элементов, т.е. они все рассматриваются как абсолютно жесткие. Кроме того, надо иметь в виду и то обстоятельство, что пусковой момент, согласно изменению фактических искусственных характеристик, может существенно отличаться от условно принятого среднего значения. Однако для большинства практических расчетов по определению времени пуска и торможения эти допущения обеспечивают вполне приемлемую точность расчетов. Когда требуется более точно определить динамические нагрузки в элементах механизма и металлоконструкции, необходимо учитывать наличие упругих связей в рассматриваемой системе.

Момент сил инерции $M_{\text{ин1}}$ вращающихся масс механизма, отнесенный к валу электродвигателя, состоит из моментов сил инерции массы вала с ротором и масс остальных валов, приведенных к валу двигателя. Так как при передаче динамических моментов через редукторы и полиспасты в элементах механизма возникают потери на трение, пропорциональные передаваемому моменту, то при приведении моментов инерции, действующих на различных ступенях передачи, следует учитывать КПД каждой ступени:

$$M_{\text{ин1}} = J_1 \frac{d\omega_1}{dt} + J_2 \frac{d\omega_2}{u_{1-2}\eta_{1-2}dt} + \dots + J_i \frac{d\omega_i}{u_{1-i}\eta_{1-i}dt}, \quad (36)$$

где J_1, J_2, \dots, J_i – момент инерции масс, расположенных соответственно на первом, втором и i -м валах; $d\omega_1/dt, d\omega_2/dt, \dots, d\omega_i/dt$ – угловые ускорения соответственно первого, второго и i -го валов; u_{1-2} и η_{1-2} – передаточное число и КПД между первым и вторым валами; u_{1-3} и η_{1-3} – передаточное число и КПД между первым и третьим валами и т. д.

Если предположить, что изменение скорости в *процессе пуска* происходит по линейному закону, т.е. ускорение постоянно, то выражение $d\omega_i/dt$ можно заменить выражением $\omega_i/t_{\text{п}} = \pi n_i/(30t_{\text{п}})$, где n_i – номинальная частота вращения i -го вала, об/мин; $t_{\text{п}}$ – время пуска.

Тогда выражение (36) можно представить в виде

$$M_{\text{ин1}} = J_1 \frac{\pi n_1}{30t_{\text{п}}} + J_2 \frac{\pi n_2}{30t_{\text{п}}u_{1-2}\eta_{1-2}} + \dots + J_i \frac{\pi n_i}{30t_{\text{п}}u_{1-i}\eta_{1-i}}.$$

Приведя частоту вращения i -го вала к первому валу по выражению

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{1-2}}; \quad n_3 = \frac{n_1}{u_{1-3}}; \quad \dots; \quad n_i = \frac{n_1}{u_{1-i}},$$

получаем

$$M_{\text{ин1}} = J_1 \frac{\pi n_1}{30t_{\text{п}}} + J_2 \frac{\pi n_2}{30t_{\text{п}}u_{1-2}^2\eta_{1-2}} + \dots + J_i \frac{\pi n_i}{30t_{\text{п}}u_{1-i}^2\eta_{1-i}}.$$

Для механизмов грузоподъемных машин сумма всех членов правой части этого выражения, кроме первого, не превышает 10 – 20 % значения первого члена. Поэтому, выражая момент в ньютонах на метр (Н·м), получаем

$$M_{ин1} = (1, 1 \dots 1, 2) J_1 n_1 / 9, 55 t_{п}, \quad (37)$$

где коэффициент 1, 1...1, 2 учитывает влияние маховых масс второго и последующих валов.

Определяя значение момента силы инерции груза в процессе пуска груза на подъем, полагаем, что он движется с постоянным линейным ускорением $j = v_{гр} / t_{п}$. Чтобы сообщить грузу массой Q такое ускорение, к нему необходимо приложить силу $F = Q v_{гр} / t_{п}$.

Эта сила создает на барабане диаметром $D_{бар}$ крутящий момент

$$M_F = \frac{F D_{бар}}{2 \alpha \eta_{пол}} = \frac{Q v_{гр} D_{бар}}{2 \alpha \eta_{пол} t_{п}},$$

где α – кратность полиспаста; $\eta_{пол}$ – КПД полиспаста. Если частоту вращения барабана выразить в оборотах в минуту (об/мин), то скорость груза (м/с)

$$v_{гр} = \frac{\pi D_{бар} n_{бар}}{60 \alpha},$$

тогда

$$M_F = \frac{\pi Q v_{гр} D_{бар}^2 n_{бар}}{120 \alpha^2 t_{п} \eta_{пол}}.$$

Момент M_F , приведенный к валу двигателя, является моментом от силы инерции груза массой Q :

$$M_{ин2} = \frac{M_F}{u_m \eta_m} = \frac{\pi Q D_{бар}^2 n_{бар}}{120 \alpha^2 t_{п} u_m \eta_m \eta_{пол}},$$

где u_m и η_m – соответственно передаточное число и КПД механизма от вала барабана до вала двигателя.

Выразим частоту вращения барабана через частоту вращения первого вала $n_{бар} = n_1 / u_m$:

$$M_{ин2} = \frac{Q D_{бар} n_1}{38, 2 u_m^2 \alpha^2 t_{п} \eta_0},$$

где $\eta_0 = \eta_m \eta_{пол}$ – общий КПД механизма и полиспаста.

Тогда выражение для пускового момента (Н·м) примет вид

$$M_{пуск} = M_{ст} + (1, 1 \dots 1, 2) \frac{J_1 n_1}{9, 55 t_{п}} + \frac{Q D_{бар}^2 n_1}{38, 2 u_m^2 \alpha^2 t_{п} \eta_0}. \quad (38)$$

Как видно из формулы (38), пусковой момент является функцией времени пуска, причем чем меньше время пуска $t_{п}$, тем больший пусковой момент необходим для разгона всех масс. Разгон движущихся масс крановых механизмов подъема проводится со следующими рекомендуемыми ускорениями, назначаемыми в зависимости от вида груза и типа крана:

Краны	Ускорение, м/с ²
Монтажные краны и краны для работы с расплавленным металлом	0,1
Краны механосборочных цехов	0,2
Краны металлургических цехов (кроме кранов, работающих с расплавленным металлом)	0,5
Грейферные краны	0,8

Согласно нормам Госгортехнадзора, средние ускорения и замедления кабины лифта при нормальных эксплуатационных режимах не должны превышать: для больничных лифтов 1 м/с², для остальных – 2 м/с².

В процессе *торможения* механизма подъема замедление и остановку движущихся масс проводят за счет совершения работы тормозом, при этом потери в механизме способствуют замедлению движущихся масс, уменьшая необходимую работу торможения. Кинетическая энергия вращающихся и поступательно движущихся масс переходит в теплоту.

Уравнение моментов для процесса торможения имеет вид

$$M_T = \pm M_{T.ст} + M_{T.ин1} + M_{T.ин2},$$

где M_T – номинальный момент, развиваемый тормозом; $M_{T.ст}$ – статический момент от груза при торможении, знак которого зависит от направления движения груза перед торможением: при торможении поднимающегося груза момент от груза на тормозном валу способствует остановке механизма (знак “–”); при торможении опускающегося груза этот момент противодействует остановке (знак “+”). Момент от веса груза на тормозном валу при торможении

$$M_{T.ст} = \frac{SD_{бар}m}{2u_m} \eta_m$$

отличается от момента при пуске тем, что КПД в данном случае находится в числителе, так как потери в механизме уменьшают работу, совершаемую тормозом при остановке груза и механизма.

Выражение для определения момента от сил инерции вращающихся элементов привода при торможении аналогично выражению этого момента при пуске, но вместо значения времени пуска в формулу подставляют время торможения:

$$M_{T.ин1} = (1, 1 \dots 1, 2) \frac{J_1 n_1}{9,55 t_T}$$

То же относится к выражению момента от силы инерции груза при торможении:

$$M_{T.ин2} = \frac{Q D_{бар}^2 n_1 \eta_0}{38, 2 u_M^2 \alpha^2 t_T},$$

где значение КПД находится в числителе.

При рассмотрении процесса торможения опускающихся грузов тормозами с приводом от электрогидравлических толкателей, имеющих значительное время срабатывания, под частотой вращения n_1 в приведенных выражениях следует понимать

частоту вращения тормозного вала в момент наложения тормозных колодок на шкив. Эта частота может до 20 % превышать номинальную частоту вращения двигателя, так как под действием веса груза за время срабатывания тормоза происходит увеличение скорости спуска.

Полное выражение уравнения моментов при торможении имеет вид

$$M_T \pm M_{T.ст} = (1, 1 \dots 1, 2) \frac{J_1 n_1}{9,55 t_T} + \frac{Q D_{бар}^2 n_1 \eta_0}{38, 2 u_M^2 \alpha^2 t_T}. \quad (39)$$

По этому уравнению при известном тормозном моменте определяют время торможения. Необходимый тормозной момент M_T по (39) определять нельзя.

Для лифтов всех типов максимальное замедление при остановке кабины кнопкой “Стоп” или от срабатывания других выключателей безопасности, согласно правилам Госгортехнадзора, должно быть не более $9,81 \text{ м/с}^2$. Максимальное замедление при посадке кабины или противовеса на ловители или буфера не должно превышать 25 м/с^2 .

Все механизмы подъема снабжаются тормозами нормально закрытого типа (с электромагнитным или электрогидравлическим приводом), автоматически размыкающимися при включении двигателей привода и автоматически замыкающимися при выключении двигателей или срабатывании электрозащиты. Если эти механизмы имеют фрикционные или кулачковые муфты включения, то, согласно правилам Госгортехнадзора, в них предусмотрены управляемые нормально закрытые тормоза, заблокированные с муфтой включения, чтобы предотвратить произвольное опускание груза или стрелы. Механизмы подъема с ручным приводом имеют автоматически действующие тормоза, замыкаемые весом транспортируемого груза.

Применение в механизмах подъема груза и подъема стрелы управляемых тормозов нормально открытого типа и тормозов постоянно замкнутых (неуправляемых) не допускается,

исключение составляют случаи, когда такой тормоз используют как дополнительный. При этом в расчет принимают только тормозной момент основного тормоза.

Тормоз должен быть установлен на звене механизма, жестко соединенном с барабаном или связанном с ним зубчатой или червячной передачей. Для уменьшения тормозного момента и габаритных размеров тормоза его обычно устанавливают на приводном валу механизма или возможно ближе к нему, поскольку в этом случае на тормозном валу действует меньший момент от груза и, следовательно, требуется меньший тормозной момент. Кроме того, при такой установке тормоз разгружает звенья кинематической цепи от инерционных сил (наибольший запас кинетической энергии имеет приводной вал с ротором двигателя). Если момента одного тормоза недостаточно, то на другом конце вала, где установлен тормоз, или на каком-либо другом валу механизма устанавливают второй тормоз. Первый вариант более предпочтителен, так как оба тормоза могут быть идентичными; во втором случае тормоза развивают разные по значению тормозные моменты. Самотормозящие червячные передачи в механизме подъема не заменяют тормозов, так как по мере изнашивания червячная пара теряет свойства самоторможения [24].

Момент, развиваемый тормозом механизма подъема, должен обеспечить удержание груза в неподвижном состоянии на весу с определенным коэффициентом запаса торможения; $n_T = M_T / M_{T,ст}$, где M_T – момент, создаваемый тормозом; $M_{T,ст}$ – статический крутящий момент, создаваемый номинальным грузом на тормозном валу и определенный с учетом способствующих удержанию груза потерь в полиспасте и механизме.

Статический крутящий момент при торможении

$$M_{T,ст} = \frac{GD_{бар}\eta_0}{2\alpha u_m},$$

где G – вес номинального груза вместе с грузозахватным устройством; α – кратность полиспаста; u_m – передаточное число механизма от вала барабана до тормозного вала; η_0 – об-

щий КПД механизма подъема, учитывающий потери в полиспасте, на барабане, в обводных блоках и в механических передачах. При определении $M_{T,ст}$ принимают максимальное значение КПД.

Минимальное значение коэффициента запаса торможения для кранов, в механизмах подъема груза и стрелы которых установлен один тормоз, принимается по нормам Госгортехнадзора независимо от группы классификации режима механизма равным 1,5. Однако при проектировании следует учитывать условия эксплуатации грузоподъемной машины и в расчетах принимать эту минимальную величину запаса торможения только для механизмов неинтенсивного использования.

Механизмы подъема грузоподъемных машин, транспортирующих расплавленный и раскаленный металл и шлак, ядовитые и взрывчатые вещества, оборудуют двумя тормозами, действующими независимо друг от друга. В этом случае коэффициент запаса торможения каждого тормоза $n_T \geq 1,25$. Если механизм подъема имеет два привода, то на каждом приводе устанавливают не менее чем по одному тормозу с тем же запасом торможения. В случае установки на каждом приводе двух тормозов коэффициент запаса торможения каждого тормоза $n_T \geq 1,1$.

Тормозной момент определяют при указанных коэффициентах запаса торможения в предположении, что весь груз удерживается одним тормозом. Если в механизмах подъема с ручным приводом необходима установка двух тормозов, один из них можно заменить самотормозящей передачей.

Для снижения динамических нагрузок на механизме подъема стрелы допускается установка двух тормозов с коэффициентом запаса торможения n_T у одного из них не менее 1,3, а у второго – не менее 1,25. При этом наложение тормозов должно проводиться автоматически.

Торможение кабины лифта может быть одноступенчатым, т.е. замедление и остановка ее происходят под действием тормозного момента механического тормоза, и двухступенчатым, когда скорость движения снижается под действием тормозного

момента двигателя, а остановка – при замыкании механического тормоза. Тормозной момент механического тормоза при одноступенчатом торможении определяют по установленному Госгортехнадзором максимальному значению замедления [20].

В связи с тем, что тормозной момент определяют по номинальному грузу, остановка механизма при работе с грузами меньшей массы, учитывая, что тормозной момент не изменяется, происходит более резко. Это приводит к появлению повышенных динамических нагрузок в элементах механизма, расположенных между валом, на котором установлен тормоз, и грузовым барабаном. При установке в механизме подъема тормоза, замыкаемого весом транспортируемого груза, и стопорного тормоза (например, в электроталях) значение коэффициента запаса торможения стопорного тормоза должно быть не менее 1,25, а грузопорного – не менее 1,1. Так как создаваемый грузопорным тормозом момент пропорционален весу транспортируемого груза, то остановка грузов различной массы происходит практически с одинаковым замедлением.

Одновременная установка в механизме подъема и стопорного, и грузопорного тормозов уменьшает динамические нагрузки в элементах механизма при опускании груза; повышает долговечность передач, особенно быстроходных ступеней; позволяет опускать груз с большой скоростью; уменьшает размеры стопорного тормоза, что, в свою очередь, позволяет уменьшить габариты механизма, нагрузку и нагрев электродвигателя, так как при опускании груза двигатель преодолевает лишь потери в элементах механизма. Указанные преимущества полностью компенсируют усложнение и удорожание конструкции механизма.

Наиболее опасные динамические нагрузки при работе механизма подъема возникают в начале подъема груза с подхватом, когда груз рывком отрывается от опоры. В момент отрыва груза весом $G_{гр}$ грузозахватное устройство имеет скорость v установившегося движения. Нарастание нагрузки в канатах полиспада происходит за весьма короткое время с большим ускорением, и значение нагрузки зависит от скорости подъема,

массы металлоконструкции и приведенной жесткости системы, включающей в себя как жесткость грузовых органов, так и жесткость металлоконструкции крана. До отрыва груза динамическая сила, воспринимаемая гибким грузовым элементом, нарастает по линейному закону, а после отрыва груза вследствие влияния упругих колебаний системы – по закону, близкому к синусоидальному. Если принять металлоконструкцию абсолютно жесткой, то максимальное значение динамической нагрузки

$$F_{\max} = G_{гр} + v\sqrt{QC_k}$$

и коэффициент динамичности

$$\mu = \frac{F_{\max}}{G_{гр}} = 1 + \frac{v\sqrt{QC_k}}{G_{гр}},$$

где Q – масса груза; C_k – коэффициент, учитывающий влияние жесткости канатов. При определении коэффициента жесткости средние значения модуля упругости принимают равными $(1,1 \dots 1,3) \cdot 10^5$ МПа для канатов с органическим сердечником и $1,4 \cdot 10^5$ МПа для канатов с металлическим сердечником.

Увеличение рабочей скорости приводит к соответствующему увеличению коэффициента динамичности и значений динамических нагрузок, которые могут вдвое превышать статические нагрузки. Это требует увеличивать запасы прочности всех деталей механизма и металлоконструкции крана.

Колебания всего крана вместе с грузом, возникающие при больших динамических нагрузках, затрудняют его эксплуатацию. Для снижения динамических нагрузок в конструкциях механизмов подъема иногда применяют пружинные, пневматические, гидравлические или гидропневматические амортизаторы, смягчающие динамические нагрузки на грузозахватном устройстве или на гибком грузовом элементе. Пружинные амортизаторы эффективны только на кранах малой грузоподъемности, так как пружины имеют высокую жесткость. Поэтому лучше применять пневматические или гидравлические амортизаторы, они существенно уменьшают приведенную жесткость системы,

увеличивают время нарастания нагрузки в грузовом элементе, уменьшают время затухания и амплитуду колебаний системы и способствуют повышению устойчивости свободностоящих поворотных кранов. Динамические нагрузки при применении этих устройств составляют 20...30 % статической нагрузки.

Динамические нагрузки, приложенные к полиспаду,

$$F_{\text{дин}} = (G_{\text{гр}} + G)\alpha,$$

где $G_{\text{гр}}$ – вес полезного груза; G – вес подвижных частей крана, связанных с грузозахватным устройством; α – коэффициент, зависящий от скорости:

Скорость подъема, м/мин	Скоростной коэффициент α
Менее 6	0
От 6 до 20	0,1
Свыше 20	0,2

Для определения динамического крутящего момента на быстром валу можно принять условную динамическую нагрузку, приложенную к грузозахватному элементу, равной

$$F_{\text{дин.усл}} = (G_{\text{гр}} + G)k_{\text{дв}},$$

где $k_{\text{дв}}$ зависит от типа двигателя: для привода от двигателя с короткозамкнутым ротором $k_{\text{дв}} = 4$; в остальных случаях $k_{\text{дв}} = 2$.

24. Выбор электродвигателя механизма подъема

При конструировании механизма подъема одной из важных задач является выбор электродвигателя. Ниже приведен порядок проведения выбора двигателя.

1. По формуле (34) определяют статическую мощность $P_{\text{ст}}$ при подъеме номинального груза.

2. По каталогу электродвигателей выбирают двигатель с учетом заданной группы режима работы (а значит, и соответствующей относительной продолжительности включения ПВ) так, чтобы его номинальная мощность была равна или несколько меньше, чем $P_{\text{ст}}$. Если действительное значение ПВ не соответствует указанному в каталоге, то статическую мощность пересчитывают по формуле (29) для ближайшего номинального значения ПВ.

3. По среднеквадратичной мощности проводят проверку выбранного двигателя на нагрев. Для этого последовательно определяют:

моменты, развиваемые электродвигателем при установленном движении при подъеме и опускании грузов. Для процесса подъема пользуются формулой (33). При подъеме груза, отличающегося по массе от номинального, в (33) вместо S_{max} подставляют натяжение каната S , создаваемое весом поднимаемого груза, и вместо номинального значения КПД подставляют значение $\eta_{\text{м}}$ – КПД механизма, соответствующее весу поднимаемого груза (см. рис. 123).

При торможении двигателем опускающегося груза электродвигатель развивает момент

$$M_{\text{сп}} = \frac{S_{\text{бар}} D_{\text{бар}} t}{2u_{\text{м}}} \eta_{\text{м}}, \quad (40)$$

где $S_{\text{бар}}$ – натяжение каната на барабане при опускании груза; $\eta_{\text{м}}$ – значение КПД, определенное по рис. 123, при соответствующем весе спускаемого груза; t – число канатов, наматываемых на барабан;

средний пусковой момент электродвигателя. Для электродвигателей переменного тока с короткозамкнутым ротором средний пусковой момент определяют по формуле (27). Для электродвигателей переменного тока с фазным ротором и для двигателей постоянного тока пользуются формулой (28).

Номинальный момент двигателя (Н·м) $M_{\text{ном}} = 9550 P_{\text{дв}} / n$, где $P_{\text{дв}}$ – номинальная мощность выбранного двигателя (кВт).

Пусковой момент выбранного двигателя является постоянной величиной, определяемой характеристиками двигателя. При изменении нагрузки и характера работы механизма подъема (подъем или опускание) при постоянном пусковом моменте время разгона изменяется. Так, например, при подъеме груза с уменьшением нагрузки уменьшается момент статического сопротивления и большая часть пускового момента двигателя идет на разгон движущихся масс механизма, что приводит к уменьшению времени разгона. При опускании груза, наоборот, время разгона уменьшается при увеличении массы груза:

время пуска при различных технологических процессах работы механизма. Необходимо определить время пуска при подъеме и опускании порожнего грузозахватного приспособления, а также время пуска при подъеме и опускании груза заданной массы. Определение времени пуска для этих случаев проводят по формуле (38) при подстановке в нее значений моментов сопротивления, моментов инерции массы груза, КПД и других величин, соответствующих весу груза, для которого проводят расчет. На практике время пуска при опускании номинального груза принимают равным нулю из-за действия большого движущего момента, равного сумме максимального момента двигателя и момента от груза;

время движения с установившейся скоростью. Его определяют по уравнению установившегося движения $t_y = H/v$, где H – высота подъема (опускания) груза для данных условий работы; v – скорость установившегося движения. При работе двигателя переменного тока с жесткой характеристикой скорость установившегося движения не зависит от массы груза и ее принимают равной номинальной скорости. При работе двигателя постоянного тока частота вращения ротора зависит от нагрузки. Действительную скорость движения при заданной массе груза определяют по механическим характеристикам двигателей, приводимых в паспорте;

среднеквадратичный момент, эквивалентный действительной переменной нагрузке. Его определяют по формуле (30), а среднеквадратичную мощность – по уравнению (31). Если

номинальная мощность выбранного двигателя оказывается равной или больше найденной среднеквадратичной мощности, перегрев двигателя не происходит и выбор двигателя можно считать законченным. Если окажется, что номинальная мощность выбранного двигателя меньше среднеквадратичной мощности, то для данного привода берут двигатель большей мощности.

4. По уравнению равномерно ускоренного движения определяют фактическое ускорение номинального груза при подъеме:

$$j = v_{гр} / t_n,$$

где $v_{гр}$ – номинальная скорость груза; t_n – время разгона при подъеме груза номинального веса [см. уравнение (38)].

Значения величины j должны соответствовать рекомендуемым значениям, приведенным в § 23.

25. Механизмы изменения вылета стрелы

Изменение вылета стреловых и поворотных кранов проводят либо путем перемещения тележки по горизонтальному или наклонному поясу стрелы (см. рис. 33), либо изменением наклона стрелы крана в вертикальной плоскости. Механизмы первого типа аналогичны механизмам передвижения и описаны ниже, в гл. 8. Здесь рассмотрим только механизмы изменения вылета качанием стрелы. Эти механизмы могут иметь как гибкую, так и жесткую связь привода со стрелой. Механизмы с гибкой связью (с применением канатного полиспаста) применяют для кранов с неуравновешенной стрелой. В этом случае для изменения вылета к стреле необходимо приложить силу F (рис. 124); ее определяют из уравнения моментов всех сил, действующих на стрелу при вылете L , относительно точки O :

$$\sum M_O = G_{гр}L + G_c b - Fh - Se + W_r H + W_c = 0,$$

где $G_{гр}$ – вес груза; G_c – вес стрелы; S – натяжение каната механизма подъема груза; W_r и W_c – ветровые нагрузки рабочего

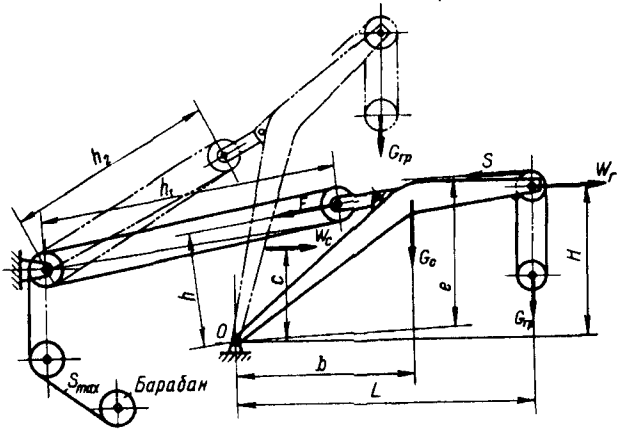


Рис. 124. Схема механизма изменения вылета стрелы с гибкой связью

состояния, действующие соответственно на груз и на стрелу; b , h , e , H , c — плечи действия сил по рис. 124.

Отсюда

$$F = \frac{G_{гр}L + G_c b - S e + W_г H + W_{сc}}{h}$$

Увеличение плеч h и e относительно оси поворота стрелы приводит к уменьшению требуемой силы F . Для кранов, работающих с высокими скоростями, кроме действия указанных сил необходимо учитывать влияние центробежных сил груза и стрелы.

По конструкции механизмы изменения вылета с канатным полиспастом аналогичны механизмам подъема. Они имеют двигатель, редуктор, барабан, тормозное устройство. В зависимости от грузоподъемности и конструкции крана полиспаст изменения вылета может быть различной кратности. Максимальное натяжение каната на барабане, соответствующее максимальному вылету стрелы, по аналогии с механизмом подъема $S_{max} = F/(a\eta_{п}\eta^{t_1})$, где a — кратность полиспаста; $\eta_{п}$ — КПД

полиспаста; η — КПД направляющего блока; t_1 — число направляющих блоков механизма.

Под скоростью изменения вылета следует понимать среднюю скорость горизонтального перемещения рабочего груза в установившемся режиме движения при изменении вылета от наибольшего до наименьшего при установке крана на горизонтальном пути. При изменении вылета расстояние между осями обойм блоков полиспаста уменьшается на величину $\Delta h = h_1 - h_2$ (см. рис. 124). Тогда средняя скорость навивки каната на барабан $v_k = \Delta h a / t$, где $\Delta h a$ — длина каната, навиваемого на барабан; t — время изменения вылета.

По силе F или силе натяжения каната S механизма изменения вылета, определенным для крайних и нескольких промежуточных положений стрелы, строят диаграмму загрузки привода, по которой можно определить среднеквадратичный момент и требуемую по условиям нагрева мощность двигателя. С увеличением угла наклона стрелы к горизонтали плечи действия вертикальных сил уменьшаются, а плечи горизонтальных сил и тяговой силы подъемного каната увеличиваются. Обычно натяжение каната механизма изменения вылета имеет максимальное значение в крайнем нижнем положении стрелы, постепенно уменьшаясь по мере ее подъема.

Наибольшая мощность (кВт) при установившемся движении, соответствующая максимальному вылету при силе $S_{max}(H)$,

$$P_{max} = S_{max} v_k / 1000 \eta_m$$

Подъем стрелы вверх ограничивается концевым выключателем, так чтобы при максимальном угле наклона стрела не могла опрокинуться назад под действием ветровой нагрузки, натяжения канатов механизма подъема и сил инерции. Опрокидывание стрелы может также произойти при обрыве груза, когда стрела получает импульс, равный потенциальной энергии сил упругости стрелы и каната под действием веса груза.

Схемы механизмов с жесткой кинематической связью со стрелой приведены на рис. 125. Наиболее распространенным

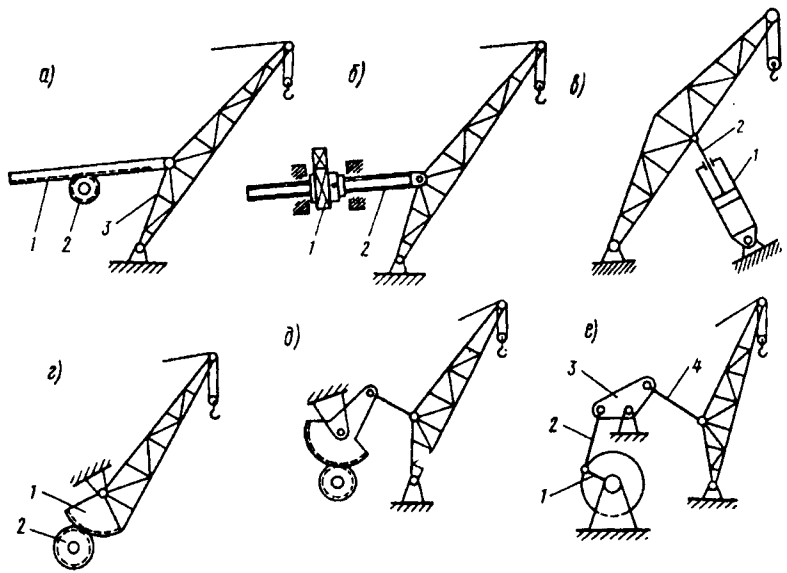


Рис. 125. Схемы механизмов изменения вылета

является реечный механизм (рис. 125, а), характеризующийся малой массой и простотой изготовления. Он состоит из зубчатой или цевочной рейки 1, перемещаемой приводной шестерней 2 в качающихся направляющих. Рейка шарнирно соединена со стрелой 3.

Винтовой механизм (рис. 125, б) состоит из приводной гайки 1 и винта 2, шарнирно соединенного со стрелой. Гайка 1 вместе с приводным механизмом и двигателем расположена на шарнирных опорах, что дает возможность гайке и винту поворачиваться относительно горизонтальной оси в процессе подъема стрелы. Масса винтового механизма примерно такая же, как и у реечного, но он сложнее и дороже в изготовлении и требует тщательного ухода за резьбовым соединением.

Гидравлический механизм (рис. 125, в) состоит из качающегося гидроцилиндра 1, шток 2 поршня которого соединен со стрелой. Этот тип механизма получил широкое применение в самоходных кранах на автомобильном и пневмоколесном ходах (см. рис. 36). Он обеспечивает весьма плавную работу, но более сложен в изготовлении и эксплуатации.

Секторный механизм (рис. 125, г) имеет зубчатый сектор 1, находящийся в зацеплении с ведущей шестерней 2. Этот механизм обеспечивает постоянную угловую скорость качания стрелы и весьма низкое опускание стрелы. Однако эта конструкция тяжела и громоздка. Секторно-кривошипный механизм (рис. 125, д) несколько проще и легче секторного.

Кривошипно-шатунный механизм (рис. 125, е) состоит из кривошипа 1 и шатуна 2, соединенного с коромыслом 3. Коромысло соединяется тягой 4 со стрелой. Этот механизм надежен и безопасен в работе, особенно если крайние положения стрелы соответствуют мертвым точкам кривошипного механизма – в этом случае исключается возможность падения или запрокидывания стрелы на кран. Это один из самых тяжелых механизмов.

Механизмы с жесткой кинематической связью со стрелой позволяют предотвратить самопроизвольное движение стрелы под действием горизонтальных сил – ветровой нагрузки, сил инерции, а также сил, возникающих при отклонении грузовых канатов от вертикали. При расчете таких механизмов, так же как и при расчете механизмов с гибкой связью, для крайних и нескольких промежуточных положений стрелы вычисляют силу, действующую на соединительное звено механизма (рейку, винт, шток гидравлического цилиндра и др.), по значению которой определяют необходимую мощность привода.

Для разгрузки привода момент $G_c l$ от веса стрелы уравновешивают моментом $G_{пр} a$ от веса противовеса, располагаемого на стреле по другую сторону оси качания стрелы или же связанного со стрелой системой рычагов (рис. 126). При качании стрелы, если плечо l ее центра тяжести удаляется от оси качания, плечо a центра тяжести противовеса также увеличивается.

Так как качание простой стрелы приводит к подъему или опусканию груза, то в кранах, работающих с высокими скоростями, например в порталных кранах, для уменьшения необходимой мощности привода применяют также устройства, обеспечивающие перемещение груза при изменении вылета стрелы по

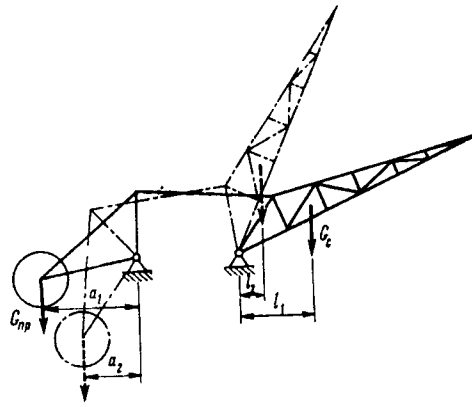


Рис. 126. Схема уравновешивания стрелы

траектории, близкой к горизонтали. В этом случае мощность двигателя механизма расходуется главным образом на преодоление трения в шарнирах стрелы, перекачивания канатов по блокам и преодоление ветровой и инерционной нагрузок. Такие стреловые устройства устанавливают на прямых стрелах и на стрелах с шарнирно сочлененными укосинами.

При прямых стрелах горизонтальное перемещение груза при изменении вылета обеспечивают канатными уравнительными устройствами, вызывающими перекачивание подъемного каната по блокам и соответствующее изменение длины подвеса груза, поэтому практически груз остается на одной и той же высоте независимо от положения стрелы. Эти устройства выполняют в виде уравнительных полиспастов или уравнительных барабанов.

В системе с уравнительным полиспастом (рис. 127, а) подъемный канат 3 проходит через грузовой 1 и уравнительный 2 полиспасты. При качании стрелы благодаря системе полиспастов, при изменении расстояния h между неподвижной обоймой A и обоймой B на головке стрелы соответственно изменяется длина H подвеса груза при неизменной общей длине L подъемного каната в обоих полиспастах: $L = a_y h + a_{п} H = \text{const}$, где a_y и $a_{п}$ – кратности соответственно уравнительного и подъемного полиспастов.

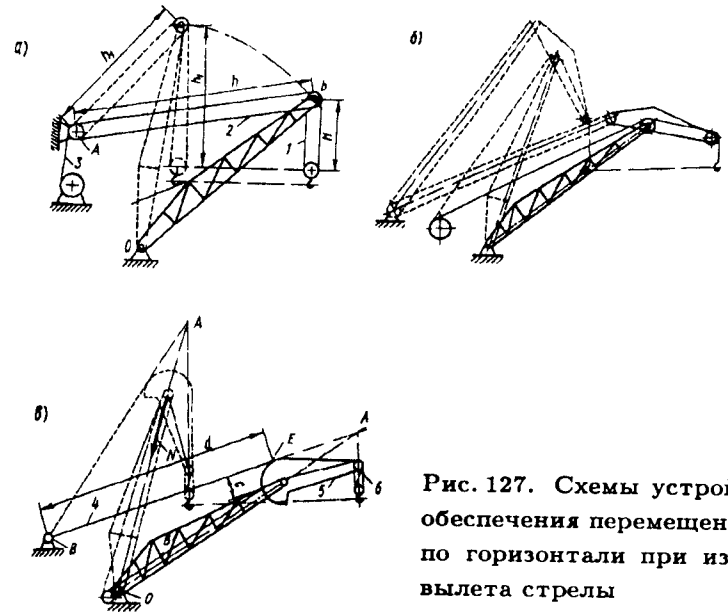


Рис. 127. Схемы устройств для обеспечения перемещения груза по горизонтали при изменении вылета стрелы

При изменении вылета стрелы уменьшение длины каната в уравнительном полиспасте приводит к увеличению длины каната в подъемном полиспасте: $(h - h_1)a_y = (H_1 - H)a_{п}$.

Выбирая место расположения обоймы A относительно оси O поворота стрелы и соотношение кратностей полиспастов, можно обеспечить практически горизонтальное перемещение груза при изменении вылета стрелы. Такая система проста в изготовлении и удобна в монтаже. Недостатками ее являются большая длина подъемного каната и повышенный его износ от перекачивания по блокам при изменении вылета.

В системе с уравнительным барабаном (рис. 127, б) барабан механизма подъема, связанный через планетарную передачу с механизмом изменения вылета, получает дополнительное вращение при качании стрелы, увеличивая или уменьшая длину подвеса груза. Эта система более сложна в конструктивном отношении, но обеспечивает точное горизонтальное перемещение груза.

В системах с шарнирно сочлененными укосинами (рис. 127, в) стрела на своем верхнем конце имеет консольный хобот прямолинейной или профилированной формы. При прямолинейном хоботе (рис. 127, б) система представляет собой шарнирный четырехзвенник с неизменными сторонами, у которого продленный конец одной стороны (хобота) описывает при качании стрелы сложную кривую (лемнискату), имеющую отдельные участки, близкие к горизонтальным прямым.

Размеры элементов укосины выбирают из условия обеспечения достаточно пологой траектории движения конца хобота. Для этого выбирают длины стрелы и консоли хобота такими, чтобы при максимальном и минимальном вылетах конец хобота находился на одной и той же высоте.

Если подъемный канат направлен параллельно стреле или оттяжке, то траектория движения груза при изменении вылета является горизонтальным участком лемнискаты. Если канат проходит между стрелой и оттяжкой, то для траектории движения хобота выбирают наклонный участок лемнискаты, а горизонтальное движение груза достигается за счет перекатывания канатов по блокам.

При профилированном хоботе (рис. 127, в) с гибкой оттяжкой канат 4, огибающий криволинейную часть хобота 5, закреплен одним концом на хоботе. Кинематически эта система представляет собой также шарнирный четырехзвенник с переменной длиной стороны c и оттяжки d .

При повороте хобота канат 4 перекатывается по его криволинейной части, что приводит к смещению точки касания E . Подъемный канат 6, направленный параллельно оси стрелы, при качании стрелы не перемещается по блокам. При соответствующем профиле криволинейного участка хобота конец хобота и груз перемещаются горизонтально. Необходимо, чтобы при всех положениях укосины, направления действия веса груза, приложенного к концу хобота, и силы натяжения оттяжки пересекались в точке A , лежащей на оси стрелы. Тогда стрела будет в равновесии, так как равнодействующая N проходит через опорный шарнир O стрелы. Профиль хобота удобно строить

графически из условия равновесия стрелы. Профилированный хобот сложен и дорог в изготовлении, но обеспечивает точное горизонтальное передвижение груза и разгружает стрелу от изгиба неуравновешенным моментом.

Все механизмы изменения вылета, как и механизмы подъема, имеют тормоза нормально закрытого типа, автоматически размыкающиеся при включении привода. Применение в механизмах изменения вылета управляемых тормозов нормально открытого типа и постоянно замкнутых тормозов не допускается. Коэффициент запаса торможения должен быть не менее 1,5. При этом момент на тормозном валу, создаваемый весом стрелы, противовеса, наибольшим рабочим грузом и ветровой нагрузкой рабочего состояния, определяют в таком положении стрелы, при котором этот момент имеет максимальное значение.

Тормоз должен быть проверен на удержание ненагруженной стрелы в любом ее положении при ветровой нагрузке рабочего состояния с запасом торможения $n_{т1} \geq 1,15$. Кроме того, надо проверить время торможения механизма, которое при действии момента M_{max} не должно превышать 4...5 с, а при отсутствии груза, ветра и невращающемся кране должно быть не менее 1,5 с, так как слишком резкое торможение приводит к появлению высоких динамических нагрузок и возникновению колебаний, что снижает сопротивление усталости элементов механизма и металлоконструкции.

При возникновении опасности больших ветровых нагрузок рекомендуется применять двухступенчатое торможение с выдержкой между ступенями нарастания тормозного момента, чтобы устранить излишне резкое торможение при отсутствии ветра. Для снижения динамических нагрузок допускается установка двух тормозов, замыкаемых автоматически, с запасом торможения не менее 1,1 для одного тормоза и не менее 1,25 – для другого.

Механизмы изменения вылета стрелы грузоподъемных машин, транспортирующих расплавленные и раскаленные металлы, ядовитые, взрывчатые и другие вещества, имеют по два

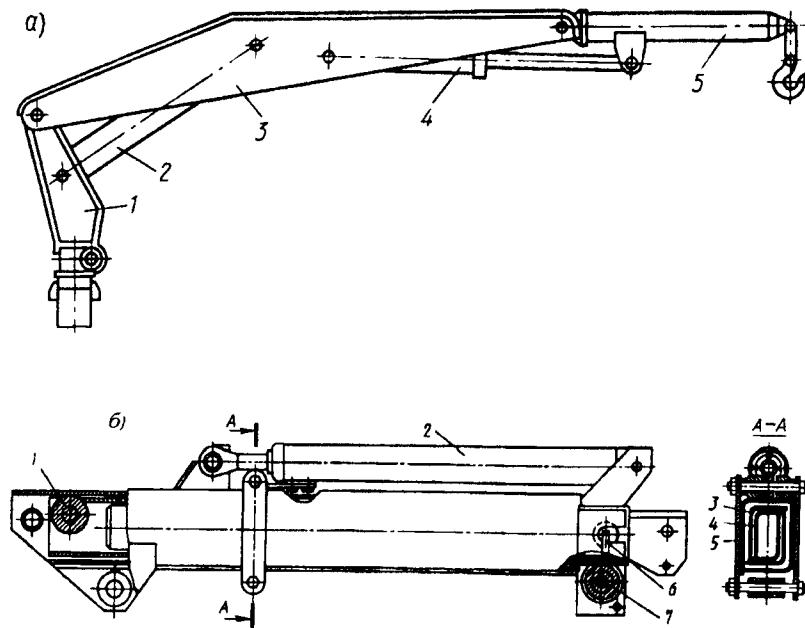


Рис. 128. Стрелы автомобильных кранов:
а – автокрана 4901; б – автокрана 4903

тормоза. Коэффициенты запаса торможения каждого тормоза, согласно правилам Госгортехнадзора, имеют те же значения, что и для механизма подъема (см. стр. 327).

В передвижных стреловых кранах на автомобильном или гусеничном ходу изменение вылета с помощью качания стрелы в вертикальной плоскости осуществляется с помощью шарнирно сочлененных стрел. На рис. 128, а представлена шарнирная двухзвенная стрела автокрана 4901. Зона работы двухзвенных стрел наиболее полно удовлетворяет требованиям эксплуатации. Стрела крана 4901 состоит из кронштейна 1, расположенного на колонне крана, установленной на шасси автомобиля. На кронштейне шарнирно укреплено нижнее звено стрелы 3 с гидроцилиндром 2 подъема стрелы. На конце нижнего звена шарнирно закреплено верхнее звено 5 с гидроцилиндром 4 складывания верхнего звена.

Все большее применение получают телескопические стрелы (см. рис. 36), состоящие из основной и подвижной секций, количество которых на кранах большой грузоподъемности достигает четырех. При выдвигании секций достигается увеличение длины стрелы, а значит, и увеличение вылета и возможной высоты подъема груза. В настоящее время созданы краны с телескопической стрелой грузоподъемностью до 200 т. Телескопические стрелы обычно выполняют в виде балочных конструкций коробчатой формы.

На рис. 128, б показано верхнее звено стрелы автокрана 4903 (см. рис. 36, а), представляющее собой телескопическую балку с разгруженным поршневым гидроцилиндром 2. Телескопическая балка состоит из наружной балки 5, средней балки 3, перемещающейся с помощью гидроцилиндра 2, и внутренней балки 4, перемещающейся и фиксируемой в пяти положениях вручную с помощью специальной рукоятки 6. В процессе работы средняя балка 3 перемещается совместно с подвешенным на крюке грузом. Для уменьшения силы на перемещение балок предусмотрены два катка – передний 7, установленный на наружной балке 5, и задний 1, установленный на балке 3. Все балки закрытого профиля выполнены сваркой из листового проката.

Преимуществом телескопических стрел является возможность быстро подготовить края к работе с длинной стрелой. Перемещение подвижных секций с грузом на крюке позволяет проводить строительные и монтажные работы в помещениях ограниченного объема. Для выдвигания секций наибольшее применение находят длинноходовые гидроцилиндры двустороннего действия. Обычно для перемещения каждой секции используют соответствующий гидроцилиндр, причем имеются механизмы, обеспечивающие независимое перемещение секций в любой последовательности, а также одновременное выдвигание всех секций. Кроме гидравлических механизмов применяют также канатные и цепные механизмы, однако в процессе работы в канате возникают остаточные деформации, для компенсации которых необходимы специальные натяжные устройства, поэтому канатные механизмы не получили широкого применения.

26. Устройства, обеспечивающие безопасность работы

Для обеспечения безопасной работы механизмов подъема и изменения вылета стрелы грузоподъемные машины оборудуют автоматически действующими ограничителями, выключающими механизмы, если груз или стрела приближаются к положению, представляющему опасность для работающих людей, а также если масса груза превышает грузоподъемность крана. Механизмы подъема с электрическим приводом имеют концевые выключатели, срабатывающие при подходе груза к крайнему верхнему (а иногда и нижнему) положению. Концевой выключатель устанавливают так, что после остановки грузозахватного устройства при подъеме без груза зазор между грузозахватным устройством и упором составляет у электроталей не менее 50 мм, а у всех других грузоподъемных машин – не менее 200 мм. При ограничении хода в одну сторону обычно применяют рычажные или кнопочные концевые выключатели (рис. 129, а, б). При достижении грузозахватным устройством крайнего положения оно поворачивает рычаг или нажимает кнопку выключателя: это приводит к отключению электродвигателя механизма и к одновременному замыканию тормоза, что обеспечивает своевременную остановку грузозахватного устройства. Электрическая схема предусматривает возможность пуска механизма только в обратном направлении.

При необходимости ограничения хода механизма в обоих направлениях движения применяют шпindelный выключатель (рис. 129, в), шпindel-винт 3 которого получает вращение от одного из валов механизма через зубчатую или цепную передачу 1. По винтовой резьбе шпинделя перемещается гайка 2, размыкающая контакты 4 или 5 в конечных положениях, соответствующих предельному верхнему и нижнему положениям грузозахватного устройства. При этом независимо от положения ручки контроллера 6 происходит разрыв цепи управления и контактор 7 выключает силовую цепь электродвигателя, что приводит к остановке механизма. При переводе рукоятки контроллера 6 в положение, показанное на рисунке пунктиром, благодаря замкнутым контактам 5 контактор 7

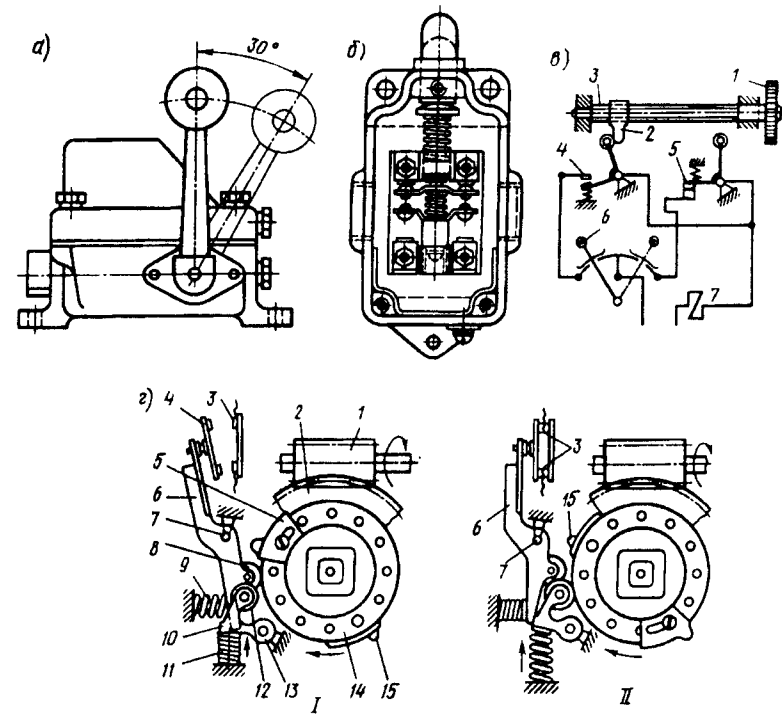


Рис. 129. Концевые выключатели:

а – рычажный типа КУ-501; б – кнопочный; в – шпindelный; г – выключатель типа ВУ

включает двигатель, и механизм совершает обратный ход, перемещая гайку 2 от контакта 4 вправо. При этом контакты 4 снова замыкаются.

Передаточное число передачи 1 выбирают так, чтобы за время перемещения грузозахватного устройства от крайнего нижнего до крайнего верхнего положения гайка 2 перешла по шпindelю 3 от одного крайнего положения до другого.

Более компактным является концевой выключатель типа ВУ (рис. 129, г), в котором винтовая передача с длинным шпindelем заменена червячной передачей. Кулачковая шайба 14 закреплена на оси червячного колеса 2. Червяк 1 получает враще-

ние от одного из валов механизма подъема. На шайбе установлены кулачки 15 (включающий) и 5 (выключающий), замыкающие (положение II) или размыкающие (положение I) контакты цепи управления. Соответствующим подбором передаточного числа передачи и установкой кулачков на шайбе можно обеспечить выключение контактов 3 при достижении грузозахватным устройством крайних положений. При двустороннем ограничении движения на шайбе 14 устанавливают два комплекта кулачков.

Контакты 3 замыкаются подвижными контактами 4, укрепленными на рычаге 6, поворачиваемом на оси 7. До подхода включающего кулачка 15 контакты 3 под действием пружины 9 на рычаг 6 находятся в разомкнутом положении. При вращении шайбы по ходу часовой стрелки кулачок 15 действует на ролик 8, рычаг 6 поворачивается, пружина 9 сжимается и контакты замыкаются. Во включенном состоянии контакты 4 удерживаются защелкой 10, вращающейся относительно оси 13 под влиянием сжатой пружины 11. При нажатии кулачком 5 на ролик 12 защелка 10 рычаг 6 освобождается от защелки, что приводит к размыканию контактов 3.

В условиях высокой влажности, запыленности, вибраций выключатели контактного типа ненадежны и недолговечны. В этих условиях применяют бесконтактные электронные, магнитные, индукционные и ультразвуковые выключатели.

Ограничитель высоты подъема с концевым выключателем, устанавливаемый на кранах мостового типа, показан на рис. 130, а. Рычаг концевых выключателей 1 типа КУ, установленного на оголовке стрелы или раме тележки, удерживается в положении, когда контакты замкнуты, весом специального груза 3, подвешенного к нему на тросике 2. При достижении грузозахватным устройством 4 крайнего верхнего положения оно приподнимает груз 3, ослабляя натяжение тросика 2. Под действием пружины, имеющейся в концевом выключателе, его контакты размыкаются, выключая электродвигатель механизма подъема.

В башенных кранах контакты концевых выключателей 1 (рис. 130, б) удерживаются в замкнутом положении также за

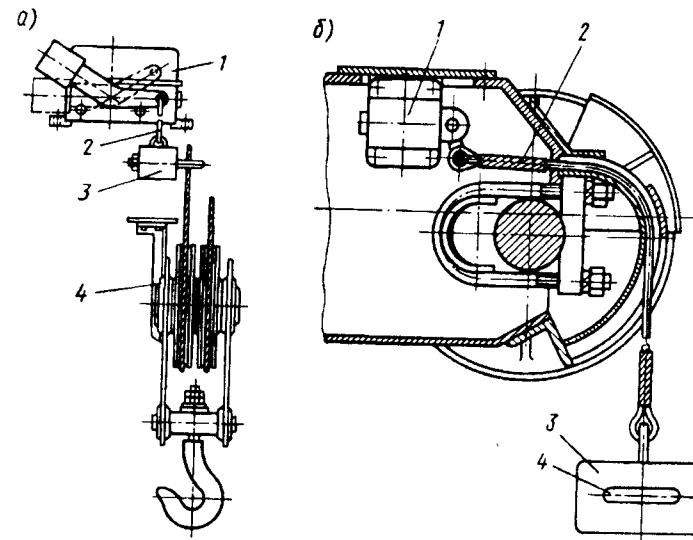


Рис. 130. Установка ограничителей высоты подъема груза

счет веса специального грузика 3, подвешенного на тросе 2. Во избежание раскачивания грузика 3 на нем имеется скоба 4, сквозь которую проходит неподвижный конец грузового каната (на рисунке не показан).

На рис. 131, а показана установка рычажного концевых выключателя 1, ограничивающего подъем стрелы 2.

Стреловые краны имеют также указатели вылета стрелы и грузоподъемности, соответствующей этому вылету (рис. 131, б). Этот указатель, укрепленный сбоку на стреле крана, состоит из массивных, шарнирно подвешенных стрелок 2 и 4, концы которых указывают величины вылета и массу допускаемого груза, нанесенные на шкале 1 и 3.

На стреловых кранах с изменяющимся вылетом стрелы должны быть установлены концевые выключатели, ограничивающие крайние верхнее и нижнее положения стрелы, и упоры, предохраняющие стрелу от запрокидывания, которое может произойти, например, при обрыве грузового каната или при выпадении груза из стропов.

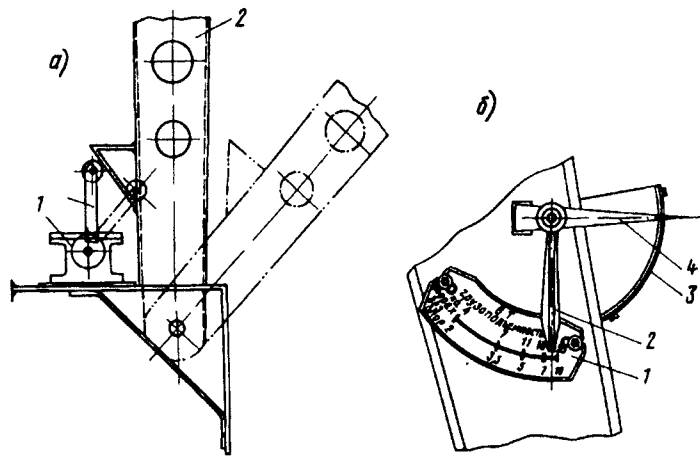


Рис. 131. Ограничитель хода стрелы (а) и указатель вылета стрелы (б)

В кранах с электрическим приводом эти упоры оборудуются концевыми выключателями. Для кранов, не имеющих электрического привода, предусматривают специальное устройство для отключения механизма подъема стрелы перед подходом ее к упору. При этом стрела через рычажную систему воздействует на педаль сцепления и отключает двигатель от трансмиссии.

Если технология производства работ не исключает возможности перегрузки крана, которая может вызвать обрыв гибких грузовых элементов, поломку крюков и других деталей механизма, образование трещин и остаточных деформаций в металлоконструкции и опрокидывание стреловых передвижных кранов, то для предотвращения этой перегрузки механизмы подъема грузоподъемных машин снабжают *ограничителями грузоподъемности*, автоматически выключающими двигатель механизма подъема, если масса груза превышает номинальную грузоподъемность более чем на 10 % для стреловых и башенных кранов и более чем на 15 % – для порталных кранов. Ограничитель грузоподъемности крана мостового типа не должен допускать перегрузку более чем на 25 %.

При подъеме номинального груза (в пусковом периоде) на кран и, следовательно, на ограничитель грузоподъемности действует нагрузка F_{\max} , равная сумме статической и динамической сил (кривая 1 на рис. 132). Затем постепенно колебание нагрузки уменьшается и нагрузка становится равной статической силе $F_{\text{ном}}$, соответствующей номинальной нагрузке. Максимальная статическая нагрузка, на которую настраивают ограничитель грузоподъемности при подъеме груза, соответствует нагрузке F_{\max} . Настройка должна быть такой, чтобы при подъеме номинального груза с минимальным ускорением не происходило срабатывание ограничителя. Однако при подъеме номинального груза с большим ускорением ограничитель должен сработать, прекращая подъем.

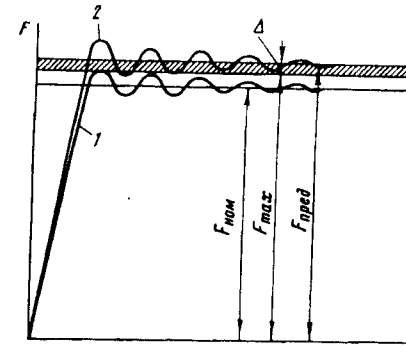


Рис. 132. Изменения усилия, действующего на ограничитель грузоподъемности в процессе подъема груза

При подъеме предельного груза весом $F_{\text{пред}}$ с минимальным ускорением (кривая 2) ограничитель срабатывает. После затухания колебаний динамической нагрузки, когда на ограничитель действует только статическая составляющая веса $F_{\text{пред}}$, ограничитель также не позволяет включить механизм подъема. Поэтому сила, вызывающая срабатывание ограничителя грузоподъемности, находится в интервале между суммой F_{\max} ста-

тической и минимальной динамической сил при подъеме номинального груза и статической силой $F_{\text{пред}}$ при подъеме предельного груза.

Чем больше разница между этими силами (заштрихованная зона Δ на рис. 132), тем больше поле допуска на значение силы срабатывания ограничителя. Для устойчивой работы ограничителя грузоподъемности необходимо, чтобы минимальная динамическая нагрузка, воспринимаемая ограничителем, не превышала $F_{\text{пред}}$, или же в конструкции ограничителя должно быть предусмотрено устройство (датчик времени), не позволяющее ограничителю сработать в период действия динамической нагрузки, превышающей $F_{\text{пред}}$.

Существуют автоматические ограничители грузоподъемности с электрическими элементами для переработки механических величин (электромеханические ограничители) и ограничители, не содержащие электрических элементов (механические, гидравлические и комбинированные). Наиболее распространены *электромеханические ограничители*. Ограничители грузоподъемности обычно состоят из датчика силы и исполнительного (отключающего) органа. По устройству датчиков, воспринимающих и уравнивающих действующие на край силы, различают *пружинные, грузовые, торсионные и электрические ограничители*. Опыт эксплуатации показывает, что наиболее точны торсионные и электрические датчики.

Датчики могут быть связаны с различными элементами крана. На рис. 133 представлена конструкция пружинного ограничителя грузоподъемности, использующая блок 5 грузового каната 6, установленный на коротком плече рычага 4, имеющего ось поворота в точке А. Второе плечо рычага соединено штоком с пружиной 2. При увеличении нагрузки на канат пружина 2 сжимается и при превышении допустимого значения планка 1 нажимает на шток конечного выключателя 3, разрывая цепь управления механизмом подъема и останавливая его. На кранах с гидроприводом функцию ограничителя грузоподъемности может выполнять предохранительный клапан.

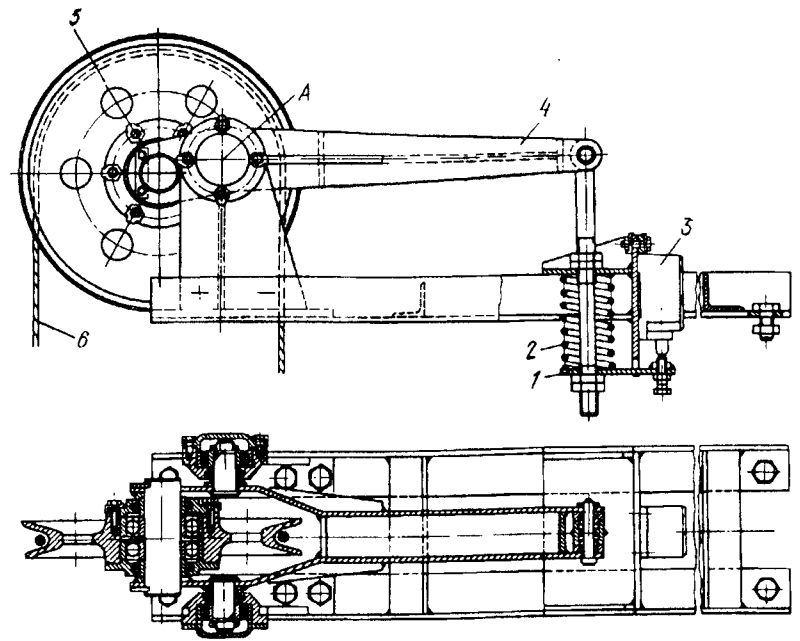


Рис. 133. Пружинный ограничитель грузоподъемности

Для стреловых кранов, грузоподъемность которых зависит от вылета стрелы, применяют *ограничители грузового момента*, реагирующие не только на вес поднимаемого груза, но и на изменение вылета, если опрокидывающий момент достигает предельного значения. Электрический ограничитель грузового момента состоит из трех элементов: датчика силы, датчика угла наклона стрелы и релейного блока. Датчик силы 3 (рис. 134, а) устанавливается между распорами 2 и растяжками 4, соединяющими стрелу с подвижной обоймой 1 полиспаста подъема стрелы. Силовой измерительным элементом датчика является упругое кольцо, растягивающееся под действием сил в растяжках, пропорциональных весу поднимаемого груза. Деформация кольца с помощью передаточного механизма преобразуется в угловое перемещение и вращает ось потенциометра.

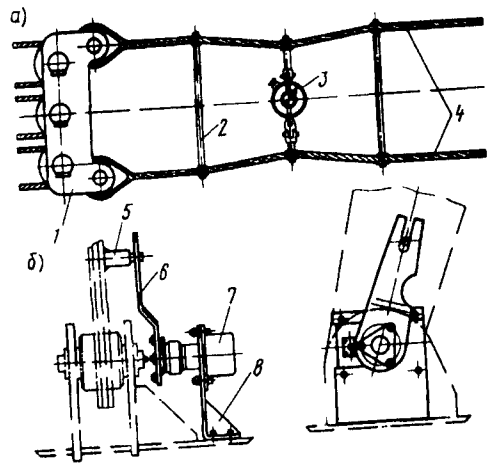


Рис. 134. Ограничитель грузовой нагрузки стрелового крана:
а – установка датчика усилия, б – установка датчика угла наклона стрелы

Таким образом, линейная деформация кольца преобразуется в электрический сигнал

Датчик угла наклона 7 (рис 134, б) устанавливается на кронштейне 8 на одной линии с осью поворота стрелы. Он связан поводком 6 с пальцем 5, укрепленным на стреле. При изменении наклона стрелы поворачивается вал датчика, связанный с осью потенциометра. В данном ограничителе грузовой нагрузки используется принцип сравнения электрических сигналов, подаваемых датчиками силы и угла наклона стрелы. Прибор срабатывает при одинаковых электрических сигналах, что соответствует наличию максимально допустимой нагрузки при данном вылете

Торсионный ограничитель грузовой нагрузки (рис. 135) состоит из торсионного стального вала 3, жестко закрепленного одним концом в стальной труб 9. На втором конце торсионного вала, имеющего возможность свободно поворачиваться в подшипнике 10, закреплена серьга 2, соединенная с неподвижным концом каната 1 стрелового полиспаста. Угол закручива-

ния торсионного вала, а значит, и угол поворота укрепленного на нем рычага 4 находятся в пределах упругих деформаций и пропорциональны силе, возникающей в стреловом полиспасте при подъеме груза. Эта сила зависит от веса поднимаемого груза при данном вылете стрелы. Если она превышает допустимую нагрузку, рычаг 4 нажимает на микровыключатель 5 и размыкает электрическую цепь управления краном, а также одновременно включает аварийные звуковой и световой сигналы. Громкость звуковой сигнализации должна не менее чем на 10 дБ превышать уровень шума окружающей среды

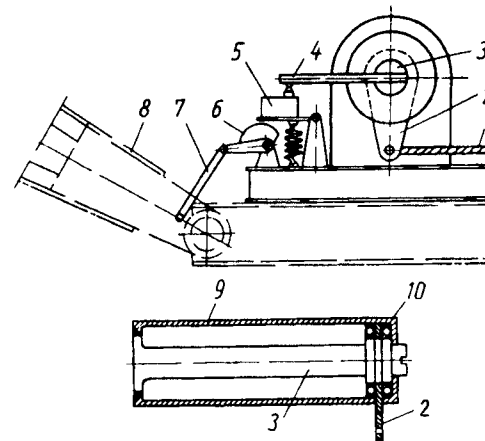


Рис. 135. Торсионный ограничитель грузовой нагрузки

Чтобы ограничитель срабатывал при любом вылете стрелы в случае перегрузки крана более чем на 10 %, в его конструкцию введено корректирующее устройство 6 (см рис 135), выполненное в виде кулачка, шарнирно укрепленного под микровыключателем и связанного рычагом 7 со стрелой 8 крана. При изменении вылета стрелы кулачок поворачивается и приподнимает или опускает качающуюся площадку, на которой установлен микровыключатель, что приводит к изменению

зазора между рычагом 4 и штоком микровыключателя, а следовательно, и к изменению возможного угла закручивания торсионного вала и допустимой нагрузки на кран при данном вылете стрелы.

Для большинства кранов период затухания вертикальных колебаний груза находится в пределах 0,4...1 с. В течение первого полупериода в конструкции могут возникать динамические силы, которые вместе со статической силой от веса груза могут создать опрокидывающий момент, превышающий по своему значению восстанавливающий момент. Однако опрокидывание передвижного крана происходит только в том случае, если опрокидывающий момент не только по значению, но и по времени действия может переместить центр тяжести крана в точку неустойчивого равновесия. Это время значительно больше одного полупериода действия динамической нагрузки, и, следовательно, кратковременные перегрузки не являются опасными для устойчивости крана и не должны вызывать срабатывание ограничителя грузового момента.

Поэтому сигнал от релейного блока подается в сеть управления краном с некоторой задержкой по времени, что обеспечивает нормальную работу крана в периоды неустановившегося движения груза. В кранах с телескопической стрелой ограничитель грузового момента имеет три датчика, реагирующих на вес груза, угол наклона стрелы и на длину выдвинутых секций стрелы. Сигналы от всех трех датчиков суммируются и определяют возможность работы крана.

На кранах, имеющих неогражденные троллейные провода, предусматривают выключатели, устанавливаемые на дверях и люках, автоматически отключающие напряжение на троллеях при выходе обслуживающего персонала на галереи, лестницы, площадки, прилегающие к троллеям.

Особые требования в отношении безопасности предъявляются к лифтам. Кабина (а иногда и противовес) имеет ловители, автоматически останавливающие и удерживающие на направляющих движущуюся вниз кабину при уменьшении натяжения канатов или при превышении предельной скорости опус-

кания. В зависимости от скорости движения кабины применяют *ловители жесткого действия* (роликовые, клиновые, эксцентриковые), обеспечивающие практически мгновенную остановку кабины (применяют при скорости движения кабины до 0,75 м/с), и *ловители плавного торможения* (ими оборудуют лифты, движущиеся со скоростью более 0,75 м/с, а также больничные лифты, независимо от скорости движения).

Эксцентриковый ловитель (рис. 136) имеет эксцентрики 2, расположенные по обеим сторонам кабины на общей оси 4 и удерживаемые от поворота и соприкосновения с направляющей 1 гибкой тягой 7, соединенной с подъемным канатом 6. При ослаблении по какой-либо причине каната 6 эксцентрики 2 под действием пружины 3 поворачиваются и, входя в контакт с направляющей 1, зажимают ее между эксцентриком и противоположной стороной направляющего башмака 5, останавливая кабину.

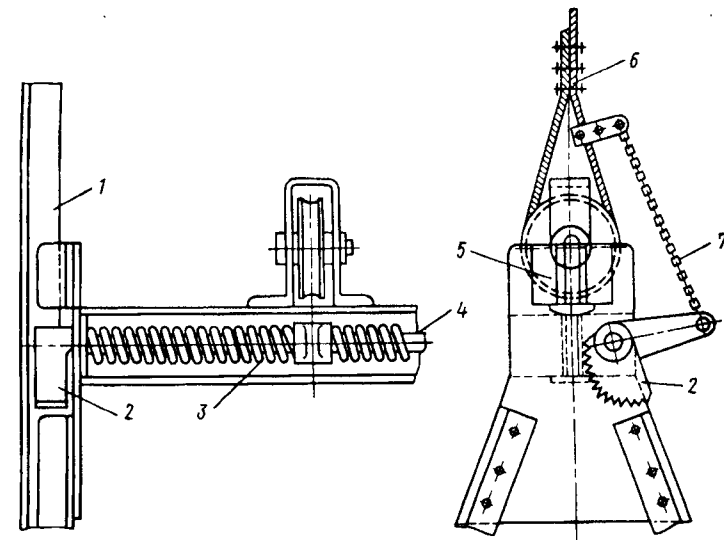


Рис. 136. Эксцентриковый ловитель

В качестве ловителей плавного торможения часто применяют клещевые ловители (рис. 137). Их устанавливают на оси 5 в нижней части рамы кабины. На коротких плечах клещей с одной стороны направляющей 6 расположена самоустанавливающаяся тормозная колодка 3, а с другой стороны – клиновья колодка 7. Между колодкой 3 и направляющей 6 имеется пространство, в котором расположен клин 2. Для уменьшения трения при передвижении клина по колодке 7 применена роликовая обойма 1. Между длинными плечами клещей расположена сжатая пружина 4. При перемещении клина 2 вверх относительно колодки 7 происходит заклинивание направляющей 6; при этом под действием клина короткие плечи захвата расходятся, а длинные сходятся, дополнительно сжимая пружину 4. Увеличение силы сжатия направляющей 6 происходит до того момента, пока колодка 3 вместе с кабиной не переместится относительно клина 2, удерживаемого силами трения на направляющей 6, до упора на клине 2. Наибольшее значение сжатия направляющей определяют по установленной силе сжатия пружины 4. Если к моменту достижения колодкой упора на клине кабина еще не остановится, то с этим наибольшим сжатием клещевой ловитель перемещается по направляющей до полной остановки кабины.

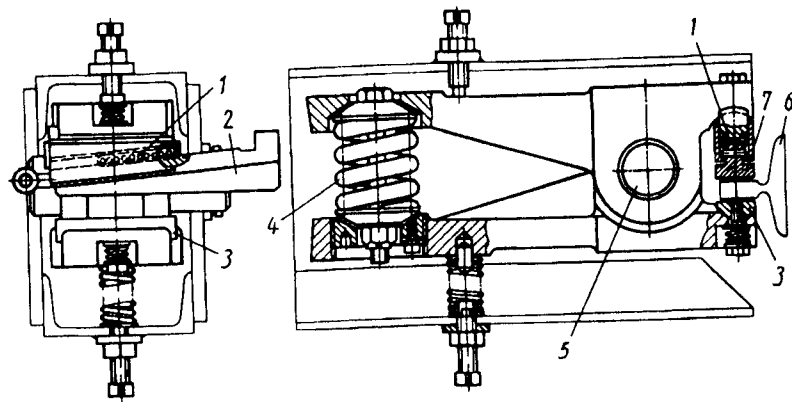


Рис. 137. Клещевой ловитель

Замедление кабины, а значит, и путь торможения при действии ловителей задается нормами Госгортехнадзора [21] в зависимости от номинальной скорости движения. Ловитель вступает в действие после срабатывания ограничителя скорости (рис. 138, а). Канат 4, огибающий блок 5 ограничителя скорости и натяжной блок 1, соединен зажимом 7 с рычагом 9, ось вращения которого закреплена на кабине 12. При движении кабины с номинальной скоростью зажим 7 тянет за собой канат 4, заставляя вращаться механизм ограничителя скорости с заданной частотой вращения. Если кабина (или противовес, если ловитель установлен для остановки противовеса) движется со скоростью больше номинальной, срабатывает устройство 6, зажимающее канат 4 и останавливающее его движение; а так как кабина продолжает опускаться, то зажим 7, останавливаясь, поворачивает рычаг 9 по ходу часовой стрелки. При этом через систему рычагов и тяг клинья 3 и 10 ловителей поднимаются вверх, заклинивая направляющие 2 и 11 и останавливая кабину. В исходном положении рычаг 9 удерживает от поворота пружина 8. Ловители должны быть рассчитаны на затормаживание и удержание на направляющих кабины с грузом или противовеса в случае обрыва всех тяговых канатов (т.е. при свободном падении кабины или противовеса). При этом масса груза должна превышать грузоподъемность лифта на 10%. За расчетную скорость посадки на ловители следует принимать скорость, которая будет достигнута кабиной (противовесом) к моменту начала торможения после выключения ограничителя скорости, отрегулированного по верхнему пределу, то есть ограничитель скорости кабины должен сработать, если скорость движения кабины вниз превысит номинальную скорость движения не менее чем на 15% и не более чем на 40% – для лифтов с номинальной скоростью до 1,6 м/с включительно; не более чем на 33% – для лифтов с номинальной скоростью более 1,6 и до 4 м/с включительно; не более чем на 25% – для лифтов с номинальной скоростью более 4 м/с. У лифтов с номинальной скоростью движения до 0,5 м/с допускается приведение в действие ловителей при достижении скорости кабины 0,7 м/с.

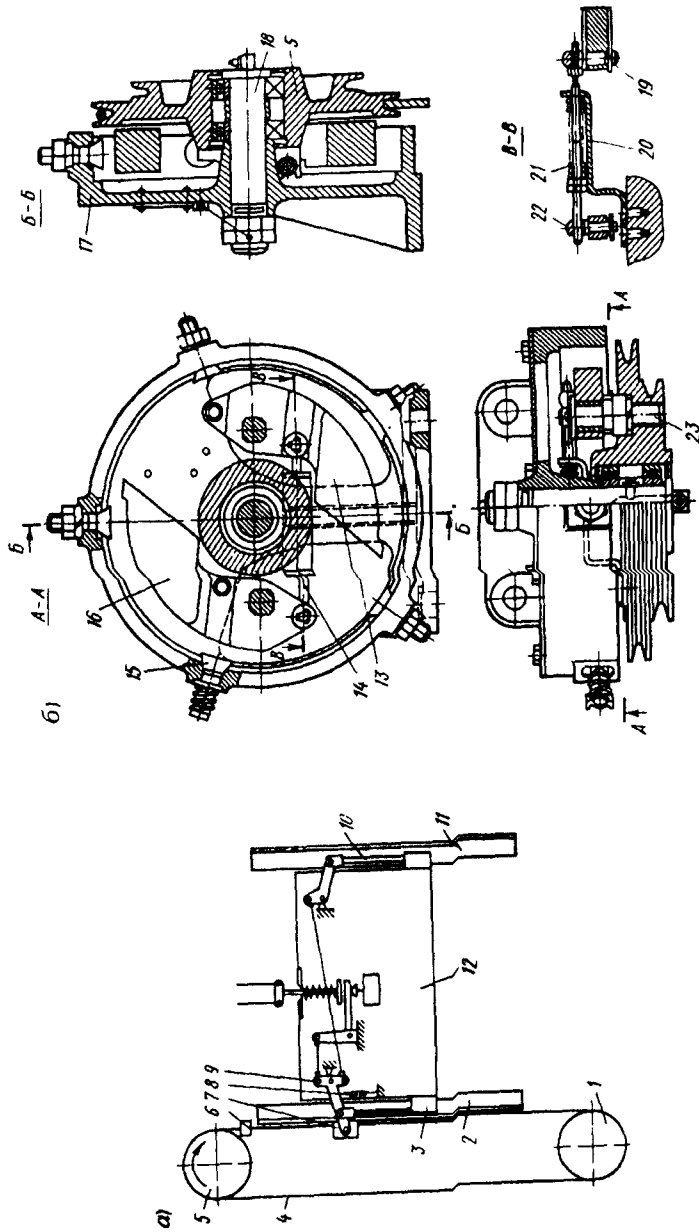


Рис. 138. Система аварийной остановки лифта:
 а — схема совместной работы ограничителя скорости и ловителей;
 б — устройство ограничителя скорости

Среднее ускорение (замедление) кабины лифта при нормальных эксплуатационных режимах должно быть не более 2 м/с^2 у всех лифтов кроме больничного и 1 м/с^2 — у больничных лифтов. Максимальная величина замедления кабины всех лифтов при остановке кнопкой “стоп” или от срабатывания другого выключателя безопасности должна быть не более $9,81 \text{ м/с}^2$.

Ограничитель скорости противовеса должен срабатывать, если скорость движения противовеса вниз превысит номинальную не менее чем на 15 % и не более чем на величину, превышающую на 10 % верхний предел скорости, установленный для срабатывания ограничителя скорости кабины.

В систему ловителей входит ограничитель скорости (рис. 138, б) центробежного типа. Он состоит из корпуса 17, жестко установленного в машинном отделении (см. поз. 3 на рис. 14). На неподвижной оси 18 на подшипниках качения установлен шкив 5, имеющий два ручья различных диаметров для каната (ручей меньшего диаметра используют для инспекторской проверки действия ограничителя и ловителей). Со шкивом 5 соединены оси 23, на которых расположены центробежные грузы 13 и 16, соединенные между собой тягой 14, позволяющей регулировать расстояние между пальцами 19 и 22. На поверхности шкива 5 со стороны грузов закреплен держатель 20, между концом которого и гайками тяги 14 расположена предварительно сжатая пружина 21. Тяга 14 соединяет грузы 13 и 16 так, что усилие пружины 21 притягивает грузы к оси вращения шкива.

В корпусе 17 закреплены упоры 15, образующие выступы на внутренней цилиндрической поверхности корпуса. При перемещении каната 4 ограничителя вместе с кабиной 12 шкив 5 под действием сил трения между канатом и шкивом вращается с частотой, соответствующей скорости каната, а следовательно, и скорости кабины. Вместе со шкивом вращаются и грузы 13 и 16. Возникающая центробежная сила стремится повернуть грузы вокруг осей 23 в сторону корпуса 17, но этому препятствует пружина 21. Если скорость кабины превышает допустимую, то силы пружины 21 оказывается недостаточно, и грузы

поворачиваются. При этом они зацепляются за упоры и шкив останавливается, натягивая канат ограничителя, что приводит к срабатыванию рычажной системы ловителя и захвату направляющих кабины клещами ловителя. Для проверки надежности сцепления каната со шкивом при движении кабины один из упоров 15 делают подвижным и при испытаниях его вдвигают внутрь корпуса до соприкосновения с центробежными грузами при номинальной скорости движения кабины.

Для ограничения хода кабин лифтов в нижней части шахт размещают либо жесткие упоры, либо упругие (пружинные или гидравлические) буфера, рассчитанные на остановку кабины с нагрузкой, на 10 % превышающей номинальную грузоподъемность и движущейся со скоростью, допускаемой предохранительными устройствами. Согласно нормам Госгортехнадзора максимальное замедление при посадке кабины, а также противовеса на ловители, или буфер, не должно превышать 25 м/с^2 . Двери шахт и кабин должны иметь блокировку, исключающую возможность движения кабины при открытых дверях и позволяющую открывать двери только при полном совпадении уровней пола кабины и выходной площадки.

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ

Механизмы передвижения служат для перемещения груза в горизонтальной плоскости. Различают два типа принципиально отличных схем механизмов передвижения. *Механизмы с приводными ходовыми колесами* расположены непосредственно на перемещаемом объекте (на тележке или мосту крана); *механизмы с канатной или цепной тягой* расположены отдельно от перемещаемого объекта и соединяются с ним посредством гибкого элемента (канатом, цепью).

27. Конструкции механизмов передвижения с приводными колесами

Краны и крановые тележки опираются на ходовые колеса. Колеса, соединенные с приводом, являются приводными (ведущими), а остальные колеса – холостыми (неприводными). Возможны случаи, когда на одном кране имеются два привода, а иногда все колеса крана являются приводными. Такие механизмы передвижения применяют, например, в металлургических кранах, работающих с расплавленным или раскаленным металлом. При выходе из строя одного из приводов начатая технологическая операция завершается с помощью другого механизма.

Механизмы передвижения мостовых кранов имеют несколько конструктивных разновидностей.

Механизмы передвижения с центральным приводом с тихоходным трансмиссионным валом (рис. 139, а). Здесь

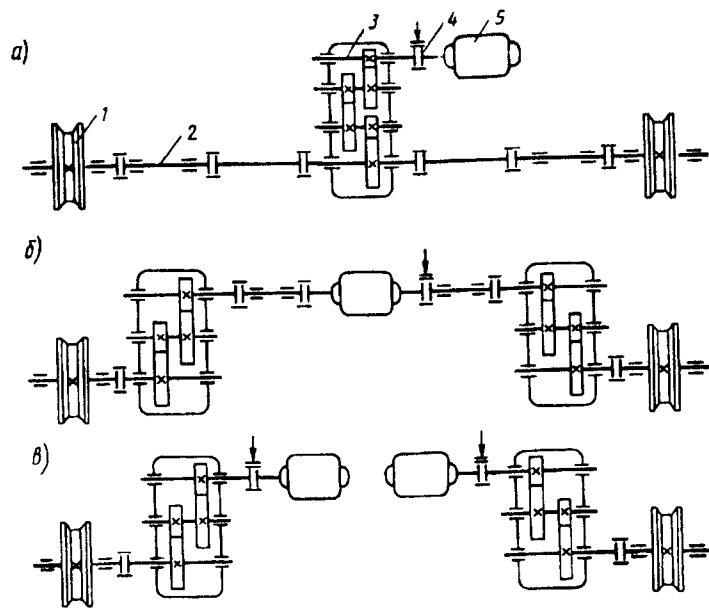


Рис. 139. Схемы механизмов передвижения кранов:
 а – с тихоходным трансмиссионным валом; б – с быстроходным трансмиссионным валом; в – с отдельным приводом

на средней части моста устанавливают привод механизма передвижения, состоящий из двигателя 5, муфты 4 и редуктора 3. Выходной вал редуктора соединяют с трансмиссионным валом 2, собранным из отдельных секций. Секции соединены между собой муфтами и установлены на подшипниках, укрепленных на площадке моста крана. Посредством муфт трансмиссионный вал также соединяют с валами приводных ходовых колес 1. Трансмиссионный вал имеет ту же частоту вращения, что и ходовые колеса, и передает наибольший крутящий момент. Поэтому вал, муфты и опоры вала имеют большие размеры, что вызывает утяжеление механизма. Тормоз 3 устанавливают на муфте 4 или на свободном конце вала двигателя.

Механизм передвижения с центральным приводом с быстроходным трансмиссионным валом (рис. 139, б). При

этой схеме трансмиссионный вал имеет ту же частоту вращения, что и двигатель, и передает минимальный крутящий момент. Муфты, подшипники и диаметр трансмиссионного вала имеют в этом случае относительно меньшие размеры. Необходимое передаточное число привода получают с помощью двух одинаковых редукторов, установленных около концевых балок моста крана. Выходные валы редуктора соединяют с валом ходовых колес посредством муфты. Несмотря на наличие двух редукторов (а не одного, как в предыдущей схеме), механизм при значительных пролетах получается более легким. Однако из-за высокой частоты вращения трансмиссионного вала необходима высокая точность его изготовления и монтажа, а также проведение балансировки. Металлоконструкция моста в этом случае также должна иметь повышенную жесткость. Конструкция муфт должна позволять компенсировать деформации площадок, возникающие в процессе работы крана под нагрузкой. При использовании двигателей постоянного тока их включают по схеме с параллельным или смешанным возбуждением. Применение двигателей с последовательным возбуждением не рекомендуется, так как при движении моста без груза частота вращения двигателя может превысить допустимую для данного вала, а это, в свою очередь, может привести к разрушению вала.

Механизм передвижения со среднеходовым трансмиссионным валом. Он состоит из одного двигателя и одного редуктора, располагаемых посередине моста. На ходовых колесах укреплены зубчатые венцы, соединенные с шестернями, расположенными на концах трансмиссионного вала. Вследствие наличия открытой тихоходной зубчатой пары, отличающейся малой долговечностью, эти механизмы не нашли широкого применения.

Механизм передвижения с отдельным приводом. Наличие трансмиссионного вала увеличивает трудоемкость изготовления крана и его массу и требует проведения весьма точного монтажа. Чтобы устранить эти недостатки, применяют отдельный привод концевых балок моста (рис. 139, в). По этой схеме каждая концевая балка моста имеет самостоятельный

привод, причем приводы, расположенные на различных концевых балках, связаны только металлоконструкцией крана.

Если на одну из опорных (концевых) балок моста нагрузка меньше, чем на другую, то частота вращения двигателя на этой опоре увеличивается и опора начинает забегать вперед относительно более нагруженной опоры. Но при этом первый двигатель начинает воспринимать передаваемую через металлоконструкцию моста повышенную нагрузку и разгружает двигатель второй опоры, за счет чего частота вращения первого двигателя уменьшается, а частота вращения второго двигателя увеличивается, пока они не выравниваются.

Таким образом, в процессе движения крана с отдельным приводом происходит перераспределение нагрузки между обоими двигателями. Хотя схема механизма с отдельным приводом требует наличия двух двигателей, двух тормозов и двух редукторов, она наиболее дешева, имеет малую массу и проста в изготовлении.

Исследование механизмов передвижения с отдельным приводом показывает, что этот привод обеспечивает нормальную работу кранов при $L/B \leq 6$, где L – пролет крана; B – его база. При $L/B > 6$ отмечаются повышенная упругая деформация моста крана и значительные забеги одной концевой балки относительно другой (при расположении тележки с грузом около одной из концевых балок). Для обеспечения нормальной работы крана при $L/B > 6$ необходимо повысить жесткость моста в горизонтальной плоскости, что связано с его утяжелением. Техно-экономический расчет показывает, что отдельный привод целесообразно применять при пролетах, превышающих 16 м; при меньших пролетах экономически более выгоден центральный привод механизма передвижения. Механизмы с отдельным приводом устанавливают на рабочих площадках около концевых балок. Соединение вала двигателя с входным валом редуктора осуществляют с помощью промежуточных валов с зубчатыми муфтами (рис. 140, а) или муфтами типа шарнира Гука (рис. 140, б), что упрощает сборку механизма, так как при

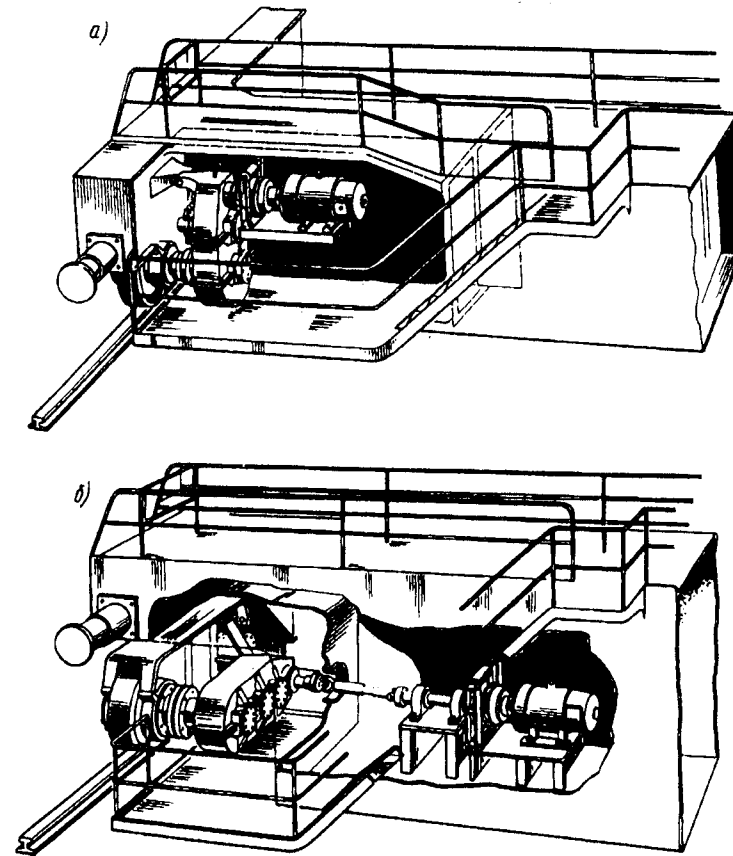


Рис. 140. Отдельный привод механизма передвижения мостового крана:

а – с вертикальным редуктором; б – с горизонтальным редуктором

этом снижаются требования к точности монтажа и исключается влияние деформации металлоконструкции крана в процессе работы механизма. Эти механизмы получают все большее применение и не только в мостовых кранах, но и в башенных, порталных, козловых кранах и др.

В механизмах передвижения кранов и крановых тележек современных кранов все большее применение находят редукто-

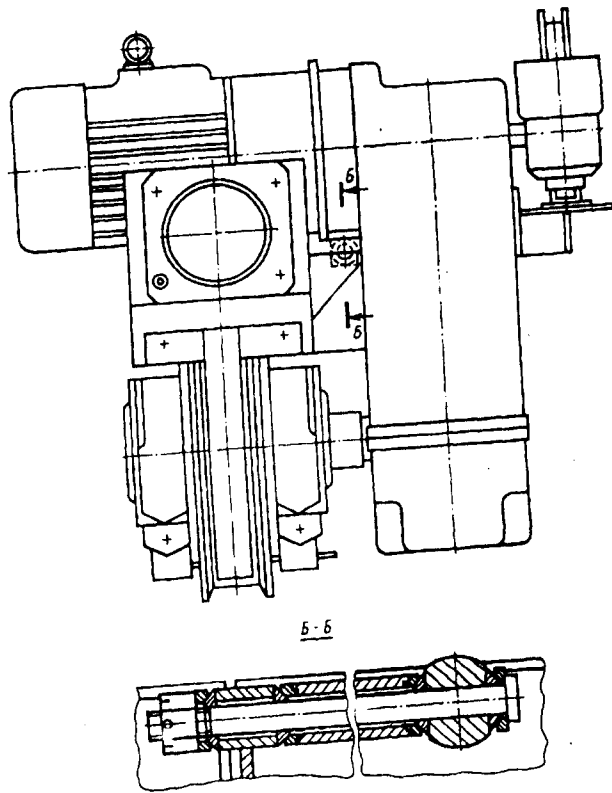


Рис. 141. Раздельный привод механизма передвижения крана с навесным редуктором типа ЦЗВКФ с фланцевым электродвигателем

ры, сопрягаемые непосредственно с ведомым валом без дополнительных соединительных муфт (рис. 141 и 142). При этом исключаются трудоемкие операции по выверке установки и центровки редуктора, снижаются требования к точности изготовления и к жесткости рамы механизма. Особенно целесообразны навесные редукторы при использовании фланцевых электродвигателей (см. рис. 141), так как при этом устраняются все подгоночные работы.

Редуктор типа ЦЗВК имеет полый шлицевой тихоходный вал (см. рис. 142), в отверстие которого входит шлицевой конец вала ходового колеса. Корпус редуктора имеет пальцы 1 (см. рис. 141), удерживающие редуктор от поворота, взаимодействующие с упругими упорами, смягчающими толчки, возникающие при работе механизма, и компенсирующими смещение редуктора (см. сечение Б - Б). Тормозное устройство можно прикрепить к редуктору на специальной подставке (см. рис. 141) или установить на раме тележки (см. рис. 142). Можно также использовать тормозные устройства, встроенные или пристроенные к электродвигателю.

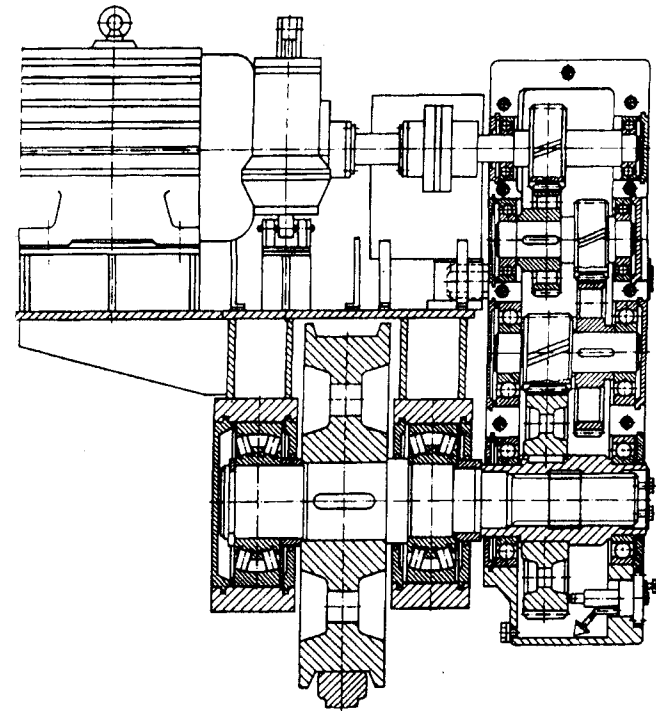


Рис. 142. Раздельный привод механизма передвижения с навесным редуктором типа ЦЗВК и электродвигателем на лапах

Выбранная схема механизма передвижения должна быть увязана с типом металлоконструкции моста. При низком расположении трансмиссионного вала относительно оси ходовых колес, что имеет место в схеме с тихоходным трансмиссионным валом, возникают затруднения в размещении редукторов на мостах из решетчатых ферм. При балочной конструкции моста в настоящее время наибольшее применение имеет отдельный привод.

При применении механизмов передвижения с центральным приводом ходовые колеса можно выполнять с коническим ободом с уклоном 1:20. Колеса устанавливают так, чтобы вершины конусов находились вне пролета. Ведомые ходовые колеса во всех случаях имеют цилиндрический обод. Для кранов с отдельным приводом, а также для крановых тележек рекомендуется применять колеса с цилиндрическим ободом.

Конструкция ходовых колес кранов и крановых тележек должна исключать возможность схода колес с рельсов. Для этого ходовые колеса имеют один или два боковых фланца – реборды, служащие для направления движения колеса по рельсу. Применение безребордных ходовых колес допускают при наличии специальных устройств, исключающих сход колеса с рельсов.

При движении с перекосом реборды цилиндрических ходовых колес постоянно трутся о рельсы, что вызывает интенсивный износ колес и рельсов. Для уменьшения трения и износа реборд ходовых колес и рельсов на реборды и головки рельсов можно наносить смазку. При ходовых колесах с коническим ободом забегание одной стороны крана относительно другой вызывает качение отстающего ходового колеса по большему диаметру и автоматическое уменьшение перекоса. В этом случае выравнивание крана происходит без участия реборд, что увеличивает срок службы ходовых колес и уменьшает сопротивление передвижению. Реборды в этом случае нужны лишь для устранения возможности схода с рельсов.

Для обеспечения нормального движения крана при возможных неточностях укладки рельсового пути и неточностях монтажа металлоконструкции крана, а также для обеспечения выравнивания крана ширину рабочей части ободов *двухребордных ходовых колес* следует принимать больше ширины головки рельса: для крановых колес с цилиндрическим ободом – на 30 мм; для колес с коническим ободом – на 40; для колес крановых тележек – на 15...20 мм. Размеры ободов ходовых колес должны соответствовать ОСТ 24.090.(44 – 82).

Однорребордные ходовые колеса могут применяться в следующих случаях: а) если ширина колеи наземных кранов не превышает 4 м и обе нитки пути лежат на одном уровне; б) если наземные краны передвигаются каждой стороной по двум рельсам при соблюдении условия, чтобы расположение реборд на одном рельсе было противоположным расположению реборд колес на другом рельсе; в) у опорных и подвесных тележек кранов мостового типа; г) у подвесных тележек, передвигающихся по однорельсовому пути. Колеса башенных кранов должны быть всегда двухребордными. У однорребордных колес опорных кранов ширина обода с вычетом реборды должна превышать ширину головки рельса не менее чем на 30 мм.

При *безребордных ходовых колесах* для предотвращения схода колес с рельса применяют направляющие ролики с вертикальной осью вращения. Эти ролики могут перемещаться как по боковым поверхностям подкрановых рельсов, так и по специальным направляющим, закрепленным на верхнем поясе подкрановой балки. Поверхность катания направляющего ролика может быть сферической с радиусом закругления 250...350 мм. Ширина поверхности катания безребордного ходового колеса должна быть больше ширины головки рельса не менее чем на 60 мм. Применение безребордных ходовых колес с направляющими роликами существенно уменьшает потери на трение, так как трение качения ролика по рельсу меньше, чем трение скольжения реборд по рельсу, а следовательно, снижается и установочная мощность электродвигателей механизма передвижения и значительно увеличивается срок службы ходовых колес.

На мостовых кранах, перемещающихся на четырех ходовых колесах, направляющие ролики устанавливают обычно с внутренней стороны пролета (рис. 143, а). На кране с балансирными тележками устанавливают по два направляющих ролика на каждой тележке, располагая их по обеим сторонам подкранового рельса (рис. 143, б, в).

Для компенсации неточности укладки рельсов и монтажа ходовой части крана между роликом и рельсом предусматривают зазор в пределах 20 мм. С целью регулирования зазора ролики рекомендуется устанавливать на оси с эксцентриситетом или на оси, имеющей возможность перемещения, например, с помощью резьбовой шпильки в направлении, перпендикулярном рельсу (рис. 143, г). При этом предусматривают надежное стопорение оси с роликом в установленном положении.

Подкрановые и подтележечные рельсы крепят на балках так, что исключается возможность их бокового и продольного смещения при передвижении и работе грузоподъемной машины. Для крановых путей мостовых однобалочных кранов применяют рельсы железнодорожной узкой колеи или сталь квадратного профиля с закругленными углами. Для крановых путей мостовых двухбалочных кранов применяют железнодорожные рельсы для дорог широкой колеи или крановые рельсы КР специального профиля по ГОСТ 4121 – 76.

Рельсы закрепляют от поперечного и продольного смещения различными способами, показанными на рис. 144. При укладке подкранового пути должны быть выдержаны допуски, установленные правилами Госгортехнадзора [20]. За рубежом применяют в основном жесткое крепление рельса, как показано на рис. 144, а... г, но все большее применение находит конструкция крепления, допускающая возможность небольшого поперечного смещения рельсов относительно крепежной накладки, что позволяет уменьшить давление в месте соприкосновения реборды колеса с рельсом и соответственно уменьшить износ и рельса, и реборд. В этом случае крепления рельса (рис. 144, д) используют пружинные скобы 1 из хромованадиевой пружинной

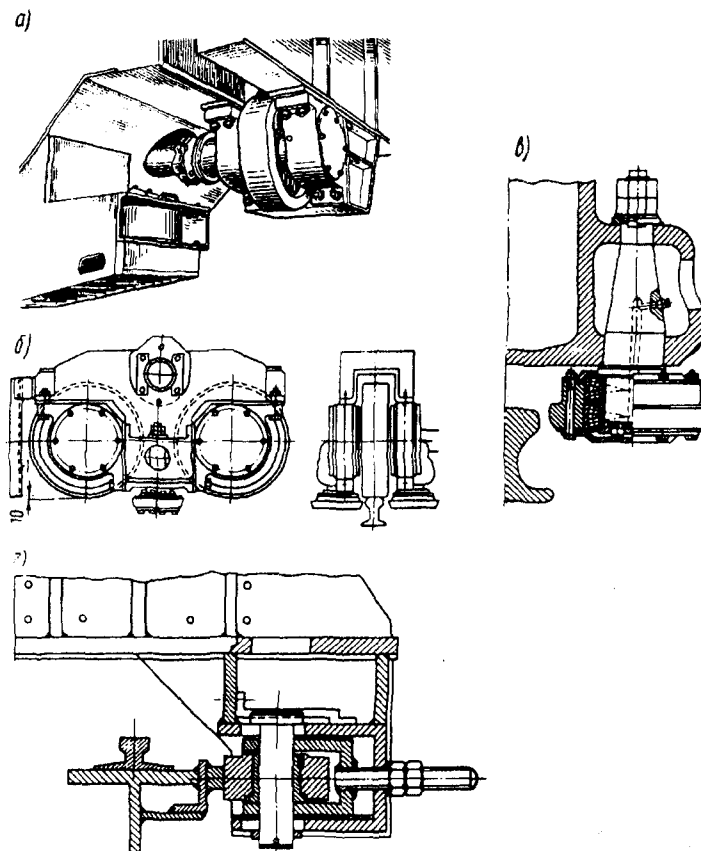


Рис. 143. Установка безребордных ходовых колес с направляющими роликами:

а – с односторонним роликом; б – балансир с двухсторонними роликами; в – установка ролика на балансире; г – установка оси ролика на направляющей скобе

стали, устанавливаемые с обеих сторон рельса с шагом примерно 700 мм. Высокая упругость скоб исключает ослабление крепления скобы и допускает некоторую свободу смещения рельса относительно подкрановых балок. Скобы крепят шпильками 2, привариваемыми к несущей балке, или болтами. Под рельс под-

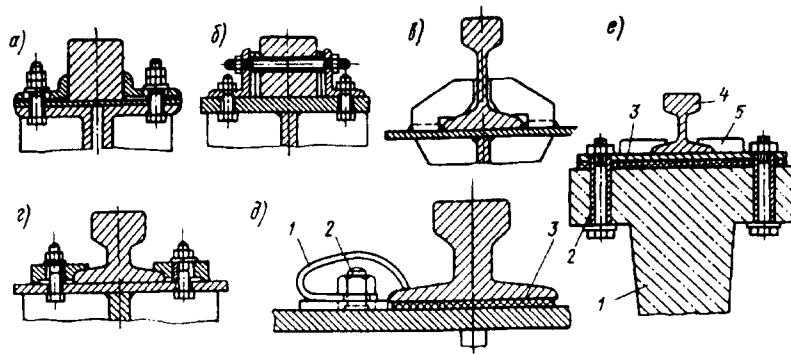


Рис. 144. Крепление рельса к металлическим подкрановым балкам:

а – болтовое с приваренными уголками; *б* – болтовое с уголками; *в* – с приваренными скобами; *г* – болтовое с накладками; *д* – с пружинными скобами; *е* – крепление к железобетонной подкрановой балке

кладывают резиновую прокладку 3 толщиной 5...6 мм, смягчающую удары при передвижении крана и уменьшающую износ прилегающих поверхностей рельса и балки. При креплении рельса непосредственно к железобетонной балке (рис. 144, *е*) на балку 1 последовательно укладывают упругую прокладку 2 из прорезиненной ткани, затем металлическую пластину 3 с закрепленным на ней с помощью прижимов 5 рельсом 4.

В мостовых кранах ходовые колеса устанавливают, как правило, на подшипниках качения. Корпуса подшипников (буксы) могут быть отъемными или разъемными. Применение отъемных букс (см. рис. 142) позволяет выкатывать колесо вместе с подшипниками, что упрощает производство ремонта.

Значения осевых нагрузок, действующих на реборды ходовых колес или на направляющий ролик безребордных колес, при расчете элементов на прочность по сочетанию максимальных нагрузок (расчетный случай II, см. стр. 97) должны приниматься: для мостовых кранов на четырех колесах $H_{\max} \geq 0,15F_{\max}$ при числе ходовых колес более четырех $H_{\max} \geq 0,05F_{\max}$, где $F_{\max} = (Q + Q_{кр})g$ – наибольшее расчетное давление на ходовые колеса. При расчете элементов ходовых колес и их подшипников на прочность и выносливость по расчетному случаю

I (см. стр. 97) боковая нагрузка должна приниматься равной $H = 0,5H_{\max}$. Безребордные ходовые колеса и их элементы проверяются по расчетному случаю II на нагрузку H_{\max} . При установке двояных подшипников каждый из них рассчитывают по нагрузке $0,6H_{\max}$. Горизонтальные направляющие ролики проверяются по расчетному случаю II на нагрузку H_{\max} и по расчетному случаю I на нагрузку $0,5H_{\max}$. Подшипники направляющих роликов выбирают по статической грузоподъемности с запасом, равным 1,5.

Количество ходовых колес моста зависит от грузоподъемности и пролета крана. В кранах относительно невысокой грузоподъемности (до 50 т) обычно применяют четыре ходовых колеса, буксы которых прикреплены непосредственно к концевым балкам. При грузоподъемности свыше 50 т применяют большее количество ходовых колес, которые для равномерного их нагружения и обеспечения статической определенности концевых балок устанавливают попарно на балансирах, соединяемых с концевой балкой неподвижными осями (рис. 145). Число ходовых колес в зависимости от грузоподъемности можно принять по следующей рекомендации:

Грузоподъемность, т ...	до 50	75...125	150...200	250...300
Число ходовых колес ...	4	8	12	16

Механизм передвижения тележек мостовых кранов.

Этот механизм аналогичен механизму передвижения моста крана с тихоходным трансмиссионным валом. Он состоит из двигателя, установленного на раме тележки и соединенного муфтой с вертикальным редуктором. Выходной вал редуктора передает вращение ведущим ходовым колесам тележки, имеющим цилиндрическую поверхность катания, так как тележки мостовых кранов обычно перемещаются по рельсам с плоской головкой, укладываемым на мосту крана. Конструктивные разновидности механизмов передвижения тележек отличаются в основном расположением редуктора: *центральным* относительно колес тележки или *навесным* – сбоку тележки.

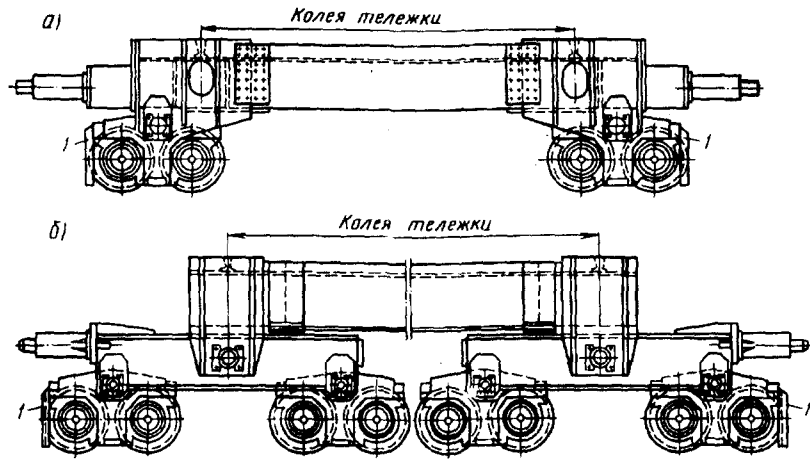


Рис. 145. Схема установки ходовых колес на балансирах 8-колесного (а) и 16-колесного (б) кранов

В мостовых кранах подвешенного типа механизм передвижения (рис. 146) состоит из двигателя 1, приводящего во вращение через редуктор 2 трансмиссионный вал 3. Около опорных балок на мосту крана расположены распределительные редукторы 4, два выходных вала которых через промежуточные валы 5 соединены с тягачами 6. Тягач представляет собой обрешиненное колесо, закрепленное на валу, подшпикники которого прикреплены с двух сторон к балансиру коромыслу 7, перемещающемуся в вертикальном направлении в направляющих 8. Прижатие тягача к нижней поверхности подвешенного пути осуществляется с помощью двух пружин 9. Соединение вала тягача с промежуточными валами 5 и соединение этих валов с выходными валами распределительного редуктора 4 осуществляются посредством шлицевых шарнирных муфт с шарнирами Гука.

Привод механизма передвижения многоопорного подвешенного крана оборудуют либо электродвигателем постоянного тока с независимым возбуждением, либо асинхронным двухскоростным электродвигателем с короткозамкнутым ротором, либо, как показано на рис. 146, устанавливают два асинхронных

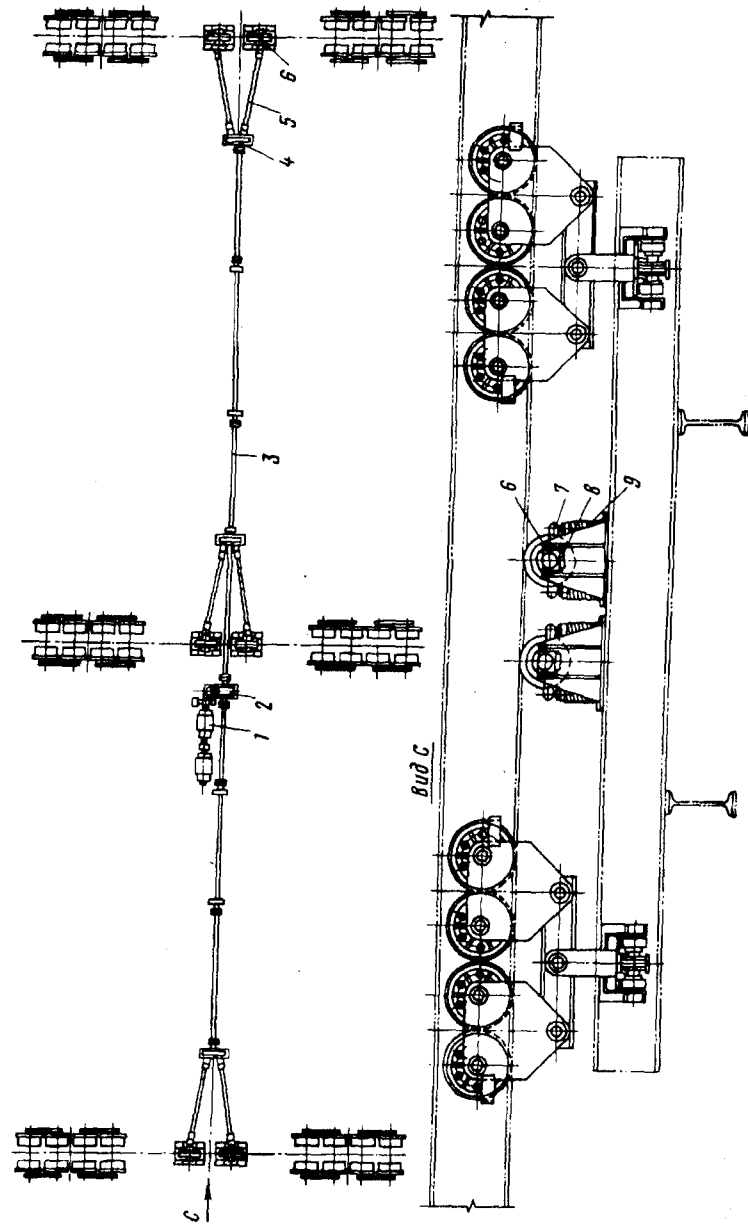


Рис. 146. Механизм передвижения подвешенного крана с фрикционным тягачем

электродвигателя 1 с фазными роторами, что позволяет регулировать скорость передвижения.

В отличие от *мостовых кранов опорного типа*, где перекос моста крана воспринимается ребрами ходовых колес или направляющими роликами, в многоопорных подвесных кранах, имеющих шарнирную подвеску тележек, ограничение перекоса моста ребрами катков возможно лишь при значительных перекосах моста, который в условиях эксплуатации может превышать допустимый. Поэтому при достижении мостом крана максимально допустимого перекоса срабатывают специальные фиксирующие устройства с конечными выключателями, отключающими электродвигатели. В этом случае мост крана может быть выровнен включением одного из приводов механизма передвижения.

Ходовые тележки крепят к мосту крана подвесками с шарнирами, обеспечивающими им свободу перемещения в двух плоскостях, чем достигается самоустановка тележек и компенсация кривизны крановых путей как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскостях. Большое применение находят однорельсовые тележки, перемещающиеся по нижнему или верхнему поясу подвесного пути (см. рис. 146). В качестве пути используют двутавровые и тавровые балки, крестообразные балки и пути, составленные из двух уголков. Ходовые колеса для подвесных путей могут иметь различную форму поверхности катания. Так, при качении колеса по нижнему поясу рельса двутаврового профиля применяют ходовые колеса с конической поверхностью (рис. 147, а). В процессе движения этого колеса вследствие проскальзывания его по рельсу отмечают повышенный износ и дополнительное сопротивление передвижению.

Колеса с цилиндрическим ободом применяют при качении по рельсам с горизонтальными полками или по полкам двутавров. В последнем случае оси колес располагают наклонно (рис. 147, б), т. е. параллельно поверхности качения. Вследствие некоторого усложнения изготовления и монтажа колеса с наклонными осями применяют относительно редко. Колеса с выпуклой (бочкообразной) поверхностью (рис. 147, в) применяют при различных профилях подвесного пути. Ходовые колеса

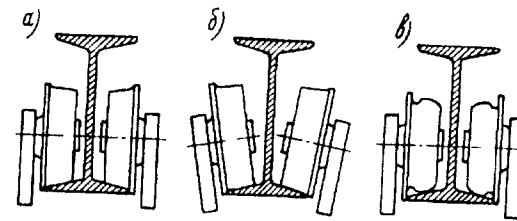


Рис. 147. Формы поверхности катания ходовых колес

для подвесных путей выполняют однорельбными. Возможно применение безребордных колес при установке на тележке направляющих роликов с вертикальной осью вращения.

Тележки однорельсовых путей могут иметь ручной или электрический привод. Ручное передвижение тележки осуществляется или с помощью приводной звездочки (см. рис. 108, б), приводимой во вращение бесконечной сварной цепью, или толканием груза, подвешенного к тележке. При электроприводе крутящий момент от электродвигателя передается к ходовым колесам посредством зубчатого редуктора.

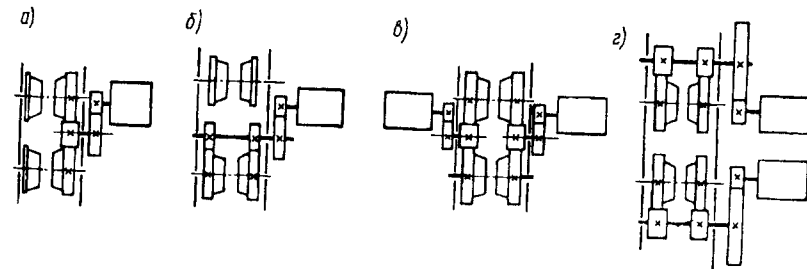


Рис. 148. Схемы приводов однорельсовых тележек:
а - односторонний; б - двусторонний; в - двоянный односторонний;
г - двоянный двусторонний

Привод на ведущие ходовые колеса может быть односторонний, когда во вращение приводятся ходовые колеса, расположенные с одной стороны (рис. 148, а), и двусто-

ро н н и й, когда во вращение приводятся ходовые колеса с обеих сторон рельса (рис. 148, б). Приводными могут быть одно, два или все четыре ходовых колеса тележки. Находят применение также сдвоенные односторонние (рис. 148, в) и двусторонние (рис. 148, з) приводы. При работе на путях, имеющих криволинейные участки, наибольшее применение находят тележки с приводом всех четырех колес от одного или двух двигателей. Односторонний привод (рис. 148, а), более простой в изготовлении и имеющий меньшую стоимость, вызывает перекося тележки и применяется только при работе на прямолинейных путях.

Механизм передвижения электротали конструкции ВНИИПТМАШ (см. рис. 11) состоит из приводной и неприводной тележек, к которым с помощью осей подвешивают электроталь. Приводная шарнирная двухкатковая тележка (рис. 149) имеет правый 2 и левый 4 редуктора, соединенные между собой приставкой 6. Безребордные приводные катки 3 перемещаются по двутавровому пути и приводятся во вращение одно- или двухскоростным электродвигателем 1, укрепленным на крышке правого редуктора 2. Этот редуктор двухступенчатый, а левый редуктор имеет только вторую ступень зубчатой передачи с паразитной шестерней. Оба редуктора связаны между собой валом 7. Выходные валы редукторов соединены с катками 3, имеющими бочкообразный профиль поверхности катания, закаленный до твердости 35...40 HRC.

Оба редуктора имеют установленные на вертикальных осях направляющие ролики 5, предотвращающие перекося тележки при ее движении. Для перемещения по двутавровому профилю с разной шириной полки редукторы тележки могут раздвигаться на необходимую ширину за счет изменения размеров приставки 6 и вала 7. Для передвижения по криволинейным путям в приставке 6 имеется вкладыш с упорным шарикоподшипником, обеспечивающий возможность поворота тележки относительно вертикальной оси.

Неприводная шарнирная тележка имеет два катка, установленных на осях с помощью шарикоподшипников. Обе тележки шарнирно соединены между собой несущей

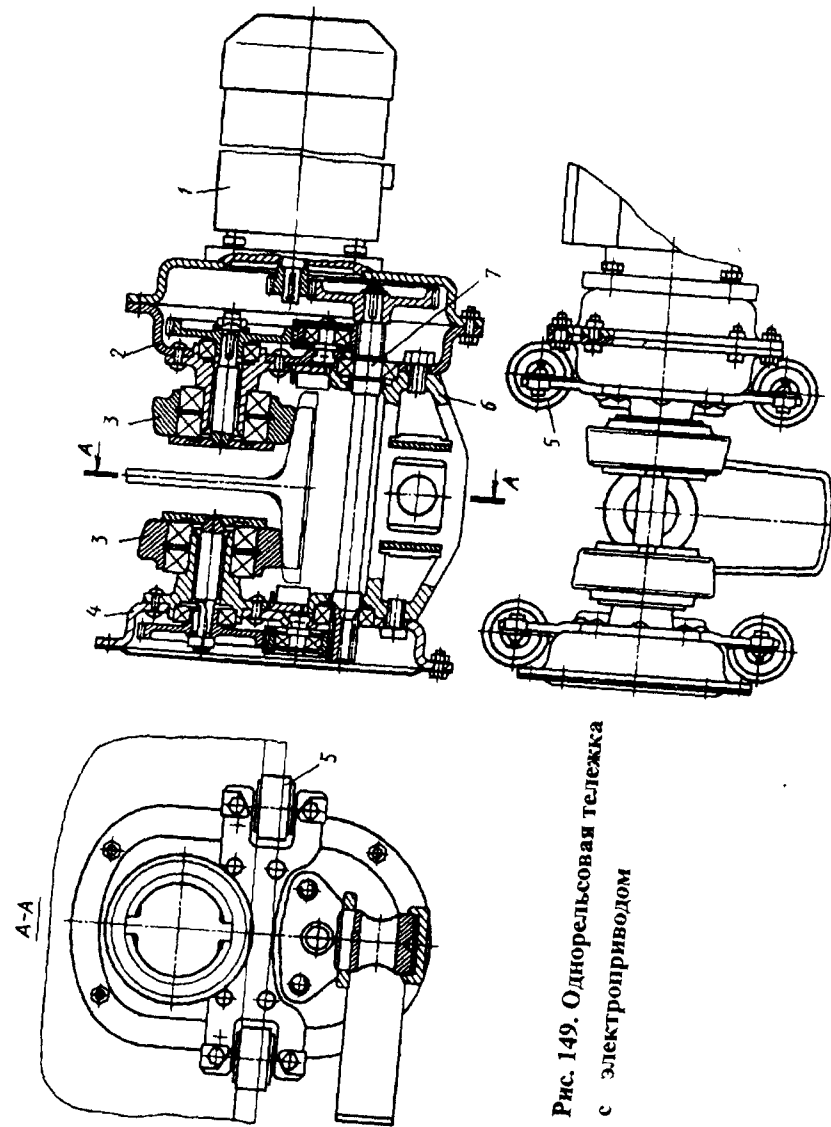


Рис. 149. Однорельсовая тележка с электроприводом

траверсой. Наличие шарнирного соединения позволяет тележкам передвигаться по путям с малым радиусом закругления и уменьшает сопротивления при передвижении на закругленных участках пути.

Сила сцепления ведущих колес таких тележек с рельсом зависит от загрузки тележки и от расположения центра тяжести грузовой и ненагруженной тележки. Поэтому все большее применение находит привод с фрикционным тягачом, при котором сила тяги не зависит от загрузки тележки. При небольшой тяговой силе применяют тягачи с приводными роликами, зажимающими нижнюю полку рельса (рис. 150, а). Для больших тяговых сил находят применение тягачи с приводными колесами, зажимающими с двух сторон стойку рельса (рис. 150, б). Наибольшее применение получили тягачи с приводным колесом, прижимаемым к нижней полке рельса (рис. 150, в). Они весьма компактны, маневренны, но сила прижатия увеличивает потери на трение при передвижении ходовых колес.

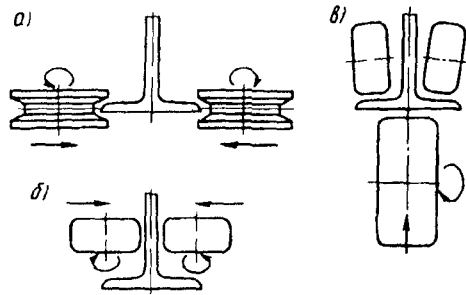


Рис. 150. Схемы установки приводных колес однорельсовых фрикционных тягачей

На рис. 151, а представлена одна из таких конструкций. Таль 1 подвешена на неприводных тележках 2, перемещающихся по двутавровому пути. Тягач 5 с обрешиненным ободом подвешен на отдельной тележке 3, сцепленной с тележкой электротали. Привод 4 механизма передвижения расположен на тележке тягача. Колесо тягача прижато к двутавру пружинами 6.

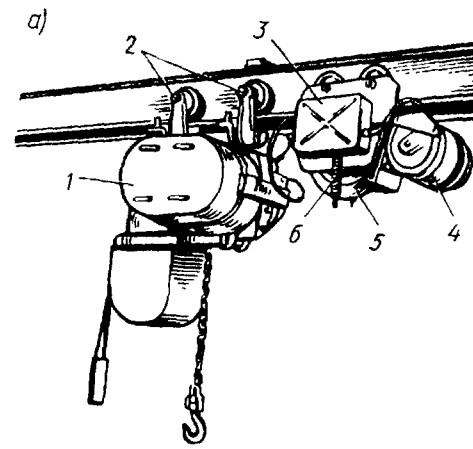
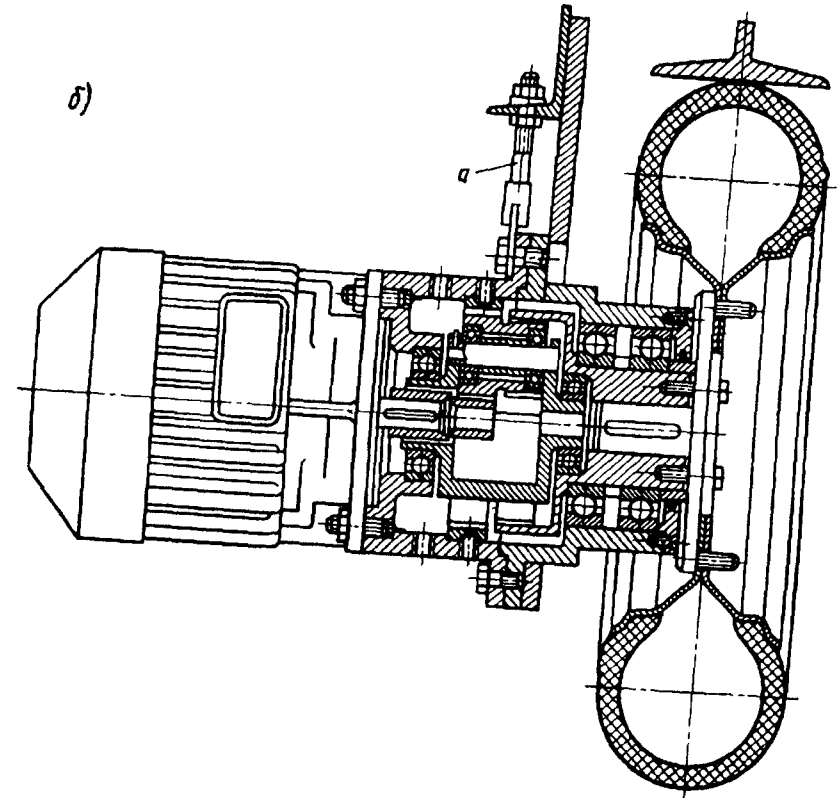


Рис. 151. Конструкции фрикционных тягачей для однорельсовых тележек:
а - с обрешиненным колесом;
б - с пневмошиной



Вместо обрешиненного колеса может применяться колесо с пневмошиной (рис. 151, б), обладающей более высокой упругостью по сравнению с литой шиной. При этом коэффициент сцепления повышается примерно на 20 % и позволяет вместо прижимных пружин ограничиться прижатием колеса к рельсу винтовыми стяжками а.

Однорельсовые тележки с фрикционным тягачом могут перемещаться как по горизонтальному, так и по наклонному и даже по вертикальному пути.

Скорости движения (м/мин) приводных электрических тележек в зависимости от метода управления, конструкции и назначения имеют следующие значения:

При управлении с пола	15...30
При автоматическом и дистанционном управлении	30...100
При управлении водителем из кабины	30...180
У кранов, управляемых с пола	32

В кранах-штабелерах подвесного или опорного типа механизм передвижения аналогичен механизмам обычных мостовых кранов или электроталей. Однако в кранах-штабелерах обязательно наличие второй, более низкой, чем рабочая, скорости для механизма передвижения моста, а краны, управляемые из кабины, обычно имеют и двухскоростной привод передвижения тележки. Изменение скорости достигается путем применения двухскоростных асинхронных короткозамкнутых электродвигателей. При необходимости изменения скорости в широких пределах применяют установку специальных микроприводов.

На тяжелых кранах-штабелерах применяют приводы с двигателями постоянного тока с регулировкой скорости по системе генератор – двигатель. Особое внимание обращается на выбор значений ускорения при пуске и замедления при торможении. Ускорения при пуске ограничивают, применяя электродвигатели с фазным ротором, а при применении двигателей с короткозамкнутым ротором мощность двигателя выбирают так, чтобы пусковые моменты не превышали статические моменты сопротивления более чем на 60...80 %.

28. Определение сопротивления передвижению механизмов с приводными колесами

При передвижении тележки или крана по рельсам двигатель механизма передвижения преодолевает сопротивление сил трения, инерции, ветровой нагрузки, а также сопротивления, которые могут появиться при движении вверх по наклонному пути. Однако ветровая нагрузка появляется только при работе на открытом воздухе, а составляющую силу тяжести при движении по наклонному пути учитывают только в тех случаях, когда известно, что подкрановый путь имеет уклон на значительном протяжении.

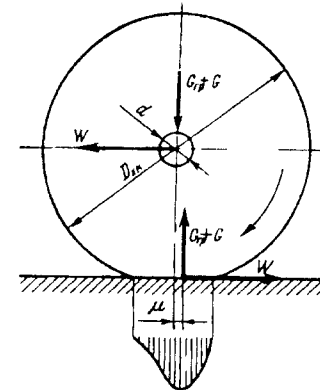


Рис. 152. Схема определения момента сопротивления передвижению

Рассмотрим определение сопротивления передвижению, вызываемое трением. Передвижение крана сопровождается трением в опорах колес, а при использовании подшипников скольжения также трением торцев ступиц колес о прилежащие детали. При качении по рельсу колес (рис. 152), нагруженных силой $G_{гр} + G$, в опорах колеса возникает момент трения, равный $f(G_{гр} + G)d/2$, где $G_{гр}$ – вес транспортируемого груза; G – собственный вес тележки или крана; d – диаметр цапфы;

f – приведенный коэффициент трения, имеющий для различных подшипников следующие значения:

Подшипники скольжения:	
открытого типа	0,1
букса с жидкой смазкой	0,08
Подшипники качения:	
шариковые и роликовые	0,015
конические	0,02

Материал колес по своим физическим свойствам не является идеально упругим, поэтому при его движении по жесткому основанию оказывается, что сумма нормальных давлений в точках, выходящих из-под контакта, меньше, чем в точках, входящих в контакт, так как восстановление первоначального объема происходит с некоторым запаздыванием по отношению к снятию нагрузки. Поэтому нормальная равнодействующая реакции $G_{гр} + G$ смещается от линии, проходящей вертикально через ось колеса на размер μ (см. рис. 152), называемый *коэффициентом трения качения* колеса по рельсу. Его значения указаны в табл. 36.

Таблица 36. Коэффициент трения качения μ (см) для стальных ходовых колес

Рельсы	Диаметр ходового колеса $D_{х.к}$, мм				
	200...320	400...560	630...700	800	900...1000
С плоской головкой	0,03	0,05	0,06	0,065	0,07
С выпуклой головкой	0,04	0,06	0,08	0,1	0,12

При этом возникает момент сопротивления от качения колеса по рельсу, равный $(G_{гр} + G)\mu$.

Общий момент сопротивления передвижению

$$M_1 = (G_{гр} + G)\mu + f(G_{гр} + G)d/2.$$

Сопротивление передвижению, приведенное к окружности качения колеса диаметром $D_{х.к}$ (см. рис. 152),

$$W' = \frac{2M_1}{D_{х.к}} = \frac{G_{гр} + G}{D_{х.к}} (2\mu + fd). \quad (41)$$

Как уже указывалось, при движении кранов мостового типа по различным причинам, в том числе из-за неточностей укладки подкранового пути, из-за различия в диаметрах поверхности качения ходовых колес, различной загрузки концевых балок при расположении грузовой тележки не в центре пролета моста, из-за различия в характеристиках электродвигателей при раздельном приводе, происходит отставание или забегание одной стороны крана относительно другой и может образоваться перекося моста. При движении крана с перекося плоскости качения ходовых колес не совпадают с направлениями движения и происходит поперечное скольжение ободьев ходовых колес по рельсу. Перекося вызывает появление поперечных горизонтальных нагрузок, которые воспринимаются или ребордами ходовых колес, или направляющими роликами (при безребордных ходовых колесах). Перекося крана с двухребордными колесами может ограничиваться обычно ребордами колес, расположенных по диагонали моста, а иногда ребордами колес на одной стороне моста или ребордами одного колеса.

Для первого случая максимальные боковые нагрузки $S_{п}$ на колесо крана в горизонтальной плоскости перпендикулярно рельсовому пути определяются:

1) максимальными силами перекося крана S_{max} , действующими вдоль оси рельса,

$$S_{п} = S_{max}L/B,$$

где L и B – соответственно пролет и база крана: для крана с двумя приводными колесами $S_{max} = 2f_{сц}N_{min}$, где N_{min} – минимальное давление на приводное колесо концевой балки крана при тележке, расположенной около противоположной концевой

балки; $f_{сц} = 0,15$ – коэффициент сцепления приводного колеса с рельсом,

2) силами поперечного скольжения колес по рельсу

$$S_{п} = f_{ск}(G_{Гр} + G),$$

где $f_{ск} = 0,1$ – коэффициент скольжения колеса по рельсу.

Расчет концевых балок крановых мостов, элементов балансиров и направляющих роликов ведут по большему из этих двух значений $S_{п}$.

Соппротивление трения реборд ходовых колес о рельсы теоретически оценить трудно, так как на его значение влияет большое количество различных факторов (конструкция опор и вид поверхности катания колеса и рельса, отношение пролета к базе, скорость движения, состояние подкранового пути, положение точки контакта реборды с рельсом и др.). Поэтому сопротивление реборд в общепринятой практике расчетов учитывают коэффициентом k_p , называемым *коэффициентом трения реборд*, но фактически учитывающим также дополнительные сопротивления, например трение торцов ступиц колес при их установке на подшипниках скольжения, трение от поперечного скольжения колес по рельсу, трение при движении токоъемников по питающим проводам и пр. Эти дополнительные сопротивления условно принимают пропорциональными сопротивлениям трения в опорах колеса и трения качения колеса по рельсу. Значение коэффициента k_p , установленного на основе обобщения результатов экспериментальных исследований, можно принять по рекомендациям ВНИИПТМАШ:

Вид обода ходового колеса	Привод механизма	Значение k_p
Для кранового моста опорного типа		
Конический	Центральный	1,2
	Раздельный	1,1
Цилиндрический с ребордами	Центральный	1,5
	Раздельный или центральный	1,1
Цилиндрический безребордный с направляющими роликами		

Вид обода ходового колеса	Привод механизма	Значение k_p
Для крановой тележки		
Цилиндрический с ребордами	Центральный с жестким токоподводом	2,5
	Центральный с кабельным токоподводом	2,0
Для подвесных кранов		
Конический одноребордный	Односторонний на подшипниках качения	2,5
	Односторонний на подшипниках скольжения	2,0
	Двусторонний на подшипниках качения	2,0
	Двусторонний на подшипниках скольжения	1,8

Момент сопротивления и силу сопротивления, действующие на ходовом колесе, с учетом коэффициента трения реборд, можно определить по следующим выражениям:

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= (G_{Гр} + G)(\mu + fd/2)k_p; \\ W &= \frac{G_{Гр} + G}{D_{х.к}} (2\mu + fd)k_p. \end{aligned} \right\} \quad (42)$$

Момент сопротивления, приведенный к валу двигателя,

$$M_c = \frac{M_1}{u_m \eta_m} = \frac{W D_{х.к}}{2u_m \eta_m},$$

где u_m и η_m – соответственно передаточное число и КПД механизма между валом двигателя и валом ходовых колес.

Для кранов с безребордными ходовыми колесами сила сопротивления, приведенная к оси ходового колеса,

$$W = \frac{G_{Гр} + G}{G_{х.к}} (2\mu + fd) + \frac{2S_{п}}{D_p} (2\mu_p + f_p d_p),$$

где D_p, d_p – соответственно диаметры поверхности катания направляющего ролика и цапфы оси ролика; μ_p – коэффициент трения качения; f_p – коэффициент трения в подшипнике ролика.

В отличие от механизмов передвижения мостовых кранов у консольных кранов кроме ходовых колес, воспринимающих вертикальные нагрузки, имеются еще ролики с вертикальной осью вращения, воспринимающие горизонтальные нагрузки (рис. 153). При расчете сопротивления передвижению этих кранов необходимо определить максимальные нагрузки на ходовые колеса и поддерживающие ролики. Так, наибольшая вертикальная нагрузка на ходовые колеса $V = G_{ГР} + G + G_T$, где G_T – вес тележки; наибольшая горизонтальная нагрузка на поддерживающие ролики $H = [(G_{ГР} + G_T)L + Ga]/h$, где a – расстояние от центра тяжести крана до оси рельса, по которому перемещаются ходовые колеса.

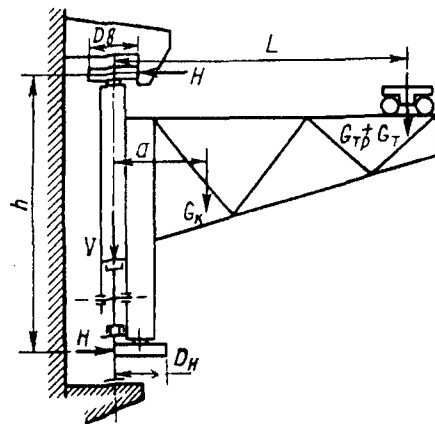


Рис. 153. Схема определения нагрузок в опорах колес настенного консольного крана

Тогда общее сопротивление передвижению крана с грузом приведенное к окружности качения приводного ходового колеса

$$W = \frac{V}{D_{x,k}}(fd + 2\mu) + \frac{H}{D_n}(f_n d_n + 2\mu_n) + \frac{H}{D_b}(f_b d_b + 2\mu_b), \quad (43)$$

где $D_{x,k}, d, f$ и μ – соответственно диаметры поверхности катания и цапфы, коэффициент трения в подшипнике и коэффициент трения качения ходового колеса; D_n, d_n, f_n и μ_n – то же, для нижнего поддерживающего ролика; D_b, d_b, f_b и μ_b – то же, для верхнего поддерживающего ролика.

В однорельсовых тележках, перемещающихся по подвесному пути, дополнительная сила сопротивления передвижению перекошенной тележки различна для тележек, имеющих жесткую базу и шарнирное соединение колесных пар. Эту силу от трения реборд, трения поперечного проскальзывания и трения в опорах колеса учитывают путем введения коэффициента реборд k'_p , на который нужно умножить сумму всех сопротивлений передвижению тележки на прямолинейном участке без учета перекоса.

Коэффициент трения реборд k'_p для однорельсовых тележек принимают по следующим рекомендациям:

Тележки	Опоры качения	Опоры скольжения
С жесткой базой	1,4	1,6
С шарнирным соединением колесных пар	2,5	–

На криволинейных участках сопротивление передвижению существенно повышается. Так, для тележек с жесткой базой и односторонним приводом значение коэффициента трения реборд принимают равным $2k'_p$; для тележек с жесткой базой и двусторонним приводом $(1, 2 \dots 1, 5)k'_p$. Большое влияние на значение сил сопротивления оказывает радиус закругления пути. При малых радиусах они существенно выше. Допустимое значение радиуса закругления зависит от конструкции тележки и от скорости ее передвижения.

Для шарнирных тележек со скоростью передвижения до 60 м/мин радиус закругления не превышает 1,2 м. Для ручных тележек, работающих в стесненных условиях, он может быть уменьшен до 0,9 м. При скорости передвижения выше 90 м/мин с целью ограничения центробежной силы радиус закруглений

увеличивают до 3...6 м. Для тележек с жесткой базой грузоподъемностью 3 т и более радиус закругления принимается не менее $14l$, где l – база тележки, а для быстроходных тележек – не менее $(20...30)l$.

При применении фрикционных тягачей для подвесных кранов коэффициент, учитывающий различные дополнительные сопротивления катков крана по двутавровому пути, в том числе от перекосов и трения реборд, принимают $k_p = 1,3...2,5$. В этом случае расчетная суммарная сила сопротивления движению подвесного крана или тали

$$W_{\text{сумм}} = W_{\text{фр}}k_p + W_{\text{т}} + W_{\text{укл}} + W_{\text{в}}.$$

Здесь первый член уравнения $W_{\text{фр}}k_p$ – сила сопротивления передвижению колес тележки по двутавровому горизонтальному подвесному пути от весов крана G_k , грузовых тележек $G_{\text{т}}$, груза $G_{\text{гр}}$ и силы zF прижатия тягачей к рельсу (сопротивление от трения реборд учитывают коэффициентом k_p):

$$W_{\text{фр}} = \frac{G_{\text{гр}} + G_k + G_{\text{т}} + zF}{D_{\text{х.к}}} (2\mu + fd),$$

где z – число тягачей; μ , f , d , $D_{\text{х.к}}$ – те же величины, что и в уравнении (41). Теоретически необходимую силу прижатия тягача к подвесному пути определяют по формуле $F_1 = W_{\text{сумм}}/\varphi$ при коэффициенте сцепления φ (для монолитного резинового обода с рельсом $\varphi = 0,35...0,45$ при сухой поверхности трения; и $\varphi = 0,25$ при влажной поверхности трения; при применении пневмошин соответственно $\varphi = 0,6...0,7$ и $\varphi = 0,45$). Расчетная сила прижатия тягача к поверхности рельса $F = kF_1$, где $k = 1,5$ – коэффициент запаса, обеспечивающий надежное сцепление тягача с рельсом при разгоне и торможении крана.

Второй член уравнения $W_{\text{т}}$ – сила сопротивления движению от перекачивания катков тягачей:

$$W_{\text{т}} = \frac{zF}{D_{\text{т}}} (2\mu_{\text{т}} + fd),$$

где $D_{\text{т}}$ – диаметр поверхности катания тягачей; f и d – соответственно коэффициент трения в подшипниках и диаметр цапфы вала катка; $\mu_{\text{т}}$ – коэффициент трения качения (м) при плоском рельсе и резиновом ободке катка тягача:

$$\mu_{\text{т}} = 0,17 \cdot 10^{-3} \sqrt{FD_{\text{т}}/(2BE)},$$

где B – ширина поверхности катания обода тягача, м; E – модуль упругости резины (МПа), зависящий от сорта резины (для предварительных расчетов принимают $\mu = (3...6) \cdot 10^{-3}$ м).

Третий член уравнения $W_{\text{укл}}$ – сопротивление от уклона – выражается формулой

$$W_{\text{укл}} = (G_{\text{гр}} + G_k + G_{\text{т}})\alpha,$$

где α – уклон пути.

При работе на открытом воздухе кроме сил сопротивления от трения необходимо учитывать дополнительное сопротивление передвижению от встречной ветровой нагрузки рабочего состояния $W_{\text{в}}$ (см. гл. 2).

Отметим, что силу сопротивления W и момент статического сопротивления $M_{\text{с}}$ обычно рассматривают как величины постоянные, хотя в процессе передвижения крана или тележки эти величины могут изменяться в значительных пределах.

Мощность двигателя (кВт), необходимую для обеспечения движения со скоростью v (м/мин)

$$P_{\text{ст}} = W_{\text{сумм}}v/(1000 \cdot 60\eta), \quad (44)$$

где η – КПД механизма передвижения; c – количество двигателей в механизме передвижения.

Кроме проверки по нагреву (см. гл. 6) максимальный момент выбранного двигателя проверяют на кратковременную перегрузку по зависимости

$$M_{\text{дв max}} > \frac{W_{\text{сумм max}} D_{\text{х.к}}}{2v_{\text{м}}\eta_{\text{м}}},$$

где $W_{\text{сумм max}}$ – максимально возможное значение статического сопротивления в условиях установившегося движения.

29. Нагрузки в механизмах передвижения при пуске и торможении

Процесс пуска. Уравнение моментов при пуске имеет вид

$$M_{\text{пуск}} = M_c + M_{\text{ин}} = M_c + M_{\text{ин}1} + M_{\text{ин}2}. \quad (45)$$

Момент сил инерции $M_{\text{ин}}$ при пуске состоит из момента сил инерции вращающихся масс механизма $M_{\text{ин}1}$ и момента сил инерции поступательно движущихся масс груза и крана (тележки) $M_{\text{ин}2}$. Момент $M_{\text{ин}1}$ определяют, как в механизме подъема, по зависимости (37). Момент $M'_{\text{ин}2}$ (Н·м), действующий на валу ходовых колес при тех же допущениях, какие приняты для механизма подъема (см. в § 23).

$$\begin{aligned} M'_{\text{ин}2} &= (Q + Q_1)a \frac{D_{\text{х.к}}}{2} = (Q + Q_1) \frac{v}{t_{\text{п}}} \frac{D_{\text{х.к}}}{2} = \\ &= (Q + Q_1) \frac{\pi D_{\text{х.к}} n_{\text{х.к}}}{60 t_{\text{п}}} \frac{D_{\text{х.к}}}{2}, \end{aligned}$$

где $Q + Q_1$ – масса крана или тележки и груза при движении крана с грузом: Q – масса поступательно движущегося груза, кг; Q_1 – собственная масса тележки или крана, кг; a – ускорение при пуске, м/с²; v – установившаяся скорость движения крана, м/с; $t_{\text{п}}$ – период неустановившегося движения, с. Частоту вращения ходового колеса можно выразить через частоту вращения вала n_1 двигателя по соотношению $n_{\text{х.к}} = n_1 / u_{\text{м}}$, где $u_{\text{м}}$ – передаточное число механизма.

Тогда момент силы инерции, действующий на валу ходового колеса,

$$M'_{\text{ин}2} = \frac{(Q + Q_1) D_{\text{х.к}}^2 n_1}{38, 2 t_{\text{п}} u_{\text{м}}}$$

и этот же момент, приведенный к валу двигателя,

$$M'_{\text{ин}2} = \frac{(Q + Q_1) D_{\text{х.к}}^2 n_1}{38, 2 t_{\text{п}} u_{\text{м}}^2 \eta_{\text{м}}}. \quad (46)$$

Подставим в уравнение (45) выражения моментов инерции из формул (37) и (46) и выражение момента сопротивления передвижению M_c [см. уравнение (42)]:

$$M_{\text{пуск}} = M_c + (1, 1 \dots 1, 2) \frac{J_1 n_1}{9, 55 t_{\text{п}}} + \frac{(Q + Q_1) D_{\text{х.к}}^2 n_1}{38, 2 t_{\text{п}} u_{\text{м}}^2 \eta_{\text{м}}}. \quad (47)$$

Из этого уравнения видно, что время пуска $t_{\text{п}}$ в большей степени определяется значением $M_{\text{пуск}}$ пускового момента двигателя и при отсутствии пробуксовки ходовых колес по рельсам сохраняется обратно пропорциональная зависимость между этими величинами. Минимально допускаемое время пуска можно определить из условия надежного сцепления ходовых колес с рельсами, т.е. отсутствия пробуксовки. Надежность сцепления зависит от соотношения между силой сцепления и движущей силой. Так как сила сцепления имеет меньшее значение при отсутствии груза, то наибольшая опасность буксования возникает именно в этом случае. Следовательно, он и является расчетным.

Тогда сила сцепления $F = \Delta G \varphi$, где ΔG – часть общего веса крана без груза, приходящаяся на приводные ходовые колеса (сцепной вес при работе без груза); φ – коэффициент сцепления колеса с рельсом: для кранов, работающих на открытом воздухе, $\varphi = 0, 12$; для кранов, работающих в закрытых помещениях, $\varphi = 0, 2$; при работе на открытом воздухе с применением песочниц $\varphi = 0, 25$.

Для кранов мостового типа и крановых тележек сцепной вес ΔG с достаточной степенью точности

$$\Delta G = Gm/n,$$

где G – общий вес крана без груза; m – число приводных ходовых колес; n – общее число ходовых колес.

Чтобы не было пробуксовывания ходовых колес по рельсу в период пуска, сила сцепления должна быть не меньше суммы сил сопротивления движению. Для периода пуска в эту сумму входят следующие величины:

1) сила инерции поступательно движущихся масс крана

$$F_{ин} = (G/g)a;$$

2) сила сопротивления перемещению $W - W_{пр}$ от силы трения в цапфах колес, трения качения колеса по рельсу и трения реборд [см. уравнение (42)] без учета трения в цапфах приводных колес, которое при пробуксовывании ходовых колес по рельсу является внутренним сопротивлением и не оказывает влияния на надежность сцепления колес с рельсами: здесь сила трения в цапфах приводных колес

$$W_{пр} = \Delta G f d / D_{х.к};$$

3) сила сопротивления ветра рабочего состояния $W_{в}$ при динамическом давлении ветра, принимаемом по рекомендациям ГОСТ 1451-77.

Отсюда имеем условие, определяющее отсутствие буксования:

$$\Delta G \varphi \geq F_{ин} + (W - W_{пр}) + W_{в}.$$

Для обеспечения надежного сцепления устанавливают коэффициент запаса сцепления $k_{сц}$: при нормальной работе без ветровой нагрузки $k_{сц} = 1,2$ и при нормальной работе с ветровой нагрузкой $k_{сц} = 1,1$. Тогда

$$\Delta G \varphi = k_{сц}(F_{ин} + W_{в} + W - W_{пр}).$$

Подставив в это уравнение значения сил $F_{ин}$, $W_{в}$, W и $W_{пр}$ после преобразований, получаем максимально допустимое значение ускорения при пуске, при котором обеспечивается заданный запас сцепления:

$$[a] = \left[\frac{m}{n} \left(\frac{\varphi}{k_{сц}} + f \frac{d}{D_{х.к}} \right) - (2\mu + fd) \frac{k_p}{D_{х.к}} - \frac{W_{в}}{G} \right] g.$$

Следует отметить, что при работе в закрытом помещении, когда исключается влияние ветровой нагрузки, максимально допустимое ускорение при пуске не зависит от наличия или отсутствия груза, так как сила сопротивления передвижению находится в прямой зависимости с силой сцепления.

По найденному значению максимально допустимого ускорения при пуске можно определить минимальное время пуска, при котором обеспечивается заданный запас сцепления:

$$t_{п} = v_{ном} / [a].$$

Так как для разгона механизма передвижения при работе крана без груза требуется меньшая мощность, то максимально допустимое значение пускового момента следует определять при отсутствии груза. Для этого случая уравнение (47) принимает вид

$$M_{пуск} = M'_c + (1, 1 \dots 1, 2) \frac{J_1 n_1}{9,55 t_{п}} + \frac{Q_1 D_{х.к}^2 n_1}{38,2 t_{п} u_M^2 \eta_M}, \quad (48)$$

где M'_c – момент сопротивления передвижению крана (или тележки) без груза;

$$M'_c = G_1 \frac{2\mu + fd}{2u_M \eta_M} k_p.$$

При подстановке в уравнение (48) вычисленного значения времени пуска можно определить пусковой момент, необходимый для создания рекомендуемого ускорения. Оценка пускового момента по уравнению (48), необходимая для выбора электродвигателя, возможна только при известном значении момента инерции J_1 , поэтому вычисление требуемой мощности двигателя проводят с помощью уравнения (44) путем последовательных приближений, задаваясь сначала параметрами двигателя, подобранного по статической мощности и силе сопротивления W при работе механизма с номинальным грузом. По этой мощности выбирают двигатель, номинальная мощность которого при соответствующем значении относительной продолжительности включения равна или превышает расчетную статическую мощность.

Для предотвращения буксования ведущих ходовых колес по рельсам в процессе пуска следует провести проверку выбранного двигателя по создаваемому им ускорению. Для этого с помощью уравнения (47) определяют фактическое время пуска $t_{п}$ и по уравнению равномерно ускоренного движения – фактическое ускорение $a = v_{ном}/t_{п}$.

Меньшие ускорения при пуске требуют меньшего момента двигателя и соответственного снижения динамических нагрузок механизма передвижения и металлоконструкций. С уменьшением ускорений уменьшается также и амплитуда раскачивания груза на гибком грузовом элементе (канате), что приводит к упрощению технологических операций.

Для нормальной работы механизма передвижения фактическое ускорение не должно превышать допускаемого значения ускорения $[a]$. В противном случае оказывается необеспеченным рекомендуемый запас сцепления $k_{сц}$ и возможно пробуксовывание ходовых колес.

Фактический запас сцепления при пуске

$$k_{сц} = \frac{\varphi}{\left[\frac{v_{ном}}{gt_{п}} + \frac{W_{в}}{G_1} + (2\mu + fd) \frac{k_p}{D_{х.к}} \right] \frac{n}{m} - f \frac{d}{D_{х.к}}} \geq [k_{сц}]. \quad (49)$$

Если он меньше рекомендуемого, то необходимо взять меньший по мощности электродвигатель или увеличить число приводных колес. При этом вновь выбранный двигатель надо проверить на нагрев по среднеквадратичной мощности, значение которой при нормальной работе двигателя без перегрева должно быть меньше или равно номинальной мощности выбранного по статической мощности двигателя при соответствующем значении относительной продолжительности включения ПВ. Если необходимо получить большие ускорения, следует повысить коэффициент сцепления путем применения песочниц, благодаря чему для рельсовых механизмов передвижения максимально допустимое ускорение $[a] = 1 \dots 1,2 \text{ м/с}^2$. Для еще больших ускорений следует перейти на другие виды приводов механизма передвижения, например с канатной тягой.

Для кранов, имеющих пролет более 20 м, рекомендуется значение максимально допустимого ускорения принимать на 25...30 % меньше, чем определенное расчетным путем.

Ограничение ускорения при пуске и замедления при торможении вызвано не только требованием отсутствия юза или пробуксовки, но и особенностями технологического процесса, для которого предназначен данный кран. В этом случае средние ускорения (замедления) без учета влияния ветровой нагрузки и уклона пути можно выбрать для кранов с гибкой подвеской груза по ОСТ 24. 190.06 – 86 (табл. 37). Для кранов с жестким подвесом груза эти значения ускорений можно увеличить на 50 %.

Таблица 37. Допускаемые значения ускорения и замедлений a (м/с^2) для механизмов передвижения

Назначение крана и тип грузозахвата	Грузоподъемность, т		
	до 3,2	от 5,0 до 12,5	свыше 12,5
Крюковые с ручной строповкой	0,25	0,20	0,15
Транспортировка жидкого металла	0,15	0,10	0,05
Грейферные, магнитные краны, краны с автоматическими захватами (спредерные и вакуумные захваты)	0,30		

В механизмах передвижения с отдельным приводом двигателя устанавливают на каждом приводе. Мощность каждого электродвигателя принимают равной 0,5 общей мощности для обеспечения пускового момента, определенного по формуле (47). При этом принимают, что нагрузка на оба двигателя распределена поровну. Некоторое различие в фактической нагрузке двигателей, если тележка находится вблизи одной из опор, компенсируется перегрузочной способностью двигателя. Для кранов с отдельным приводом надо проверить запас сцепления для возможного случая работы одного привода при расположении тележки без груза со стороны работающего привода. При этом влияние сил инерции при пуске не учитывают и запас сцепления $k_{сц}$ при работе без ветровой нагрузки должен быть не менее 1,1, а при наличии ветровой нагрузки – не менее 1,05.

При необходимости увеличения силы сцепления приводных колес с рельсами в процессе разгона моста крана иногда все четыре ходовых колеса имеют индивидуальный привод. В период разгона работают все четыре электродвигателя, а при установленном движении – только два передних электродвигателя (считая по ходу крана).

Для механизмов передвижения с фрикционным тягачом необходимую силу F прижатия катков тягача к поверхности рельса находят из условия отсутствия пробуксовки:

$$F\varphi > W' + W'',$$

где $F\varphi$ – тяговая сила, создаваемая катком одного тягача; φ – коэффициент сцепления резинового обода катка тягача с рельсом (см. стр. 390); $W' = W_{\text{фр}}k_p/z$ – часть общего сопротивления передвижению от веса крана, тележек, груза и от прижатия катка тягача к пути, приходящаяся на один тягач; $W'' = F \frac{2\mu_T}{D_T}$ – дополнительное сопротивление от прижатия катка тягача диаметром D_T к пути силой F .

Момент, развиваемый электродвигателем при буксовании тягачей,

$$M_{\text{букс}} = F\varphi D_T / (2u_m \eta_m),$$

где u_m и η_m – соответственно передаточное число и КПД механизма между колесом тягача и электродвигателем. Этот момент является максимальной нагрузкой для расчета элементов передачи.

Процесс торможения. Процессу торможения свойственны те же явления, что и процесс пуска. Однако в процессе пуска вредные сопротивления уменьшают ускорение, требуя увеличения мощности привода, а при торможении сопротивления способствуют остановке механизма, увеличивая замедление и уменьшая необходимую работу, совершаемую тормозом. На механизмах передвижения кранов и крановых тележек с механическим приводом, перемещающихся по рельсовым путям, тормоза устанавливают нормально замкнутого или комбинированного

типа. Комбинированный тормоз при работе машины удерживается в разомкнутом состоянии приводом тормоза, рассчитанным на длительное включение, и он используется в этом случае как тормоз, управляемый педалью или рукояткой. При срабатывании конечных выключателей привод тормоза автоматически выключается и тормоз замыкается, производя остановку механизма.

Механизмы передвижения тележек поворотных кранов без самостоятельного двигателя, механизмы передвижения тележек мостовых кранов с ручным приводом и электроталей с управлением снизу могут не иметь тормозов, если исключено их самопроизвольное передвижение под действием ветровой нагрузки, сил инерции или силы тяжести на уклоне, а также механизмы передвижения грузоподъемных машин с машинным приводом и их тележек при скорости передвижения менее 32 м/мин. Механизмы передвижения машин, работающих на открытом воздухе или передвигающихся по пути, уложенному на полу цеха, имеют тормоза независимо от скорости передвижения. В механизмах передвижения допускают установку тормозных шкивов непосредственно на валу двигателя.

При определении как пускового момента двигателя, так и момента, развиваемого тормозом, за основу расчета берут обеспечение соответствующего запаса сцепления приводных ходовых колес с рельсами и весь расчет ведут для наиболее опасного случая работы крана без груза. Тогда максимально допустимое значение замедления при торможении крана или тележки при движении их в сторону действия ветровой нагрузки, при котором обеспечивается заданный запас сцепления,

$$a_{T \max} = \left\{ \left[\frac{m}{n} \left(\frac{\varphi}{k_{\text{сц}}} - f \frac{d}{D_{\text{х.к}}} + (2\mu + fd) \frac{1}{D_{\text{х.к}}} \right) - \frac{W_B}{G} \right] g \right\}. \quad (50)$$

Запас сцепления при торможении

$$k_{\text{т.сц}} = \frac{\varphi}{\left[\frac{v}{gt_T} + \frac{W_B}{G} - (2\mu + fd) \frac{1}{D_{\text{х.к}}} \right] \frac{n}{m} + f \frac{d}{D_{\text{х.к}}}} \geq [k_{\text{сц}}]. \quad (51)$$

Так как при торможении трения реборд или направляющих роликов может и не быть, то расчет ведут для наиболее опасного случая, т.е. при $k_p = 1$ и при отсутствии нагрузки на направляющие ролики, т.е. при $S_n = 0$. Определив по значениям замедления и скорости движения время торможения t_T , по уравнению моментов (47) можно определить необходимый тормозной момент при торможении крана без груза

$$M_T + M_c = M_{ин1} + M_{ин2} + M_B + M_{укл},$$

или в развернутом виде

$$M_T + \frac{W_T D_{x,k}}{2u_m \eta_M} = (1, 1 \dots 1, 2) \times \times \frac{J_1 n_1}{9,55 t_T} + \frac{GD_{x,k}^2 n_1 \eta_M}{38,2 t_T u_M^2} + \frac{W_B D_{x,k} \eta_M}{2u_m} + \frac{W_{укл} D_{x,k} \eta_M}{2u_m}, \quad (52)$$

где W_T – сила сопротивления при торможении, определяемая по формуле (42), при работе крана без груза и коэффициенте $k_p = 1$.

Тормоза, рассчитанные на случай остановки крана при попутном ветре, могут вызвать излишне резкое торможение при отсутствии ветровой нагрузки. Поэтому в ряде случаев находят применение двухступенчатое торможение, при котором обеспечивается плавное торможение и в случае отсутствия ветровой нагрузки. При этом общий тормозной момент M_T , определяемый по уравнению (52) с учетом ветровой нагрузки рабочего состояния и уклона пути, развивается последовательно двумя ступенями тормоза. Тормозной момент первой ступени M_{T1} определяют по уравнению (52) при отсутствии ветра и при движении по горизонтальному пути. Тормозной момент второй ступени $M_{T2} = M_T - M_{T1}$ развивается тормозом с задержкой 2...3 с после начала действия момента M_{T1} .

Максимальный тормозной момент механизма передвижения крана или тележки, если не заданы дополнительные требования к значению замедления, при практических расчетах можно определить по уравнению (52) при допускаемых значениях замедления a (см. табл. 37). Краны, работающие на открытом воздухе и перемещающиеся по рельсовым путям, кроме тормоза механизма передвижения имеют противоугонные устройства с ручным или машинным приводом, автоматического или принудительного действия, предотвращающие возможность движения крана под действием ветровой нагрузки нерабочего состояния. Мостовые краны, работающие на открытом воздухе, могут не иметь противоугонных устройств, если тормоз механизма передвижения обеспечивает удержание крана (без груза) в неподвижном состоянии при коэффициенте запаса $k_1 = 1, 2$ при действии на кран ветровой нагрузки нерабочего состояния. В этом случае тормозной момент

$$M_T = k_1 \frac{D_{x,k} \eta_M}{2c u_m} (W_{в.н} + W_{укл} - W_T), \quad (53)$$

где $W_{в.н}$ – ветровая нагрузка нерабочего состояния; W_T – сила сопротивления передвижению крана без груза (при $k_p = 1$), $W_{укл} = \alpha G$ – дополнительная сила, возникающая при движении крана без груза вниз по уклону подкранового пути; c – количество тормозов на механизме.

При работе крана на открытом воздухе тормоза должны удерживать кран без груза от угона ветром рабочего состояния. В этом случае тормозной момент определяют по уравнению (53) при $k_1 = 1, 15$ и ветровой нагрузке рабочего состояния $W_{в.р}$. В зависимости от типа кранов рекомендуется брать следующие значения расчетного уклона пути α :

Мостовые краны	0,0015
Тележки мостовых кранов	0,002
Портальные краны на постоянных путях	0,002
Портальные краны на временных путях	0,01
Тали и краны на подвесных путях	0,001
Козловые краны и перегрузочные мосты на постоянных путях	0,002
Башенные краны	0,01

Тормозной момент, определенный по уравнению (53), M_T не должен превышать момента юза, возникающего при скольжении неподвижных колес крана по рельсам:

$$M_T \leq M_{\text{юз}} = \Delta G D_{\text{х.к}} \eta_M \varphi / (2u_M).$$

Выведенные формулы не учитывают влияния возможно-го раскачивания груза при торможении и являются полностью справедливыми для таких кранов и тележек, с которыми груз жестко связан (например, для клешевых кранов и штабелеров). Как показывают исследования, влияние раскачивания груза на движение крана или тележки зависит главным образом от соотношения времени их разгона и периода качания груза на полиспастной подвеске и от соотношения между массой груза и массой крана или тележки. За время торможения большинства механизмов передвижения груз не успевает совершить полного колебания около положения равновесия. Поэтому для подавляющего большинства конструкций механизмов передвижения определение значения замедления и длины пути торможения по приведенным выше формулам обеспечивает достаточную точность расчета. Уточненное определение тормозного пути с учетом раскачивания груза приведено в [10, 14].

В механизмах передвижения кранов мостового типа с раздельным приводом тормоз устанавливаются на каждом приводе. Момент каждого тормоза для этих конструкций принимают равным 0,5 от общего тормозного момента, определенного по уравнению (52).

30. Трансмиссионные валы

Быстроходные трансмиссионные валы необходимо проверять на возможность возникновения резонанса. При этом амплитуда колебаний может достигнуть больших значений, и напряжения в вале превысят допустимые.

Резонанс наступает при критической частоте вращения, когда частота, с которой изменяется значение внешних сил, совпадает или становится кратной частоте собственных колебаний

системы, состоящей из вала и деталей, соединенных с ним. Если двухопорный вал общей массой Q имеет начальный эксцентриситет ε и вращается с угловой скоростью ω , то под действием возникающей центробежной силы C образуется дополнительный прогиб y . При этом

$$C = Q\omega^2(y + \varepsilon).$$

Прогиб вала длиной l от этой центробежной силы $y = Cl^3/(48EJ)$, откуда

$$C = (48EJ/l^3)y = ky.$$

Коэффициент k здесь численно равен силе, вызывающей прогиб вала, равный единице.

Так как $Q\omega^2(y + \varepsilon) = ky$, то

$$y = \frac{\varepsilon}{\frac{k}{Q\omega^2} - 1}.$$

При $\omega_{\text{кр}} = \sqrt{k/Q}$ прогиб y стремится к бесконечности, следовательно, это значение $\omega_{\text{кр}}$ является критической угловой скоростью и тогда критическая частота вращения вала (об/мин)

$$n_{\text{кр}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{k}{Q}} \approx 9,55 \sqrt{\frac{k}{Q}}.$$

Но величина $f_{\text{ст}} = Qg/k$ является статическим прогибом вала под действием собственного веса $G = Qg$, поэтому

$$n_{\text{кр}} = 300 \sqrt{1/f_{\text{ст}}} = 1210d/l^2,$$

где d – диаметр вала, см; l – расстояние между опорами вала, м.

Чтобы вал не работал при частоте вращения n , близкой к критической, необходимо соблюдать условие $n \leq 0,8n_{\text{кр}}$.

Явление резонанса в механизмах передвижения возникает не только при частоте вращения, равной $n_{кр}$, но и при частоте, кратной критической частоте. Тогда, чтобы избежать возникновения резонанса, следует ввести дополнительно условие: $1,2n_{кр} \leq n \leq 1,8n_{кр}$.

Расчет быстроходного вала по критической частоте вращения является определяющим и позволяет установить необходимый диаметр вала, так как при расчете на прочность и сопротивление усталости запасы по этим критериям обычно значительно превышают рекомендуемые значения (см. гл. 2).

Для тихоходного трансмиссионного вала основным является расчет на совместное действие кручения и изгиба от собственного веса вала. Чтобы уменьшить вес трансмиссионных валов (как тихоходных, так и быстроходных), их можно делать трубчатыми. Критическая частота вращения трубчатого вала в 4,5–5,5 раза выше частоты сплошного вала, а суммарный угол закручивания и напряжения кручения соответственно в 2–3 раза меньше.

Динамические нагрузки, учитываемые при расчете валов и других элементов механизма передвижения, определяются по номинальному моменту тормоза M_T и номинальному моменту электродвигателя $M_{дв}$. При этом расчетный динамический момент, отнесенный к быстроходному валу, для случая торможения определяют по зависимости $M_{дин.т} = M_T k_T$, где $k_T = 2,0$ – при нормально замкнутом тормозе; $k_T = 1,5$ – при управляемом тормозе, при двухступенчатом тормозе или при применении какой-либо системы плавного торможения, а для случая пуска по зависимости $M_{дин.п} = M_{дв} k_p$, где $k_p = 4$ – при двигателе с короткозамкнутым ротором; $k_p = 3$ при двигателе с фазным ротором при реостатном пуске или при двигателе с короткозамкнутым ротором с регулирующим устройством; $k_p = 2$ – при приводе с системой плавного пуска.

В расчете следует принимать наибольшее из этих двух значений динамического момента. Динамические крутящие моменты на любом из валов механизма не должны превышать предельного значения, определяемого сцеплением ведущих колес с рельсами.

31. Механизмы передвижения с гибкой тягой

Барaban (или звездочку) 1 механизма передвижения с гибкой тягой (рис. 154) устанавливают на выходном валу привода и соединяют с тележкой 5 гибким элементом 2 (канатом или цепью). С другой стороны тележки гибкий элемент огибает обводной блок 3. На тележке имеются блоки 4 подъемного механизма, которые огибают канат 6 механизма подъема. При вращении барабана 1 тележка передвигается. При этом одна ветвь тягового каната 3 сматывается с барабана, а другая наматывается – тележка перемещается в ту или иную сторону в зависимости от направления вращения барабана. Показанное на рис. 154 направление вращения барабана 1 соответствует передвижению тележки вправо. При перемещении тележки канат 6 механизма подъема перекачивается по блокам 5, а подвешенный груз перемещается вместе с тележкой, оставаясь на одной и той же высоте.

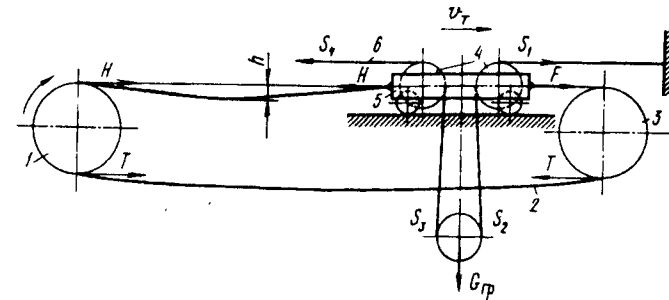


Рис. 154. Схема механизма передвижения с гибкой тягой

Сила сопротивления передвижению тележки в период установившегося движения состоит из силы трения W , ветровой нагрузки W_v , разности сил в подъемных канатах ΔS , силы H от провисания тягового каната или цепи, составляющей силы тяжести $W_{укл}$ на уклоне.

Разность натяжений подъемных канатов, перекачиваемых при передвижении тележки по блокам, определяют следующим образом. Если груз весом $G_{гр}$ подвешен на двух ветвях

каната, то справедливо равенство $G_{гр} = S_2 + S_3$. Но при движении тележки вправо справедливо равенство $S_2 = S_3\eta$, где η – коэффициент сопротивления блока, принимаемый при некотором допущении независимым от угла обхвата блока канатом.

Из двух последних уравнений получаем $S_3 = G_{гр}/(1 + \eta)$. Отсюда

$$S_4 = \frac{S_3}{\eta} = \frac{G_{гр}}{(1 + \eta)\eta}$$

и

$$S_1 = S_2\eta = \frac{G_{гр}}{1 + \eta}\eta^2.$$

Тогда

$$\Delta S = S_4 - S_1 = G_{гр} \frac{1 - \eta^3}{(1 + \eta)\eta}.$$

В общем случае при подвесе груза не на двух, а на a ветвях каната (в этих механизмах число a всегда четное)

$$\Delta S = G_{гр} \frac{(1 - \eta)(1 - \eta^{a+1})}{\eta(1 - \eta^a)}.$$

Натяжение левой нерабочей ветви тягового элемента, приложенное к тележке, требует увеличения силы F на значение H , но, с другой стороны, эта же сила H через барабан 1, нижнюю ветвь тягового элемента 3 и блок 4 прикладывается к тележке, уменьшая необходимую силу F на значение $H\eta_1\eta_4$ (натяжения T от веса тягового элемента 3 между барабаном 1 и блоком 4 при действии на тележку взаимно уравновешиваются и при расчете сопротивления не учитываются).

Натяжение H определяют по допускаемому провисанию тягового элемента, принимаемому в пределах $h = (0,02 \dots 0,03)l$ (обычно $h = 0,1 \dots 0,15$ м), откуда $H = gl^2/(8h)$, где g – вес единицы длины тягового элемента; l – максимальная длина свободно висящего тягового элемента.

Таким образом, для преодоления всех сопротивлений движению тележки без учета инерционной нагрузки к ней надо приложить силу

$$F = W + W_B + \Delta S + H(1 - \eta_1\eta_4) + W_{укл}.$$

Тогда окружная сила тягового элемента на барабане $T = F/\eta_4$, а момент на оси барабана

$$M = \frac{FD_{бар}}{2\eta_1\eta_4} = \frac{W + \Delta S + W_B + H(1 - \eta_1\eta_4) + W_{укл.}}{\eta_1\eta_4} \frac{D_{бар}}{2},$$

где η_4 – коэффициент сопротивления блока 4; $D_{бар}$ – диаметр барабана механизма передвижения; η_1 – коэффициент, учитывающий потери на барабане.

Момент сопротивления, приведенный к приводному валу механизма,

$$M_c = M_1/(\eta_m u_m),$$

где η_m и u_m – соответственно КПД и передаточное число механизма. По этому моменту проводят определение необходимой мощности электродвигателя или размеров тяговой звездочки при ручном приводе.

Иногда вместо барабана 1 применяют приводные канатопроводящие блоки, на которых конец каната не закреплен и связь блока с канатом осуществляется за счет силы трения между канатом и ручьем блока. Применение канатопроводящих шкивов допускается, только если они оснащены устройствами, автоматически поддерживающими заданное натяжение тягового каната. В этом случае при натяжении верхней ветви каната H , а нижней $T + H$ окружная сила равна T . При угле обхвата блока канатом α и коэффициенте трения между блоком и канатом f буксование каната на блоке, согласно зависимости Эйлера, начинается, когда $T = He^{f\alpha}$, т.е. когда сила сцепления использована полностью.

Благодаря размещению механизмов подъема и передвижения вне тележки ее масса и габариты резко уменьшаются. В

отличие от схемы механизма передвижения с приводными ходовыми колесами с помощью механизма передвижения с гибкой тягой легко осуществить передвижение тележки по наклонному пути. Недостатком этого типа механизмов являются высокий износ грузовых и тяговых гибких элементов, поэтому его применение ограничивается тележками на стрелах поворотных кранов, балках козловых кранов и перегружателей с горизонтальным или наклонным рельсовым путем и кабельными кранами. Для данной схемы проверки по запасу сцепления не требуется.

При подъеме или опускании груза на тележку действует сила F_T , стремящаяся сдвинуть тележку:

$$F_T = \Delta S + W_{\text{укл}} + W_{\text{в}} + H(1 - \eta_1 \eta_4) - W_T,$$

где W_T — сила сопротивления передвижению тележки, определяемая по уравнению (42) при $k_p = 1$.

Чтобы удержать тележку в неподвижном состоянии, механизм передвижения в ряде случаев необходимо снабжать тормозным устройством. Сила натяжения нижней ветви тягового элемента механизма передвижения при удержании тележки в неподвижном состоянии $T_T = F_1 \eta$.

Крутящий момент, возникающий на барабане (звездочке) механизма передвижения при подъеме или опускании груза,

$$M_{\text{бар}} = (T_T - H) \frac{D_{\text{бар}}}{2} \eta_{\text{бар}} = [(\Delta S - W_T) \eta - H(1 - \eta)] \frac{D_{\text{бар}}}{2} \eta_{\text{бар}}.$$

Тормозной момент механизма передвижения определяют с учетом коэффициента запаса торможения $M_T = 1,2 M_{\text{бар}}$, где момент $M_{\text{бар}}$ приведен к валу, на котором установлен тормоз.

В случае передвижения тележки по наклонному рельсовому пути при определении силы F_T необходимо учитывать влияние составляющей от силы тяжести тележки и груза:

$$W_{\text{укл}} = (G_{\text{гр}} + G_T) \alpha,$$

где α — уклон пути.

Чтобы обеспечить плавное передвижение тележки, особенно при изменении направления ее движения, канатные механизмы передвижения тележек должны быть оборудованы устройством для устранения слабины тягового каната с ходом не менее 2% полной длины каната. Для этого ось блока устанавливают так, чтобы она имела возможность горизонтально перемещаться под действием пружинно-винтового механизма.

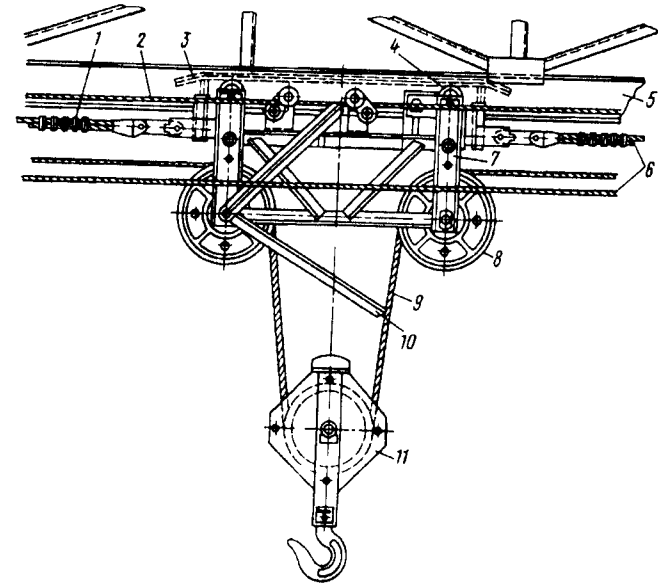


Рис. 155. Грузовая тележка башенного крана

В башенных кранах с помощью тележки, перемещающейся по нижнему поясу двутавра, подвешенного к стреле, можно изменять вылет. Тележка (рис. 155) состоит из рамы 7, внутри которой установлены ходовые колеса 4, перемещающиеся по двутавровой балке 5, и направляющие блоки 8 механизма подъема груза. Через эти блоки и крюковую обойму 11 проходит подъемный канат 9. Тележка снабжена рычагом 10 ограничителя высоты подъема крюка. При подъеме до предельного верхнего положения крюковая обойма приподнимает рычаг 10, второе

плечо которого, воздействуя на тросик 2, вызывает срабатывание концевого выключателя, останавливающего механизм подъема. Тяговый канат 6 соединяется с рамой тележки зажимами 1. Тележка имеет специальную линейку 3, которая при соприкосновении с рычагами конечных выключателей, установленными на стреле, разрывает цепь управления двигателем лебедки передвижения тележки и тем самым фиксирует крайние положения тележки.

32. Расчет ходовых колес

При работе кранов и тележек их ходовые колеса нагружены весом крана и груза, силами инерции массы груза и крана, ветровыми нагрузками и силами, возникающими при перекосе крана. Эти нагрузки действуют в радиальном, окружном и поперечном направлениях и вызывают контактные напряжения и пластические деформации, усталостные разрушения, износ колес и рельсов. Значение нагрузки на колесо в процессе работы может изменяться в весьма широких пределах, поэтому кроме расчета на смятие при максимальной нагрузке в интенсивно работающих кранах ходовые колеса надо рассчитывать на долговечность при действии постоянной нагрузки, эквивалентной по заданному сроку службы реальной переменной нагрузке.

В зависимости от типа поверхности катания (рис. 156) колеса и рельса различают линейный (а, б) и точечный (в - е) контакты. У цилиндрического колеса радиусом R , катящегося по рельсу, имеющему радиус головки r , или у колеса со скругленной поверхностью катания, катящегося по плоскому рельсу, площадка контакта представляет собой эллипс, большая ось которого ориентирована вдоль рельса, если $R > r$, или поперек рельса, если $R < r$.

Расчет ходовых колес проводят по рекомендациям ОСТ 24.090.44-82. При точечном контакте напряжения смятия (МПа)

$$\sigma = 7500kk_f \sqrt[3]{\frac{k_d F}{D^2}} \leq [\sigma_N]. \quad (54)$$

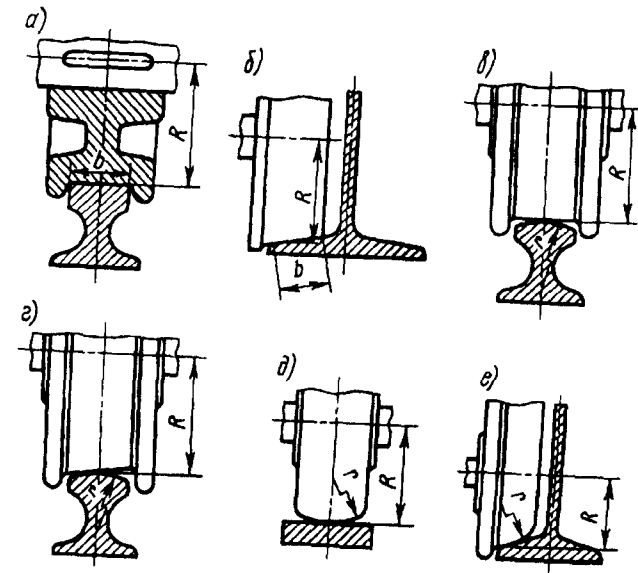


Рис. 156. Виды контакта ходового колеса с рельсом

При линейном контакте

$$\sigma = 340kk_f \sqrt{\frac{k_d k_n F}{bD}} \leq [\sigma_N]. \quad (55)$$

где k - коэффициент, зависящий от отношения радиуса закругления головки рельса r к диаметру поверхности катания колеса $D = 2R$ (рис. 156), принимаемый по следующим рекомендациям:

Значения r/D	Значения k	Значения r/D	Значения k
0,3	0,176	1,0	0,119
0,4	0,157	1,1	0,117
0,5	0,143	1,2	0,113
0,6	0,137	1,3	0,111
0,7	0,133	1,4	0,108
0,8	0,127	1,5	0,107
0,9	0,123	1,6	0,105

k_f – коэффициент, учитывающий влияние тангенциальной нагрузки (силы трения) на напряжение в контакте, принимаемый в зависимости от условий работы крана и скорости его передвижения: в закрытых помещениях при $v < 2$ м/с значение $k_f = 1,05$; при $v \geq 2$ м/с, $k_f = 1,07$; на открытых площадках $k_f = 1,07$; k_d – коэффициент динамичности пары колесо – рельс, $k_d = 1 + av$, v – номинальная скорость передвижения, м/с; a – коэффициент, зависящий от жесткости кранового пути, с/м; для рельсов на шпалах на балласте $a = 0,1$; для рельсов на металлических балках $a = 0,15$; для рельса на железобетонных балках $a = 0,20$; для рельсов на массивных фундаментах $a = 0,25$; D – диаметр поверхности катания ходового колеса, см; b – рабочая ширина головки рельса без учета закруглений, см; k_n – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине рельса, зависящий от перекоса колеса относительно рельса, обусловленного состоянием подкранового пути, погрешностями в установке колес и т.п. Его среднее значение принимают $k_n = 2$; при опирании кранов на балансирные тележки $k_n = 1,5$; F – максимальная статическая нагрузка на ходовое колесо, кН; $[\sigma_N]$ – допускаемое напряжение при приведенном числе оборотов N за срок службы

$$[\sigma_N] = [\sigma_0] \sqrt[9]{10^4/N}; \quad (56)$$

$[\sigma_0]$ – допускаемое напряжение для кованных и штампованных колес при $N \leq 10^4$. Значения $[\sigma_0]$ для некоторых марок сталей, применяемых при изготовлении колес, см. табл. 38.

Для увеличения долговечности ходовых колес и катков следует проводить термообработку поверхности катания до значений, указанных в табл. 38, с глубиной закаленного слоя не менее приведенных в следующих рекомендациях:

Диаметр поверхности катания, мм	Глубина закаленного слоя, мм
От 200 до 250	10
" 320 " 560	20
" 630 " 900	30
1000	40

Таблица 38. Значения допускаемых напряжений $[\sigma_0]$ для расчета крановых ходовых колес

Вид заготовки	Марка материала	Термообработка, твердость по Бринеллю	$[\sigma_0]$, МПа
Поковка	Сталь 45 ГОСТ 1050 – 88	Нормализация, НВ 200	610
	Сталь 50 ГОСТ 1050 – 88	Закалка, отпуск НВ 240	700
	Сталь 75 и 65Г ГОСТ 14959 – 79	Сорбитизация НВ 300	800
		Сорбитизация НВ 330	860
Прокат	Сталь 75 и 65Г ГОСТ 14959 – 79	Сорбитизация НВ 350	890
		Сорбитизация НВ 350	920
Отливка	Сталь по ГОСТ 10791 – 83	Сорбитизация НВ 320	860
	Сталь 55Л ГОСТ 977 – 88	Отжиг НВ 190	560
	Сталь 35ГЛ ГОСТ 977 – 88	Отжиг НВ 210	600

Закалку следует проводить с плавным изменением твердости по глубине, при сохранении вязкой сердцевины. Градиент снижения твердости не должен быть более 20 НВ на 10 мм толщины обода.

Наиболее высокое качество характерно для колес из стали 65 Г с сорбитной микроструктурой закаленного слоя. Колеса изготавливают штамповкой с прокаткой беговой дорожки. Для экономии дефицитных легированных сталей рекомендуется применять бандажирование ходовых колес с толщиной бандажа, равной примерно 0,1 диаметра колеса, но не менее 60 мм.

Согласно правилам Госгортехнадзора, ходовые колеса из чугуна (не ниже марки СЧ15) можно применять только для грузоподъемных машин с ручным приводом.

Приведенное число оборотов колеса за срок службы

$$N = \theta N_c,$$

где N_c – полное число оборотов колеса за срок службы;

$$N_c = 36 \cdot 10^4 \frac{v_c}{\pi D} T_{\text{маш}},$$

v_c – усредненная скорость передвижения колеса, м/с;

$$v_c = \beta c,$$

где β – коэффициент, зависящий от отношения времени неустановившегося движения t_n (суммарное время разгона и торможения) к полному времени передвижения t :

t_n/t	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
Значение β	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5

$T_{\text{маш}}$ – машинное время работы колеса (в часах) за срок его службы. Для ходовых колес ориентировочный срок службы устанавливают в зависимости от группы режима работы механизма:

Группа режима работы	1М-2М	3М-4М	5М-6М
Срок службы, лет	12	8	5-4

θ – коэффициент приведенного числа оборотов

$$\theta = \frac{N_1}{N_c} \left(\frac{F_1}{F} \right)^3 + \frac{N_2}{N_c} \left(\frac{F_2}{F} \right)^3 + \dots + \frac{N_i}{N_c} \left(\frac{F_i}{F} \right)^3,$$

где N_1, N_2, \dots, N_i – число оборотов колеса под нагрузкой F_1, F_2, \dots, F_i соответственно.

При отсутствии исходных данных по загрузке колеса значения θ можно принимать в зависимости от отношения минимальной нагрузки на колесо F_{min} к максимальной нагрузке F по следующим рекомендациям:

Значение F_{min}/F	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Значение θ	0,16	0,19	0,24	0,30	0,38	0,49	0,63

Число оборотов колеса диаметром D (м) под номинальной нагрузкой F_1

$$N_1 = \frac{60v}{\pi D} h_1,$$

где h_1 – число часов передвижения крана со скоростью v , м/мин.

Если известно число циклов z_1 работы крана в час и путь перемещения s_1 (м) за цикл, то за h_1 часов работы количество оборотов N_1 можно определить также по зависимости $N_1 = h_1 z_1 s_1 / (\pi D)$.

Аналогично определяют числа оборотов при работе с другими нагрузками. Наиболее точно приведенное число оборотов N при заданном сроке службы определяют по нагрузочной диаграмме колес, устанавливающей сколько времени и с какой нагрузкой работает колесо. При отсутствии нагрузочной диаграммы можно использовать усредненный график нагрузки (см. рис. 48).

Расчетные сроки службы ребордных ходовых колес можно обеспечить только в том случае, если перекося ходовых колес в горизонтальной плоскости не больше 0,005. При перекосе, превышающем это значение, колеса быстро выходят из строя в результате изнашивания реборд.

Формулы (54) и (55) позволяют одновременно определить напряжения в ходовом колесе и в рельсе. Но число нагружений колеса и рельса различно. Поэтому и требования к их материалам не одинаковы. При качении z колес диаметром $D_{x,k}$ по пути длиной L соотношение чисел нагружения рельса N_p и колеса N_k равно

$$\frac{N_p}{N_k} = \frac{z\pi D_{x,k}}{L}.$$

При этом соотношение требуемой твердости поверхностей рельса и колеса при числах циклов нагружения $N_p > 10^4$ и $N_k > 10^4$:

$$HB_p = HB_k \sqrt[9]{\frac{z\pi D_{x,k}}{L}}.$$

Если $N_k < 10^4$ и $N_p < 10^4$, то степень радикала в формуле следует принять равной 25, а если $N_k > 10^4$, а $N_p < 10^4$, то

$$NB_p = NB_k \sqrt[9]{\frac{10^4}{N_k}} \sqrt[25]{\frac{N_p}{10^4}}$$

Колеса фрикционных тягачей с резиновыми, тканевыми и пластмассовыми ободьями проверяют на напряжения смятия:

$$\sigma'_{см} = \frac{10F}{D_T b} \sqrt[6]{\frac{n}{60}} \leq [\sigma'_{см}],$$

где n – частота вращения колеса, об/мин; D_T – диаметр поверхности катания колеса, м; b – рабочая ширина обода, м; F – нормальная нагрузка на колесо, Н; $[\sigma'_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия для материала обода колеса: для резины $[\sigma'_{см}] = 0,4 \dots 0,5$ МПа; для прессованных тканей $[\sigma'_{см}] = 0,6 \dots 1,0$ МПа; для полиамидных материалов $[\sigma'_{см}] \leq 2$ МПа.

Нагрузку F_C на ходовое колесо определяют для наихудших условий работы крана с номинальным грузом, когда положение тележки мостового крана или стрелы таково, что на ходовом колесе возникает максимальное значение нагрузки, например, как показано на рис. 157, для мостового крана весом G_M с тележкой весом G_T с грузом весом $G_{Гр}$, расположенной у рассматриваемой опоры.

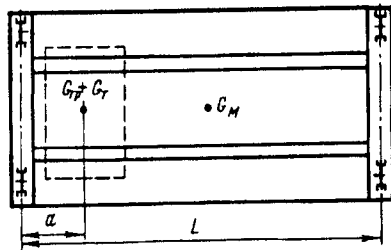


Рис. 157. Схема к определению максимальной нагрузки на ходовое колесо мостового крана

В этом случае максимальная нагрузка на концевую балку, определяемая с некоторым упрощением, без учета влияния жесткости моста:

$$R_{\max} = \frac{G_M}{2} + (G_{Гр} + G_T) \frac{L - a}{L}$$

Если число ходовых колес на концевой балке равно z , нагрузка на ходовое колесо $F_C = R_{\max}/z$.

Для кранов с поворотной стрелой (рис. 158), подвешенной к раме грузовой тележки с помощью центральной направляющей колонны с роликами на опорном круге, а также для поворотных кранов на колонне, установленных на тележке, давление на ходовые колеса тележки зависит от положения стрелы. Кроме того, на значение нагрузки влияют состояние пути, по которому перемещается кран или тележка, и упругость как путей, так и металлоконструкции ходовой части. В большинстве случаев мосты кранов и тележек являются четырехопорными, статически неопределимыми системами, требующими при определении реакций опор проведения весьма сложных расчетов, учитывающих деформации металлоконструкции и опорных точек.

При расчетах условно считают, что все опоры лежат в одной плоскости, и сводят исследуемую систему к статически

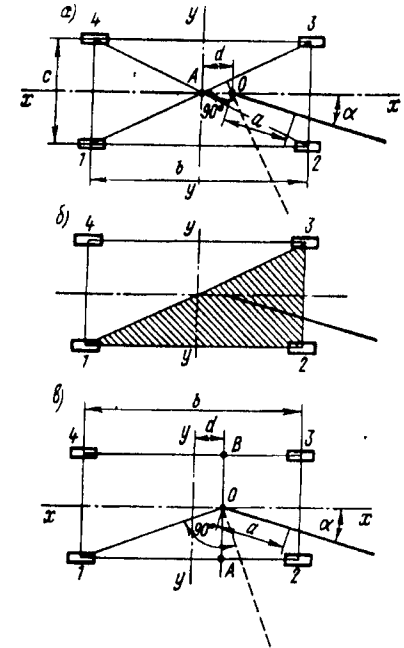


Рис. 158. Схема к определению максимальной нагрузки на ходовое колесо поворотного крана

определимой, рассматривая металлоконструкцию ходовой части как абсолютно жесткую или как полностью шарнирную.

В первом случае рама ходовой части тележки весом G_T считается абсолютно жесткой (рис. 158, а). Центр тяжести рамы (точка А) обычно совпадает с центром симметрии.

Центр тяжести вращающейся части G вместе с грузом $G_{ГР}$ расположен на оси стрелы на расстоянии a от оси вращения O . Этот вес создает момент $M = (G_{ГР} + G)a$, а силу $G_{ГР} + G$ считают действующей в точке O .

Реакции R_k на опорах тележки от собственного веса ее ходовой части G_T можно считать равными

$$R_{k1} = R_{k2} = R_{k3} = R_{k4} = G_T/4.$$

Реакции R_b от веса вращающейся части и груза определяют с учетом того, что ось вращения расположена на продольной (или в других случаях - на поперечной) оси тележки:

$$R_{b1} = R_{b4} = (G_{ГР} + G) \frac{0,5b - d}{2b};$$

$$R_{b2} = R_{b3} = (G_{ГР} + G) \frac{0,5b + d}{2b}.$$

Момент $M = (G_{ГР} + G)a$ можно разложить на две составляющих: момент $M_x = M \cos \alpha$, действующий в плоскости $x - x$, и момент $M_y = M \sin \alpha$, действующий в плоскости $y - y$. Реакции опор от момента M_x :

$$R_{M_{x1}} = R_{M_{x4}} = -\frac{M_x}{2b}; \quad R_{M_{x2}} = R_{M_{x3}} = \frac{M_x}{2b}.$$

Реакции опор от момента M_y :

$$R_{M_{y1}} = R_{M_{y4}} = \frac{M_y}{2c}; \quad R_{M_{y2}} = R_{M_{y3}} = -\frac{M_y}{2c}.$$

Суммарная реакция опоры равна алгебраической сумме отдельных реакций, действующих на эту опору. Анализ получен-

ных при этом уравнений показывает, что наиболее нагруженной опорой является опора 2, а наименее нагруженной - опора 4. Максимальная реакция R_2 возникает, если угол $\alpha = \alpha_0$; значение угла α_0 определяют из условия равенства нулю первой производной:

$$\frac{dR_2}{d\alpha} = (G_{ГР} + G) \left(\frac{a}{2b} \sin \alpha_0 - \frac{a}{2c} \cos \alpha_0 \right) = 0,$$

откуда $tg \alpha_0 = b/c$, т.е. нагрузка на опору 2 имеет максимальное значение при расположении оси стрелы перпендикулярно диагонали 1-3 опорного контура (это положение стрелы показано на рис. 158, а штриховой линией). При наличии горизонтальных действующих сил (ветровая нагрузка, силы инерции) следует еще дополнительно учесть нагрузки на опоры, создаваемые этими силами.

При некотором сочетании нагрузок, а также при значительных неравномерностях пути и погрешностях при изготовлении крана реакция на наименее нагруженную опору может стать равной нулю, т.е. эта опора не будет нагружена и колесо может приподниматься над рельсом, что иногда и случается в реальных условиях эксплуатации. Тогда четырехопорная конструкция становится статически определимой трехопорной системой с более высокими нагрузками на опоры, определяемыми по уравнениям моментов относительно осей 1-2; 2-3 и 1-3 (рис. 158, б). Если тележка со стрелой установлена на мосту крана, давление на ходовые колеса моста также зависит от угла поворота стрелы и его определяют с учетом неравномерной нагрузки ходовых колес тележки.

Во втором случае, когда раму ходовой части рассматривают как полностью шарнирной, опоры имеют возможность перемещаться в вертикальной плоскости независимо друг от друга, после нагружения рама может не сохранить плоскую форму. В этом случае неточности конструкции и различная степень податливости ее у отдельных опор не влияют

33. Устройства, обеспечивающие безопасность работы

на распределение нагрузки между опорами в пределах возможности их вертикального перемещения, и определение опорных реакций является статически определимой задачей.

Если на шарнирной раме тележки весом G_T установлена поворотная часть крана на колонне, то на раму (рис. 158, в) в точке O (ось колонны), как и в первом случае, действуют силы $G_{Гр} + G$ и момент $M = (G_{Гр} + G)a$, который можно разложить на моменты M_x и M_y . Реакции от сил G_T , $G_{Гр} + G$ и от момента M_x такие же, как и для жесткой рамы, а момент M_y вызывает в точках A и B фиктивной балки AB вертикальные силы $F_A = -F_B = M_y/c$.

Эти силы можно распределить между опорами рамы:

$$R_{My1} = -R_{My4} = \frac{M_y}{c} \frac{0,5b - d}{b};$$

$$R_{My2} = -R_{My3} = \frac{M_y}{c} \frac{0,5b + d}{b}.$$

Суммируя все составляющие реакций опор, можно определить искомые реакции. Как и в случае жесткой рамы, максимальная нагрузка воспринимается опорой 2, а минимальная – опорой 4. При $d = 0$ значения реакции для жесткой и шарнирной рам одинаковы. Максимальное значение R_2 для шарнирной рамы имеет место при угле $\alpha = \alpha_0$; тангенс угла α_0 определяют аналогично случаю жесткой рамы:

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = (b + 2d)/c,$$

т.е. реакция R_2 имеет максимальное значение, когда стрела расположена перпендикулярно линии, соединяющей опору 1 с осью O вращения колонны. На рис. 158, в положение стрелы при максимальном значении R_2 показано штриховой линией. Давление на опору 2 при шарнирной раме больше, чем при жесткой.

Выбор того или иного метода расчета зависит от конструкции (упругих свойств) рамы, ходовых опор и пути. Передвижные поворотные краны на колонне обычно рассчитывают по схеме жесткой рамы.

Для ограничения хода крановых тележек и мостов кранов применяют упоры, устанавливаемые на концах пути тележек и мостов, а тележки и мосты снабжают буферами – устройствами, смягчающими удары при наездах на упоры. В самых простых случаях их можно изготавливать из дерева или резины (рис. 159, а).

На рис. 159, б показана конструкция пружинного буфера, устанавливаемого на тяжелых кранах. Этот буфер имеет четыре пружины – две внутренние и две наружные. Направление навивки каждой пары пружин – встречное, чтобы устранить влияние закручивания торцов пружин при их нагружении. В пружинных буферах большая часть кинетической энергии удара переходит в потенциальную энергию сжатия пружины, поэтому работа пружинного буфера сопровождается отдачей, что является нежелательным явлением. Кроме того, пружинные буферы довольно громоздки.

Способность пружинного буфера поглощать энергию можно существенно увеличить, применяя предварительно поджатые пружины. При этом снижается ход буфера и, следовательно, его габариты. Применение пружинных буферов целесообразно при скорости крана или тележки, не превышающей 70 м/мин. При более высокой скорости движения при соответствующей установке концевых выключателей достигается своевременное замыкание тормоза, снижающего скорость движения при подходе к упору до 70 м/мин.

Более рациональны *гидравлические буферы*, поглощающие значительно большую энергию удара и не имеющие отдачи. Энергия удара в этих буферах расходуется на продавливание рабочей жидкости через кольцевой зазор между отверстием в дне поршня и штоком (рис. 159, б) и почти целиком переходит в теплоту. Буфер состоит из корпуса 3, поршня 4, штока 5, возвратной пружины 6, наконечника 1 и ускорительной пружины 2.

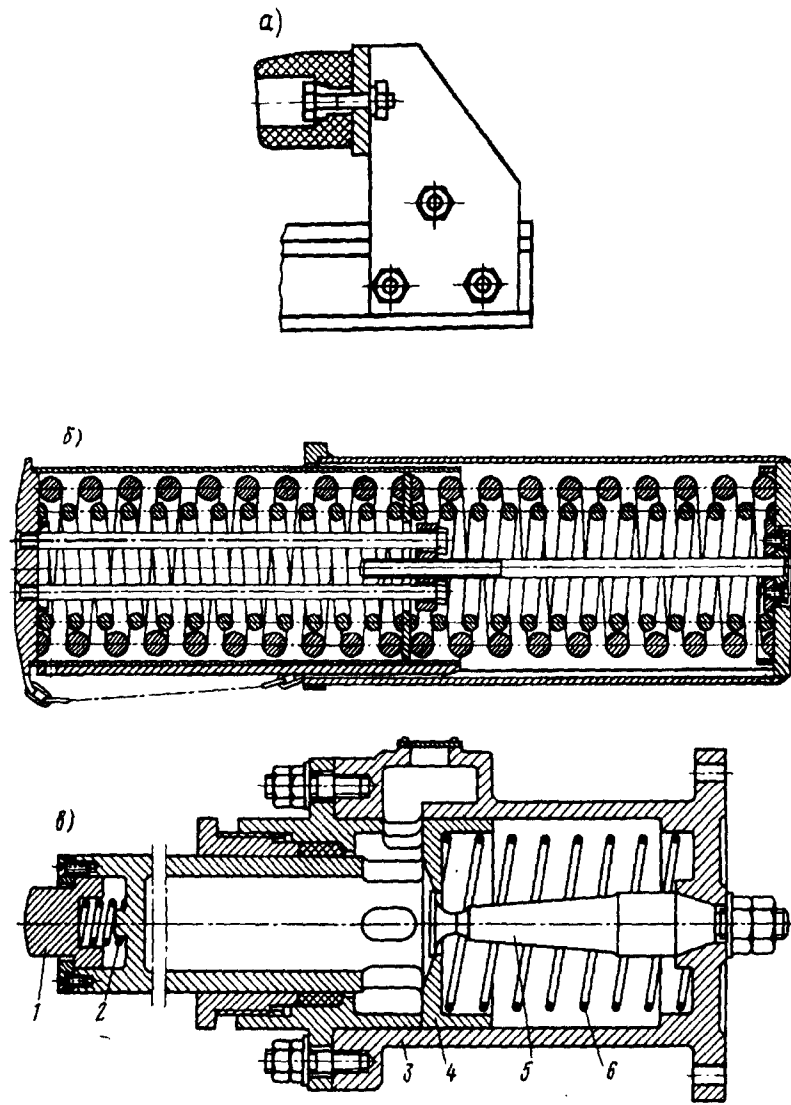


Рис. 159. Буфер:
 а – резиновый; б – пружинный; в – гидравлический

Рабочая жидкость заполняет внутреннюю часть поршня и при осадке буфера протекает через отверстие в дне поршня. Так как шток 5 имеет переменное сечение, то площадь кольцевого зазора между дном поршня и штоком изменяется, вследствие чего изменяется и сопротивление передвижению поршня.

При соответствующем подборе сечения можно получить различные закономерности замедления движения крана при остановке его буфером. Пружина 2 используется для создания плавного нарастания скорости движения поршня. В качестве рабочей жидкости применяют веретенное масло, если кран работает при нормальной температуре окружающей среды, и смесь спирта с глицерином – при работе в условиях пониженных температур.

Конструкции гидравлических буферов значительно компактнее пружинных. Их применение экономически оправдано при скорости движения, не превышающей 160 м/мин. При более высоких скоростях должны быть предусмотрены устройства, снижающие скорость движения до 160 м/мин при подходе крана к упору.

Буфер считают полностью работоспособным, если он поглощает кинетическую энергию крана или тележки (при гибкой подвеске – при работе без груза; при жесткой – с грузом), двигаясь со скоростью, составляющей 0,7 номинальной. Замедление при этом не должно превышать 4 м/с^2 . Детали крепления буфера должны быть рассчитаны на нагрузку, возникающую при поглощении энергии удара крана или тележки, двигающихся с номинальной скоростью. Запас прочности деталей крепления должен быть не менее 1,15. При упрощенном расчете пружинных буферов считают, что вся кинетическая энергия тележки или крана переходит в потенциальную энергию упругой деформации пружины. Энергия пружины $U = Fa/2$, где F – максимальная сила сжатия пружины; a – осадка пружины.

Кинетическая энергия движущегося крана (или тележки) массой $Q_{кр}$ с грузом массой $Q_{гр}$ без учета влияния гибкого подвеса груза (груз рассматривается находящимся в крайнем верхнем положении, когда влияние гибкости подвеса минимально) равна

$$A = (Q_{кр} + Q_{гр})v^2/2,$$

где v – скорость движения крана (или тележки) в момент наезда на упор.

Для максимальной силы сжатия пружины буфера получаем выражение из условия равенства энергий движущегося крана и сжатой пружины:

$$F = (Q_{кр} + Q_{гр})v^2/(az),$$

где z – число буферов, воспринимающих удар.

Отсюда максимально допустимая скорость движения моста крана (или тележки) при наезде на упор

$$v_{max} = \sqrt{\frac{zFa}{Q_{к} + Q_{гр}}}.$$

Расчетная динамическая нагрузка при наезде крана (или тележки) на упор

$$F = k_{к.д} a_T (Q_{кр} + \beta Q_{гр}),$$

где $k_{к.д} = 1,3$ – коэффициент перегрузки; a_T – замедление крана (тележки); β – коэффициент, имеющий в зависимости от вида подвеса груза следующие значения:

Гибкий, с длиной подвеса, м	β
1,5...3	0,5
3...5	0,35
5...7	0,2
Жесткий	1,0

В последнее время вместо буферов все чаще используют специальные тупиковые устройства, у которых в конце пути рельс имеет плавный подъем и кинетическая энергия движущегося крана преобразуется в работу перемещения центра тяжести крана (или тележки) на некоторую высоту.

Если скорость передвижения тележки или моста превышает 32 м/мин, то требуется установка концевых выключателей, обеспечивающих автоматическое замыкание тормоза на необходимом расстоянии от конца пути, что предупреждает наезд

крана или тележки с большой скоростью на упоры. Механизмы передвижения башенных порталных и козловых кранов, а также перегрузочных мостов должны иметь концевые выключатели независимо от скорости передвижения крана.

Взаимосогласованные концевые выключатели должны применяться для предупреждения столкновения мостовых или консольных кранов, работающих на одном подкрановом пути. Отключение механизмов передвижения этих кранов проводят на расстоянии между ними не менее 0,5 м. После срабатывания концевых выключателей движение кранов может осуществляться только в обратную сторону.

При больших скоростях передвижения моста (более 80 м/мин) рычажные концевые выключатели недостаточно надежны и для таких кранов разработаны конструкции фотоэлектрических концевых выключателей.

Концевой выключатель механизма передвижения устанавливают таким образом, чтобы он срабатывал, когда расстояние от упора составляло бы не менее половины пути торможения (а это обеспечивает движение в момент приближения к упору со скоростью v , равной половине номинальной), а у башенных, порталных, козловых кранов и перегрузочных мостов – не менее полного пути торможения.

Если выключение двигателя и замыкание тормоза происходит, когда кран находится на расстоянии, равном полному пути торможения, то установка упоров, при нормальной эксплуатации, является излишней. Однако учитывая возможность случайного отказа элементов защиты, Правила Госгортехнадзора требуют установки упоров, но их расчет ведут на пониженную скорость наезда.

Для механизмов передвижения мостовых кранов возможно исключение из этого правила, если кран подходит к посадочной площадке с наименьшей скоростью, допускаемой электросхемой крана. В этом случае рекомендуется установка двух тормозов в приводе механизма передвижения: один – стопорный, включаемый только для удержания крана против угона его ветровой нагрузкой нерабочего состояния, а второй – рабочий.

Путь торможения определяется из предположения, что движение крана равнозамедленное:

$$S = v_{\text{ном}} t_{\text{T}} / 2,$$

где время торможения $t_{\text{T}} = v_{\text{ном}} / [a]$.

Если нет точных данных о процессе торможения, приблизительный тормозной путь крана или тележки без груза можно определить, используя данные табл. 39.

Таблица 39. Тормозной путь s (м) при скорости v (м/мин)

Условия работы крана	Все колеса приводные	Половина колес приводная	Четверть колес приводная
На открытом воздухе ($\varphi = 0, 12$)	$\frac{v^2}{6500}$	$\frac{v^2}{3250}$	$\frac{v^2}{1650}$
В помещении ($\varphi = 0, 15$)	$\frac{v^2}{8400}$	$\frac{v^2}{4200}$	$\frac{v^2}{2100}$

Примечание. Коэффициент φ сцепления колеса и рельса (см. стр. 393)

Краны, передвигающиеся по рельсовым путям на открытом воздухе, должны быть оборудованы устройствами, предотвращающими угон крана ветром нерабочего состояния (противоугонные устройства). Мостовые краны, работающие на открытом воздухе, могут не снабжаться противоугонными устройствами, если установленные на механизме передвижения тормоза обеспечивают запас торможения не менее 1,2 при действии на кран ветра нерабочего состояния по ГОСТ 1451-77 при учете влияния допускаемого уклона. Противоугонные устройства можно разделять на три группы по принципу их действия: *стопорные устройства или фиксаторы*, действие которых основано на том, что кран фиксируется закладными пальцами, крюками или выдвигаемыми упорами, связывающими кран с неподвижной опорой; *противоугонные устройства нажимного типа* (остановы), действие которых основано на создании

трения между рельсом и специальным башмаком, подводимым под ходовое колесо и воспринимающим часть собственного веса крана; *клещевые рельсовые захваты*, действие которых основано на принципе непосредственного зажатия головки подкранового рельса рабочими поверхностями захвата. При использовании рельсовых захватов их конструкция должна позволять закреплять кран на всем пути его перемещения.

Захваты бывают ручные и механические (автоматические и полуавтоматические). По правилам Госгортехнадзора противоугонные устройства с механическим приводом должны быть оборудованы дополнительным устройством для приведения их в действие вручную. Для мостовых кранов рекомендуется применять *ручные захваты клещевого типа*, устанавливаемые с обеих сторон моста крана. В перегрузочных мостах и в козловых кранах применение ручных захватов запрещено и применяют *клещевые противоугонные устройства с грузовым клином* или винтовые, имеющие механический привод управления клещами из кабины крановщика, или автоматического действия. Эти устройства должны быть заблокированы с механизмом передвижения так, чтобы захваты открывались перед началом движения и замыкались после остановки крана.

Для оповещения крановщика о достижении ветром опасной скорости башенные, порталные, кабельные краны и мостовые перегружатели снабжают анемометрами, имеющими звуковую или световую сигнализацию.

После получения сигнала крановщик должен прекратить работу, обесточить кран и закрепить его противоугонными захватами.

На рис. 160 показана конструкция клещевого захвата козловых и порталных кранов, состоящая из рамы 4, закрепленной между балансирами тележки, клещей захвата 10 и электромеханического привода. При включении электродвигателя 1 вращение передается через червячный редуктор 2 на вертикальный винт 5. Гайка 6 совершает поступательное движение вместе с корпусом 7, на который она нажимает через пружину 9. Корпус перемещается в направляющих 15, прикрепленных к раме

4. В пазах корпуса 7 двигаются ролики 8, оси которых закреплены на длинных плечах клещей 10, поворачивающихся вокруг осей 11. При движении корпуса вниз короткие плечи рычагов, сближаясь, зажимают головку рельса, после чего при дальнейшем вращении винта пружина 9 сжимается, а закрепленный на корпусе регулируемый упор 13 нажимает на рычаг концевого выключателя 12 и отключает питание двигателя.

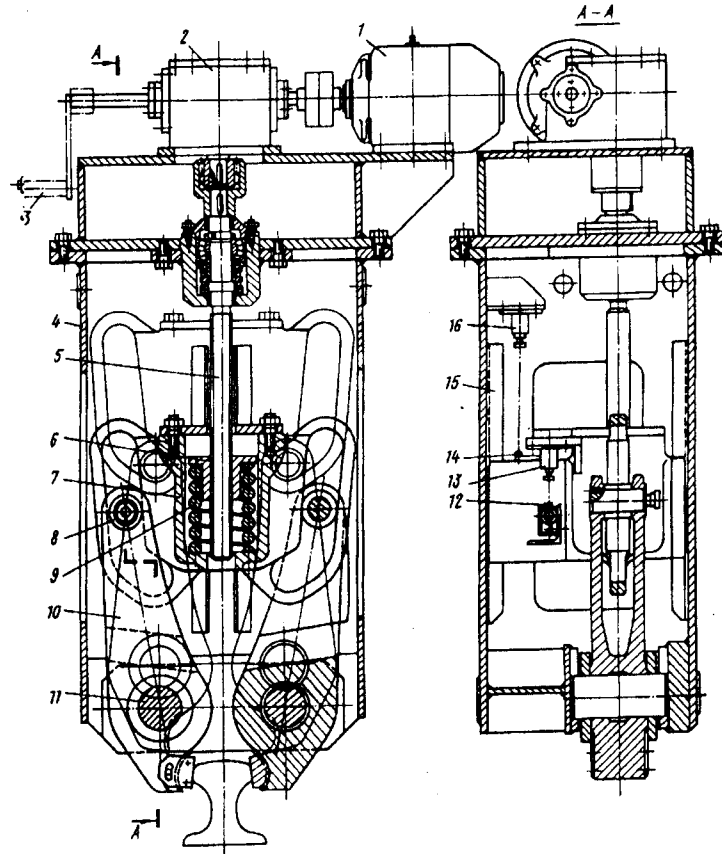


Рис. 160. Противоугонный клещевой захват

При вращении вала двигателя в другую сторону корпус 7 поднимается и ролики 8, перемещаясь по прорезям корпуса, раскрывают клещевой захват, а затем поднимают клещи на 20 мм выше уровня головки рельса. Верхнее положение корпуса фиксируется с помощью концевого выключателя 14 при достижении им упора 16. Для установки крана на захваты вручную при аварийном отключении электроэнергии на конце вала червяка имеется рукоятка 3. Благодаря тому, что в выключенном состоянии губки клещей находятся выше уровня головки рельса, исключается возможность случайного захвата рельса при передвижении крана. Привод клещевых захватов может быть также и гидравлическим, и пневматическим. Противоугонные захваты с машинным приводом должны быть оборудованы приспособлением для приведения его в действие вручную.

В противоугонных устройствах мостовых перегружателей грузовой клин весом $G_{кл}$ при опускании его с помощью лебедки или гидравлического привода воздействует на длинные плечи клещей (рис. 161), а короткие плечи зажимают головку рельса. При подъеме клина клещи под действием вспомогательной пружины освобождают рельс. Механизм клещевых захватов перегрузочных мостов так заблокирован с механизмом передвиже-

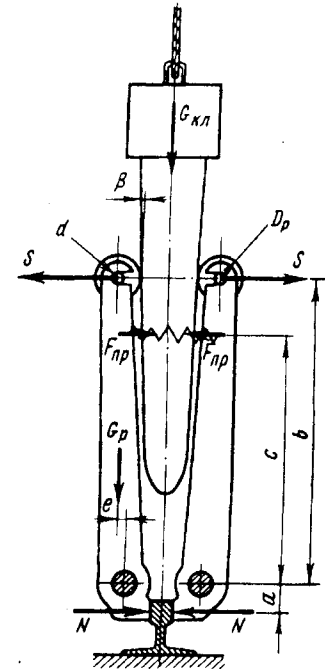


Рис. 161. Схема противоугонного клещевого захвата

ния крана, что до тех пор, пока не освобождены рельсы, кран не может начать движение. После остановки крана захваты автоматически зажимают рельс. Двигатель клещевых захватов заблокирован также с анемометром и при скоростном напоре ветра, большем нагрузки рабочего состояния, осуществление подъема клина и освобождения рельсов исключено.

Коэффициент запаса, равный отношению удерживающей силы, развиваемой противоугонными устройствами крана, к сумме ветровой нагрузки нерабочего состояния и составляющей силы тяжести крана от уклона пути, должен быть не менее 1,2. Сила угона

$$F_y = W_{вн} - W + W_{укл},$$

где $W_{вн}$ – ветровая нагрузка нерабочего состояния по ГОСТ 1451 – 77, W – сила сопротивления передвижению при работе крана без груза, определяемая при коэффициенте трения реборд $k_p = 1$, $W_{укл} = \alpha G$ – сила, возникающая от уклона подкрановых путей, α – уклон подкрановых путей, принимаемый по рекомендациям, приведенным на стр. 401.

При равномерном распределении нагрузки между захватами сила нажатия плоских рабочих поверхностей клещевых захватов на головку рельса $N = F_y k / (2zf)$ (см. рис. 161), где z – число захватов на кране, F_y – сила угона крана, f – коэффициент трения рабочей поверхности захватов о головку рельса (табл. 40).

Таблица 40. Значения коэффициента трения f

Материал губок	Вид поверхности губок	f
Стали 65Г, 60С2 У8А, У10А, (HRC ≥ 56)	С острой насечкой	0,3
Ст3 Ст5, сталь 45 (HB ≤ 360)	Без насечки	0,15

Необходимый вес клина $G_{кл}$ определяюг из условия равновесия рычагов при замкнутом захвате (рис. 161)

$$S = (Na + F_{пр}c)/b, \quad G_{кл} = 2(Stg\beta + W),$$

где $F_{пр}$ – усилие пружины, стягивающей рычаги, принимаемое равным

$$F_{пр} = (1,5 \quad 2)M_p/c,$$

$M_p = G_p e$ – момент от веса рычага G_p относительно оси шарнира при зажатом рельсе, $\beta \approx 6^\circ$ – угол наклона плоскости клина к вертикали. W – вертикальная составляющая силы сопротивления от перекатывания роликов верхних концов рычагов по плоскости клина, определяемая по зависимости (42) при коэффициенте $k_p = 1$, a, b, c – размеры по рис. 161.

Необходимый вес клина

$$G_{кл} = \frac{2}{b}(Na + F_{пр}c) \left(\operatorname{tg} \beta + \frac{2\mu + fd}{D_p} \right),$$

где d – диаметр цапфы ролика, D_p – диаметр поверхности катания ролика.

Ход клина h назначают, исходя из необходимого размера отхода $\varepsilon = 6 \quad 8$ мм рабочих поверхностей клещей от головки рельса и упругого прогиба ψ рычагов клещей,

$$h = k(u\varepsilon + \psi)/\operatorname{tg} \beta,$$

где $k = 1,5$ – коэффициент запаса хода клина, компенсирующий износ рабочих поверхностей, неточность изготовления и монтажа и упругие деформации деталей, $u = b/a$ – передаточное отношение рычагов клещей, $\psi = Sb^3/(3EJ)$ – упругий прогиб конца рычага от силы S , E – модуль упругости, J – момент инерции сечения рычага в опасном месте.

Устройство для подъема клина имеет тормоз с коэффициентом запаса не менее двух для удержания клина на весу в верхнем положении. Канат механизма подъема клина рассчитывают на прочность с коэффициентом запаса прочности $Z_p \geq 4,5$ [см. уравнение (8)]. Механизм лебедки рассматривают как обычный подъемный механизм режима работы 3М.

Перегрузочные мосты и козловые краны с отдельным приводом при пролете более 40 м, имеющие одну гибкую (плоскую)

и одну жесткую опору, снабжают автоматическим ограничителем перекоса. Эти устройства должны предотвращать опасные перекосы кранов, которые могут возникнуть при нарушении нормальной работы механизма передвижения. Они или останавливают кран, или выравнивают скорость движения опор. Принцип действия ограничителей перекоса основан или на измерении разности пути, пройденного приводными колесами обеих опор крана, или на измерении деформации металлоконструкции крана при забегании вперед одной из опор. Разность путей, пройденных опорами, определяют путем сопоставления числа оборотов ходовых колес. При этом валы колес соединяют с сельсинами-датчиками, сигналы от которых подают на дифференциальный сельсин, управляющий механизмами передвижения.

В соответствии с другим способом измерения вдоль путей перемещения обеих опор с равными интервалами устанавливают устройства, например постоянные магниты, воздействующие на датчики, установленные на опорах крана. Дискретные сигналы от датчиков поступают в счетное устройство и если различие в их числе достигает предельного заданного значения, то устройство выдает соответствующую команду в цепь управления краном.

Широко применяют ограничители перекоса, реагирующие на деформации металлической конструкции крана. На рис. 162 представлена одна из схем такого ограничителя. На некотором расстоянии от жесткой опоры установлен валик 2, соединенный с рычагом 1, имеющим прорезь, в которой расположен болт 11, закрепленный на металлоконструкции 10 жесткой опоры. При повороте пролетного строения вследствие забегания опоры рычаг 1 поворачивает валик 2 с надетой на него конической шестерней 3, что приводит к повороту валика 6 с зубчатым колесом и что, в свою очередь, вызывает поворот валиков путевых выключателей 4 и рычага 7, к которому прикреплен канатик 5; этот канатик, проходя по системе блоков, поворачивает грузик (зубчатый сектор) 9 и через него указатель перекоса 8. При достижении допустимого угла перекоса поворот валиков путевых

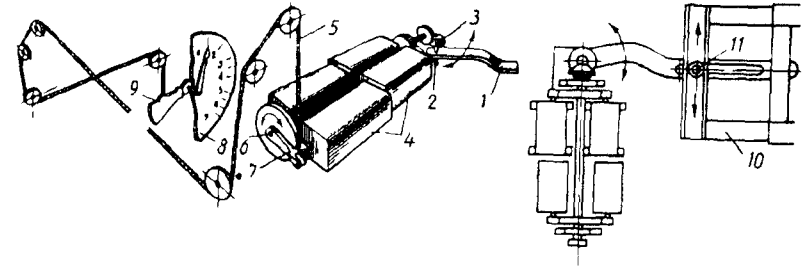


Рис. 162. Ограничитель перекоса

выключателей 4 позволяет при включении соответствующих двигателей автоматически выравнивать положение опор крана. При угле перекоса более допустимого устройство автоматически останавливает мост и опускает клин противоугонного захвата.

Краны и тележки снабжают сбрасывающими щитками 1 (см. рис. 145), предотвращающими попадание посторонних предметов под ходовые колеса. Зазор между щитком и поверхностью рельса не превышает 10 мм.

МЕХАНИЗМЫ ПОВОРОТА

34. Схемы механизмов поворота

Поворотные краны можно подразделить на две группы. К первой группе относят краны, грузоподъемность которых не зависит от вылета стрелы (см. рис. 31...33); ко второй группе относят стреловые краны (см. рис. 34...38), грузоподъемность которых изменяется с изменением вылета стрелы.

Механизмы поворота у поворотных кранов служат для вращения металлоконструкции крана и груза. Принципиальное отличие работы этих механизмов от рассмотренных выше механизмов подъема и передвижения заключается в том, что при повороте отсутствуют поступательно движущиеся массы – имеются только вращающиеся массы.

Механизмы поворота могут устанавливаться либо на неподвижной части крана, и тогда поворотная часть движется относительно механизма, либо на поворотной части, и тогда механизм при повороте перемещается вместе с поворотной частью крана. Механизм поворота, изображенный на рис. 163 (см. также рис. 33), расположен на поворотной части металлоконструкции. Он состоит из двигателя (на рисунке не показан), соединенного муфтой 1 с червячным редуктором 4, имеющим горизонтальное расположение червячного колеса. На валу червячного колеса закреплена шестерня 3, передающая крутящий момент на вертикальный вал. Шестерня 2 вертикального вала входит

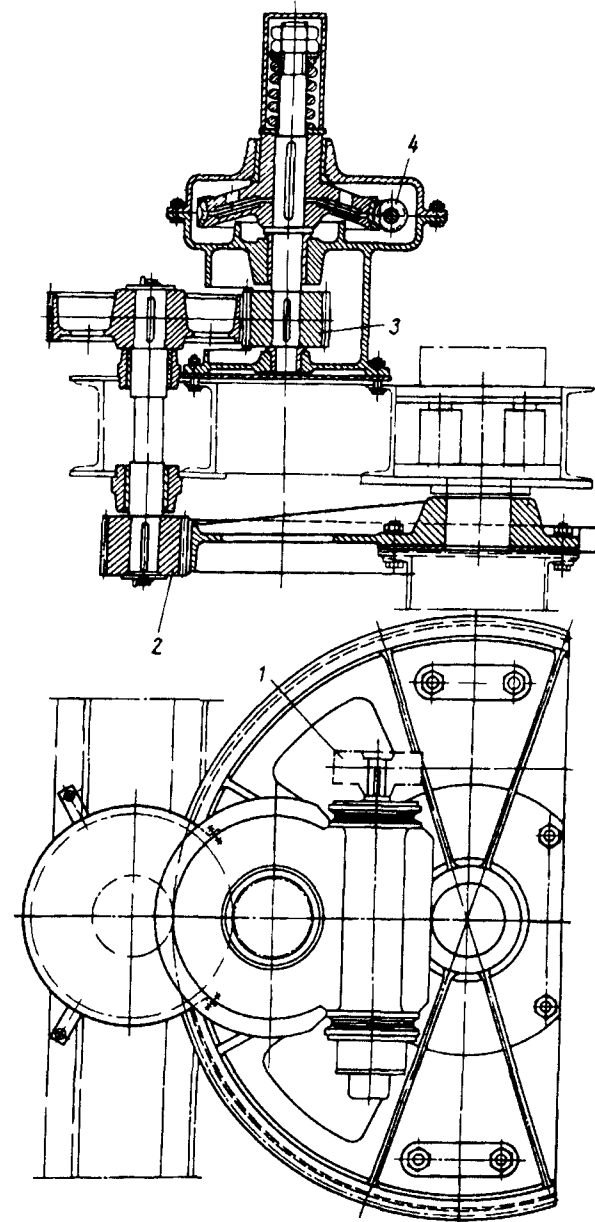


Рис. 163. Схема механизма поворота

в зацепление с зубчатым колесом, укрепленным на неподвижной части металлоконструкции. При работе двигателя шестерня 2 обкатывается вокруг колеса, приводя во вращение поворотную часть крана.

Большинство механизмов поворота имеет червячную передачу, что объясняется необходимостью обеспечить большое передаточное отношение. Это требование обычно реализуется путем применения червячной передачи. Действительно, частота вращения стрелы составляет $n_c = 1 \dots 3,5$ об/мин, а частота вращения вала двигателя $n_1 = 750 \dots 1000$ об/мин. Тогда передаточное число механизма поворота $u_M = n_1/n_c = 200 \dots 1000$, и оно разбивается следующим образом: червячная передача $u_T = 30 \dots 40$ и зубчатая пара $u_3 = 10 \dots 25$.

Иногда отказываются от использования червячной передачи, а неподвижное колесо изготавливают большого диаметра в виде согнутого в кольцо швеллера (рис. 164, а). Вместо зубчатого венца в колесо через равные промежутки вставлены валики (цевки) 2. В этом случае число зубьев шестерни 1 принимают равным $9 \dots 12$. Преимуществом цевочного зацепления является меньшая стоимость при реализации больших передаточных чисел.

Согласно правилам Госгортехнадзора, механизмы поворота вновь изготавливаемых порталных кранов должны быть оборудованы муфтой предельного момента.

В механизме на рис. 164, б такой муфтой является дисковая муфта 1, соединяющая вал вертикально установленного фланцевого двигателя с валом редуктора. В другом редукторе (рис. 164, а) применена коническая предохранительная муфта 3. Эти муфты предохраняют механизмы от перегрузок при резком пуске и торможении, при задевании стрелой за постоянные препятствия. Если угол поворота стрелы меньше 360° , используют рычажные концевые выключатели. В кранах с бескольцевым токоподводом для предотвращения перекручивания или обрыва кабеля автоматическое выключение двигателя механизма после совершения заданного числа оборотов стрелы в

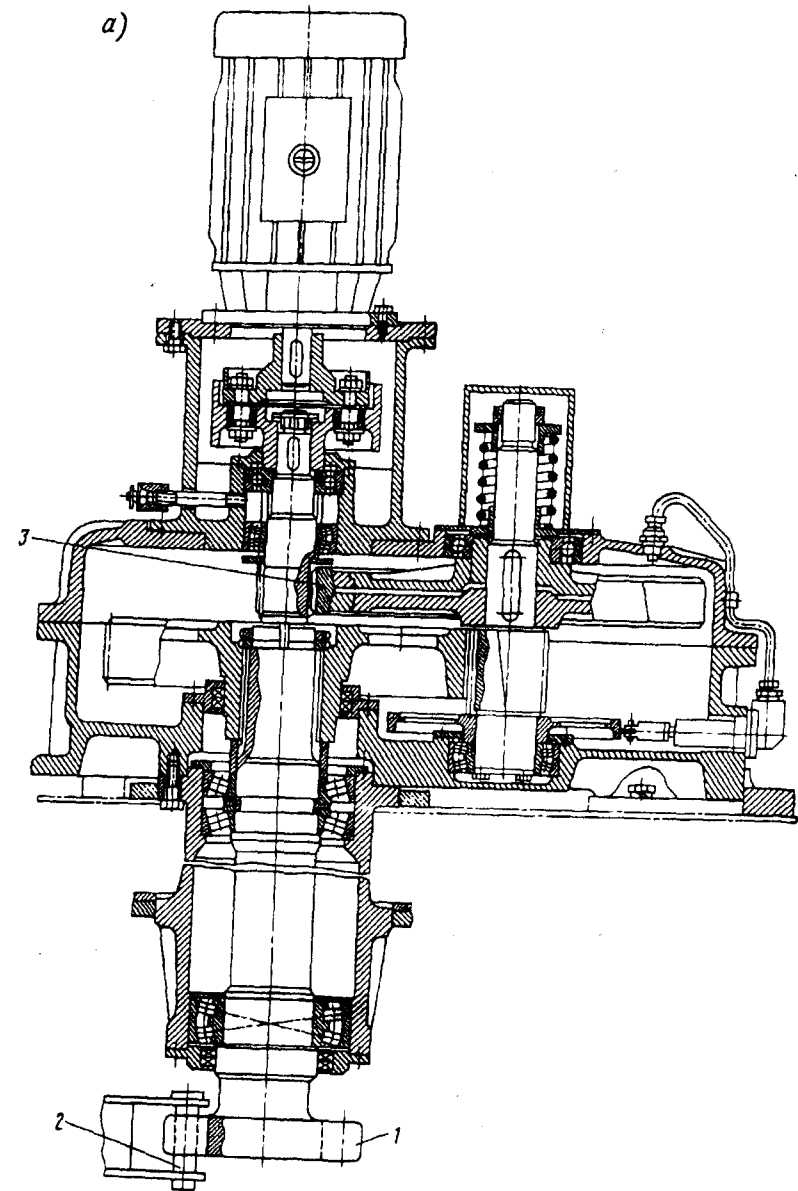


Рис. 164. Редукторы механизма поворота:
а - зубчатый соосный; б - планетарный

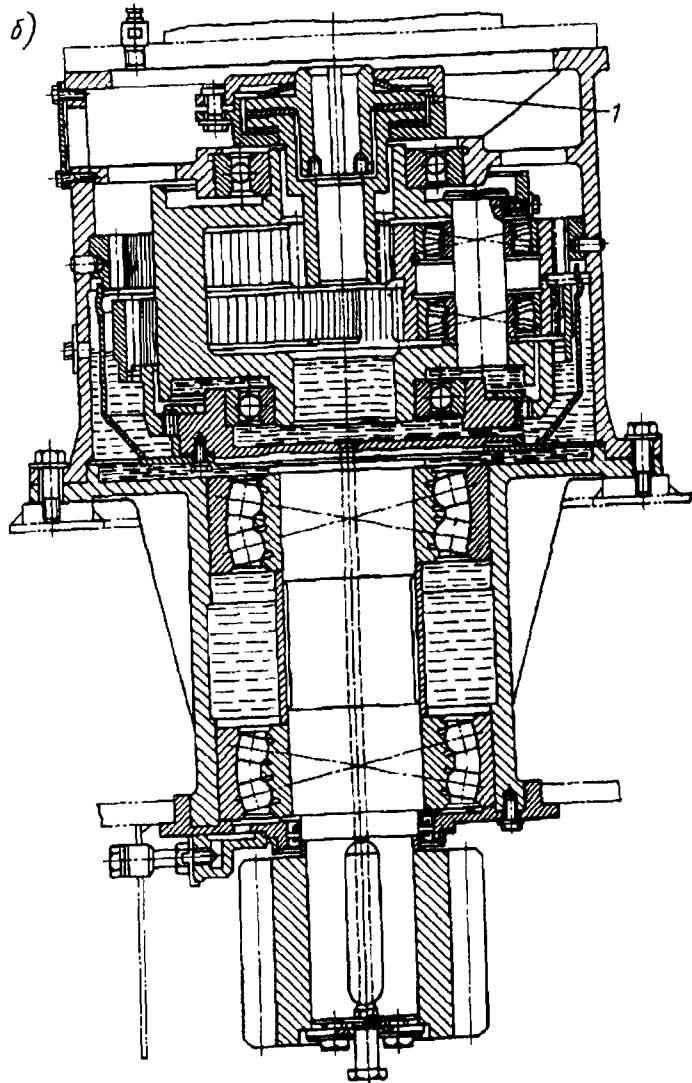


Рис. 164. (Продолжение)

одну сторону проводится с помощью шпиндельного конечного выключателя.

Все большее применение в конструкциях механизмов поворота находят планетарные редукторы (рис. 164, б), дающие возможность получения весьма компактных устройств с большим передаточным отношением и высоким КПД. Широкое применение находит гидравлический привод механизма поворота (рис. 165), позволяющий регулировать скорость поворота в широких пределах. Здесь жидкость под давлением, создаваемым насосом 4, приводимым от электродвигателя 5, подается по трубопроводу 3 в низкомоментный гидродвигатель 2, вращение которого через редуктор 1 передается к шестерне 6, обкатывающей зубчатое колесо.

Поворотная часть кранов и крановых тележек может опираться на неподвижную или вращающуюся колонну или на поворотный круг на катках, шарах и роликах. В соответствии с этим различают опорно-поворотные устройства кранов на колонне и кранов на поворотном круге. Краны на колонне подразделяют на краны на неподвижной и на вращающейся колонне.

При неподвижной колонне (рис. 166) поворотная часть крана опирается на пяту, расположенную в верхней части колонны, а опрокидывающий момент от веса груза $G_{гр}$ и элементов поворотной части G крана уравнивается горизонтальными реакциями H , воспринимаемыми верхней и нижней опорами крана.

При вращающейся колонне, составляющей одно целое с поворотной частью крана (рис. 167), цапфы колонны вращаются в неподвижно установленных опорах, причем нижняя опора, установленная на фундаменте, обычно воспринимает вертикальную V и горизонтальную H силы, а верхняя опора, установленная на неподвижной части здания (потолочном перекрытии, кронштейне и др.), воспринимает только горизонтальную силу H . При применении тележек с подвесной поворотной стрелой (рис. 167, б) упорный подшипник располагают в верхней опоре.

Большое применение имеют опорно-поворотные устройства на поворотном круге (рис. 168). В этом случае поворотная часть

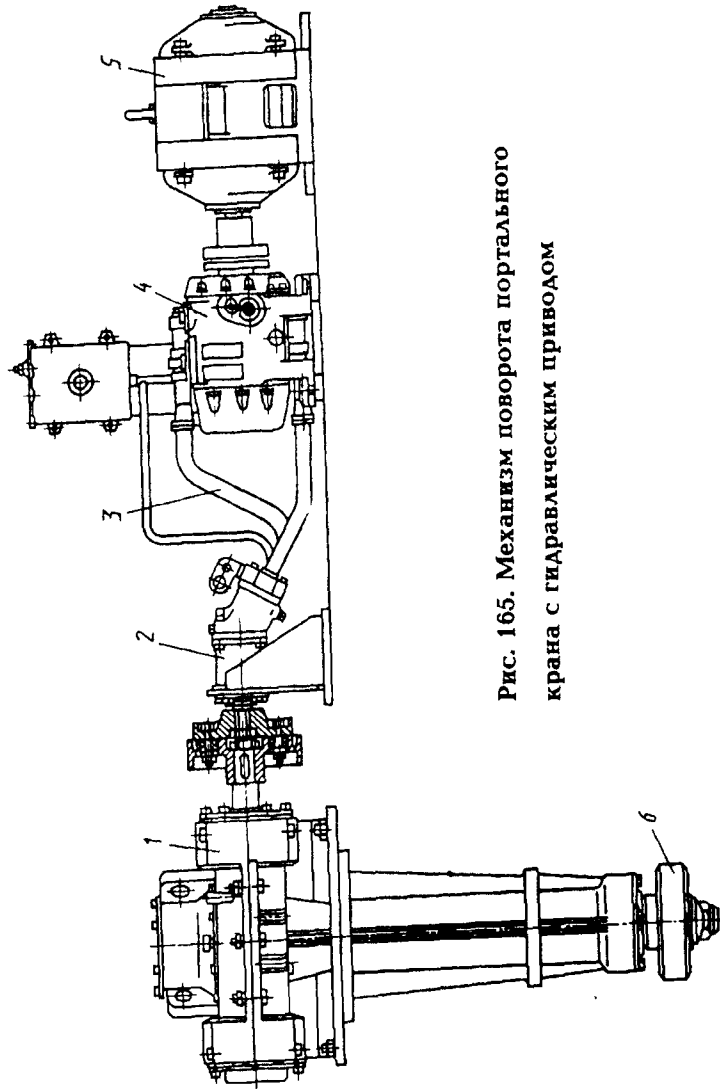


Рис. 165. Механизм поворота портального крана с гидравлическим приводом

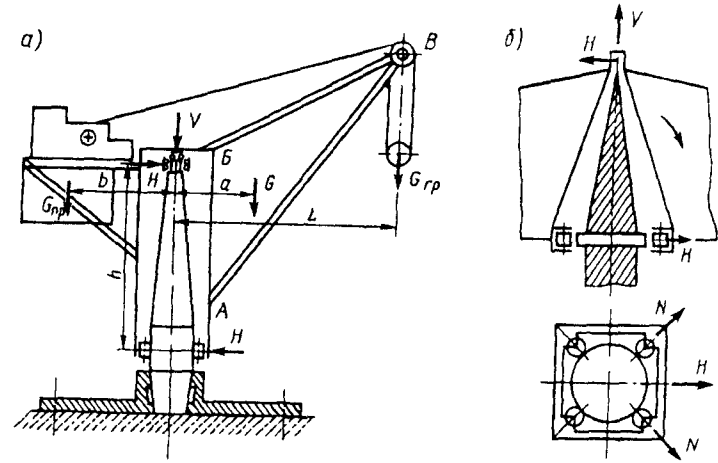


Рис. 166. Поворотный кран на неподвижной колонне:
а - схема крана; б - схема опорно-поворотного устройства

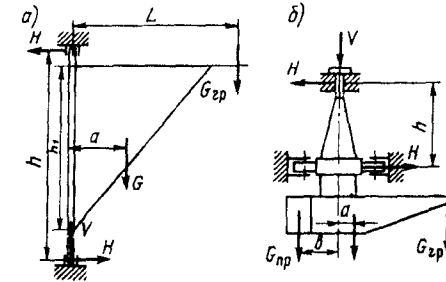


Рис. 167. Поворотный кран на вращающейся колонне:
а - схема крана; б - схема опорно-поворотного устройства подвесной тележки

крана опирается на колеса, катки, шары или ролики, катящиеся по круговому рельсу. Колесное опорное устройство (рис. 168, а) представляет собой обычно четырехопорную систему с одним или с двумя колесами на балансирах в каждой точке опоры. Колеса могут выполняться коническими, катящимися без скольжения по коническому рельсу, или цилиндрическими,

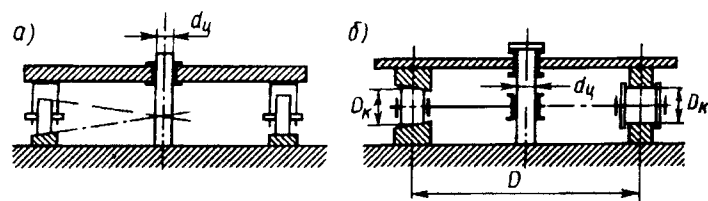


Рис. 168. Опорно-поворотные устройства на поворотном круге:
 а – колесная опора; б – варианты катковой опоры (слева с коническим и справа с цилиндрическим элементами качения)

катящимися по рельсу со скольжением. *Опорно-поворотные устройства на катках* (рис. 168, б) состоят из ряда конических или цилиндрических катков, причем конические катки для восприятия осевой нагрузки, действующей на катки, соединены тягами с центральной цапфой, а цилиндрические катки имеют сепараторные кольца, обеспечивающие сохранение постоянного расстояния между катками. Центрирование хода опорно-поворотного устройства на поворотном круге обеспечивается центральной цапфой, воспринимающей также все горизонтальные нагрузки, действующие на поворотную часть крана.

Механизм поворота (рис. 169) кранов-штабелеров подвешенного или опорного типа с поворотной колонной размещается на поворотной части металлоконструкции, связанной с поворотной колонной через внутреннее кольцо 3 опорного устройства. К неповоротной платформе 5 болтами прикреплены зубчатый венец 1 и двухрядное шариковое опорно-поворотное устройство, состоящее из двух наружных колец 2 и 4. Механизм поворота состоит из фланцевого электродвигателя 6, соосного двухступенчатого редуктора 9 и тормозного устройства 8 с тормозным шкивом 7, укрепленным на выходящем из редуктора конце промежуточного вала.

В ряде конструкций автомобильных кранов, особенно предназначенных для самопогрузки, находят применение *механизмы поворота винтового или реечного типа*. Так, механизм поворота (рис. 170) автокрана 4903 (см. рис. 36, а) выполнен в виде

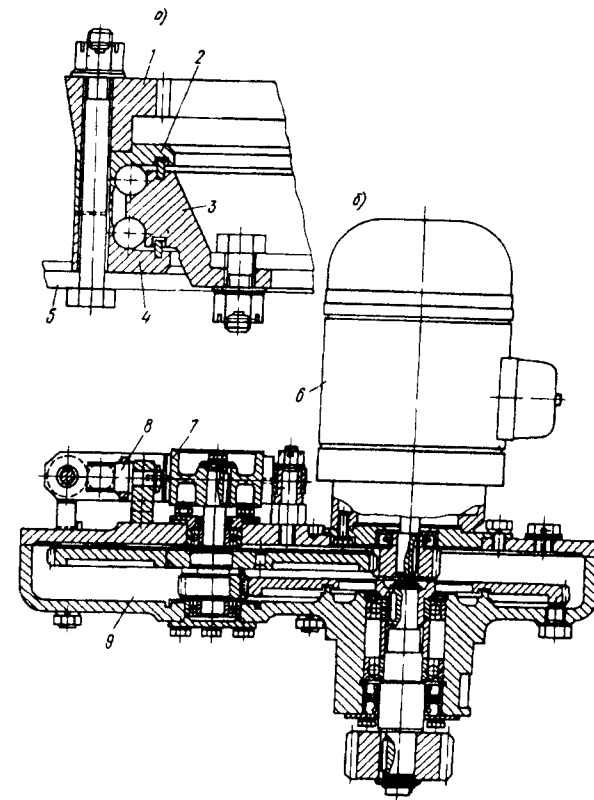


Рис. 169. Механизм поворота колонны крана штабелера

поворотной колонны 3, на которой укреплена шестерня 4, находящаяся в зацеплении с зубчатой рейкой 2. Эта рейка выполняет роль штока гидроцилиндра с двумя поршнями 1 и 5, обеспечивающими перемещение рейки, а следовательно, и поворот колонны крана в двух направлениях при подаче жидкости под давлением в рабочие полости 6 гидроцилиндра. В винтовых механизмах вместо пары рейка – шестерня используют пару винт – гайка.

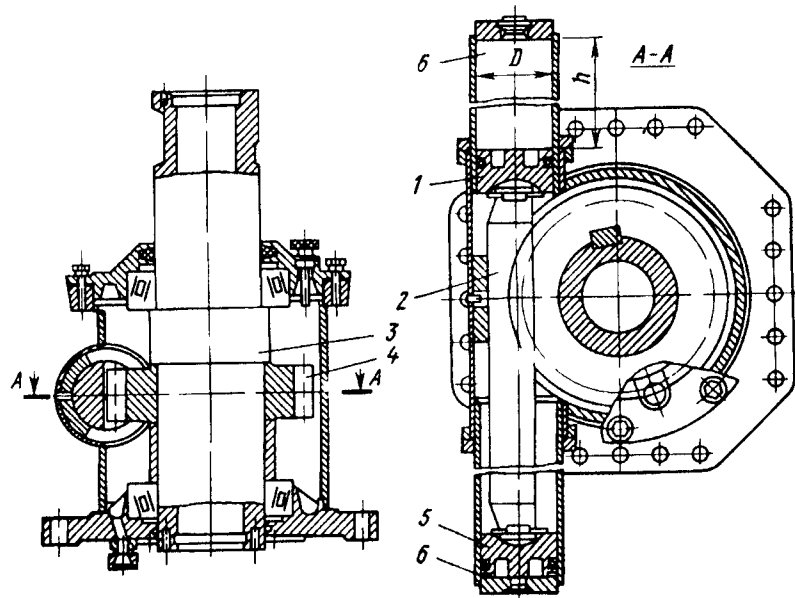


Рис. 170. Реечный механизм поворота автокрана 4903

35. Определение моментов сопротивления в опорах крана

Кран на неподвижной колонне. Вертикальная сила V (см. рис. 166), действующая на верхнюю опору, равна сумме весов поворачивающихся частей крана; $V = G + G_{гр} + G_{пр}$, где $G_{гр}$ – вес груза; G – суммарный вес элементов поворотной части металлоконструкции, включающей вес стрелы, растяжек и др.; $G_{пр}$ – вес противовеса (если на кране установлен противовес). Горизонтальную силу H , действующую в верхней и нижней опорах, определяют из уравнения моментов: $H = (G_{гр}L + Ga - G_{пр}b)/h$, где L, a, b, h – размеры по рис. 166, а.

При работе крана на открытом воздухе надо учитывать влияние ветровой нагрузки W_v рабочего состояния. При этом

$$H = (G_{гр}L + Ga - G_{пр}b + W_v d)/h,$$

где d – плечо действия ветровой нагрузки.

Момент сопротивления в опорах относительно оси колонны

$$M'_c = M_{BV} + M_{BH} + M_{HH},$$

где M_{BV} – момент трения в верхней опоре от силы V , M_{BH} – момент трения в верхней опоре от силы H ; M_{HH} – момент трения в нижней опоре от силы H .

Траверсу верхней опоры крана с неподвижной колонной выполняют либо цельнокованой (рис. 171), либо со вставными шипами. Момент трения в верхней опоре от силы H

$$M_{BH} = H f d_1 / 2,$$

где d_1 – диаметр цапфы, воспринимающей горизонтальную силу H ; f – коэффициент трения, значение которого принимается по данным, приведенным на стр. 384.

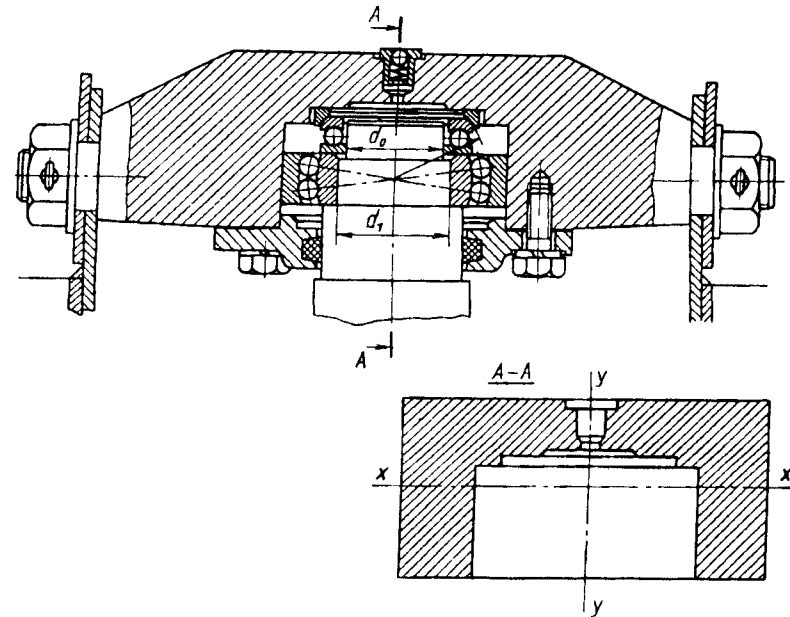


Рис. 171. Цельнокованая траверса верхней опоры крана с подшипниками качения

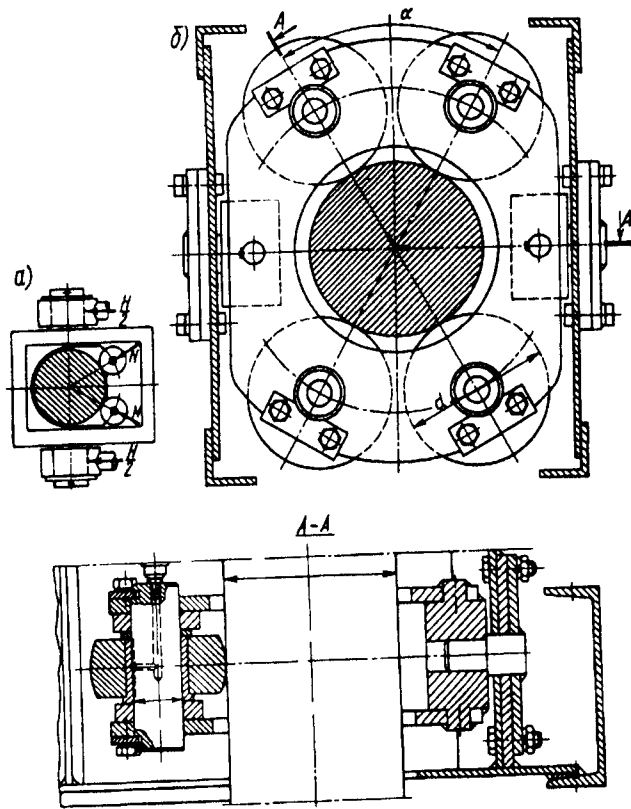


Рис. 172. Схема нижней опоры крана на колонне

Момент трения в верхней опоре от силы V при использовании в пяте упорного шарикового подшипника с диаметром цапфы d_0

$$M_{BV} = fVd_0/2.$$

Нижнюю опору обычно выполняют в виде обоймы для роликов или катков, катящихся по колонне (рис. 172). Катков может быть два (рис. 172, а), если сила H направлена в одну сторону при работе с грузом и без груза (кран не имеет противовеса), и четыре (рис. 172, б), если она изменяет свое направление (кран

имеет противовес). Независимо от конструкции обоймы в каждый данный момент работают только два катка. Каждый из катков передает на колонну силу

$$N = H/(2 \cos \alpha/2),$$

где α – угол между направлениями сил N (рис. 172, а), обычно принимаемый в пределах $50 \dots 80^\circ$.

Чтобы регулировать положение роликов относительно колонны и компенсировать неточности изготовления рамы, ось ролика можно выполнять с эксцентриситетом. При определении момента сопротивления в нижней опоре качение катков по неподвижной колонне рассматривают как качение по плоскости и, следовательно, остаются справедливыми зависимости, выведенные для качения колеса по рельсу (см. гл. 8). Тогда сила сопротивления движению катка, нагруженного силой N (рис. 173, а).

$$W = 2N(2\mu + d_1 f)/d,$$

где d – диаметр поверхности катания катка; d_1 – диаметр оси катка и f – коэффициенты трения, принимаемые соответственно по данным, приведенным на стр. 384 и в табл. 33.

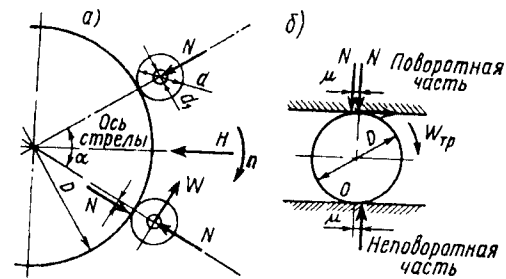


Рис. 173. Схема для расчета сопротивления повороту

Выразив N через H , получим при катках, расположенных на поворотной части крана,

$$W = \frac{H}{d \cos \alpha/2} (2\mu + d_1 f).$$

При установке катков на неподвижной части конструкции крана их располагают на равных расстояниях друг от друга ($\alpha = 90^\circ$), так как усилие, действующее на каток, зависит от положения поворотной части крана. При этом максимальная нагрузка на каток $N_{\max} = H$.

Момент сопротивления движению катков относительно оси колонны с учетом того, что сила N , приложенная к колонне с эксцентриситетом относительно линии, соединяющей центр колонны с центром ролика, создает момент $N\mu$

$$M_{нН} = W \frac{D + d}{2} + 2N\mu,$$

где D – диаметр колонны, по которому катятся катки.

Подставляем в эту формулу значения W и N :

$$M_{нН} = \frac{H}{2 \cos \alpha/2} \left[(2\mu + f d_1) \left(\frac{D}{d} + 1 \right) \pm 2\mu \right].$$

В этой формуле знак “+” соответствует неподвижной колонне (внешняя опора), а знак “-” – вращающейся колонне (внутренняя роликовая опора). В катковом опорно-поворотном устройстве, в котором сила передается не через ось катка, а через сам каток, появляется трение качения по двум опорным поверхностям (рис. 173, б), что приводит к удвоению значения силы трения. При этом движущая сила прикладывается к ободу катка при мгновенном центре вращения, расположенном на неповоротной части устройства в точке 0. Тогда $WD = 2\mu N$, и с учетом дополнительных потерь на трение торцов (при конических катках) и на проскальзывание (при цилиндрических катках) получаем $W = 2N\beta\mu/D$, где $\beta = 1,3 \dots 1,5$.

В ряде конструкций кранов большой грузоподъемности вместо двух- или четырехкатковых опор устанавливают многороликовые опоры (рис. 174). Для уменьшения потерь на трение в них иногда применяют сепаратор. Принимая распределение нагрузки на ролики соответствующим распределению давлений по окружности цилиндра, определяем силу, действующую на ролик:

$$N_x = N_1 \cos(x - 1)\alpha,$$

где α – угловой шаг расположения роликов; $(x - 1)\alpha$ – угол между силами N_1 и N_x .

Сила H равна сумме проекций всех сил N на направление линий действия этой силы:

$$H = N_1 + 2 \sum N_x \cos^2(x - 1)\alpha.$$

Отсюда максимальное значение силы, прижимающей ролик к колонне,

$$N_1 = \frac{H}{1 + 2 \sum \cos^2(x - 1)\alpha}.$$

Так как в процессе работы возможен перекося роликов, то значение силы N_1 увеличивают и расчет ведут на условную силу:

$$N_1 = \frac{1,25 H}{1 + 2 \sum \cos^2(x - 1)\alpha}.$$

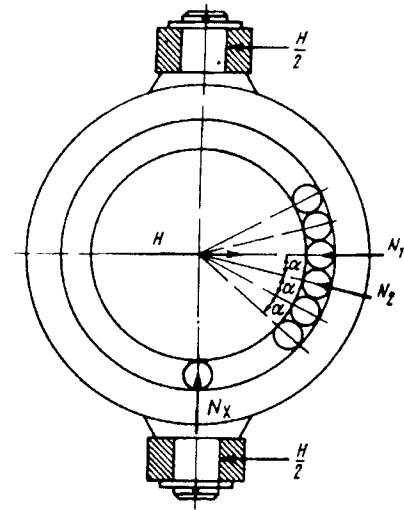


Рис. 174. Схема многороликовой опоры крана на колонне

Обычно многороликовые опоры сложнее изготовить и они получаются больших габаритов, чем опоры с катками. Однако в многороликовых опорах момент сопротивления меньше, так как в них отсутствует трение об оси катков и остается только сопротивление от трения качения роликов по колонне. Эта сила сопротивления равна сумме сил сопротивления качения всех нагруженных роликов в роликовой обойме:

$$W = W_1 + 2(W_2 + W_3 + \dots + W_x) = N_1 \frac{2\mu}{d_p} + 2 \frac{2\mu}{d_p} (N_2 + N_3 + \dots + N_x),$$

или

$$W = \frac{2\mu}{d_p} [N_1 + 2(N_2 + N_3 + \dots + N_x)].$$

В этом случае момент сопротивления вращению

$$M_{нH} = W \frac{D}{2} + \mu N_1 + 2\mu(N_2 + N_3 + \dots + N_x).$$

Катки нижней опоры выполняют цилиндрическими или бочкообразными. Последние более предпочтительны, так как на характер соприкосновения бочкообразного катка с колонной не влияют возникающие при изготовлении металлоконструкции перекосы. Катки рассчитывают по контактным напряжениям (см. § 32). Обычно ориентировочный диаметр поверхности катания ролика d_p выбирают из соотношения $d_p \approx (2,5 \dots 3)d_1$, где d_1 - диаметр оси ролика (см. рис. 172, б). Ось ролика изготовляют из стали 45 или стали 50, а ее диаметр определяют по результатам расчета на изгиб при условии $[\sigma_n] = \sigma_T/4$.

Рабочую поверхность оси ролика проверяют по давлению, принимаемому вследствие малых скоростей скольжения равным 10...13 МПа. Для приближенных расчетов роликов можно применять расчет по среднему условному давлению между роликом и колонной по формуле $p = N/(d_p b) \leq [p]$, где b - высота рабочей поверхности ролика. Допустимое давление в этом расчете $[p] = 7,5 \dots 13,0$ МПа при твердости контактных поверхностей не менее HB200.

Кран с внешней верхней опорой. Вертикальная сила V (см. рис. 167, а), действующая на нижнюю опору, равна, также как и для крана на колонне, сумме всех весов поворотной части крана. Горизонтальная сила H , действующая в верхней и нижней опорах,

$$H = (G_{гр}L + Ga)/h.$$

Здесь обозначения такие же, как и для кранов на колонне.

Обе опоры крана (см. рис. 167, а) выполняют на подшипниках качения (рис. 175 и 176). Момент сопротивления в опорах определяют так же, как и для крана на неподвижной колонне. Общий момент сопротивления от трения в опорах крана равен сумме моментов сопротивления от силы H в верхней и нижней опорах и от силы V в нижней опоре:

$$M'_c = M_{нH} + M_{вH} + M_{нV}.$$

Цапфы опор крана работают на изгиб, а нижняя цапфа еще и на сжатие от силы V . Максимальное напряжение в нижней цапфе в опасном сечении (у заделки цапфы)

$$\sigma = \frac{M_{нH}}{W} + \frac{V}{A} \leq [\sigma].$$

Допускаемое напряжение $[\sigma] = \sigma_T/2,5$. Изготавливают цапфы обычно из стали Ст5 или стали 40. Общий момент сопротивления повороту, приведенный к валу двигателя,

$$M_c = \frac{M'_c}{u_m \eta_m}.$$

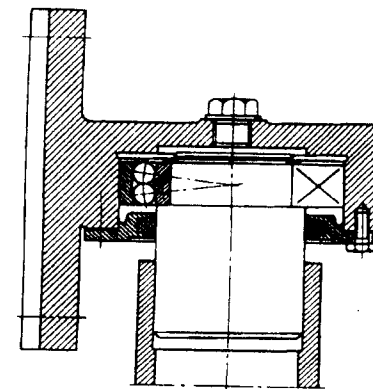


Рис. 175. Схема верхней опоры крана на подшипниках качения

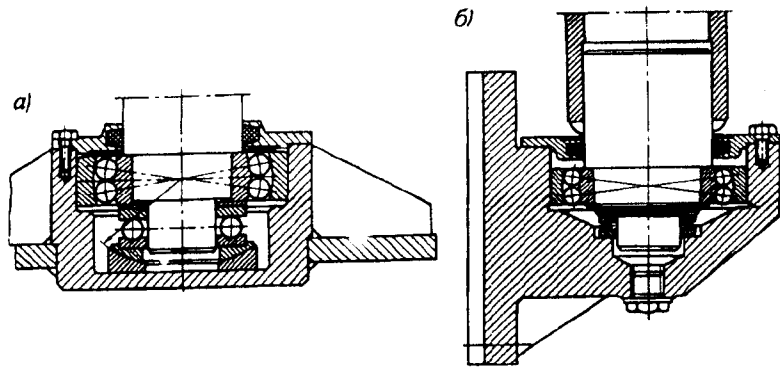


Рис. 176. Схема нижней опоры крана:
 а – с упорным подшипником на сферической шайбе; б – с упорным подшипником на свинцовой подкладке

Тот же момент при торможении механизма

$$M_{ст} = \frac{M'_c \eta_M}{u_M}$$

При учете ветровой нагрузки суммарный момент сопротивления повороту, приведенный к валу двигателя,

$$M_{сумм} = M_c + M_B,$$

где M_B – момент от ветровой нагрузки на кран в рабочем состоянии.

При расчете предполагается, что ветровая нагрузка действует перпендикулярно плоскости стрелы, препятствуя ее движению:

$$M_B = \frac{W_B a}{u_M \eta_M},$$

где a – расстояние от точки приложения равнодействующей ветровой нагрузки до оси вращения стрелы.

Краны с поворотным кругом. В поворотных кранах находит широкое применение устройство для передачи нагрузок (грузового момента, вертикальных и горизонтальных сил)

от поворотной части крана на неповоротную и для вращения поворотной части, выполняемое в виде поворотного круга. Оно состоит (рис. 177) из закрепленного на неподвижной раме круга катания 3 , имеющего с внешней стороны замкнутую круговую дорожку для опорных роликов 2 поворотной рамы, а в центре – полую ступицу для размещения вала привода. На круге катания закреплен зубчатый венец 1 , вокруг которого обкатывается шестерня механизма поворота, установленного на поворотной части. Нагрузки от веса поворотной части крана и от грузового момента передаются с поворотной части на неподвижную раму через конические опорные ролики 2 , оси которых соединены с поворотной рамой. Момент от веса стрелы и груза прижимает ролики, расположенные со стороны стрелы, к нижней рабочей поверхности круга катания, а ролики с противоположной стороны – к верхней поверхности. Центральная цапфа круга катания разгружена от передачи момента.

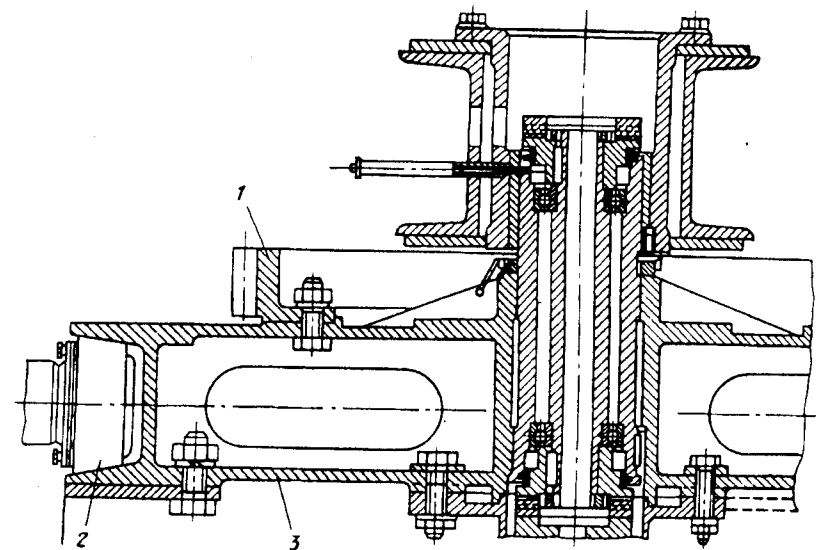


Рис. 177. Опорно-поворотное устройство автомобильного крана

Нормальная работа опорно-поворотного устройства во многом зависит от размера зазора между роликами и опорными дорожками круга катания. Увеличение зазоров приводит к увеличению ударных нагрузок, износа дорожек и тел качения. Поэтому при конструировании необходимо предусматривать возможность регулирования зазора.

В последнее время в поворотных кранах все большее применение находят одно- и двухрядные шариковые и роликовые опорно-поворотные устройства (рис. 178). Однорядные устройства (рис. 178, а, в) применяют для кранов относительно малой грузоподъемности. Двухрядное опорно-поворотное устройство (рис. 178, б, г) имеет внутреннюю (неподвижную) опору 1, состоящую из двух полуопор, соединенных болтами, и подвижную опору 2 с зубчатым венцом, прикрепленную к подвижной опоре или изготовленную как одно целое с ней. Двухрядные устройства воспринимают как горизонтальные нагрузки, так и нагрузки от опрокидывающего момента и не требуют дополнительных центрирующих или удерживающих элементов.

Между беговыми дорожками опорных колец размещают стальные шарики 3, разделенные сепаратором. Во всех этих устройствах используются стандартные шарики и ролики, выпускаемые промышленностью. При весьма малых значениях частоты вращения шарики укладывают и без сепараторов вплотную друг к другу. Применение шариковых или роликовых опорно-поворотных устройств позволяет уменьшить потери на трение. Кольца кругов изготовляют из стали, а беговые дорожки закаливают и полируют, что обеспечивает снижение износа элементов устройства. Роликовые опорно-поворотные устройства могут выдерживать большие нагрузки, чем шариковые тех же размеров. Однако шариковые конструкции имеют меньшие потери на трение и менее чувствительны к неточностям изготовления и деформациям сопрягаемых рам.

При определении нагрузки на тело качения опорно-поворотного устройства такого типа следует учесть, что в общем

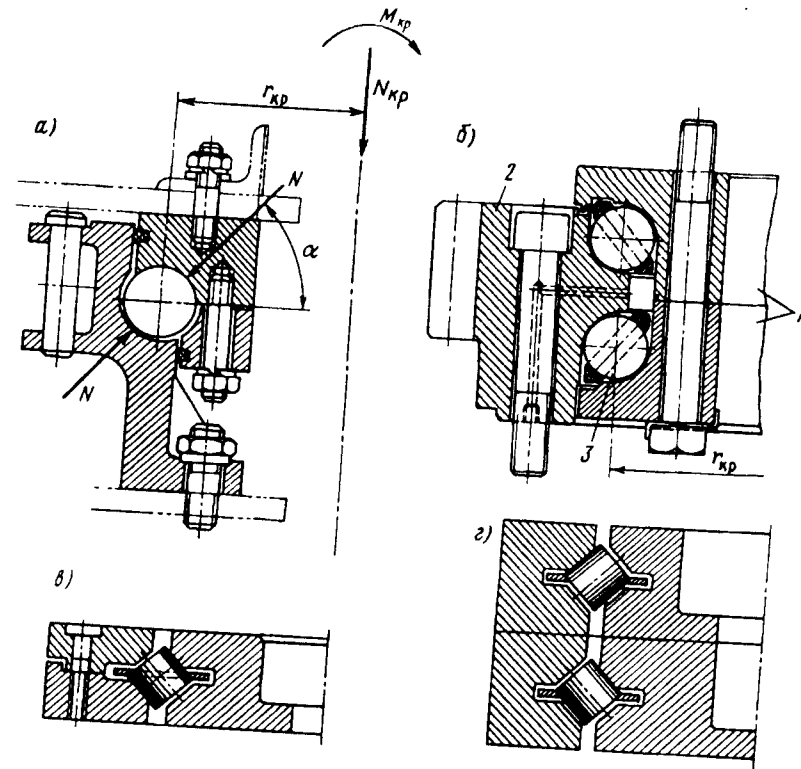


Рис. 178. Поперечные сечения опорно-поворотных кругов: а, б – шариковых; в, г – роликовых

случае система является статически неопределимой и распределение нагрузки между отдельными телами зависит от жесткости системы и точности изготовления ее элементов. При проектировании стремятся по возможности создать более жесткие конструкции.

Момент трения при вращении поворотной платформы на шариковом круге определяют с учетом давления на шары от вертикальной нагрузки $N_{кр}$ и момента $M_{кр}$, воспринимаемых опорным устройством (рис. 178). Принимая закон распределения деформаций линейным и считая вертикальную нагрузку

равномерно распределенной между всеми шарами ряда, ориентировочное суммарное значение наибольшей нагрузки на тело качения

$$N = \left(N_{кр} + 2,25 \frac{M_{кр}}{r_{кр}} \right) \frac{1}{n \sin \alpha},$$

где n – число тел качения в одном ряду; $r_{кр}$ – радиус беговой дорожки; α – угол наклона опорной реакции к горизонтали.

Момент сопротивления вращению опорного круга определяется по следующим формулам:

$$M_{тр} = f \frac{N_{кр} r_{кр}}{\sin \nu} \text{ при } \frac{M_{кр}}{N_{кр}} \leq \frac{r_{кр}}{2};$$

$$M_{тр} = \frac{f}{\sin \nu} \left[N_{кр} r_{кр} + \delta_{кр} \left(M_{кр} - \frac{N_{кр} r_{кр}}{2} \right) \right] \text{ при } \frac{M_{кр}}{N_{кр}} > \frac{r_{кр}}{2},$$

где $M_{кр}$ – момент от нормативных составляющих нагрузок, действующий на опорный круг относительно оси, проходящей через центр круга нормально к плоскости подвеса (см. РД 22-166–86): f – приведенный коэффициент сопротивления: $f = 0,01$ – для шариковых и $f = 0,012$ – для роликовых кругов; $N_{кр}$ – суммарная вертикальная нагрузка на опорный круг; $r_{кр}$ – средний радиус опорного круга по дорожке катания; ν – угол наклона к горизонтали сил, действующих на шарики или ролики опорного круга; $\delta_{кр} = (1,3 \dots 3) 10^{-4} N_{кр}$, где $N_{кр}$ выражена в кН.

Учитывая неизбежную неравномерность распределения нагрузки между телами качения, сила N не должна превышать половины допустимой статической нагрузки на тело качения выбранного размера, принимаемой при расчете подшипников качения.

36. Пуск и торможение механизма поворота

Процесс пуска. Уравнение моментов при пуске механизма имеет вид

$$M_{пуск} = M_c + M_{ин1} + M_{ин2} + M_{ин3} + M_B, \quad (57)$$

где $M_{пуск}$ – средний пусковой момент двигателя, определяемый по формулам (27) или (28); $M_{ин1}$ – момент от сил инерции вращающихся элементов привода, определяемый по формуле (37); $M_{ин2}$ – момент от силы инерции груза, вращающегося относительно оси поворота, при максимальном вылете; $M_{ин3}$ – момент от сил инерции поворачивающихся частей металлоконструкции; M_c – суммарный момент сопротивления движению в опорах крана; M_B – момент сопротивления ветровой нагрузки, учитываемый при работе крана на открытом воздухе.

Все моменты в уравнении (57) приведены к валу двигателя. Значение момента силы инерции груза определяют следующим образом: чтобы сообщить грузу массой Q , расположенному на вылете L , угловое ускорение $\epsilon = d\omega/dt$, необходимо к стреле приложить момент

$$M_2 = J\epsilon = QL^2 d\omega/dt.$$

Как и прежде, принимаем ускорение в течение процесса пуска постоянным. Тогда $d\omega/dt = \omega/t_p$, где t_p – продолжительность периода пуска, с. Подставляя в это выражение значение угловой скорости $\omega = \pi n_c/30$ и выражая частоту вращения стрелы n_c (об/мин) через частоту вращения двигателя $n_c = n_1/u_m$, получаем момент силы инерции груза, действующий относительно оси стрелы:

$$M_2 = \pi QL^2 n_1 / (30 t_p u_m).$$

Приведем этот момент (Н·м) к валу двигателя:

$$M_{ин2} = QL^2 n_1 / (9,55 t_p u_m^2 \eta_m),$$

где u_m и η_m – соответственно общее передаточное число и КПД механизма поворота от оси стрелы до вала двигателя.

Момент сил инерции поворачивающихся частей металлоконструкции, действующий на оси поворота стрелы, представляется как сумма моментов, которые надо приложить к отдельным элементам металлоконструкции, чтобы сообщить им угловое ускорение $\epsilon = \omega/t_p$.

$$M_3 = J_1 \frac{\omega}{t_{\text{п}}} + J_2 \frac{\omega}{t_{\text{п}}} + \dots + J_m \frac{\omega}{t_{\text{п}}} = \frac{\omega}{t_{\text{п}}} \sum_{i=1}^m J_i = \frac{\pi n_1 \sum_{i=1}^m J_i}{30 t_{\text{п}} u_{\text{м}}},$$

где J_1, J_2, \dots, J_m – моменты инерции отдельных элементов поворотной части металлоконструкции (стрелы, противовеса, растяжек, подкосов и др.).

Момент инерции поворачивающихся элементов металлоконструкции (Н·м), приведенный к валу двигателя,

$$M_{\text{ин3}} = \frac{n \sum_{i=1}^m J_i}{\gamma, 55 t_{\text{п}} u_{\text{м}}^2 \eta_{\text{м}}}.$$

Учитывая эти выражения, уравнение (57) получает вид

$$M_{\text{пуск}} = M_{\text{с}} + (1, 1 \dots 1, 2) \frac{J_1 n_1}{9, 55 t_{\text{п}}} + \frac{Q L^2 n_1}{9, 55 t_{\text{п}} u_{\text{м}}^2 \eta_{\text{м}}} + \frac{n_1 \sum_{i=1}^m J_i}{9, 55 t_{\text{п}} u_{\text{м}}^2 \eta_{\text{м}}} + M_{\text{в}}. \quad (58)$$

Время пуска для механизмов поворота кранов первой группы определяют в зависимости от режима работы по формуле

$$t_{\text{н}} = 60 \beta / (\pi n_{\text{с}}), \quad (59)$$

где β – рекомендуемый угол поворота стрелы за время пуска: для первых трех групп режима работы кранов $\beta = \pi/12$, для 4-й и 5-й групп $\beta = \pi/9$, для остальных групп $\beta = \pi/6$; $n_{\text{с}}$ – номинальная частота вращения стрелы, об/мин.

Для второй группы кранов время пуска, а также и время торможения во избежание сильного раскачивания груза принимают обычно [22] равным 3...5 с при отсутствии ветра и 4...10 с – при наличии ветровой нагрузки.

Момент сопротивления повороту от сил трения в механизмах поворота с машинным приводом обычно в 3...10 раз меньше моментов от сил инерции. Предварительный выбор двигателя можно проводить по моменту [22]:

$$M = M_{\text{с}} + (1, 1 \dots 1, 3)(M_{\text{ин2}} + M_{\text{ин3}}) / K_{\text{п}},$$

где $K_{\text{п}}$ – кратность пускового момента, принимаемая по паспорту электродвигателя.

Выбранный двигатель необходимо проверять по пусковому моменту, который должен быть близок по значению к величине, определяемой по уравнению (58), при времени пуска, найденном по зависимости (59). Если пусковой момент двигателя значительно меньше пускового момента, определяемого по уравнению (58), то время пуска увеличится и соответственно снизится производительность. Установка двигателя со слишком большим пусковым моментом приводит к появлению повышенных динамических нагрузок, отрицательно влияющих на работу элементов механизма поворота и металлоконструкции. В механизмах поворота, имеющих несколько скоростей, для переключения скоростей правила Госгортехнадзора разрешают применять фрикционные или кулачковые муфты включения.

Процесс торможения. Механизмы поворота кранов, работающих на открытом воздухе, а также кранов, работающих в помещении (группы классификации режима работы М2 и более), должны быть оборудованы тормозами, обеспечивающими прекращение движения на определенной длине тормозного пути. Тормозной путь не должен превышать допустимого значения при действии ветра рабочего состояния в направлении поворота при допустимом уклоне пути. При отсутствии ветра тормозное устройство должно обеспечивать плавное торможение. При работе на открытом воздухе тормоз должен обеспечивать остановку поворотной части крана при действии максимально допустимой скорости ветра (по ГОСТ 1451 – 77) для рабочего состояния крана с учетом допустимого уклона.

На механизмах поворота с ручным приводом (группа классификации режима работы М1) установка тормоза необязательна, если исключена возможность самопроизвольного поворота под действием ветровой или какой-либо иной нагрузки.

Тормоза механизмов поворота грузоподъемных машин должны быть нормально закрытого типа. Но на механизмах поворота башенных и порталных кранов допускают установку управляемых тормозов нормально открытого типа. В этом случае тормозной момент, создаваемый усилием крановщика, может изменяться в широких пределах и обеспечивать плавное торможение механизма. Кроме того, если электрическая схема включения механизма предусматривает возможность торможения электродвигателем, то при отключении электродвигателя тормоза могут не замыкаться, и в этом случае может быть предусмотрено замыкание (размыкание) тормоза добавочной кнопкой при нейтральном положении контроллера.

Для механизма поворота уравнение моментов *при торможении* имеет вид

$$M_T + M_{T.c} = M_{T.ин1} + M_{T.ин2} + M_{T.ин3} + M_{T.в}. \quad (60)$$

Момент сил инерции вращающихся масс механизма $M_{T.ин1}$ определяют по уравнению (37), как и для механизмов подъема и передвижения.

Момент сил инерции поворачивающегося груза (Н·м)

$$M_{T.ин2} = QL^2 n_1 \eta_M / (9,55 t_T u_M^2),$$

где Q – масса груза, кг; L – максимальный вылет, м; n_1 – частота вращения вала электродвигателя, об/мин; t_T – время торможения, с; η_M и u_M – соответственно КПД и передаточное число механизма. Момент сил инерции поворачивающейся части металлоконструкции

$$M_{T.ин3} = \frac{n_1 \sum_1^m J_i \eta_M}{9,55 t_T u_M^2};$$

момент ветровой нагрузки при торможении

$$M_{T.в} = W_B a \eta_M / u_M,$$

где a – плечо действия равнодействующей ветровой нагрузки относительно оси поворота крана; остальные обозначения в двух последних зависимостях соответствуют обозначениям в формулах для расчета моментов при пуске.

Угол поворота стрелы, соответствующий рекомендуемому тормозному пути, такой же, как при пуске. Тогда время торможения равняется времени пуска, т.е. $t_T = t_{п.}$ При этом замедления при торможении по абсолютной величине равны ускорениям при пуске, а следовательно, моменты инерции и напряжения в элементах крана при пуске и торможении также одинаковы.

Подставив время торможения в уравнение (60), можно определить номинальное значение тормозного момента, производящего остановку крана на рекомендуемом пути торможения. Для порталных кранов при применении управляемых тормозов время торможения при номинальной силе нажатия на педаль управления тормозами, принимаемой в пределах 80...120 Н, и при отсутствии ветровой нагрузки и уклона крана составляет не менее 3...5 с. Предохранительные устройства в виде фрикционной муфты предельного момента (см. рис. 164) или срезающихся штифтов ограничивают значения напряжений, возникающих в элементах механизма в периоды неустановившегося движения, а также предупреждают поломку стрелы и элементов механизма или опрокидывание крана, если поворачивающиеся части металлоконструкции задевают внешние препятствия. Предохранительную муфту рассчитывают на передачу в период разгона момента:

$$M_{предохр} = k \left[M_{дв. max} - \frac{(J_p + J_M) n_{дв}}{9,55 t_{п.}} \right] / (u_1 \eta_1),$$

где u_1 и η_1 – соответственно передаточное число и КПД передачи между валом двигателя и валом, на котором установлена предохранительная муфта; $k = 1,1$ – коэффициент запаса; $M_{дв. max}$ – максимальный момент двигателя, ограниченный

электрической защитой; J_p и J_m – моменты инерции ротора двигателя и соединительной муфты, находящейся на валу двигателя. Во избежание появления в элементах механизма чрезмерно больших динамических нагрузок в механизмах поворота нельзя применять самотормозящие червячные передачи.

37. Элементы поворотных кранов

Колонны. На колоннах расположена поворачивающаяся часть металлоконструкции кранов: их обычно изготавливают из сталей Ст3, Ст4 и Ст5. Размер поперечного сечения колонн определяют из расчета на изгиб от силы H (см. рис. 166). Максимальный момент, изгибающий колонну без учета ветровой нагрузки и возможного уклона,

$$M_{и\max} = Hh = G_{гp}L + Ga - G_{пp}b.$$

Диаметр колонны в расчетном сечении

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{и\max}}{0,1[\sigma_{и}]}}$$

где $[\sigma_{и}] = \sigma_T/2,5$.

Колонну, имеющую большую высоту, необходимо проверять на устойчивость от сжатия силой V . Обычно высоту колонны принимают не более половины высоты крана и не более 3 м. Прогиб верхнего конца колонны приводит к появлению уклона фермы крана, поэтому его необходимо учитывать при назначении размеров колонны. Допускаемое отношение максимального прогиба колонны к вылету крана принимают в пределах $1/400 \dots 1/300$.

Нижний конец колонны имеет форму цилиндра или усеченного конуса. К о н и ч е с к и й к о н е ц колонны устанавливают в коническом гнезде фундаментной плиты (рис. 179, а), причем уклон образующей конуса принимают в пределах $1/15 \dots 1/20$.

Хвостовик колонны работает на смятие от силы V и от момента $M = Hh$ (см. рис. 166). Длину хвостовика выбирают таким образом, чтобы максимальное напряжение смятия не превышало допустимых значений. Эпюры напряжений от момента M по длине образующей конуса имеют вид треугольника при максимальных значениях напряжений σ_n и σ_b (рис. 179, а). На верхнем участке хвостовика напряжение смятия равно $\sigma' = x\sigma_b/b$ и на нижнем $\sigma'' = x\sigma_n/b$. Момент сил, создаваемый этими напряжениями, уравнивает внешний момент M . Тогда, принимая для упрощения вывода, что на верхнем участке хвостовика диаметр его равен d_b , а на нижнем d_n и что на полоске шириной dx давление по дуге контакта хвостовика с плитой распределено равномерно (хотя в действительности давление распределено по косинусоидальному закону), получаем

$$Hh = \int_a^b \sigma' x d_b dx + \int_a^b \sigma'' x d_n dx.$$

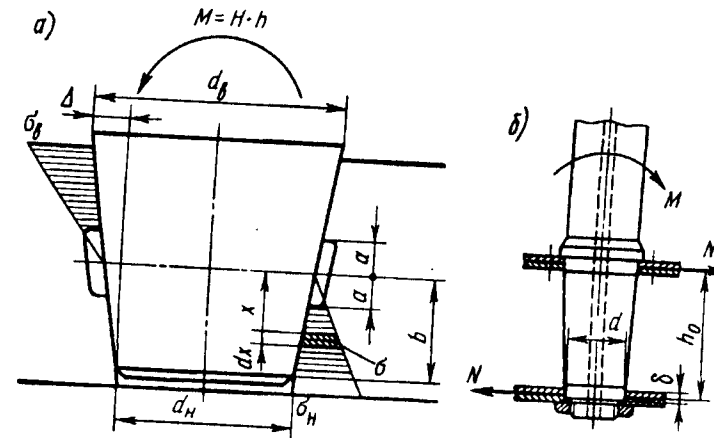


Рис. 179. Схема расчета хвостовика колонны с конической (а) и с цилиндрической (б) поверхностью смятия

Подставляя сюда значения σ' и σ'' , получим

$$Hh = \frac{\sigma_B d_B}{b} \int_a^b x^2 dx + \frac{\sigma_H d_H}{b} \int_a^b x^2 dx. \quad (61)$$

Силы, действующие на верхнюю и нижнюю части хвостовика, равны между собой:

$$\int_a^b \sigma' d_B dx = \int_a^b \sigma'' d_H dx,$$

откуда $\sigma_B d_B = \sigma_H d_H$, т.е. максимальное напряжение смятия σ_H от момента Hh возникает на нижнем конце хвостовика, имеющем меньший диаметр. После интегрирования уравнения (61) получаем

$$\sigma_H = 3Hhb/[2d_H(b^3 - a^3)].$$

При $a = 0$ (гнездо плиты не имеет центральной проточки)

$$\sigma_H = 3Hh/2d_H b^2.$$

Вертикальная сила V распределена равномерно по горизонтальной проекции площади гнезда плиты:

$$V = \sigma_V \pi \frac{d_B + d_H}{2} \Delta \frac{b - a}{b},$$

где $\Delta = (d_B - d_H)/2$.

Отсюда напряжение

$$\sigma_V = \frac{4Vb}{\pi(d_B^2 - d_H^2)(b - a)};$$

при $a = 0$

$$\sigma_V = \frac{4V}{\pi(d_B^2 - d_H^2)}.$$

Суммарное напряжение в нижней точке хвостовика $\sigma_H + \sigma_V \leq [\sigma_{см}]$. Допускаемые напряжения принимают равными: для чугуновой плиты $[\sigma_{см}] = 25 \dots 30$ МПа; для стальной плиты $[\sigma_{см}] = 50 \dots 60$ МПа. Исходя из этих данных, определяют необходимую длину хвостовика колонны. При проектировании обычно задаются размерами хвостовика колонны, принимая его длину в пределах $2b = (0,9 \dots 1,5)d_{ср}$, где $d_{ср} = (d_B + d_H)/2$ — средний диаметр хвостовика колонны.

Ц и л и н д р и ч е с к и й х в о с т о в и к (рис. 179, б) вставляют обычно в сварную раму. Вертикальную силу V в этом случае воспринимает кольцевой выступ. Хвостовик рассчитывают на смятие по силе N , возникающей между хвостовиком и рамой от момента, изгибающего колонну: $Hh = Nh_0$, откуда $N = Hh/h_0$. Напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{N}{\delta d} = \frac{Hh}{\delta dh_0} \leq [\sigma_{см}],$$

где $[\sigma_{см}] = 120 \dots 140$ МПа для рамы, изготовленной из стали СтЗ.

Верхняя траверса крана (см. рис. 171). Она представляет собой гнездо для подшипников и ее обычно изготавливают ковкой из стали Ст4 или Ст5. Для соединения с металлоконструкцией крана траверсу снабжают шипами или отверстиями для вставных шипов. Траверса работает на изгиб от сил H и V с максимальными изгибающими моментами в среднем сечении, вызывающими напряжения:

$$\sigma_{иH} = M_{иH}/W_y; \quad \sigma_{иV} = M_{иV}/W_x,$$

где $M_{иH}$ и $M_{иV}$ — расчетные значения изгибающих моментов, действующих в среднем сечении траверсы; W_x и W_y — моменты сопротивления среднего сечения траверсы относительно горизонтальной и вертикальной осей.

Максимальное напряжение от изгиба определяют как сумму напряжений от изгибов в горизонтальной и вертикальной плоскостях:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{иH} + \sigma_{иV} \leq [\sigma_{и}],$$

где $[\sigma_{и}] = [\sigma_T]/2, 2$.

Шипы траверс проверяют на изгиб и на смятие их поверхностями соприкосновения с элементами металлоконструкции, на которые они опираются. В этом случае расчетной силой является равнодействующая сил $H/2$ и $V/2$.

Фундаментные плиты. Они необходимы для укрепления колонн кранов на фундаменте (рис. 180). Их обычно прикрепляют к фундаменту болтами. Плиту изготавливают литьем из стали или чугуна или сваркой из стали. Она состоит из нескольких радиальных лап, по концам которых располагают фундаментные болты, а в центре находится гнездо, в которое входит хвостовик колонны. Расчет опорной площади фундаментной плиты проводят из условий сохранения прочности фундамента в стыке с плитой и обеспечения нераскрытия стыка под влиянием действия на плиту опрокидывающего момента $M = Hh$ и вертикальной силы V_1 , состоящей из максимальной вертикальной нагрузки V на колонну от веса крана, веса колонны и веса плиты. При работе крана на открытом воздухе к опрокидывающему моменту $M = Hh$ от веса груза и конструкции крана необходимо добавить момент от ветровой нагрузки.

Если принять, что основание плиты остается плоским во все периоды нагружения крана, можно считать, что нагрузки в болтах от опрокидывающего момента M пропорциональны расстоянию l (рис. 180) от оси болта до оси $y - y$ поворота фундаментной плиты:

$$F_1/F_2 = l_1/l_2; \quad F_1/F_k = l_1/l_k.$$

Опрокидывающий момент M уравнивается суммой моментов сил в болтах относительно оси опрокидывания $y - y$.

$$M = F_1 l_1 i_1 + F_2 l_2 i_2 + \dots + F_n l_n i_n,$$

где i_1, i_2, \dots, i_n — число болтов, нагруженных соответственно силами F_1, F_2, \dots, F_n и расположенных на расстояниях l_1, l_2, \dots, l_n от оси $y - y$.

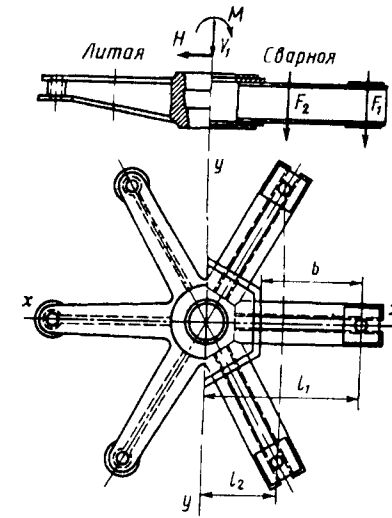


Рис. 180. Схема фундаментной плиты крана с неподвижной колонной

В болтах возникают наибольшие напряжения, когда стрела находится в плоскости $x - x$, проходящей через центр фундаментной плиты. Это положение является расчетным. Все другие положения дают более благоприятное распределение нагрузки между болтами. Решая совместно приведенную систему уравнений, определяют максимальную внешнюю нагрузку на болт от опрокидывающего момента:

$$F_1 = \frac{M l_1}{l_1^2 i_1 + l_2^2 i_2 + \dots + l_n^2 i_n} = \frac{M l_1}{\sum_1^n l_k^2 i_k}.$$

Так как плита имеет достаточно высокую жесткость, можно считать, что сила V_1 распределяется равномерно по всей поверхности стыка между плитой и фундаментом. При общем числе болтов n нагрузка на каждый болт от силы V_1 равна $F_V = V_1/n$. Внешняя нагрузка на наиболее нагруженный болт $F_{ВН} = F_1 - F_V$.

Внешняя нагрузка от опрокидывающего момента вызывает увеличение растягивающей нагрузки болтов, расположенных с одной стороны от оси опрокидывания, и уменьшение – с другой. При действии отрывающей внешней нагрузки $F_{вн}$ на затянутое болтовое соединение только часть этой нагрузки, равная $\psi F_{вн}$, где $\psi < 1$, идет на увеличение силы, растягивающей болты, а остальная часть, равная $(1 - \psi)F_{вн}$, разгружает стык. По условию совместимости перемещений под действием внешней нагрузки болт удлиняется настолько, насколько уменьшается сжатие деталей:

$$\delta = \psi F_{вн} \lambda_б = (1 - \psi) F_{вн} \lambda_н.$$

Здесь $\lambda_б = l/(E_б A_б)$ – податливость болта, численно равная деформации болта под действием силы, равной 1 Н; $\lambda_п$ – податливость соединения плиты и фундамента; l – расчетная длина болта, равная расстоянию между опорными поверхностями болта и половины высоты гайки; $E_б$ и $A_б$ – модуль упругости материала и площадь сечения болта. Тогда коэффициент $\psi = \lambda_п / (\lambda_п + \lambda_б)$.

При большой податливости болта $\lambda_б$ и малой податливости плиты и фундамента $\lambda_п$ коэффициент ψ мал и почти вся внешняя сила идет на разгрузку стыка и, наоборот, при большой податливости плиты и фундамента $\lambda_п$ и малой податливости болта большая часть внешней нагрузки передается на болты. В большинстве случаев $\psi \leq 0,2 \dots 0,3$. Это значение обычно и принимают в приближенных расчетах при отсутствии в стыке мягких прокладок.

Болты, крепящие плиту к фундаменту, предварительно затягивают так, что при работе крана с номинальной нагрузкой не происходит раскрытие стыка. Силы предварительной затяжки

$$F_{зат} = k(1 - \psi)F_{вн},$$

где $k = 1,8 \dots 2$ – коэффициент запаса затяжки с учетом переменной внешней нагрузки.

Расчет болта проводят на растяжение по максимальной осевой силе, действующей на затянутый болт после приложения внешней нагрузки $F_{вн}$, с учетом влияния крутящего момента от затяжки болтов:

$$F_{расч} = 1,3F_{зат} + \psi F_{вн}.$$

При наличии горизонтальной силы H соединение должно препятствовать сдвигу плиты по фундаменту. Это условие выполняется при соблюдении следующего неравенства:

$$H \leq f \left(n \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma_p] + V_1 \right),$$

где $f = 0,35 \dots 0,5$ – коэффициент трения между фундаментом и плитой; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения для болтов; d_1 – внутренний диаметр резьбы болта.

Обычно для крепления фундаментных плит берут болты диаметром не меньше 24 мм. Головки болтов закладывают по возможности ближе к подошве фундамента, чтобы при затяжке болта и приложении внешней нагрузки использовать большую массу фундамента.

Каждая из лап фундаментной плиты нагружена вертикальной силой V_1 и нагрузкой от опрокидывающего момента M . Максимальная нагрузка на лапу

$$F_{max} = F_1 + F_V.$$

Лапу рассчитывают на изгиб в расчетном сечении примыкания ее к центральной части плиты:

$$\sigma_и = F_{max} b / W,$$

где W – момент сопротивления расчетного сечения лапы; b – плечо действия силы F_{max} относительно расчетного сечения.

Давление между лапой плиты и фундаментом проверяют по максимальной внешней нагрузке F_{\max} с учетом силы предварительной затяжки болта:

$$p = \frac{F_{\max} + (\pi d_1^2 / 4) [\sigma_p]}{A_{\text{оп}}} \leq [p],$$

где $A_{\text{оп}}$ – опорная поверхность лапы; $[p]$ – допускаемое напряжение смятия фундамента: для кирпичной кладки на известковом растворе $[p] = 0,7 \dots 1,0$ МПа; для кладки на цементном растворе $[p] = 1,5 \dots 2,0$ МПа; для бетонного фундамента $[p] = 2,0 \dots 2,5$ МПа.

Фундаменты. Для восприятия нагрузок, действующих на кран, передачи этих нагрузок на грунт и обеспечения необходимой устойчивости крана применяют фундаменты из бетона, бутобетона или кирпичной кладки. Устойчивость фундамента против действия опрокидывающего момента обеспечивают путем правильного выбора собственной массы фундамента и его размеров так, чтобы равнодействующая всех нагрузок крана, действующих на фундамент с учетом собственного веса фундамента, проходила внутри ядра сечения подошвы фундамента.

Влияние грунта, подпирającego фундамент по его боковым поверхностям и увеличивающего устойчивость фундамента и крана, обычно при расчетах не учитывают, что приводит к некоторому повышению фактического запаса устойчивости. Верхнее основание фундамента во избежание выкрошивания его краев на 200...400 мм с каждой стороны превышает размер фундаментной плиты, т.е. $a = 200 \dots 400$ мм (рис. 181). Глубина заложения фундамента обычно составляет 1,2...2 м, и она должна быть на 0,2 м больше глубины промерзания грунта. Обычно фундамент выполняют с квадратной или многоугольной формой подошвы. Для повышения устойчивости фундамент иногда делают расширяющимся книзу – наклонным или уступчатым (рис. 181, б, в). Подошва фундамента должна иметь такие размеры, чтобы в месте стыка фундамента с грунтом не происходило деформации грунта или раскрытия стыка и, как следствие этого, перекоса крана.

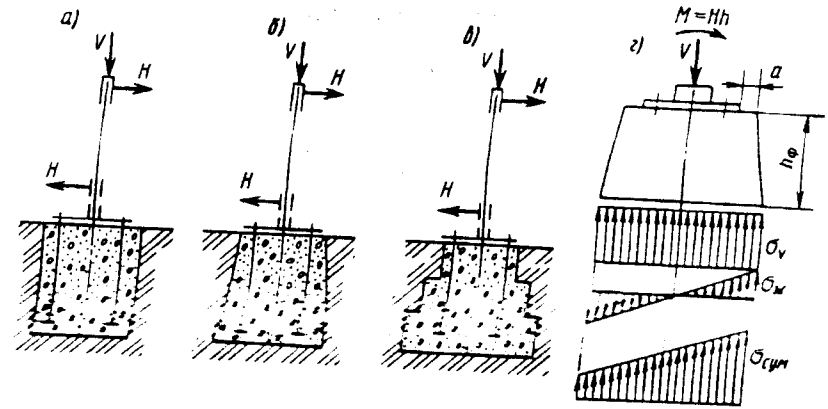


Рис. 181. Фундамент для крана на колонне:
а – прямоугольный; б – расширяющийся книзу; в – уступчатый; г – схема расчета фундамента

Действие вертикальной силы V_1 и веса фундамента G_f вызывает появление между фундаментом и грунтом равномерно распределенных напряжений смятия (рис. 181, г):

$$\sigma_v = (V_1 + G_f) / A_{\text{п}},$$

где $A_{\text{п}}$ – площадь подошвы фундамента.

Момент $M = Hh$ создает напряжения, изменяющиеся по закону треугольника:

$$\sigma_m = M / W_{\text{п}},$$

где $W_{\text{п}}$ – момент сопротивления площади подошвы фундамента относительно оси, перпендикулярной плоскости действия момента M . Максимальные значения σ_m соответствуют положению стрелы, при котором момент $W_{\text{п}}$ минимален. При квадратной подошве фундамента момент сопротивления имеет наименьшее значение, когда стрела крана расположена по направлению диагонали подошвы. При этом $W_{\text{п}} = \sqrt{2} \cdot b^3 / 12$, где b – длина стороны квадрата.

Во избежание раскрытия стыка необходимо, чтобы $\sigma_V = \varepsilon \sigma_M$, где ε – коэффициент запаса, принимаемый равным 1,25.

Чтобы не происходило разрушения грунта под фундаментом, должно быть соблюдено условие

$$\sigma_{\text{сумм}} = \sigma_V + \sigma_M = (1 + \varepsilon)\sigma_M = 2,25\sigma_M \leq [\sigma'_{\text{см}}].$$

Допускаемые напряжения смятия грунта $[\sigma'_{\text{см}}]$ (МПа) имеют в зависимости от вида грунта следующие значения:

Гранит, базальт, диабаз	3,0
Известняк, песчаник	1...1,5
Щебенчатый (галечниковый) грунт	0,6
Плотнослежащийся гравий	0,3...0,5
Суглинки, глины, мелкий песок	0,2...0,3
Гравелистый песок	0,35...0,45
Песок средней крупности	0,25...0,35
Влажный песок	0,1...0,2
Мокрая глина	0,05...0,2
Болотистый грунт, торф	0,025...0,05

Противовесы. Их применяют для уменьшения момента, изгибающего колонну поворотного крана, и уменьшения горизонтальной силы, определяющей нагрузку на опорные элементы. Их устанавливают на поворачивающейся части металлоконструкции. Противовесы уравнивают вес металлоконструкции и часть момента от веса груза. Для стационарных кранов противовес выбирают так, чтобы момент, изгибающий колонну при работе крана с грузом и направленный в сторону груза, равнялся изгибающему моменту при отсутствии груза, направленному в сторону противовеса.

Изгибающий момент для крана с неизменяемым вылетом стрелы (рис. 182): при наличии груза

$$M_H = G_{\text{гр}}L + G_M a - G_{\text{пр}}b,$$

при отсутствии груза

$$M'_H = G_{\text{пр}}b - G_M a,$$

где $G_{\text{гр}}$ – вес номинального груза; G_M – вес металлоконструкции поворачивающейся части крана (без противовеса); $G_{\text{пр}}$ – вес противовеса.

Противовес выбирают из условия $M_H = M'_H$.

При этом момент, создаваемый противовесом,

$$G_{\text{пр}}b = (G_{\text{гр}}/2)L + G_M a.$$

Задавая плечо b из конструктивных соображений, определяют необходимый вес противовеса $G_{\text{пр}}$. Так как кран может работать с различными грузами, то во избежание постоянного изгиба колонны большим моментом от противовеса при расчете можно принять $M'_H = \varphi M_H$, где $\varphi = 0,7 \dots 0,85$ – коэффициент, учитывающий использование крана по грузоподъемности.

Тогда момент, создаваемый противовесом,

$$G_{\text{пр}}b = G_{\text{гр}}L \frac{\varphi}{1 + \varphi} + G_M a.$$

Противовес передвижных поворотных кранов для уменьшения габаритов можно выполнять в виде набора чугунных плит. Для поворотных передвижных кранов размеры и место расположения противовеса выбирают таким образом, чтобы обеспечить необходимую устойчивость крана в рабочем и нерабочем состояниях.

38. Устойчивость передвижных кранов

Под устойчивостью крана понимают его способность противодействовать опрокидывающим моментам. Различают грузовую и собственную устойчивость. *Грузовая устойчивость* – это способность крана противодействовать опрокидывающим моментам, создаваемым весом груза, силами инерции, ветро-

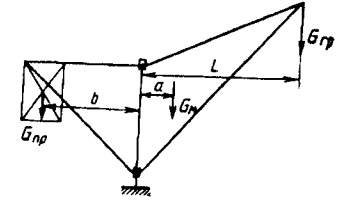


Рис. 182. Схема определения веса противовеса

вой нагрузкой рабочего состояния и другими факторами. *Собственная устойчивость* – это способность крана без наличия груза противодействовать опрокидывающим моментам, создаваемым ветровой нагрузкой нерабочего состояния и другими факторами.

Безотказность работы всех передвижных грузоподъемных кранов (стреловые самоходные, железнодорожные, башенные, порталные и т.п.) должна обеспечиваться достаточной устойчивостью против опрокидывания как в рабочем, так и в нерабочем состоянии. Рабочим считают состояние, в котором кран полностью смонтирован и кран или его часть (с грузом или без груза) могут перемещаться с помощью механизмов крана. Нерабочим считают состояния, в которых груз отсутствует, кран отключен от источника энергии и установлен в положение, предусмотренное инструкцией по эксплуатации. К нерабочему состоянию относятся также положения крана при монтаже и демонтаже, при погрузке (выгрузке) и перебазировании крана в демонтированном (частично или полностью) виде и при испытаниях крана.

Расчет устойчивости должен быть проведен при действии испытательной нагрузки, действии груза (*грузовая устойчивость*), отсутствии груза (*собственная устойчивость*), при внезапном снятии нагрузки и при монтаже (демонтаже).

Расчет устойчивости кранов должен проводиться в соответствии с указаниями правил Госгортехнадзора России [20] и руководящей нормативной документации головных научно-исследовательских организаций: РД 22-145-85 “Краны стреловые самоходные. Нормы расчета устойчивости против опрокидывания” и РД 22-166-86 “Краны башенные строительные. Нормы расчета” в условиях, когда сочетание действующих на кран нагрузок относительно ребра опрокидывания наиболее неблагоприятно с точки зрения возможности опрокидывания крана.

В расчетах должны быть учтены как **нормативные**, так и случайные составляющие нагрузок, определяемые в соответствии с указаниями РД в сочетаниях, указанных в табл. 41.

Таблица 41. Сочетание нагрузок при расчете на устойчивость

Наименование нагрузок	Номера сочетаний							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Испытательная	Н							
Вес крана	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н
Вес груза		Н+С	Н+С	Н+С				
Ветровая:								
в рабочем состоянии		Н+С	Н	Н+С	Н+С	Н+С		
в нерабочем состоянии							Н+С	Н
Динамическая:								
при подъеме и опускании груза			С					
При подъеме или опускании стрелы или ее телескопировании		С			С			
При повороте		С	Н					
При передвижении				С		С		
При внезапном снятии груза								Н

К нормативным относятся нагрузки, значения которых контролируются во время эксплуатации или при изготовлении, например путем взвешивания, и определяются только на основании характеристик крана (грузоподъемность, вес крана, ветровой район по ГОСТ 1451–77 и т.п.). К случайным относятся нагрузки, предельные значения которых контролирует крановщик (динамическая нагрузка при работе механизмов) или они не поддаются контролю вообще (динамические нагрузки от пульсации ветра). Возможные в условиях эксплуатации случайные нагрузки, вызванные неквалифицированным управлением краном, в расчетах не учитываются.

Направление нормативных нагрузок в каждом сочетании должны приниматься наиболее неблагоприятными относительно ребра опрокидывания, при котором кран по устойчивости максимально приближается к предельному состоянию. Взаимное положение частей крана должно приниматься также наи-

более неблагоприятным из числа допускаемых инструкцией по эксплуатации. При этом можно использовать только действие нормативных нагрузок.

В этой таблице обозначение Н показывает, что при расчете должны быть учтены только нормативные нагрузки. При этом случайные нагрузки несущественны. Обозначение С показывает, что должны быть учтены только случайные нагрузки, а нормативные – несущественны. И обозначение Н+С показывает, что должны быть учтены и нормативные, и случайные нагрузки.

В сочетаниях 2 – 8 должны учитываться нагрузки от расчетного наклона основания крана, совпадающего с направлением ветра и определяемого как сумма предельного угла наклона площадки, на которой установлен кран (i_1), и наименьшего угла наклона крана (i_2) относительно площадки, при которой все опоры, не лежащие на ребре опрокидывания, оказываются разгруженными.

Значение угла наклона i_1 принимают по паспорту крана или по инструкции по эксплуатации. Значение угла наклона i_2 определяют расчетом или путем испытания. Для кранов, установленных на выносных опорах, а также для гусеничных кранов разрешается принимать $i_2 = \arctg 0,05/B$, где B – расстояние (в м) между опорами, колея или база гусеничного движителя.

Для башенных строительных кранов наклон основания к горизонтали принимают равным $0,1/B$, где B – база (колея) передвижного крана.

Для определения уклона рабочей площадки и проверки точности установки крана на выносных опорах стреловые, самоходные и прицепные краны (за исключением работающих на рельсовых путях) снабжаются указателями-кренометрами.

Влияние крена и сил инерции на устойчивость крана увеличивается с увеличением высоты центров тяжести крана и противовеса и с уменьшением размера колес. Поэтому, если, например, баки для горючего расположены так, что их заполнение уменьшает устойчивость крана, то при расчете их принимают полностью наполненными. В обратном случае их считают наполненными.

Сохранение устойчивости крана определяется соотношением опрокидывающего и удерживающего моментов, действующих относительно ребра опрокидывания крана. За ребро опрокидывания принимают прямые (по периметру опорного контура), соединяющие точки приложения равнодействующих давлений на ходовые тележки. Устойчивость крана необходимо обеспечить при стреле, расположенной как вдоль, так и поперек подкранового пути. Так как в большинстве случаев у передвижных кранов колея меньше базы, то обычно более опасным, а следовательно, и расчетным случаем является положение стрелы поперек пути.

Для обеспечения устойчивости крана должно выполняться неравенство

$$kM_o^H \leq m_0M_y,$$

где M_o^H – опрокидывающий момент от нормативных нагрузок, действующих на кран относительно ребра опрокидывания; M_y – удерживающий момент относительно того же ребра опрокидывания; k – коэффициент перегрузки, учитывающий возможные отклонения в неблагоприятную сторону случайных нагрузок, действующих на кран; m_0 – коэффициент, учитывающий влияние условий работы крана, в том числе отклонение масс отдельных частей крана от их номинальных значений и класс ответственности крана, устанавливаемый в зависимости от областей применения.

Значения коэффициентов k и m_0 принимаются по рекомендациям РД 22-145-85 и РД 22-166-86. Для расчета устойчивости по испытательным нагрузкам (сочетание № 1) и при внезапном снятии нагрузки (сочетание № 8) значение коэффициента k принимают равным единице.

Удерживающий момент $M_y = G_k^H b_k$, где G_k^H – нормативный вес крана, определенный по конструкторской документации; b_k – расстояние от центра тяжести крана до вертикальной плоскости, проходящей через ребро опрокидывания, определенное с учетом расчетного наклона основания крана в сторону опрокидывания.

Опрокидывающий момент при расчете устойчивости при действии испытательных нагрузок: при статических испытаниях

$$M_o^H = M_{Qн}^H;$$

при динамических испытаниях

$$M_o^H = M_{Qн}^H + M_{пн}^H + M_{ид}^H,$$

где $M_{Qн}^H = Q_n^H b_Q$ – момент от нормативного веса испытательного груза Q_n^H относительно ребра опрокидывания при установке крана на плоскости, наклоненной к горизонту на угол i_2 в сторону опрокидывания; b_Q – расстояние от точки подвеса грузового полиспаста до вертикальной плоскости, проходящей через ребро опрокидывания при установке крана на плоскости, наклоненной к горизонту на угол i_2 в сторону опрокидывания.

Нормативная вертикальная нагрузка на крюке крана для статических его испытаний принимается равной

$$Q_c^H = 1,25Q^H + 1,25G_{п} + 0,1F,$$

где Q^H – нормативный вес груза, определенный исходя из грузоподъемности крана при данном значении вылета; $G_{п}$ – суммарный вес крюковой подвески и канатов, расположенных между точкой подвеса груза и крюковой подвеской; $F = M_c/l$ – вес стрелы или стрелы с гуськом, приведенной к точке подвеса груза. Здесь l – расстояние по горизонтали от шарнира стрелы до вертикальной плоскости, проходящей через точку подвеса груза.

Нормативная вертикальная нагрузка на крюке крана для динамических его испытаний принимается равной

$$Q_g^H = 1,1(Q^H + G_{п}),$$

$M_{пн}^H = \frac{Q_n^H h L - G_{п}^H h_k x_k}{g} \omega^2$ – момент от нормативной испытательной динамической нагрузки при повороте (момент от цен-

тробежных сил), где L – вылет; h – высота центра тяжести крана под опорным контуром; h_k – высота центра тяжести поворотной части крана над опорным контуром; x_k – расстояние от центра тяжести поворотной части крана до оси вращения; ω – угловая скорость поворотной части крана; Q_n^H – нормативный вес испытательного груза. Если угловая скорость ω меньше 0,07 рад/с, то нормами разрешается не учитывать влияние $M_{пн}^H$; $M_{иг}^H = \sqrt{2A_0 E}$ – момент от нормативных и динамических нагрузок при динамических испытаниях крана, где $A_0 = Q_g^H h + G_{п}^H h_k$. $E = \frac{1}{2} \sum m_i v_i^2$ – наибольшая суммарная кинетическая энергия частей крана и груза (кДж), движущихся во время испытания с номинальными скоростями в направлениях, перпендикулярных ребру опрокидывания.

Опрокидывающий момент при расчете грузовой устойчивости определяется для расчетных сочетаний нагрузок № 2, 3 и 4 (табл. 41).

Для сочетаний № 2 и 4 $M_o^H = M_Q^H + M_{wk}^H + M_{wg}^H$.

Для сочетания № 3 $M_o^H = M_Q^H + M_{wk}^H + M_{wg}^H + M_{п}^H$, где $M_Q^H = Q_n^H b_Q$ – момент от нормативного веса груза Q_n^H ; $M_{wk}^H = \sum P_i h_i$ – момент от нормативных статических ветровых нагрузок на кран P_i , определяемых по ГОСТ 1451–77, а h_i – высота расположения центра давления ветра на рассматриваемую часть крана над опорным его контуром; $M_{wg}^H = P_e h$ – момент от нормативной ветровой нагрузки на груз P_e , а h – высота точки подвеса грузового полиспаста над опорным контуром крана; $M_{п}^H$ – момент от нормативной динамической нагрузки при повороте крана с нормативным грузом.

Опрокидывающий момент при расчете собственной устойчивости крана определяют без учета действия рельсовых захватов для нагрузок № 5 и 6, для нерабочего состояния – для сочетания № 7.

Для этого случая расчета $M_o^H = M_{wk}^H$, где M_{wk}^H – момент от нормативных ветровых нагрузок на кран. Для кранов, у которых в нерабочем состоянии предусмотрено свободное вращение поворотной части, при определении опрокидывающего момента

разрешается в качестве расчетного принимать такое ее положение, которое она займет при действии ветра нерабочего состояния.

При расчете собственной устойчивости кран рассматривают при минимальном вылете стрелы и снятом грузе с креном в сторону противовеса, при ветровой нагрузке нерабочего состояния, действующей в сторону опрокидывания. Влияние дополнительных выносных опор при этом не учитывается.

Опрокидывающий момент при расчете устойчивости при **внезапном снятии груза** полностью или его части определяют для расчетного сочетания нагрузок № 8. Для этого случая

$$M_o^H = M_{Qg}^H + M_{ик}^H + M_{wg}^H,$$

где M_{Qg}^H – момент от нормативной динамической нагрузки, возникающий при внезапном снятии груза или его части; M_{wg}^H – момент от нормативной ветровой нагрузки на оставшуюся на крюке часть груза.

Для кранов, грузозахватный орган которых не допускает внезапное снятие груза, расчет на этот случай не проводится.

Проверка устойчивости козловых, полукозловых кранов и перегрузочных мостов правилами Госгортехнадзора не регламентирована. Однако и эти краны должны обладать достаточной устойчивостью, так как они обычно имеют большую подветренную площадь и высоко расположенные центр тяжести и точку приложения равнодействующей ветровой нагрузки. Поэтому динамические нагрузки при неустановившихся процессах работы механизма передвижения кранов в сочетании с ветровыми нагрузками могут создавать значительные опрокидывающие моменты.

Устойчивость кранов данного типа также определяется соотношением моментов относительно ребра опрокидывания, создаваемых силой тяжести крана и груза, и моментов от действия динамических нагрузок и ветровой нагрузки на металлическую конструкцию крана и на груз. Проверку устойчивости проводят на опрокидывание крана вдоль подкранового пути, а для кранов, имеющих консоли, также и поперек пути.

МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ КОНСТРУКЦИИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

39. Материалы металлических конструкций

На металлоконструкции грузоподъемной машины, являющейся ее остовом, монтируют все механизмы, приводы и системы управления. На изготовление металлоконструкций расходуется значительное количество металла. От свойств металлоконструкций зависит долговечность и надежность работы механизмов и грузоподъемной машины в целом. Поэтому при проектировании металлических конструкций следует стремиться экономно расходовать материалы и одновременно обеспечивать надежность, долговечность, удобство обслуживания и ремонта; применять экономичные профили проката и эффективные марки сталей; применять конструкции, обеспечивающие наименьшую трудоемкость изготовления, транспортирования и монтажа конструкций; применять соединения прогрессивных типов (автоматическая и полуавтоматическая сварка); предусматривать защиту элементов конструкции от коррозии и удобный доступ для выполнения швов и их контроля. Все конструкции должны быть доступными для наблюдения, очистки, окраски, а также не должны задерживать влагу и затруднять проветривание. Закрытые профили должны быть герметизированы.

Металлические конструкции должны иметь соответствующую прочность, сопротивление усталости, устойчивость и

жесткость элементов с учетом условий изготовления, транспортирования, монтажа и эксплуатации. Metalлоконструкции должны быть транспортабельны при перевозке железнодорожным, водным или автомобильным транспортом.

Металлические конструкции грузоподъемных машин выполняют сварными и клепаными, но изготовление сварных конструкций более производительнее и дешево.

Сварку несущих элементов конструкции необходимо выполнять в соответствии с требованиями инструкции по технологии сварки, разработанной предприятием, осуществляющим изготовление, реконструкцию или ремонт крана, или соответствующей специализированной организацией с учетом специфики свариваемого изделия и обеспечения высокого качества и надежности сварных соединений. Металлические конструкции грузоподъемных машин изготавливаются, главным образом, из стали, но в некоторых случаях используют алюминиевые сплавы.

Черные металлы. Metalлоконструкции грузоподъемных машин изготавливают из стальных листов, фасонного проката, труб, гнутых и штампованных профилей, при этом используют как профили универсального назначения, так и специально выпускаемые для отрасли подъемно-транспортного машиностроения, как например, тавровые и двутавровые профили для путей подвесных рельсовых дорог. Угловые профили и трубы широко используют в качестве элементов, работающих на растяжение – сжатие, швеллеры и двутавры применяют в качестве элементов, воспринимающих преимущественно изгибные нагрузки.

В соответствии с требованиями Правил устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов, Правил устройства и безопасной эксплуатации подъемников и действующей нормативной документации разработаны Технические условия УК 36.24.12-100-97 “Metalлоконструкции грузоподъемных машин, оборудования и подъемников. Капитальный ремонт”. Требования этих технических условий должны быть выполнены при выборе материала для изготовления и ремонта как несущих

сварных металлоконструкций грузоподъемных машин обычно, тропического и северного исполнения, так и вспомогательных элементов металлоконструкций, к которым относятся перила, лестницы, переходные площадки, кожухи, обшивка кабин и т.п.

Для сварных конструкций обычно применяют углеродистую сталь обыкновенного качества группы В, имеющую гарантии как по механическим свойствам, так и по химическому составу. Основной маркой стали является ВСтЗ, обладающая достаточно высокими механическими (прочность, ударная вязкость) и технологическими (свариваемость) свойствами.

В зависимости от технологии плавки различают сталь спокойную (ВСтЗсп), полуспокойную (ВСтЗпс) и кипящую (ВСтЗкп). Спокойная сталь остывает в изложницах без бурного выделения газов, что обеспечивается полным раскислением металла с помощью присадок кремния, марганца, алюминия, связывающих газы. Сталь в этом случае обладает более высокими механическими свойствами. Кипящая сталь раскисляется не полностью, и в слитках остаются газовые пузыри; она имеет большую склонность к хрупким разрушениям, у нее ниже ударная вязкость при пониженных температурах, но она дешевле, чем спокойная сталь.

Несущие элементы металлоконструкций следует изготавливать из спокойной или полуспокойной стали, а для вспомогательных элементов можно использовать кипящую или полуспокойную сталь. Наряду со сталью марки СтЗ применяют сталь марки М16С, содержащую меньше вредных примесей (фосфора, серы). Для конструкций, изготавливаемых из трубчатых элементов, применяют стали марок 10 и 20.

Кроме углеродистых сталей для изготовления ответственных элементов находят применение также низколегированные стали, обладающие более высокими значениями предела текучести и временного сопротивления, менее склонные к хрупкому разрушению при пониженных температурах, обладающие повышенной стойкостью против коррозии. Так в условиях агрессивных сред рекомендуется применять стали с добавкой меди, повышающей их коррозионную стойкость.

В отечественных марках сталей легирующие элементы обозначаются русскими буквами:

Легирующий элемент	Химический символ	Маркировочное обозначение
Марганец	Mn	Г
Кремний	Si	С
Хром	Cr	Х
Никель	Ni	Н
Вольфрам	W	В
Ванадий	V	Ф
Титан	Ti	Т
Молибден	Mo	М
Кобальт	Co	К
Алюминий	Al	Ю
Медь	Cu	Д
Фосфор	P	П
Азот	N	А
Цирконий	Zr	Ц
Бор	B	Р

Наибольшее распространение имеют низколегированные стали марок 09Г2, 10ХСНД, 15ХСНД, 14Г2АФ, 14Г2АФД. Из легированных сталей повышенной прочности применяют также стали 16Г2АФ, 18Г2АФ и 18Г2АФД. Цифры с левой стороны в начале обозначения марки стали соответствуют среднему содержанию углерода в сотых долях процента. Цифры после букв показывают содержание легирующего элемента в процентах. Если содержание легирующего элемента меньше одного процента, то цифры после буквы не ставятся. Так, например, сталь 09Г2С имеет содержание углерода в среднем 0,09 %, марганца – до двух процентов, кремния – до одного процента. Сталь 15Г2АФДпс имеет 0,15 % углерода, до двух процентов марганца, менее одного процента азота (обычно 0,03 %), ванадия (обычно 0,05...0,15 %) и меди (обычно 0,4...0,5 %). Индекс “пс” означает, что сталь полуспокойной плавки.

Следует иметь в виду, что низколегированные стали более дороги и более чувствительны к концентрации напряжений

при действии переменных нагрузок. Так, если стоимость листовой стали марки ВСт3 принять за единицу, то стоимость стали 09ГС2 составит 1,15 и стали 10ХСНД – 1,2.

При использовании вместо углеродистых низколегированных сталей значительно снижается масса деталей, размеры которых определяются статической прочностью. Если размеры деталей определяют по сопротивлению усталости или по жесткости, экономия металла при переходе на легированные стали менее значительна, поскольку пределы выносливости таких сталей близки к пределу выносливости обычных сталей, а модули упругости одинаковы, следовательно, критические нагрузки при расчете на выносливость не зависят от марки стали.

Учитывая их более высокую стоимость, низколегированную сталь марки 09Г2ДТ целесообразно применять, если снижение массы составляет не менее чем 10 %, а стали 15ХСНД – даже не менее чем 17 % по сравнению с конструкциями из стали Ст3. Для тех районов страны, где температура в течение длительного времени может быть ниже минус 30 °С к металлу, применяемому для изготовления металлоконструкций, предъявляют повышенные требования в отношении хладостойкости стали, так как в этих условиях отмечаются случаи хрупкого разрушения.

В технических условиях УК36.24.12-100-97 приведены рекомендуемые марки сталей для сварных конструкций грузоподъемных машин, категории (класс прочности), стандарты на материал (ГОСТ или ТУ), вид проката, рекомендации по применению марок сталей, значения нормативных сопротивлений (предел текучести и временное сопротивление), а также дополнительные требования в виде ударной вязкости при отрицательной температуре и после мехстарения.

Сварочные материалы, применяемые для сварки металлических конструкций, должны обеспечивать механические свойства металла шва и сварного соединения (предел прочности, предел текучести, относительное удлинение, ударная вязкость) не ниже нижнего предела механических свойств основного металла, установленного для данной стали Государственным стандартом или техническими условиями.

Алюминиевые сплавы. Для уменьшения массы металлоконструкций все большее применение находят легкие сплавы на основе алюминия и магния. Наряду с малой плотностью (в 2,8...3 раза меньше, чем у стали), что дает возможность облегчать поддерживающие конструкции (подкрановые пути, эстакады и др.), они обладают высокой механической прочностью, близкой к прочности стали Ст3, большой коррозионной стойкостью, сохраняют высокие механические свойства при низких температурах (до -65°C).

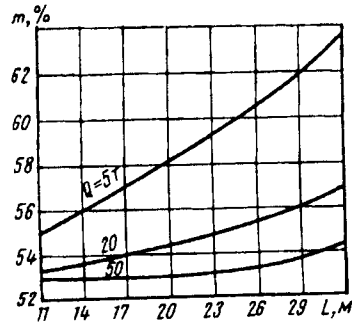


Рис. 183. Снижение массы (%) металлоконструкции мостовых кранов при замене стали Ст.3 алюминиевыми сплавами в зависимости от грузоподъемности Q и длины пролета L

при замене стали Ст3 алюминиевыми сплавами АМгб достигает 53...64%. Использование легких сплавов в металлоконструкциях стреловых кранов позволяет при том же вылете снизить массу стрел до 50% по сравнению со стальными стрелами и соответственно уменьшить массу противовесов, а при равной массе стрел и одинаковом коэффициенте устойчивости передвижного крана – увеличить вылет стрел на 15...20% или повысить грузоподъемность крана на 20...25%.

Снижение массы металлоконструкций означает не только экономию металла, необходимого для изготовления. Оно приво-

дит также к уменьшению давлений на ходовые колеса, снижению мощности механизма передвижения или при той же мощности – к увеличению производительности крана благодаря меньшему времени разгона и торможения.

По зарубежным данным, снижение массы механизма передвижения и электрооборудования в результате применения алюминиевых сплавов в кране грузоподъемностью 50 т с пролетом 32 м достигает около 30%, а увеличение производительности таких кранов при сохранении механизмов передвижения и электрооборудования, как в кранах со стальными металлоконструкциями, составляет 16...25%.

Однако алюминиевые сплавы имеют ряд недостатков, в том числе малый модуль упругости ($\approx 7 \cdot 10^4$ МПа), что снижает устойчивость элементов конструкции на сжатие, и высокий коэффициент линейного расширения, что приводит к увеличению температурных деформаций, а также низкое значение предела выносливости σ_{-1} . Кроме того, стоимость алюминиевых сплавов примерно в 10 раз превышает стоимость стали Ст3 той же массы.

Для компенсации уменьшенного модуля упругости алюминиевые стержни, работающие на сжатие, следует конструировать возможно более жесткими (коробчатого или трубчатого сечения). Температурные напряжения, возникающие в элементах конструкции, из-за низкого модуля упругости остаются примерно в тех же пределах, что и в стальных конструкциях.

Возможность применения более дорогих материалов, в частности алюминиевых сплавов, в каждом отдельном случае должна быть обоснована техническими или экономическими соображениями. Выпуск конструкционных алюминиевых сплавов непрерывно увеличивается, их стоимость в связи с этим снижается, и для металлоконструкций подъемно-транспортных машин они имеют широкую перспективу. Поэтому вопрос о возможности применения алюминиевых сплавов не должен основываться только на абсолютной стоимости материала, а требует внимательного анализа технических особенностей алюминиевых сплавов и их влияния на весовую и экономическую эффективность конструкции.

Для расчетных элементов конструкции используют алюминиевые сплавы, имеющие в своем составе магний, типов АМг6 и АМг5. Для вспомогательных элементов применяют сплавы АМг2 (алюминий+магний), АМп (алюминий+марганец), АД31, АД32 и АВ (алюминий + магний + кремний). Из этих сплавов выпускают пресованные профили и листы толщиной до 10,5 мм, изготовленные протяжкой, штамповкой или прессованием, что позволяет получить удобную для использования в металлоконструкции форму элементов.

Металлоконструкции из алюминиевых сплавов изготавливают сваркой в атмосфере инертных газов или клепкой; способ соединения элементов конструкции определяют по марке сплава.

40. Методы расчета металлических конструкций

Расчет металлической конструкции крана включает проверку прочности и устойчивости конструкции при действии максимальных нагрузок рабочего состояния (расчетный случай II), а при необходимости также по максимальным нагрузкам нерабочего состояния (расчетный случай III) и по случаю особых нагрузок. Расчет на сопротивление усталости носит поверочный характер и проводится после расчета на прочность и устойчивость, когда в проекте выявлены все конструктивные особенности элементов. Этот расчет ведут по эквивалентным нагрузкам рабочего состояния (расчетный случай I), учитывающим многократное действие переменных нагрузок, возникающих в течение всего срока службы крана. Для кранов режимов 1К-3К расчет металлических конструкций на сопротивление усталости не требуется. При режимах 4К-5К необходимость этого расчета зависит от практических расчетов. А для режимов 6К-8К расчет на сопротивление усталости часто является определяющим.

Цель расчета металлической конструкции на прочность и устойчивость – предотвращение возможности появления в

ней недопустимых или нежелательных разрушений, чрезмерных прогибов или вибраций, препятствующих ее нормальной эксплуатации. Расчет металлических конструкций и их элементов ведут одним из двух методов: расчет по методу *предельных состояний* базируется на статистическом изучении действительной нагруженности конструкции в условиях эксплуатации и изменчивости механических свойств применяемых материалов; при отсутствии этих данных для тех или иных типов кранов расчет металлоконструкции ведут по методу *допускаемых напряжений*, основанному на установленных практикой коэффициентах запаса прочности.

Выбор расчетной схемы и метода расчета металлоконструкции необходимо проводить с учетом возможности эффективного использования ЭВМ.

Метод предельных состояний. *Предельными* называют состояния, при которых конструкция перестает выполнять установленные для нее функции и становится непригодной к дальнейшей эксплуатации. Для металлических конструкций подъемно-транспортных машин можно установить следующие виды предельных состояний: первое – потеря несущей способности при однократном действии максимальной нагрузки, которая может возникать за срок службы крана; второе – потеря несущей способности при многократном действии нагрузки и третье – возникновение деформаций, препятствующих нормальной эксплуатации крана.

Первое предельное состояние включает возможность потери несущей способности элементов крана по прочности или по устойчивости от однократного действия предельных нагрузок в рабочем или нерабочем состоянии. Для этого состояния проводят расчет на прочность и устойчивость формы элементов крана или устойчивость крана против опрокидывания /второй и третий (случай сочетания расчетных нагрузок)/. За начало разрушения при расчете по предельному состоянию принимают превышение предела текучести в каком-либо волокне сечения. Все нагрузки при этом расчете считают действующими статически.

Второе предельное состояние рассматривает возможность потери несущей способности элементов крана при многократном действии нагрузок различного значения за расчетный срок службы. В этом случае проводят расчеты на сопротивление усталости, износ и нагрев по эквивалентным нагрузкам (первый случай сочетания расчетных нагрузок). Это состояние наступает к концу данного срока службы конструкции или части ее в результате суммарного действия всех нагрузжений за этот срок.

Условие третьего предельного состояния характеризуется наступлением деформаций, которые препятствуют нормальной эксплуатации крана за счет снижения точности работы, или возникновением возможности произвольного перемещения грузовой тележки крана или возможностью возникновения допустимых по критериям первого или второго предельных состояний силовых факторов.

Третье предельное состояние в принципе не исключает возможности дальнейшей эксплуатации и является требованием, ограничивающим использование металлоконструкции крана в условиях нормальной эксплуатации, так как из-за больших упругих деформаций или вибраций иногда при сохранении прочности и устойчивости теряется работоспособность конструкции или оказывается вредное физиологическое воздействие на обслуживающий персонал и снижается безопасность ведения работ.

Цель расчета по третьему предельному состоянию – ограничение деформаций или перемещений из условий *обеспечения необходимой точности работы, устранение неблагоприятных физиологических воздействий на обслуживающий персонал*. При проверке по третьему предельному состоянию определяют расчетный прогиб и сравнивают его с допуском.

Наибольшее значение имеют расчеты на прочность по первому предельному состоянию. Основное положение расчета заключается в предположении, что расчетная (наибольшая) сила (момент, напряжение) в элементе не должна превышать предельной силы, соответствующей несущей способности элемента:

$$\sum Q_i n_i \leq ARm_0, \quad (62)$$

где левая часть выражает силовое воздействие с учетом коэффициента перегрузки, а правая – действительную несущую способность конструкции.

В этой формуле: Q_i – нормативные нагрузки в рассматриваемом элементе, в качестве которых принимаются максимальные нагрузки рабочего состояния или аварийные нагрузки в соответствии с расчетным случаем и возможной их комбинацией; n_i – коэффициенты перегрузки, учитывающие возможное превышение действительными нагрузками их нормативных значений. Значения этих коэффициентов устанавливаются на основе практического опыта с учетом назначения кранов и условий их эксплуатации; для собственной массы металлоконструкции $n_1 = 1,05 \dots 1,1$; для расположенного на конструкциях оборудования $n_2 = 1,1 \dots 1,3$; для груза $n_3 = 1,1 \dots 1,5$ (большие значения принимают для малых грузов и для тяжелого режима работы); $n_4 \leq 1,5$ – коэффициент перегрузки горизонтальных сил инерции, зависящий от ускорений при пусках и торможениях; $n_5 = 1,2 \dots 2,0$ – коэффициент, учитывающий раскачивание груза; для ветровой нагрузки $n_6 = 1,1$ (в соответствии с указаниями ГОСТ 1451–77 учитывается только для нерабочего состояния крана); для монтажных нагрузок принимают коэффициенты перегрузки $n_m = 1,2$; для транспортных нагрузок при транспортировании по железной дороге и водным путям $n_{тр} = 1,1$, а при транспортировании автотранспортом $n_{тр} = 1,3$ (при расчете на сопротивление усталости, где в качестве нормативных нагрузок принимают эквивалентные нагрузки, коэффициенты перегрузки $n_i = 1$); A – геометрический фактор рассчитываемого элемента (площадь, статический момент инерции, момент сопротивления).

Принимаемые в расчетах геометрические характеристики крана и его элементов определяют по конструкторской документации соответствующей стадии проектирования и нормативно-технической документации. R – расчетное сопротивление рассчитываемого элемента: при расчетах на сопротивление усталости $R = 0,9\sigma_R$, где σ_R – предел выносливости элемента с учетом числа циклов изменения нагрузки и коэффициентов концентрации напряжений и асимметрии цикла; при расчетах на

прочность (растяжение, сжатие, изгиб) $R = \sigma_T / k_M$, где σ_T – минимальное значение предела текучести, зависящее от марки материала и вида проката; k_M – коэффициент надежности по материалу, принимаемый по данным табл. 42; при расчетах на устойчивость расчетное сопротивление на прочность умножают на коэффициент уменьшения φ несущей способности сжимаемых или изгибаемых элементов; m_0 – коэффициент, зависящий от тех условий работы элемента, которые не учитывают в расчете, и показателей качества материала. Его принимают равным $m_0 = m_1 m_2 m_3$, где $m_1 = 0,75 \dots 1$ – коэффициент, учитывающий степень ответственности рассчитываемого элемента и возможные последствия при его разрушении (в особых случаях, при возможности хрупкого разрушения, $m_1 = 0,6$); $m_2 = 0,8 \dots 1$ – коэффициент, учитывающий возможные повреждения элементов конструкции в процессе эксплуатации, транспортировки, монтажа (этот коэффициент зависит от типа крана); m_3 – коэффициент, учитывающий несовершенство расчета, связанное с неточным определением внешних нагрузок или расчетных схем.

Рассчитываемая система	m_3
Плоская, статически определяемая	0,9
Плоская, статически неопределяемая	1
Пространственная	1,1

Таблица 42. Коэффициенты надежности по материалу k_M

Государственные стандарты на стали	k_M
ГОСТ 380 – 88; ГОСТ 535 – 88; ГОСТ 14637 – 89 с пределом текучести до 390 МПа	1,05
ГОСТ 1050 – 88; ГОСТ 1577 – 93; ГОСТ 10705 – 80; ГОСТ 14637 – 89 ГОСТ 16523 – 89; ГОСТ 19281 – 89 с пределом текучести свыше 390 МПа	1,10
ГОСТ 19281 – 89; ГОСТ 8731 – 87 с пределом текучести свыше 550 МПа	1,15

Для проведения расчета по второму предельному состоянию на сопротивление усталости необходимо знать спектр напряжений для рассматриваемого элемента в течение срока его эксплуатации. Такие данные можно получить, если известны

соответствующие нагрузки, число и характер операций, выполняемых краном. В этом случае можно определить число циклов с различными максимальными напряжениями и использовать принцип суммирования повреждений, полагая, что каждое переменное напряжение влияет на сокращение срока службы элемента вследствие постепенного накопления повреждений материала, образования трещин и разрушений. Однако в большинстве случаев такие данные отсутствуют, и при расчете используют некоторые усредненные значения, полученные для одного цикла.

Для третьего предельного состояния приняты следующие основные условия:

$$(f/L) \leq [f/L]; t_p \leq [t_p],$$

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

Расчеты по второму и третьему предельным состояниям ведут при коэффициенте перегрузки, равном единице.

При расчете стальных конструкций следует проверять вертикальные прогибы пролетных балок (мостов) мостовых и козловых кранов от веса грузовой тележки с номинальным грузом. Значения предельных допустимых прогибов пролетных балок мостовых и козловых кранов при расположении тележки в центре пролета L и на консоли L_K приведены в табл. 43 и 44.

Таблица 43. Предельно допускаемые прогибы пролетных балок мостовых кранов

Наличие и расположение кабины управления	Группа режима работы кранов				
	1К	2К-3К	4К-5К	6К-7К	8К
Кабина отсутствует	1/400	1/500	1/500	1/700	–
Кабина установлена у края моста	1/400	1/500	1/600	1/800	1/900
Кабина установлена у центре моста или на передвижной тележке	1/400	1/600	1/800	1/1000	1/1000

Таблица 44. Предельно допускаемые прогибы мостов козловых кранов

Схема крана	Расположение груза	Группа режима работы кранов			
		1К	2К-3К	4К-5К	6К-7К
С обеими жесткими опорами	В центре пролета	1/400	1/500	1/600	1/800
	На консоли	1/150	1/150	1/200	1/300
С одной гибкой и другой жесткой опорами	В центре пролета	1/900	1/600	1/800	1/1000
	На консоли	1/150	1/200	1/250	1/350

Для крановых мостов, изготовленных из легких сплавов, допускаемый прогиб принимают равным 1/500 для всех типов кранов. В случае использования вместо грузовой тележки электротали без тормозов на механизме передвижения и при отсутствии у моста крана строительного подъема прогибы в центре пролета и на консоли не должны превышать соответственно $L/500$ и $L_k/200$.

Метод допускаемых напряжений. Расчет по этому методу проводят, если отсутствуют числовые значения коэффициентов перегрузки n_i , необходимые для расчета по методу предельных состояний. Этот метод основан на сравнении напряжений σ , возникающих в элементе конструкции от действия максимальных нагрузок (расчетные случаи II и III), с допускаемыми напряжениями. Основная расчетная зависимость имеет вид

$$\sigma_{II} \leq [\sigma_{II}] = \sigma_T n_{II} \text{ и } \sigma_{III} \leq [\sigma_{III}] = \sigma_T n_{III}.$$

Здесь σ_T – предел текучести; n_i – запас прочности (см. табл. 15).

Для односторонне прикрепляемых элементов конструкции значение запаса прочности увеличивается на 25%. Для случая особых нагрузок – транспортных при перевозке изделия, монтажных при ударах о буферы, сейсмических и других – запас прочности $n_0 = 1, 2$.

Расчет на сопротивление усталости проводят при действии на кран нормальных нагрузок рабочего состояния (случай сочетания расчетных нагрузок I) по эквивалентным значениям этих нагрузок, определяемым при наиболее вероятном их сочетании в

зависимости от наиболее часто встречающегося положения тележки на мосту, положения стрелы по вылету и т.п. Расчет ведут по формуле

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma_R] = \sigma_R / n,$$

где σ_{\max} – наибольшее по абсолютной величине напряжение в цикле; $[\sigma_R]$ – допускаемое напряжение; σ_R – предел выносливости элемента конструкции; n – запас прочности по расчетному случаю I.

Расчет по методу допускаемых напряжений можно представить как частный случай расчета по методу предельных состояний для первой группы при одинаковых для всех видов нагрузки значениях коэффициента перегрузки. Вместо одного общего запаса прочности, принимаемого при расчете по методу допускаемых напряжений, в методе по предельным состояниям используют три коэффициента безопасности – по материалу k_m , по перегрузке n_i и по условиям работы m_0 , устанавливаемые на основе статистического учета действительных условий работы конструкции. Поэтому метод расчета по предельным состояниям позволяет лучше учесть действительные условия работы элементов металлоконструкции и степень воздействия каждой из действующих нагрузок, а также лучше учитывают механические свойства материала.

При расчете металлоконструкций необходимо учесть все действующие на них нагрузки, а именно: весовые постоянные; весовые подвижные, действие которых возможно в любом сечении вдоль пролета крана; динамические, возникающие при пуске и торможении крановых механизмов, а также при прохождении колесами стыков рельсов – эти нагрузки действуют как в вертикальной, так и горизонтальных плоскостях; нагрузки, возникающие при выполнении краном специфических технологических операций; динамические нагрузки, возникающие при наезде крана или тележки на упоры; ветровые нагрузки. При наличии специальных требований должны быть также учтены нагрузки – монтажные, транспортные, от обледенения, от температурных воздействий и сейсмические.

К *постоянным весовым нагрузкам* относят собственный вес металлоконструкции и вес частей крана, жестко связанных с металлоконструкцией (механизмов, кабины управления, троллеев и т.п.). Для упрощения расчета вес металлоконструкции принимают равномерно распределенным по ее длине. Вес механизмов, кабины и других узлов считают сосредоточенной нагрузкой, приложенной в соответствующем сечении или узле металлоконструкции. Для стреловых и поворотных кранов, не имеющих передвигающихся тележек, к постоянным нагрузкам следует отнести также вес транспортируемого груза и грузозахватного приспособления. Эту нагрузку рассматривают как сосредоточенную и приложенную в месте крепления головных блоков на стреле. Так как при подъеме и опускании груза в элементах металлоконструкции появляются силы инерции, то их влияние учитывают коэффициентом перегрузки n_3 .

К *подвижным весовым нагрузкам* относят силы давления от ходовых колес грузовых тележек, перемещающихся по металлоконструкции. Эти нагрузки определяются силой тяжести транспортируемого груза и тележки:

$$P_{\Pi} = P_T + n_3 P'_Q,$$

где P_T – сила давления колеса на рельс от веса грузовой тележки ($P_T = 1,05P_0$, где P_0 – сила давления ходового колеса, вычисленная по спецификации); P'_Q – сила давления ходового колеса от полезной нагрузки, включая вес грузозахватного приспособления.

Вертикальные динамические нагрузки, возникающие при работе механизма подъема груза, принимают приложенными к грузовым канатам и определяют путем умножения нормативных весовых нагрузок на динамический коэффициент k_B , принимаемый в зависимости от номинальной скорости подъема и вида электрического привода по рис. 184.

Вертикальную динамическую нагрузку $P_{д.т.}$, возникающую при прохождении краном стыков рельсов, учитывают путем умножения нормативных весовых нагрузок на коэффициент

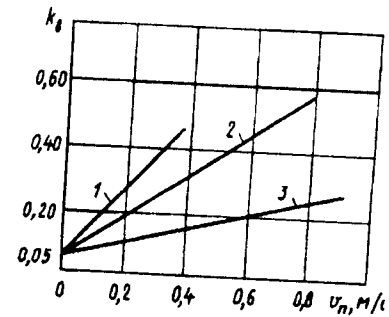


Рис. 184. Динамический коэффициент k_B : 1 – двигатель с короткозамкнутым ротором; 2 – двигатель с фазным ротором; 3 – привод с плавными пусками и остановками

толчков k_T , принимаемый в зависимости от скорости передвижения крана и видов стыков по табл. 45.

Для кранов с балансирными ходовыми тележками приведенные в табл. 45 значения k_T следует уменьшить на 50 %.

Таблица 45. Коэффициент толчков k_T для мостовых кранов

Тип стыков	Стыки на болтовых накладках	Сварные стыки, обработанные механически, или отсутствие стыков	k_T
Скорость передвижения крана, м/с	До 0,5	До 0,83	0
	Свыше 0,5 до 1,0	Свыше 0,83 до 1,6	0,1
	" 1,0 " 2,5	" 1,6 " 3,2	0,2

Динамические горизонтальные нагрузки, возникающие при пуске и торможении механизмов передвижения и поворота, учитывают при расчете металлоконструкции кранов с машинным приводом. В мостовых кранах динамическая нагрузка при торможении крана направлена поперек моста и при расчете ее применяют равной 0,1 (если половина всех ходовых колес приводная) или 0,05 (если четверть всех ходовых колес приводная) от действующих вертикальных нагрузок, определенных без учета коэффициентов перегрузки. Динамические нагрузки от сил

инерции металлоконструкции принимают равномерно распределенными по длине моста, а от давления ходовых колес грузовой тележки – сосредоточенными.

В стреловых кранах горизонтальную динамическую нагрузку от сил инерции принимают равной 0,1 от силы тяжести металлоконструкции. Кроме этой нагрузки необходимо учитывать горизонтальную силу инерции груза. Эта сила является сосредоточенной и приложенной в месте крепления головных блоков на стреле. Ее значение также принимают равным 0,1 от силы тяжести груза и грузозахватного приспособления. Это значение соответствует отклонению груза от вертикали примерно на 6° .

Ветровую нагрузку рабочего и нерабочего состояний кранов, работающих на открытом воздухе, определяют в соответствии с указаниями ГОСТа 1451–77. Эту нагрузку считают приложенной в узлах связей или равномерно распределенной по длине конструкции. При расчете металлоконструкций мостовых кранов на сопротивление усталости ветровую нагрузку можно не учитывать.

Нагрузка от перекоса крановых мостов в виде сосредоточенной силы приложена к горизонтальной плоскости касания ведущих колес с рельсом и направлена параллельно оси концевой балки моста крана. Определение максимальной силы перекоса приведено на стр. 385.

В стреловых кранах при расчете металлоконструкции стрелы кроме перечисленных нагрузок следует также учитывать нагрузку *от натяжения тросов* грузового полиспаста и полиспаста изменения вылета стрелы.

Для статически неопределимых металлических конструкций при колебаниях температур $\pm 40^\circ\text{C}$ необходимо учитывать *температурные нагрузки*. За начальную температуру обычно принимают температуру 10°C . Кроме того, при расчете следует определять распределенные и сосредоточенные *монтажные и транспортные весовые нагрузки* с учетом условий производства монтажных работ и транспортирования.

Нагрузки снеговые и гололедные, а также сейсмические принимают в соответствии с указаниями утвержденных строительных норм и правил расчета (СНиП).

Площадки, предназначенные для установки механизмов передвижения, рассчитывают на нормативную нагрузку от собственного веса площадки (коэффициент перегрузки равен 1,1) и механизма (коэффициент перегрузки равен 1,2), а также на действие пускового (тормозного) момента, выходного вала редуктора. Перила рассчитывают на подвижную горизонтальную нагрузку 300 Н, приложенную к поручню. Лестницы рассчитывают на сосредоточенную нагрузку 1200 Н.

41. Расчет и конструирование крановых металлических конструкций

Статический расчет крановых металлических конструкций проводят с помощью методов строительной механики. В расчете используют принцип независимости действия сил. Расчетные нагрузки в элементах металлоконструкций определяют как для пространственных систем. Однако можно применять упрощенный расчет, расчлняя пространственную конструкцию на отдельные плоские системы (главная балка или главная ферма, вспомогательные фермы, концевые балки и др.) и каждую из этих систем рассматривать нагруженной силами, действующими в соответствующих плоскостях. Силы в стержнях определяют либо графическим способом (построением диаграммы Максвелла – Кремоны), либо аналитическими способами, рассматривая сварные и клепаные соединения как шарниры, передающие силы только по осям стержней без возникновения изгибающих моментов.

При наличии перемещающейся по крановому мосту грузовой тележки необходимо проанализировать каждое ее положение и определить расчетные значения нагрузки в стержнях конструкции. Для определения наибольшей нагрузки в рассматриваемом стержне удобно пользоваться построением линий влияния [6].

Основным критерием подбора сечения *растянутых стержней* является удовлетворение условиям прочности. Кроме того, стержни должны обладать также определенной устойчивостью при продольном изгибе центрально-нагруженных стержней.

Расчетная сила для стержней решетчатых ферм крановых мостов

$$S_p = n_1 S_{II} + n_3 S_Q + S_1 + S_2 + n_6 S_B,$$

где n_1, n_3, n_6 – коэффициенты перегрузки; S_{II} – статическая сила в стержне от постоянной нагрузки; S_Q – статическая сила в стержне от подвижной нагрузки; S_1 и S_2 – инерционные силы в стержне от постоянной и подвижной нагрузок (при их определении коэффициенты перегрузки не вводятся); S_B – сила в стержне от ветровой нагрузки.

Условие прочности растянутых стержней имеет вид

$$\sigma = (S_p/A) \leq [\sigma]. \quad (63)$$

Проверку устойчивости *центрально-сжатых стержней* проводят по условному напряжению

$$\sigma' = (S_p/\varphi A) \leq [\sigma], \quad (64)$$

где S_p – расчетная (растягивающая или сжимающая) сила в стержне; A – площадь поперечного сечения рассчитываемого стержня (для клепаных конструкций при определении площади сечения растянутых стержней учитывают ослабление сечения отверстиями под заклепки); $[\sigma]$ – допускаемое нормальное напряжение; φ – коэффициент уменьшения допускаемого напряжения при продольном изгибе, определяемый по табл. 46, в зависимости от гибкости λ и материала стержня.

Гибкость λ , определяемая по формуле $\lambda = \mu l/r_{\min}$, является основной характеристикой стержня при продольном изгибе. Здесь $\mu = \mu_1 \mu_2$ – коэффициент приведения длины стержня (μ_1 учитывает способ заделки концов стержня, μ_2 – изменение формы стержня по длине): при одном жестко заделанном конце и другом свободном $\mu_1 = 2$; при шарнирно опертых концах

(к таким стержням относят большинство стержней ферменных конструкций грузоподъемных машин) $\mu_1 = 1$; при одном жестко заделанном и другом шарнирно опертом $\mu_1 = 0,7$; при обоих жестко заделанных концах $\mu_1 = 0,5$; при постоянном по длине стержня моменте инерции $\mu_2 = 1$.

(Для стержней решетчатых конструкций, имеющих неизменное по длине сечение и рассматриваемых как стержни, шарнирно опертые по обоим концам, коэффициент $\mu = 1$.)

Таблица 46. Коэффициенты φ для центрально-сжатых элементов металлических конструкций

Гибкость	Сталь с пределом текучести σ_T , МПа				Алюминиевые сплавы		
	240	280	320	440	АМг6-М	АМг61-М	В92-Т Д16-Т
10	0,987	0,985	0,984	0,981	0,998	0,99	0,99
20	0,962	0,959	0,955	0,946	0,997	0,95	0,98
40	0,894	0,883	0,873	0,846	0,830	0,78	0,70
60	0,805	0,785	0,766	0,696	0,630	0,56	0,46
80	0,686	0,641	0,602	0,501	0,460	0,39	0,29
100	0,542	0,493	0,448	0,335	0,330	0,29	0,19
120	0,419	0,366	0,321	0,237	0,240	0,20	0,13
140	0,315	0,272	0,240	0,178	0,180	0,15	0,10
160	0,244	0,212	0,187	0,139	–	–	–
180	0,196	0,170	0,150	0,112	–	–	–
200	0,161	0,140	0,124	0,093	–	–	–
220	0,135	0,118	0,104	0,077	–	–	–

В формуле для гибкости l – действительная длина стержня; r_{\min} – минимальный радиус инерции сечения:

$$r_{\min} = \sqrt{J/A},$$

где J – минимальный момент инерции сечения; A – площадь поперечного сечения стержня.

Поскольку коэффициент μ , так же как и радиус инерции сечения r_{\min} , может быть неодинаковым в различных плоскостях, то и гибкость стержня в различных направлениях может быть

различной. Сжатый стержень теряет устойчивость в плоскости наибольшей гибкости элемента.

При $\lambda > 200$ расчет сжатых стержней проводят по формуле Эйлера:

$$S_{кр} = \pi^2 EJ / (\mu l)^2,$$

где EJ – изгибная жесткость; μl – приведенная длина стержня.

Предельно допустимые значения гибкости для стержней, нагруженных осевой силой, приведены в табл. 47. Гибкость отдельных панелей поясов стрел опорных раскосов и стоек, передающих опорные реакции, для сжатых элементов стальных стрел не более 80, а для растянутых – не более 150. Гибкость стрелы в целом не превышает 100. При подборе сечений сжатых стержней желательно, чтобы моменты инерции относительно осей x и y были приблизительно равны.

Таблица 47. Предельные гибкости λ элементов

Элементы конструкций	Сжатые элементы		Растянутые элементы	
	сталь	алюминиевые сплавы	сталь	алюминиевые сплавы
Пояса главных ферм	120	100	150	120
Одностержневые конструкции стрел, колонн, мачт	120 – 150	100 – 120	150 – 180	120 – 150
Остальные стержни главных ферм и пояса вспомогательных ферм	150	120	200 – 250	180 – 200
Все прочие стержни	200 – 250	150	250 – 350	250

Примечание. Значения λ даны для элементов с сечениями, симметричными относительно направления действия сил. При несимметричных сечениях предельные гибкости рекомендуется уменьшить на 30 %.

За расчетную длину l_0 элементов ферм принимают: для поясов – расстояние между смежными узлами или местами крепления связей; для элементов решетки – расстояние, равное полной геометрической длине элемента (из плоскости фермы), или расстояние, равное 0,8 полной геометрической длины стержня

(в плоскости фермы); для опорных стоек и раскосов – расстояние, равное полной длине.

При работе элемента металлоконструкции на изгиб условие прочности имеет такой вид:

$$\sigma_{и} = (M/W) \leq [\sigma_{и}],$$

где M – изгибающий момент; W – момент сопротивления (для клепаных конструкций принимают момент сопротивления с учетом ослабления сечения отверстиями под заклепки).

При работе стержня одновременно на сжатие и изгиб его необходимо проверить на прочность по формуле

$$\sigma = (S_p/A) + (M/W) \leq [\sigma_{и}].$$

При действии в расчетном сечении поперечной силы элементы металлоконструкции проверяют на касательное напряжение при изгибе:

$$\tau = (TS/J\delta) \leq [\tau],$$

где T – расчетная поперечная сила в данном сечении балки; S – статический момент полусечения относительно нейтральной оси без учета ослабления сечения отверстиями под заклепки; J – момент инерции сечения без учета ослабления сечения; δ – толщина стенки.

При расчете сжатых стержней необходимо учитывать их гибкость. Расчет ведут в такой последовательности:

- 1) по табл. 47 определяют предельно допустимое значение гибкости стержней $\lambda_{пред}$;
- 2) по зависимости $r = l/\lambda_{пред}$ определяют минимальное значение радиуса инерции сечения;
- 3) выбрав форму сечения по ГОСГам на сортамент, выбирают соответствующий размер сечения так, чтобы действительный радиус инерции сечения был не меньше найденного минимального радиуса инерции;
- 4) определяют действительную гибкость стержня:

$$\lambda_{д} = (l/r_{д}) \leq \lambda_{пред};$$

5) по табл. 46 находят значение коэффициента φ уменьшения допускаемых напряжений при продольном изгибе центрально-сжатых стержней;

6) по силе S_p , сжимающей стержень, проверяют по уравнениям (63) и (64) правильность подбора площади сечения по прочности и устойчивости.

При конструировании металлоконструкций в первую очередь необходимо соблюдать следующие условия:

продольные оси стержней, подходящих к узлу, должны пересекаться в одной точке;

прочность сварных и заклепочных соединений необходимо проверять расчетом;

для растянутых стержней рекомендуется применять элементы максимальной длины с целью уменьшения количества стыков;

стержни и узлы следует проектировать без резких изменений сечений, чтобы избежать концентрации напряжений;

у составных стержней число используемых профилей должно быть минимальным.

В сечении, состоящем из двух не сваренных друг с другом элементов, их соединяют планками. Расстояние между планками выбирают таким, чтобы гибкость растянутой ветви стержня не превышала 100, а сжатой – 50. Гибкость отдельных ветвей составных стержней из алюминиевых сплавов на участках между планками или узлами решеток не должна превышать 30 – для сжатых стержней и 80 – для растянутых.

Обычно поперечные сечения элементов, работающих на сжатие или растяжение, выполняют симметричными и нагружку прикладывают по центру тяжести сечения. Формы наиболее распространенных сечений с ограничениями на ширину сжатых поясов и условия обеспечения их устойчивости (при полном использовании допускаемых напряжений) и технологии приварки внутренних диафрагм показаны на рис. 185. Для более полного

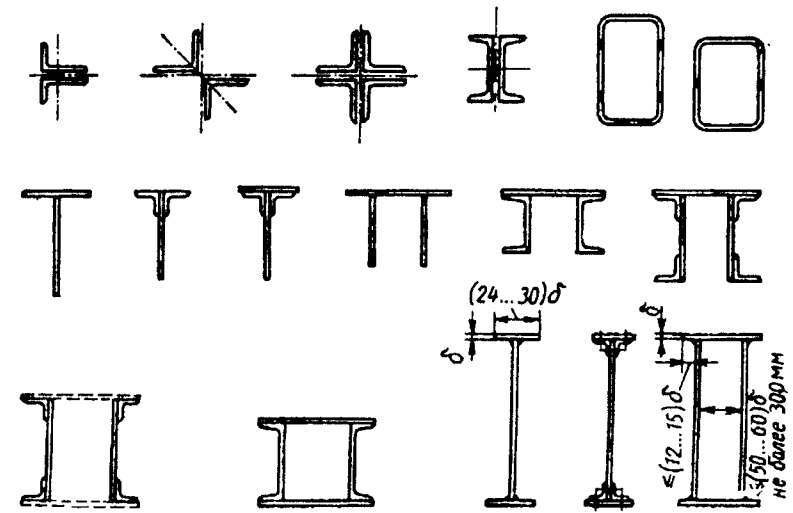


Рис. 185. Составные сечения стержней ферм и сечений балок

удовлетворения потребностей краностроения освоено производство облегченных профилей – тонкостенных двутавров, тавров с короткой или удлиненной стенкой.

Для основных рабочих элементов во избежание разрушения от коррозии не рекомендуется брать листы тоньше 4 мм, уголки менее $45 \times 45 \times 5$ мм в сварных соединениях и менее $50 \times 50 \times 5$ мм в клепаных соединениях. Все большее применение находят гнутые и штампованные профили незамкнутого и замкнутого типов и трубчатые профили.

Гнутые профили (рис. 186) изготовляют путем профилирования полосового, листового и ленточного проката на гибочных станках. При этом получают профили с наиболее рациональными с точки зрения прочности и жесткости формами сечения, что позволяет экономить до 25 % массы металла. При одинаковой высоте площадь поперечного сечения гнутых швеллеров меньше, а моменты инерции сечения больше, чем у горячекатаных. При профилировании металла в холодном состоянии благодаря наклепу прочность гнутых профилей получается значи-

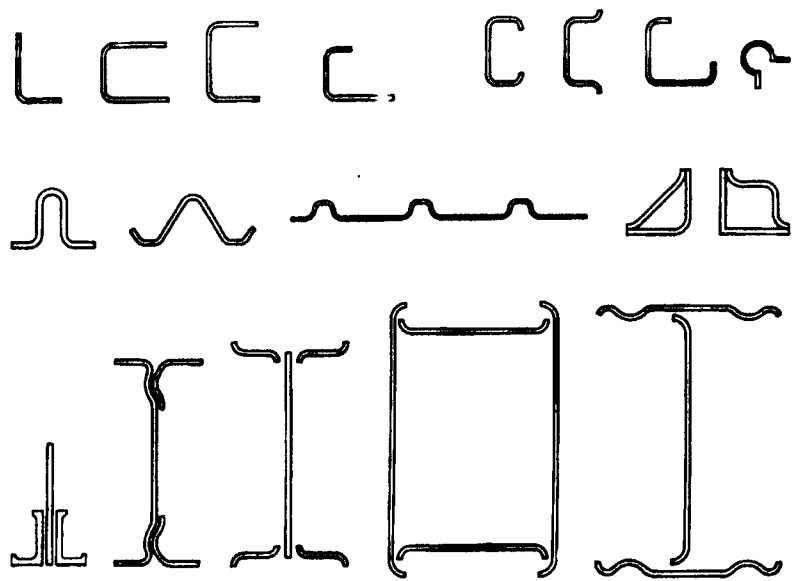


Рис. 186. Гнутые профили и сечения балок, образованных из них

тельно выше прочности горячекатаных профилей. Однако из-за меньшего сопротивления усталости и пониженной местной устойчивости применение гнутых профилей в крановых металлоконструкциях ограничено.

В *решетчатых конструкциях из труб* (рис. 187) можно сократить расход металла благодаря отсутствию дополнительных связей, что особенно важно для стержней, сечения которых определяют по условиям предельной гибкости. При равной площади поперечного сечения труба имеет больший радиус инерции, чем уголок, и поэтому может воспринимать большие продольные сжимающие нагрузки. Преимуществом труб является возможность применения стержней с малой толщиной стенок. Так, если толщина полок уголков составляет обычно не менее 0,05...0,1 ширины полки, то для труб это значение уменьшается до 0,02...0,05 диаметра.

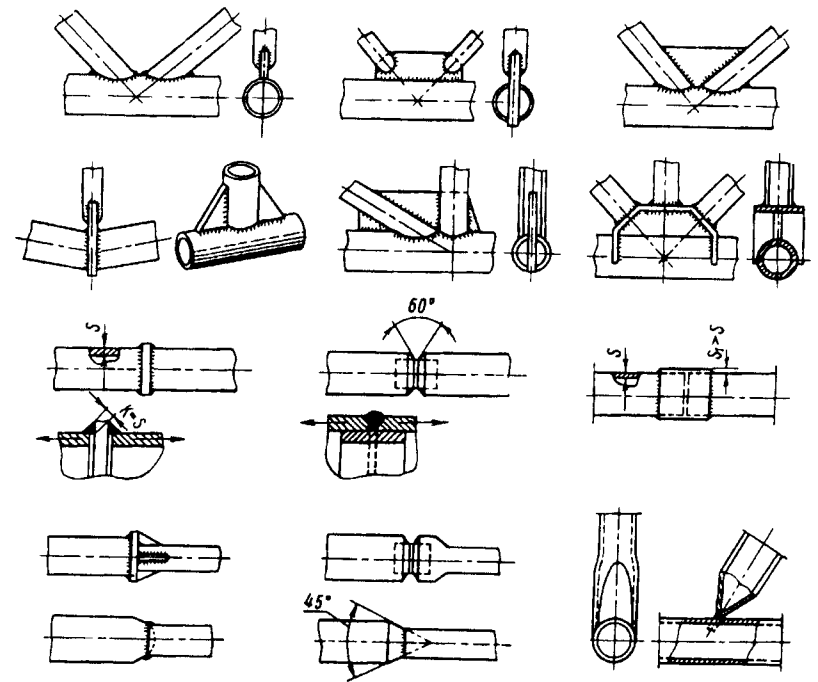


Рис. 187. Оформление узлов ферм с трубчатыми стержнями и сварных стыков труб

Замкнутые профили при одной и той же площади сечения имеют меньшую внешнюю поверхность, подверженную коррозии, а благодаря уменьшению проекции боковой поверхности и лучшей обтекаемости снижается ветровая нагрузка, что также ведет к уменьшению общей массы металлоконструкции. Хотя стоимость труб примерно на 30% выше стоимости уголкового проката, но конструкции, сваренные из труб, вследствие снижения количества вспомогательных элементов и массы металла, а также уменьшения стоимости окраски обычно оказываются дешевле конструкций из уголков. Если учесть, что уменьшение массы, достигаемое при применении трубчатых конструкций, влияет и на размеры остальных элементов крана (ходовых колес, механизма передвижения, противовеса, подкрановых путей

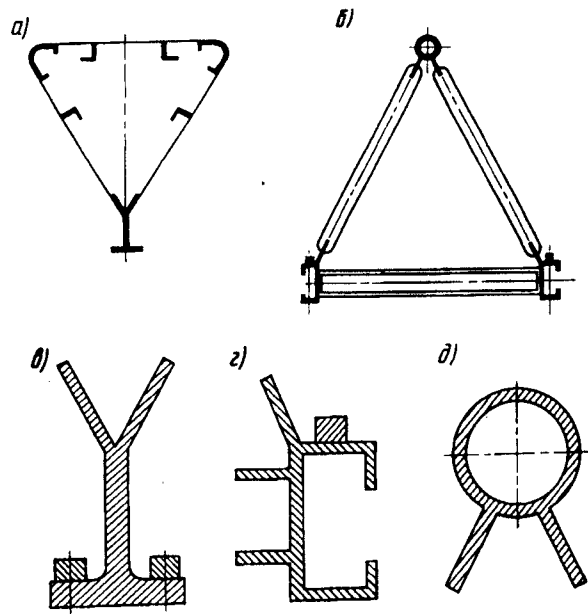


Рис. 188. Сечения пролетных балок (а, б), изготовленных из прессованных профилей (в, г, д)

и т. п.), то замена уголков трубами становится эффективной даже при снижении массы всего на 8 %.

В металлоконструкциях из алюминиевых сплавов целесообразно использовать тонкостенные элементы, устойчивость которых повышают ребрами жесткости. Эти жесткие тонкостенные элементы получают прокаткой или прессованием (рис. 188). Применение прессованных профилей позволяет без использования косынок и других дополнительных элементов получать наиболее экономичные сечения балок. Так, для трехгранных пролетных балок (рис. 188, а) в качестве ездовой балки монорельсовой тележки используют двутавровый профиль (рис. 188, в), к утолщенным полкам которого болтами прикреплены сменные рельсы, также изготовленные из легкого сплава. Верхние полки двутавра выполнены наклонными для удобства стыкования со стенками балки. Для решетчатых трехгранных пролетных

балок (рис. 188, б) применяют профиль (рис. 188, г), хорошо работающий под горизонтальной нагрузкой и позволяющий создать весьма технологичную конструкцию нижнего пояса балки (рис. 188, б). Верхний пояс балки образован с помощью профиля, показанного на рис. 188, д.

Металлические конструкции мостовых кранов. Мосты кранов могут быть двухбалочными или однобалочными. В двухбалочных мостах металлоконструкцию обычно выполняют либо в виде двух коробчатых пространственно жестких балок б (рис. 189, а), соединенных по концам пролета с концевыми балками 5, в которых размещают ходовые колеса крана, либо в

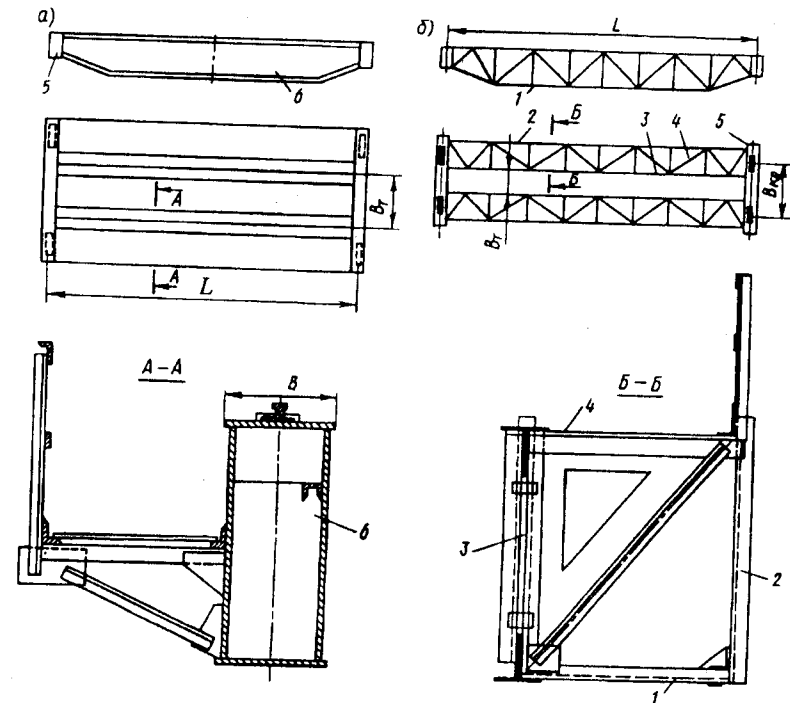


Рис. 189. Металлические конструкции крановых мостов: а – сплошнотенчатая листовая балка; б – решетчатая ферма; B_T – колеса тележки; B_x – база крана; L – пролет моста

виде пространственной системы (рис. 189, б), составленной из двух вертикальных 2, 3 и двух горизонтальных 1, 4 решетчатых ферм. В последнем случае вертикальная ферма 3, непосредственно воспринимающая через рельсы, уложенные на ее верхнем поясе, вес тележки с грузом, является главной фермой. Параллельно главной ферме располагают вспомогательную вертикальную ферму 2, соединяющуюся с главной фермой двумя вспомогательными горизонтальными фермами 1 и 4, воспринимающими горизонтальные нагрузки, возникающие при торможении крана. Главные и вспомогательные фермы крепят к концевым балкам 5.

Механизм передвижения моста такого крана обычно располагают на верхней горизонтальной вспомогательной ферме. Крутящие моменты, возникающие при нагружении главных балок, воспринимаются пространственной системой, состоящей из главных балок, вспомогательных ферм, горизонтальных и поперечных связей. Вследствие этого главные балки четырехферменных мостов могут иметь меньшую горизонтальную изгибную и крутильную жесткость, чем коробчатые балки однобалочных и двухбалочных мостов. Часто главные балки четырехферменных мостов выполняют одностенчатыми.

В настоящее время при производстве кранов все шире применяют сплошные листовые металлоконструкции, так как они дешевле и менее трудоемки в изготовлении благодаря автоматизации процессов сварки и использованию листа вместо прокатных профилей. В листовых конструкциях по сравнению с решетчатыми более равномерно распределяется силовой поток и в связи с этим наблюдается меньшая концентрация напряжений в стыках. Такие конструкции обеспечивают более высокую надежность при переменных нагрузках.

Необходимо иметь в виду, что при малых грузоподъемностях вся площадь сечения сплошных листов полностью не используется, поэтому применять листовые конструкции в этих условиях нерационально. Перспективными для мостов кранов

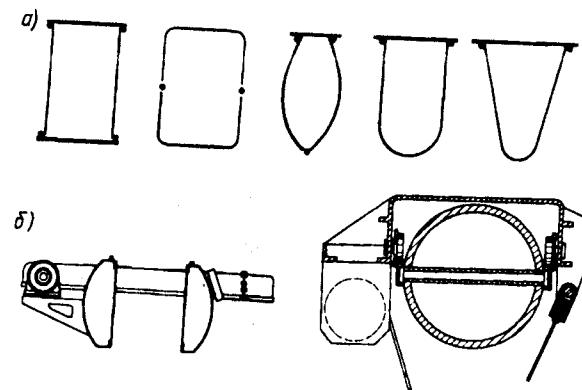


Рис. 190. Сечения балок “оболочкового” типа (а) и конструкции балок моста (б)

грузоподъемностью до 15 т оказались конструкции балок “оболочкового” типа из гнутых элементов (рис. 190). Благодаря рациональной форме сечения балки устойчивы, несмотря на то, что у них тонкие стенки и нет поперечных диафрагм.

Вспомогательную стенку коробчатой балки иногда выполняют в виде безраскосной фермы (рис. 191, а), основная несущая стенка для обеспечения устойчивости имеет продольные элементы жесткости (рис. 191, б), а отверстия в стенке балки — отбортовку.

Крановая тележка перемещается по рельсам, уложенным на верхних поясах основных балок. Механизм передвижения крана и троллеи тележки располагают на консольных площадках, что обеспечивает легкий доступ к выкатным буксам ходовых колес, расположенных внутри концевых балок.

Наиболее распространенным типом кранового моста является двухбалочный мост с перемещением тележки по верхнему поясу. Однако он имеет сравнительно большую высоту и массу и он трудоемок в изготовлении. Поэтому в мостовом краностроении все шире применяют однобалочные мосты с боковым расположением подъемного механизма (см. рис. 28 и 29). Для однобалочных мостов характерны меньшая масса благодаря большей нагрузке, воспринимаемой вертикальными стенками, меньшего числа вспомогательных элементов и статической

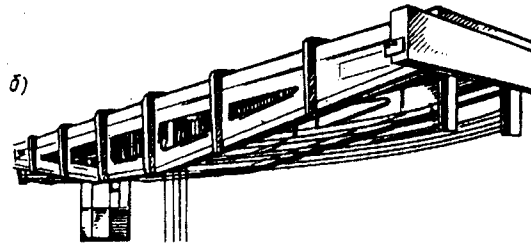
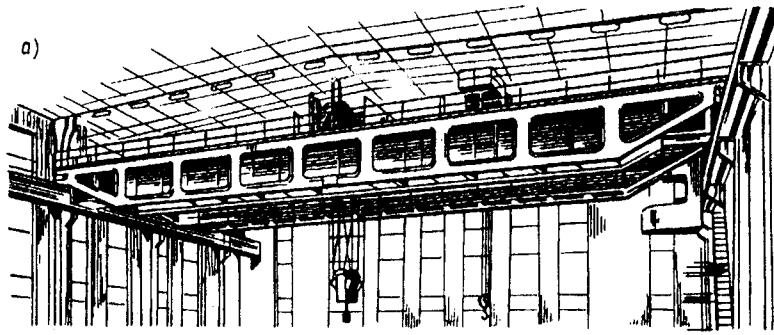


Рис. 191. Мосты с безраскосными фермами

определенности, что уточняет расчет. В ряде случаев снижение массы достигает 40 %, что позволяет увеличить грузоподъемность крана без усиления существующих подкрановых путей. Для сокращения объема сварочных работ в однобалочных мостах применяют также оболочковые пролетные балки (см. рис. 190). К их торцам приваривают щиты с ходовыми колесами, а механизм передвижения моста может быть даже встроен внутрь балки. Для ходовых колес тележки на трубе устанавливают продольные швеллеры, используемые в качестве рельса.

Коробчатые балки можно изготовлять также из гнутых профилей (рис. 192, а). Основные профили 4 и 6 имеют в нижней части отбортовки 5 для сварного шва. В верхней части профили соединены швами 9, причем отогнутые полки 8 скреплены со стенками пробочным соединением (электрозаклепками 3) и выполняют роль горизонтальных ребер жесткости, поддерживая

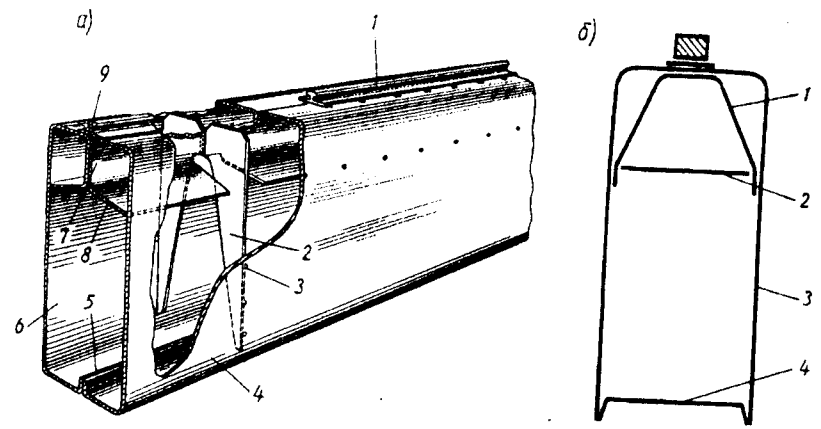


Рис. 192. Коробчатые балки из гнутых элементов

стенки в сжатых верхних зонах. Вертикальные участки 7 поддерживают подтележный рельс 1. Поперечные ребра 2, обеспечивающие устойчивость стенок и распределяющие нагрузку от рельса на стенки балки, также прикреплены к основному профилю электрозаклепками 3. В этой конструкции уменьшено количество продольных сварных швов (по сравнению с обычными конструкциями сваренными из двух вертикальных и двух горизонтальных листов) и использовано минимальное количество горизонтальных ребер жесткости.

Аналогичная конструкция коробчатой балки из гнутых элементов (рис. 192, б) образована из одного листа 3 и нижнего пояса 4. Подтележный рельс поддерживается дополнительным гнутым листом 1, распорные нагрузки в котором воспринимаются горизонтальным листом 2. Коробку из листов 1 и 2 предварительно сваривают и заводят в полость гнутого листа 3 главной балки. Элементы балки, включая отбортованный нижний пояс 4, скрепляют между собой точечной сваркой.

Так как изготовление коробчатых балок трудоемко, то разрабатывают и выпускают одностенчатые пролетные балки с коробками жесткости, расположенными обычно вдоль сжатой зоны стенки (рис. 193). В таких балках функции элементов сече-

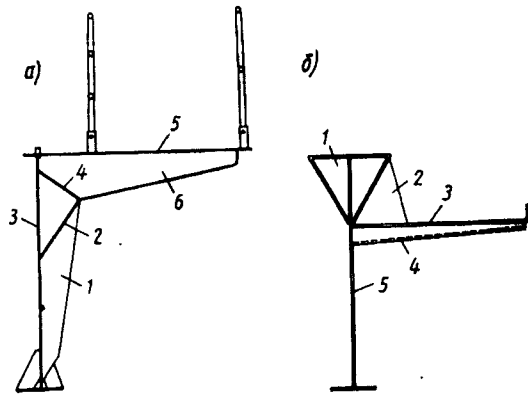


Рис. 193. Одностенчатые пролетные балки с коробками жесткости

ния четко распределены: стенки вместе с поясами воспринимают вертикальные нагрузки, боковой настил и верхний пояс – горизонтальные нагрузки, а коробка жесткости обеспечивает необходимую крутильную жесткость сечения. Коробка жесткости (рис. 193, а) образована наклонными ребрами 2 и 4, приваренными к стенке 3, что устраняет сосредоточение сварных швов в месте, где верхний пояс 5 примыкает к стенке. Кроме того, верхняя сжатая зона стенки подкреплена двумя разнесенными по высоте продольными ребрами, благодаря чему стенка приобретает большую устойчивость. Лист 5 горизонтального настила поддерживается ребрами 6. В сечении предусмотрены также вертикальные ребра 1, обеспечивающие общую жесткость стенки.

В другой конструкции (рис. 193, б) верхний пояс 1 представляет собой треугольную коробку жесткости, приваренную к стенке 5. Верхний сжатый поясной лист подкреплён наклонными стенками коробки. Горизонтальная жесткость сечения обеспечивается отбортованным листом 3 настила, поддерживаемым гнутыми кронштейнами 4 и 2, связанными со стенкой и с коробкой жесткости.

В козловых кранах с подвесными тележками, перемещающимися по монорельсу, используют различные сечения однобалочного пролетного строения (рис. 194) в зависимости от грузоподъемности и пролета крана и конструкции тележки.

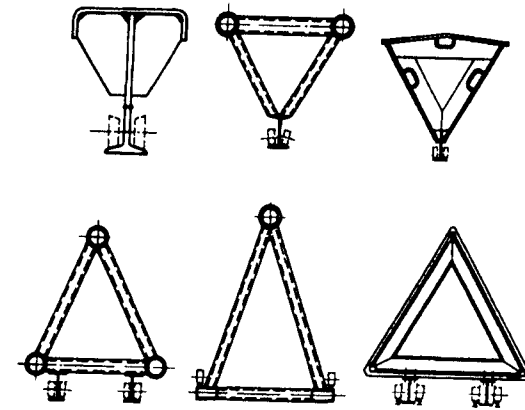


Рис. 194. Поперечные сечения пролетного строения однобалочных козловых кранов с подвесными тележками

Конструкция балки однобалочного крана (см. поз. 4 на рис. 28, б), составленная из листов 1 и прокатных тавровых профилей 2, представлена на рис. 195. Рельсы 3 укреплены на таврах болтами так, что нагрузка передается непосредственно на листы 1. Для жесткости внутри коробчатого сечения балки установлены диафрагмы 4.

Металлоконструкция мостовых кранов, состоящая из двух главных и двух концевых балок, жестко соединенных между собой, является статически неопределимой четырехопорной системой, что обуславливает требование повышенной точности изготовления и монтажа, поскольку определить фактические нагрузки на ходовые колеса в этих конструкциях трудно. Если более точно определить нагрузки, действующие в металлоконструкции, то появится возможность снизить ее массу, уменьшить необходимую мощность механизма передвижения и т.п.

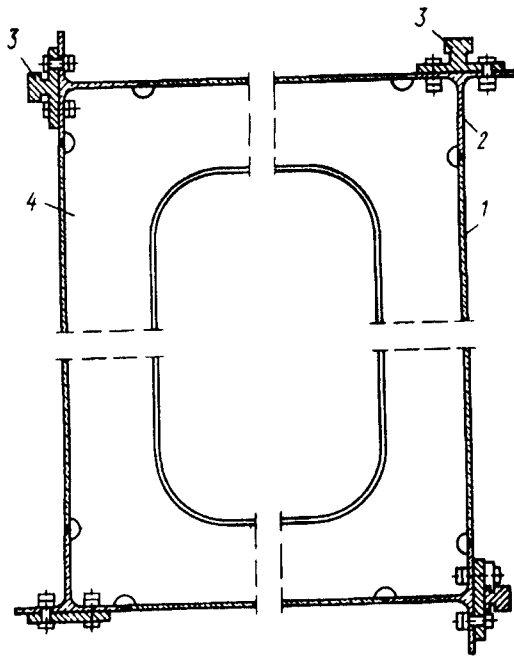


Рис. 195. Пролетное строение однобалочного крана

Поэтому предложена статически определимая трехопорная система (рис. 196). В этой конструкции мост крана собирается из двух жестких Г-образных полумостов *A* и *B*, связанных между собой шарнирно. Каждый полумост состоит из концевой балки *1*, опирающейся ходовыми колесами *2* на подкрановые рельсы. С концевой балкой жестко соединена главная балка *3*. Таким образом, каждый полумост опирается на три точки — на два ходовых колеса и на свободный конец *B* главной балки, лежащий на горизонтальном ролике *4*, установленном на концевой балке сопряженного полумоста (рис. 196, б). Ролики *5* предназначены для направления главной балки, а торцевой лист *6* ограничивает взаимное перемещение полумостов.

Отметим, что в обычных четырехопорных кранах равномерность нагрузки на опорные узлы обеспечивается за счет

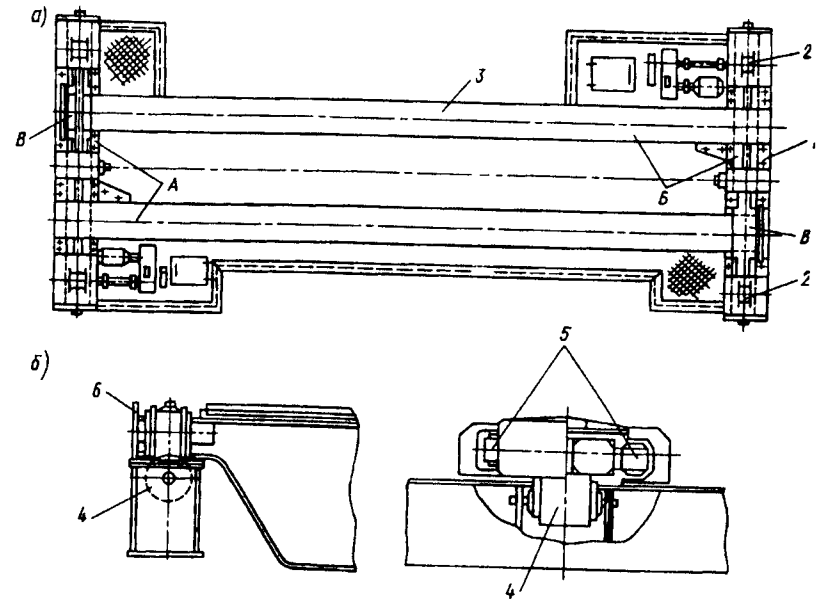


Рис. 196. Статически определимая конструкция кранового моста

упругой деформации металлоконструкции моста, что в большинстве случаев вполне достаточно, а конструкция четырех опорных кранов в этом случае менее сложная и менее дорогая.

При расчете металлических сплошнотенчатых конструкций кранов следует рассмотреть нагрузки, которые возникают, когда тележка расположена а) посередине пролета и б) около наиболее нагруженной концевой балки. Для ферменных конструкций расчетные положения тележки устанавливают из условия получения в расчетных элементах максимальных нагрузок. Наиболее точно эти нагрузки можно определить при расчете мостов как единых пространственных систем. Однако часто расчет ведут по упрощенной схеме, расчлняя пространственную конструкцию моста на отдельные плоские элементы (главную балку или ферму, вспомогательные фермы, концевые балки). В этом случае надо учесть взаимодействие элементов между собой, введя коэффициент условий работы m , принимаемый $m = 0,8$ — для главных балок коробчатых мостов без

вспомогательных ферм и $m = 1, 2$, если есть вспомогательные фермы; $m = 0, 5$ – для концевой балки, $m = 0, 45$ – для вспомогательной фермы. У одностенных балок мостов $m = 1, 1$ – для главных балок и $m = 0, 55$ – для вспомогательных ферм; у мостов с раскосными фермами $m = 1, 1$ – для главных ферм и $m = 0, 55$ – для вспомогательных ферм.

Балку моста и ферму проверяют по условиям жесткости моста при действии только вертикальной, статически приложенной подвижной нагрузки без учета коэффициента перегрузки. Допустимые значения прогибов принимают по рекомендациям, приведенным в табл. 43 и 44.

Для уменьшения чрезмерного прогиба моста крана, мешающего нормальному передвижению тележки, особенно при работе с нагрузками, близкими к номинальным, главным балкам моста при изготовлении придают выгиб кверху, называемый *строительным подъемом*, что достигается путем специального раскроя вертикальных листов. Для мостов с пролетом более 17 м строительный подъем равен $1/800$ пролета.

В кранах малой грузоподъемности и кран-балках часто ограничиваются применением одной балки, являющейся основным несущим элементом. Обычно это прокатная двутавровая балка, размер которой выбирают по условиям обеспечения необходимой жесткости и возможности прохода тележки или электротали по ее нижнему поясу. Для увеличения высоты балки и ее момента сопротивления без увеличения массы иногда прокатные двутавровые балки разрезают по длине, как показано на рис. 197, а. Затем разрезанные половинки раздвигают, смещают на полшага вырезов и сваривают (рис. 197, б). Выступающие по концам балки консольные части (показанные на рис. 197, б пунктиром) отрезают.

У кранов большой грузоподъемности с большим пролетом двутавровую балку прикрепляют к фермам, причем балку либо подвешивают к ферме моста снизу, либо ферму устанавливают в плоскости основной балки (см. рис. 27). Для обеспечения необходимой горизонтальной жесткости и общей устойчивости главной балки конструкции моста применяют горизонтальные

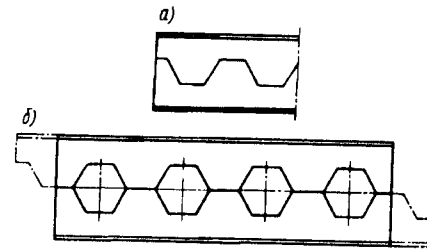


Рис. 197. Составная двутавровая балка

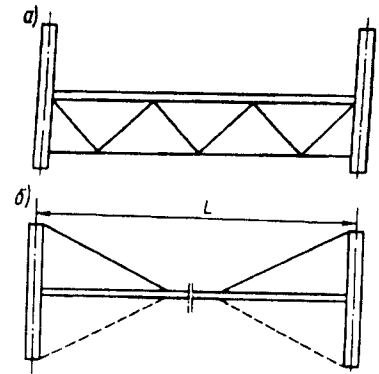


Рис. 198. Кранбалка с элементами горизонтальной жесткости

фермы (рис. 198, а) или дополнительные раскосы (рис. 198, б), используемые для размещения механизма передвижения моста. При применении горизонтальных ферм жесткости (при пролете крана $L > 10$ м) элементы горизонтальной фермы выбирают так, чтобы их гибкость λ не превышала 250.

От жесткости металлоконструкции моста крана в значительной степени зависит правильность его движения по рельсам. При недостаточно жестких конструкциях наблюдаются повышенные перекосы моста.

При определении прогиба решетчатых ферм применяют формулу Мора, которая при работе всех стержней только на продольные нагрузки имеет вид

$$f = \sum_{k=1}^n \frac{S_{Qk} S_{1k} l_k}{E_k A_k},$$

где S_{Qk} – сила от внешней нагрузки Q , от действия которой определяется прогиб в k -м стержне; S_{1k} – сила в k -м стержне от единичной силы, приложенной в точке определения прогиба; l_k , A_k , E_k – соответственно длина, площадь сечения и модуль упругости материала k -го стержня.

При проектировании крановых мостов с балками коробчатого сечения в ряде случаев целесообразно проверять металлоконструкцию на время затухания собственных колебаний, вызывающих вибрацию, отрицательно влияющую на самочувствие крановщика [6]:

$$t = (t_c/\delta) \ln(f_{\max}/f),$$

где t_c – период собственных колебаний моста с тележкой без груза, расположенной в середине пролета, с; δ – логарифмический декремент затухания колебаний, равный разности логарифмов двух последовательных амплитуд; f_{\max} – амплитуда колебаний в начальный момент (иногда принимаемая равной статическому прогибу от веса номинального груза); f – амплитуда, при которой процесс затухания колебаний считается законченным: обычно $f = 0,05 f_{\max}$. Декремент затухания δ с точностью, достаточной для практических расчетов, можно считать в процессе колебаний постоянной величиной:

$$\delta = (5,5 \cdot 10^{-3})/t_c^2.$$

Допустимое время затухания колебаний t зависит от типа крана и условий его эксплуатации. Обычно его принимают равным 15 с. Период собственных колебаний крановых мостов общего назначения при их работе без груза $t_c < 0,25$ с.

У алюминиевых сплавов внутренние неупругие сопротивления больше, чем у сталей. Эти сопротивления являются одной из причин затухания колебаний, поэтому и логарифмический декремент затухания колебаний конструкций из алюминиевых сплавов почти вдвое больше: $\delta \approx 10^{-2}/t_c^2$.

Высота главных решетчатых ферм в середине пролета из условий необходимой жесткости

$$h_{\phi} = (1/12 \dots 1/16)L.$$

Высота балки коробчатого сечения $h_6 = (1/14 \dots 1/18)L$, а высота балки двутаврового сечения

$$h_6 = (1/14 \dots 1/16)L.$$

База крана B (см. рис. 189), т.е. расстояние между осями ходовых колес в концевой балке или между осями крайних балансирных тележек у многоколесных кранов, принимается равной $(1/7 \dots 1/5)L$.

Нагрузки от массы конструкции можно принимать по аналогии с кранами, описанными выше. Для ориентировочных расчетов массы двухбалочных опорных мостовых кранов можно использовать следующие зависимости:

масса мостовых кранов грузоподъемностью 5...32 т

$$m_{кр} = k(L + 10)^{1,05} Q^{0,4},$$

а для грузоподъемности 40 и 50 т

$$m_{кр} = k_1(L + 20),$$

где k и k_1 – соответствующие корректирующие коэффициенты; для кранов группы режима ЗК, 5К и 7К они равны: $k = 0,2; 0,23; 0,29$ и $k_1 = 1,15; 1,20; 1,35$; L – пролет крана, м; Q – грузоподъемность крана, т.

Масса грузовых тележек грузоподъемностью 5...50 т

$$m_T = m_0 + k_T Q^{\alpha},$$

где для кранов группы режима работы ЗК, 5К и 7К значения массы m_0 соответственно равны: 1,0; 1,2; 1,8 т; корректирующий коэффициент $k_T = 0,07; 0,08; 0,2$ и $\alpha = 1,15; 1,20; 1,0$.

При оснащении тележки механизмом вспомогательного подъема значения m_T следует увеличить на 1,0...1,8 т.

Массу кабины управления открытой, закрытой (см. рис. 208) и с кондиционером ориентировочно можно принять соответственно 0,5; 0,8; 1,2 т. Для козловых кранов распределенную массу (т/м) можно определить ориентировочно по рис. 199 в зависимости от произведения грузоподъемности Q на пролет крана L для различных типов кранов.

При предварительных расчетах ориентировочную массу половины моста крана 4-й группы режима работы (без учета

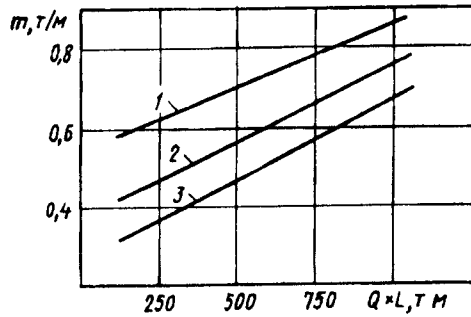


Рис. 199. Графики для определения распределенной массы моста козлового крана:
 1 – двухбалочного листового; 2 – однобалочного листового; 3 – однобалочного решетчатого

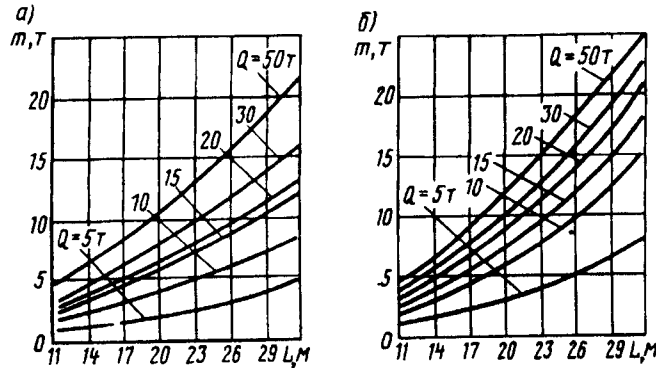


Рис. 200. Графики для определения массы половины крановых мостов:
 а – с главными фермами; б – с балками коробчатого сечения

массы концевой балки, настила и рельсов) можно определить по графикам (рис. 200) в зависимости от принятой конструкции моста, грузоподъемности и пролета [22]. Для кранов 1-й, 2-й и 3-й групп режима работы массу, полученную по данным графикам,

следует уменьшить на 10 %, а для кранов 5-й и 6-й групп режима работы – увеличить на 10 %. Для мостов, изготовленных из низколегированных сталей, значения массы следует уменьшить на 10...20 %. Масса решетчатых мостов малых пролетов практически та же, что и коробчатых, а при больших пролетах решетчатые мосты легче коробчатых на 10...40 %, причем более существенное снижение массы наблюдается у кранов малой грузоподъемности.

Массу однобалочных крюковых кранов с управлением из кабины определяют с помощью графиков (рис. 201 и 202). Для кранов, управляемых с пола, масса ниже на 10...25 %.

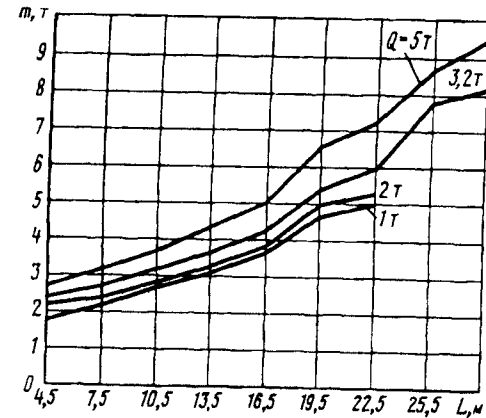


Рис. 201. Графики для определения массы мостовых однобалочных опорных крюковых кранов

Массу мостовых кранов m_k (без тележки) с пролетом не более 30 м и грузоподъемностью Q можно определить с достаточной степенью точности по следующим рекомендациям [6, 22]: грузоподъемностью до 5 т масса $m_k = 3,5 + 0,07QL$; от 10 до 15 т $m_k = 2 + 0,06QL$; от 16 до 20 т $m_k = 1,2 + 0,05QL$; от 30 до 40 т $m_k = 6,5 + 0,03QL$.

Массу козловых кранов без консолей ориентировочно определяют по зависимости $m_k = 10 + 0,01QL$. Массу крановых

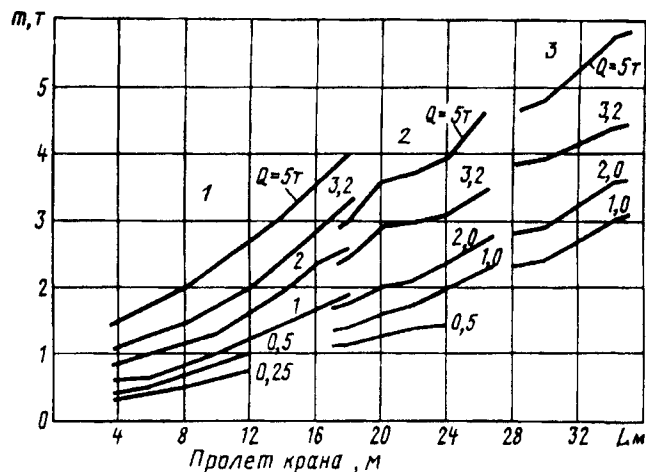


Рис. 202. Графики для определения массы мостовых однобалочных подвесных крюковых кранов: 1 — однопролетные; 2 — двухпролетные; 3 — трехпролетные

тележек: с приводными колесами $m_T = 1,5 + 0,2Q$; с канатной тягой $m_T = 0,45 + 0,07Q$.

Масса консольных кранов $m_k = 4 + 0,25QL_{max}$, здесь L_{max} — максимальный вылет, м.

Ширину B горизонтального листа балки (см. рис. 189, в) из условий обеспечения горизонтальной жесткости принимают в пределах $B = (1/2 \dots 1/3)h_6$ и она должна быть $B \geq (1/40 \dots 1/50)L$.

Толщину вертикальных листов балки с учетом прочности и устойчивости и главным образом из технологических условий принимают обычно не менее 5 мм. При отношении высоты листа к его толщине $h/\delta = 80 \dots 160$ вертикальную стенку для повышения устойчивости укрепляют поперечными вертикальными ребрами жесткости. Очень тонкие стенки ($h/\delta \geq 160$) укрепляют вертикальными и горизонтальными ребрами жесткости. Наибольшее расстояние между поперечными ребрами жесткости не превышает двойной высоты стенки (и не более 3 м).

Рама тележек мостовых кранов в большинстве случаев сваривают из листовой стали (см. рис. 19). К верхнему листу рамы приваривают специальные пластики для последующей обработки или делают набор подставок для компенсации неточностей при сборке устанавливаемых на них элементов механизмов. При проектировании рамы тележки особое внимание обращают на обеспечение достаточной ее жесткости для нормальной работы механизмов. Так как рама тележки состоит из ряда жестко соединенных балок, установленных на четыре опоры, то она является многократно статически неопределимой системой.

Точный расчет рамы методами строительной механики весьма трудоемок. Поэтому используют приближенные методы расчета, расчлняя конструкцию рамы на отдельные двухопорные, свободнолежащие продольные и поперечные балки. Так как действительные деформации и напряжения отличаются от расчетных, то для компенсации допущенных погрешностей и повышения жесткости принимают запас прочности $n = 2$.

Для обеспечения безопасности обслуживания тележка имеет перила, проходящие с двух сторон, перпендикулярных направлению движения, а при подводе тока по гибкому кабелю и отсутствии галереи для обслуживания перила устанавливают и со стороны токоподвода. Для продольных и поперечных балок рам тележек рекомендуется применять гнутые и штампованные профили. Балки следует располагать по возможности непосредственно под опорами валов, блоков, редукторов, двигателей механизма. Раму тележки полностью закрывают настилом из листовой стали, за исключением отверстий, через которые проходят грузовые канаты и кабели для грузового электромагнита. При предварительных расчетах металлоконструкции моста и механизмов ориентировочную массу m_T , тележек мостовых кранов общего назначения можно принять по данным рис. 203.

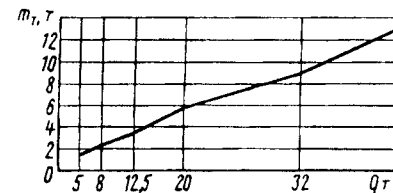


Рис. 203. Графики для определения массы крановых тележек грузоподъемностью от 5 до 50 т

Металлические конструкции поворотных кранов.

При работе поворотных кранов груз может находиться постоянно на конце стрелы или перемещаться по стреле. В зависимости от выбранной схемы крана расчет стрелы проводят различными способами. При неподвижной нагрузке (см. рис. 166, а) подкос АВ стрелы рассчитывают на сжатие, а растяжку ВВ – на растяжение от сосредоточенной нагрузки, приложенной к оголовку стрелы. При нагрузке, перемещающейся вдоль стрелы, расчетную нагрузку для подкоса определяют при положении груза на максимальном вылете. Расчет стрелы (рис. 204) ведут в этом случае для двух положений груза: на конце стрелы (положение I) и посередине пролета (положение II). Максимальный изгибающий момент стрелы в точке В, когда тележка находится в положении I,

$$M'_1 = G_{\text{гр}}(L - c).$$

Для определения максимального изгибающего момента при положении тележки в пролете балки между точками Б и В тележку устанавливают в пролете так, чтобы точка середины

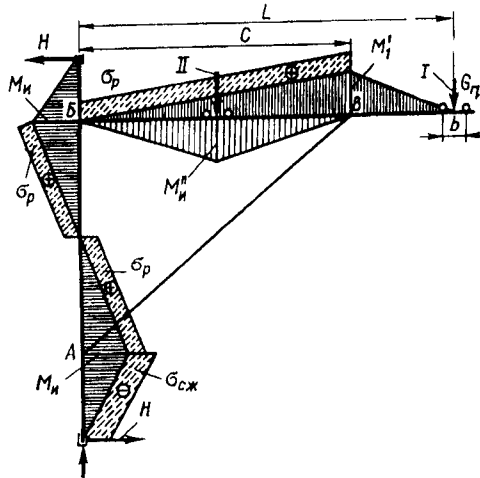


Рис. 204. Расчетная схема металлоконструкции крана с верхней внешней опорой

пролета (рис. 205, а) делила пополам расстояние a_1 между равнодействующей R от сил P_1 и P_2 давления ходовых колес на балку и наибольшей из этих двух сил. Сечение с наибольшим изгибающим моментом окажется расположенным не в середине пролета, а под большей нагрузкой. При этом наибольший момент для случая неравных нагрузок, т.е. при $P_1 > P_2$ (рис. 205, а),

$$M_{\text{max}} = R(c - a_1)^2 / (4c),$$

где $R = P_1 + P_2$, а для случая равных нагрузок, т.е. при $P_1 = P_2 = P$ (рис. 205, б),

$$M_{\text{max}} = \frac{R}{4c} \left(c - \frac{a}{2} \right)^2,$$

где $R = 2P$.

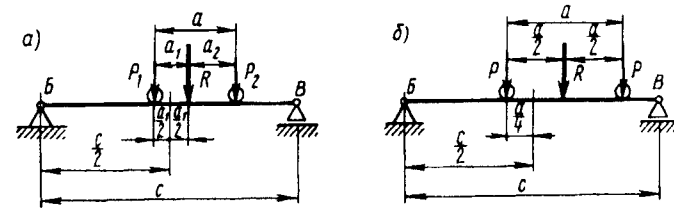


Рис. 205. Схема определения изгибающих моментов

Для наиболее рационального использования сечения стрелы необходимо, чтобы максимальные изгибающие моменты при нахождении груза как в положении I, так и в положении II были одинаковы, т.е. $M_{I_{\text{и}}} = M_{II_{\text{и}}}$.

Отсюда можно найти размер c . Так как в поворотных кранах база тележки весьма невелика, то, заменяя силы, действующие на ходовые колеса, одной силой $G_{\text{гр}}$, приложенной в центре тележки, находим, что в положении II тележки $M_{II_{\text{и}}} = G_{\text{гр}}c/4$. Из условия равенства моментов получаем $c = 4L/5$.

Приведенную на рис. 205 схему можно использовать не только при расчете стрел поворотных кранов, но и для расчета всех других балок, по которым перемещаются тележки. Необходимую для расчета массу крана m_k можно определить по следующим зависимостям [22]: для настенно-поворотных кранов с тележкой $m_k = 2 + 0,15QL_{\max}$; с постоянным вылетом $m_k = 1,5 + 0,04QL_{\max}$. Для поворотных стреловых кранов на колонне без противовеса: с изменением вылета качанием стрелы $m_k = 3 + 0,07QL_{\max}$; с передвижением тележки $m_k = 3 + 0,2QL_{\max}$.

Колонну крана с внешней верхней опорой (см. рис. 204) рассчитывают на изгиб по наибольшему изгибающему моменту M_n , возникающему либо в точке опоры подкоса A на колонну, либо в точке B соединения стрелы с колонной.

При работе поворотного крана с постоянным вылетом (когда нагрузка не перемещается по стреле) прогиб металлоконструкции не имеет решающего значения. Если нагрузка перемещается по стреле, то прогиб стрелы от веса тележки и наибольшего рабочего груза должен быть таким, чтобы уклон пути, по которому передвигается тележка при наиболее неблагоприятном ее положении, не превышал 0,003. Это условие не распространяется на краны, у которых механизм передвижения тележки оборудован автоматическим тормозом замкнутого типа, и на краны, у которых тележка перемещается канатной тягой.

В поворотных кранах, у которых изменение вылета создается путем качания стрелы в вертикальной плоскости, стрела представляет собой стержень, имеющий прямолинейную, ломаную или криволинейную продольную ось. Нижний конец стрелы крепится к поворотной части металлоконструкции, а верхний конец поддерживается полиспастом изменения вылета. Благодаря этому стрелу можно рассматривать в плоскости подвеса груза как стержень с двумя шарнирно опертыми концами. В поперечном сечении стрела обычно представляет собой четырехугольник или треугольник.

Пояса стрелы обычно изготавливают из проката – уголков или труб. Из этих же видов проката выполняют и элементы решеток стрел. Для снижения материалоемкости стрелу изготавливают в виде стержня переменной жесткости по длине. В этом

случае продольную устойчивость стрелы проверяют на расчетной длине $\mu_{\text{пр}}l$, где l – длина стержня и $\mu_{\text{пр}}$ – коэффициент приведения длины, зависящий от закона изменения момента инерции сечения стержня и от отношения минимального момента инерции сечения стрелы к максимальному. Зная коэффициент $\mu_{\text{пр}}$ и минимальный радиус инерции сечения, в котором момент инерции достигает максимального значения J_{\max} , определяют гибкость стержня переменной сечения:

$$\lambda = \mu_{\text{пр}}l/r_{\min}$$

По этому значению λ для стержня сплошного сечения по табл. 46 определяют коэффициент φ .

Проверку общей устойчивости стрел следует проводить по обоим главным направлениям: в плоскости подвеса стрелы и в перпендикулярной ей плоскости. Расчетную длину стрелы принимают в зависимости от схемы закрепления ее концов (рекомендуемые значения расчетной длины l_0 даны на стр. 502).

На участках между соединительными планками каждая ветвь сечения стрелы представляет собой сжатый стержень, закрепленный по концам, проверяемый на устойчивость по гибкости λ .

В нижней полке балки однорельсового пути (рис. 206), по которой перемещаются ходовые колеса тележек талей, возникают напряжения от изгиба под действием собственной силы тяжести балки и напряжения от местного изгиба, вызываемые сосредоточенной нагрузкой P – силой давления катка тележки. Для определения местных напряжений полку балки рассматривают как плиту бесконечной длины, жестко закрепленную по одному продольному краю в месте примыкания его к стенке балки при остающемся свободным другим краем. Напряжение на нижней границе сечения (в точке B) от изгиба силой тяжести балки, подвешиваемой на тягах или кронштейнах,

$$\sigma_n = M_n/W,$$

где $M_n = \sum Pl/4 + ql^2/8$ – изгибающий момент в сечении, расположенном на половине расстояния l между точками подвеса

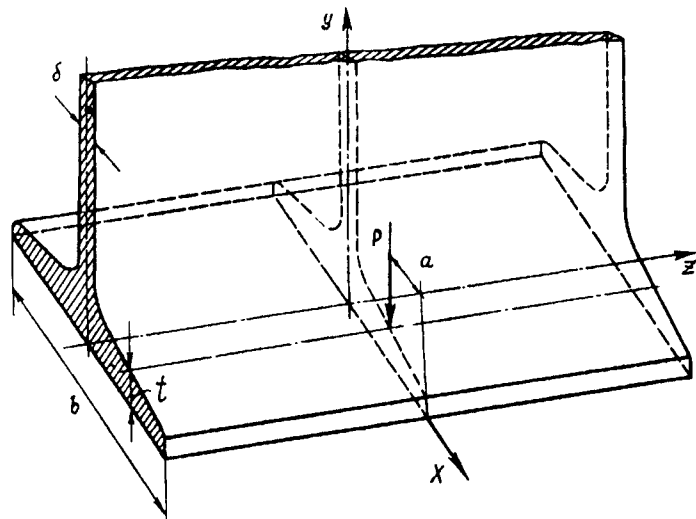


Рис. 206. Схема расчета полки однорельсового пути

рельса, от всех действующих сил (сосредоточенных внешних сил и равномерно распределенной нагрузки q от силы тяжести рельса); W – момент сопротивления изгибу поперечного сечения балки.

Напряжения растяжения от местного изгиба в нижней полке балки при перемещении по ней ходового колеса с нагрузкой P , появляющиеся в ней в результате деформации, определяются по следующим зависимостям:

от изгиба полки в плоскости yz

$$\sigma_z = K_z P / t^2;$$

от изгиба полки в плоскости xz

$$\sigma_x = \pm K_x P / t^2,$$

где K_z и K_x – коэффициенты, зависящие от параметра $\Delta = 2a(b - \delta)$, принимаемые по графикам (рис. 207). Здесь a – расстояние от края полки до места приложения силы P ; b – ширина полки; δ – толщина стенки (см. рис. 206).

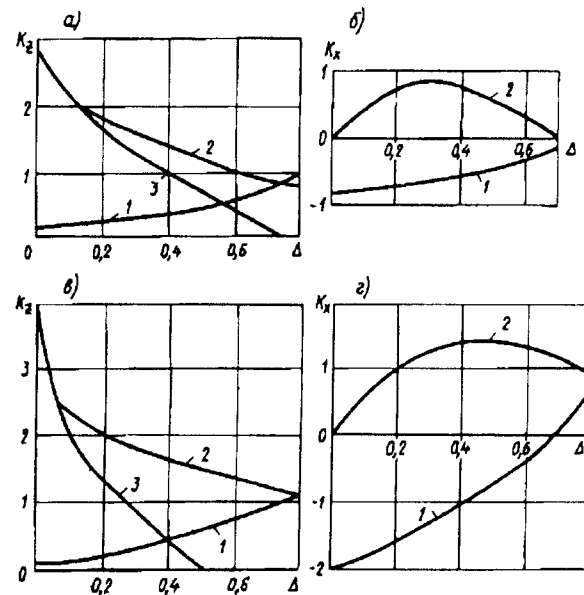


Рис. 207. Значения расчетных коэффициентов K_x и K_z при наклонных (а, б) и параллельных (в, г) полках балки

Знак “минус” в формуле σ_x относится к нижнему волокну, а знак “плюс” – к верхнему волокну полки.

Приведенные напряжения от общего и местного изгиба при проверке балки на прочность

$$\sigma_{п.р} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2} - \sigma_x(\sigma_y + \sigma_z).$$

У свободного края полки

$$\sigma_x = 0 \text{ и } \sigma_{п.р} = \sigma_y + \sigma_z.$$

На рис. 207 индексы 1, 2, 3 означают месторасположение рассчитываемого сечения на нижней полке соответственно у стенки, под силой и на кромке.

При расчете балок следует учесть, что местные изгибные напряжения σ_z вдоль оси z от нагрузки P убывают весьма

быстро, что позволяет пренебречь влиянием нагрузок от соседних колес тележки, перемещающейся по балке.

Расстояние между точками крепления пути определяют расчетом прочности рельса на изгиб и на жесткость (прогиб). Уклон пути при положении тележки посередине между креплениями не должен превышать 0,003. Предельный прогиб монорельсового пути не должен превышать $\frac{1}{400}$ длины пролета между точками крепления.

УПРАВЛЕНИЕ РАБОТОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ

Организация рационального управления подъемно-транспортными машинами имеет большое значение, так как от нее зависит производительность машины, ее долговечность и условия работы обслуживающего персонала.

При скоростях передвижения кранов до 0,63 м/с, при возможности беспрепятственного и безопасного перемещения оператора совместно с краном и отсутствии повышенных требований к точности установки груза рекомендуется применять дистанционное управление посредством подвесного пульта. В большинстве случаев управление кранами проводят из кабин управления, прикрепленных к металлоконструкции крана или тележки. Кабину подвешивают на стороне моста, противоположной той, где расположены главные троллейные провода. В зависимости от типа, назначения и условий работы крана конструктивное выполнение кабин может быть различным.

Конструкция кабины и ее расположение на кране, устройство сиденья и органов управления должны обеспечивать крановщику возможность наблюдать, не вставая с сиденья за крюком или другим грузозахватным органом при любом расположении грузовой тележки на мосту крана и за грузом от верхнего до нижнего его положения. Конструкции кабины и пульта управления оказывают существенное влияние на производительность крана и на работоспособность крановщика.

На кранах небольшой грузоподъемности, работающих с высокими скоростями и в ненапряженном режиме, в помещении

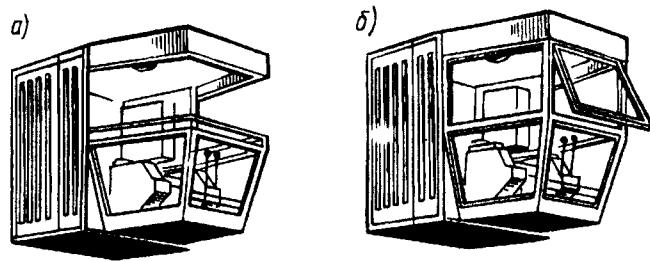


Рис. 208. Кабины управления кранами:
а - открытая; б - закрытая

с чистым воздухом и нормальной температурой, можно ограничиться простой открытой кабиной (рис. 208, а). Для кранов, работающих на открытом воздухе, а также в загазованных цехах и в цехах с повышенной температурой, применяют закрытые кабины, снабженные устройствами для отопления и вентиляции (рис. 208, б). Иногда закрытые кабины оборудуют установками для кондиционирования воздуха, с помощью которых в кабине поддерживают постоянную температуру воздуха $25 \dots 28^\circ\text{C}$ при температуре окружающей среды, достигающей $+60^\circ\text{C}$. Кабина управления кранов мостового типа должна иметь следующие минимальные размеры: высоту 2000 мм, ширину 900 мм, длину 1300 мм, а также минимальный объем 3 м^3 . Размеры кабин стреловых самоходных кранов принимаются по ГОСТ 22827 - 85.

Положение кабины на кране, а также ее остекление и расположение органов управления такие, что с места управления можно наблюдать за грузозахватным приспособлением и грузом в течение всего цикла работы машины. Общий обзор крановщика, сидящего в кресле кабины, вверх - на 60° , вниз - на 90° , вправо и влево - на 135° . Дополнительное увеличение обзора достигается поворотом и наклоном туловища крановщика.

На кранах мостового типа кабины располагают под металлоконструкцией моста и их соединяют с ней лестницей (см. рис. 17 и 21). На башенных и порталных кранах предусматривают выносные кабины, прикрепляемые к поворотной части крана (см. рис. 34 и 38).

Кабины кранов должны быть оборудованы стационарным сидением для крановщика, устроенным и размещенным так, чтобы можно было сидя управлять аппаратами и вести наблюдение за грузом. Должна быть предусмотрена возможность регулирования положения сидения по высоте и в горизонтальной плоскости для удобства работы и обслуживания аппаратов управления. При необходимости сидение крановщика с пультом управления или кабины в целом могут выполняться поворотными.

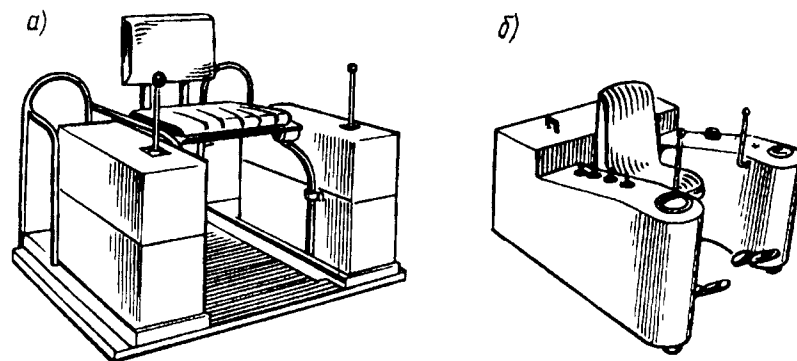


Рис. 209. Пульты управления

Кабины оборудуют пультами управления, два из которых показаны на рис. 209. На пультах устанавливают командоконтроллеры или силовые контроллеры. *Пульты с командоконтроллерами* занимают меньше места, что обеспечивает хороший обзор и более удобные условия работы крановщика. *Пульты с силовыми контроллерами* более громоздки, ограничивают обзор и создают неудобства в посадке крановщика. Однако они обеспечивают непосредственное управление приводами механизмов крана, тогда как командоконтроллеры требуют промежуточных тяжелых и дорогих магнитных станций. Рычаги командоконтроллеров управления механизмами подъема и передвижения тележки расположены соответственно в правом и левом подлокотниках кресла (рис. 209, а, б). Направление движения рукояток и рычагов должны соответствовать направлению

исполняемого перемещения. Педаль рычага командоконтроллера движения моста находится на полу (рис. 209, б) под правой ногой, т.е. для каждой руки и ноги крановщика предусмотрена только одна операция, что уменьшает утомляемость крановщика и снижает число ошибок управления механизмами.

Необходимость дальнейшего повышения производительности подъемно-транспортных машин, улучшения условий работы обслуживающего персонала, повышения надежности и долговечности работы элементов машины обусловили создание частично или полностью *автоматизированных систем управления*. Подача сигналов крановщику голосом или условными знаками недостаточно надежна, особенно в условиях, где шум, дым, пар или пыль мешают наблюдению.

В ряде случаев, например при монтаже крупногабаритных изделий, а также при разгрузке трюмов судов, из кабины крана не видны крюк и груз, а связь между крановщиком и рабочим, находящимся в непосредственной близости от груза, затруднена. В таких случаях удобно передавать сигналы крановщику по телефону или по радио: возможность ошибки снижается, а точность проведения работ увеличивается.

Развитие техники радиосвязи и телемеханики привело к созданию *дистанционного управления* механизмами кранов, с помощью которого широко применяется так называемое “управление с пола”, когда механизмами крана управляют с пульта управления, расположенного в отдалении от крана. Этот пульт может быть стационарным или переносным. Применение переносного пульта дистанционного управления повышает точность монтажно-сборочных и перегрузочных работ, так как обслуживающий персонал может находиться рядом с транспортируемым объектом. Современная полупроводниковая аппаратура позволяет создать портативные переносные пульты управления, не затрудняющие движения оператора. Дистанционное управление необходимо и тогда, когда по условиям работы обслуживающий персонал должен находиться в отдалении от транспортируемого груза, например при работе с ядовитыми или радиоактивными веществами. Дистанционное управление позволяет

управлять одному оператору несколькими машинами с одного пульта управления.

Связь оператора с механизмами крана может осуществляться либо по проводам, либо с помощью радиосигналов. Первый способ находит более широкое применение, так как он более надежен и при применении переменного тока звуковой частоты позволяет передавать сигналы по одним и тем же проводам с помощью устройства частотного разделения к различным исполнительным механизмам. В диапазоне от 200 до 10000 Гц по одному проводу можно передавать сигналы 20 каналов без их взаимного влияния и появления помех.

При необходимости удалить пульт управления на большое расстояние от управляемого объекта применение проводных устройств становится неудобным, и более рационально управлять механизмами с помощью радио. Оператор командоаппаратом подает на вход радиопередатчика команды в виде комбинаций импульсов тональной частоты. Радиопередатчик преобразует импульсы тональной частоты в радиочастотные импульсы и передает их по радиоканалу. Радиоприемник принимает эти сигналы, преобразует их в сигналы тональной частоты, усиливает и подает на вход приемника телеуправления, где они выделяются соответствующими полосовыми фильтрами, детектируются и поступают на соответствующее приемное реле. Контакты реле управляют схемой дешифратора. Дешифратор расшифровывает команды и при этом срабатывает одно из реле, управляющих питанием магнитных станций.

Радиоаппаратура для управления работой кранов состоит из радиопередатчика, снабженного пультом управления (рис. 210), и приемной аппаратуры, установленной на кране. Пульт управления состоит из передатчика, блока генераторов командных частот и командоаппарата. Каждому механизму крана соответствует определенная рукоятка на пульте управления. Так, перемещение рукоятки 7 вверх или вниз приводит к включению механизма подъема соответственно на подъем или опускание груза. Рукояткой 2 управляют движением моста крана; рукояткой 4 – движением тележки; рукояткой 5 – включением подъемного электромагнита. При нажатии кнопки 6 включается сигнальный звонок на кране, а при выключении тумблера

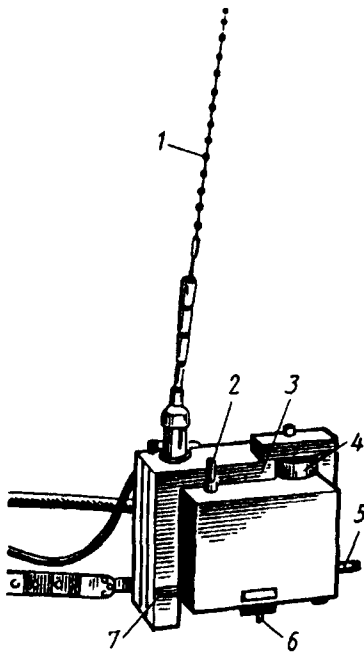


Рис. 210. Пульт управления работой крана по радио

З происходит обесточивание всего крана. Данная система позволяет регулировать скорость двигателей механизмов. В последних моделях антенна 1 передатчика уложена в лямки прибора, что делает передвижение оператора еще более свободным. При управлении по радио весьма удобным является применение телевизионных камер, значительно расширяющих поле зрения, так как по экрану телевизора можно наблюдать за перемещением груза.

Автоматизация многих отраслей промышленности требует осуществления автоматического управления подъемно-транспортными машинами. В основном автоматизируется управление электроприводов и межагрегатным транспортом. В ряде научно-исследовательских институтов и заводов страны ведутся разработки по созданию автоматической следящей системы регулирования скорости различных механизмов подъемно-

транспортных машин; схем автоматического торможения; автоматических устройств, повышающих безопасность работы кранов – ограничителей грузоподъемности и путей перемещения; противоугонных устройств и др.; проводятся работы по совершенствованию телеуправления и автоматического адресования грузов и по созданию автоматических грузозахватных приспособлений.

Степень автоматизации может быть различной. В грузоподъемных машинах обычно автоматизируют лишь отдельные операции, например процессы разгона и торможения механизмов, регулирование скоростей движения, процесс снижения скорости перед остановкой, остановку машин в заданном месте. Необходимо отметить, что без обеспечения автоматизации процессов разгона и торможения, а также регулирования скорости практически невозможно осуществить и дистанционное управление подъемно-транспортными машинами. Даже автоматизация отдельных процессов работы грузоподъемной машины приводит к значительному повышению ее производительности, так как автоматическое уменьшение скорости перед остановкой и обеспечение точной посадки груза позволяют увеличить рабочую скорость перемещения груза и пустого крюка, что, в свою очередь, приводит к уменьшению необходимого числа грузоподъемных машин, уменьшению обслуживающего персонала, повышению срока службы машины.

Полностью автоматизировать подъемно-транспортные машины можно лишь при строгой ритмичности всего производства, хорошей организации рабочих мест и особой четкости ведения работы. Для этого желательно автоматизировать весь технологический процесс, составной частью которого является работа данной подъемно-транспортной машины.

Возможна работа грузоподъемной машины в автоматическом режиме без условия автоматизации всего технологического процесса. Например, можно полностью автоматизировать работу перегрузочных мостов и грейферных кранов, работающих по перегрузке сыпучих грузов, прибывающих на баржах или по железной дороге.

Большие возможности повышения производительности открывает автоматизация работы пассажирских лифтов. При этом используют так называемое “собирательное” управление одним лифтом или группой лифтов, сосредоточенных в одном здании, при котором после регистрации одной команды управления могут быть зарегистрированы и последующие команды, поступающие от вызывных кнопок. Выполнение команд управления происходит в соответствии с заданной программой. Система автоматического управления автоматически распределяет поступившие вызовы между всеми лифтами и выполняет их в наиболее рациональной последовательности, а после выполнения этих распоряжений лифты автоматически возвращаются на место основной стоянки. Такое управление позволяет получить выигрыш во времени более чем в два раза по сравнению с обычной системой одиночных вызовов. В часы наибольшей загрузки лифтов можно обеспечить их автоматическую работу по заданной программе; при этом некоторые лифты обслуживают определенные зоны и часть пути проходят без остановки. Система автоматического управления лифтами может включать в себя также грузовой индикатор, связанный с настилом пола кабины. В этом случае лифт начинает движение, если кабина загружена не менее чем на 80 % номинальной грузоподъемности. Если нагрузка меньше этого значения, то лифт включается только по истечении заданного отрезка времени.

Программное управление, т.е. обеспечение автоматической работы грузоподъемной машины по заданной программе, необходимо в случаях, когда из-за наличия, например, вредных газов, пыли, радиоактивных веществ, высокой температуры недопустимо пребывание человека вблизи машин и аппаратов, осуществляющих технологический процесс, а также там, где напряженность производственного цикла настолько велика, что не может непосредственно контролироваться человеком.

Простейшим способом введения программы является *установка электромеханических включателей*, действующих поочередно по мере выполнения технологических операций. В ряде случаев этот способ можно дополнить применением *задатчика*

программы – автоматического командоаппарата, действующего в функции времени. Этот способ программирования удобен и надежен, если не приходится часто изменять программу и условия работы. Если условия работы изменяются, то этот способ недостаточно совершенен даже для осуществления работы в полуавтоматическом режиме. Это наглядно видно на примере работы порталных кранов, работа механизмов поворота которых зависит от силы и направления ветра, состояния тормоза и др. В большинстве подобных случаев необходимо серьезное усложнение схемы, введение обратных связей и следящих систем.

Другим способом программирования является задание программы записью *на перфоленгу* или *магнитную ленту*. Наряду с некоторыми преимуществами, к которым относятся простота операции изменения программы, возможность записи и передачи командного кода по каналу связи, эта система в простейшем виде не лишена недостатков, приводящих к появлению нарастающей ошибки, которую необходимо корректировать, вводя обратную связь, например, по пройденному пути, по времени выполнения технологической операции и т.п.

Способ задания программы *перфокартами* целесообразен, если предусмотрены типовые программы, не требующие корректировки. Большое значение при использовании перфокарт имеет принятый способ считывания информации. В подъемно-транспортных машинах для этой цели могут быть использованы механические, электромеханические (путевые переключатели), индуктивные (использующие изменение магнитного сопротивления) и фотоэлектрические устройства считывания. Электрические и фотоэлектрические способы записи и считывания являются наиболее прогрессивными, так как они позволяют записать большое число различных сигналов при небольших размерах перфокарт и считывающих устройств, выполненных с использованием современных технических средств.

Перевод крана на работу по заданной программе целесообразен тогда, когда кран периодически выполняет ряд следующих друг за другом операций, например, если он выполняет работу по перегрузке сыпучих грузов, по

завалке мартеновских печей, по подаче штучных грузов из цеха на склад или со склада на погрузку. Введение программного управления приводит к увеличению производительности как самого крана, так и обслуживаемых им технологических средств, улучшает условия работы механизмов и электрооборудования кранов, позволяет уменьшить число рабочих. Все это дает определенный технико-экономический эффект. Программа составляется с учетом требований технологического процесса и должна обеспечить работу крана в течение достаточно длительного периода без вмешательства человека.

При составлении общей программы технологический цикл разбивается на ряд процессов, управляемых по отдельным программам, следующим одна за другой. Работа по каждой отдельной программе выполняется автоматически после подачи соответствующего пускового импульса. Затем кран останавливается и оператор должен ввести новую программу и дать пусковой импульс. Устройство, формирующее пусковой импульс, должно работать не только в функции времени, так как при длительном периоде работ происходит неизбежное накопление ошибок в пути тележки и моста (особенно в периоды их неустановившегося движения), но должна также содержать в себе и определенные задания положения рабочих элементов крана. Возможно частичное программирование работы машины, когда программируется работа только отдельных механизмов.

При монтаже зданий основным назначением башенных строительных кранов является не только подача конструкций к месту установки, но и точная их установка. В них применяется *комбинированная система управления*, объединяющая в себе два устройства: для управления краном по заданной программе и для дистанционного управления краном – программно-дистанционное управление. При этой системе операции по доставке деталей со склада (или непосредственно с транспортных средств) осуществляются автоматически посредством системы адресования и программного управления двигателями, а точное позиционирование проводится на малых (ползучих) скоростях подъема и опускания груза с помощью оператора с радиопередатчиком.

В последнее время подъемно-транспортное оборудование все чаще оснащается *весоизмерительными системами*, позволяющими совмещать транспортные и измерительные операции. Для этого наиболее удобен *электронно-тензометрический способ взвешивания*, дающий возможность практически мгновенно проводить измерения и представлять их результаты в цифровой форме. В основе способа лежит использование измерительных преобразователей силы, представляющих собой упругие элементы специальной формы с размещенными на них тензорезисторными датчиками. Электрический сигнал с датчиком передается в измерительную аппаратуру, а затем на световое табло или печатающее устройство. Эти датчики могут устанавливаться на металлоконструкции грузоподъемных машин, под верхними блоками, на грузовых тележках или в крюковой подвеске. Такие взвешивающие устройства могут использоваться также для определения массы штучных или сыпучих грузов, перемещаемых конвейерами различных типов, для дозирования различных грузов, в том числе жидкого металла.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Абрамович И.И., Березин В.Н., Яуре А.Г.* Грузоподъемные краны промышленных предприятий. М.: Машиностроение, 1989, 360 с.
2. *Абрамович И.И., Котельников Г.А.* Козловые краны общего назначения. М.: Машиностроение, 1983, 232 с.
3. *Брауде В.И., Семенов Л.Н.* Надежность подъемно-транспортных машин. Л.: Машиностроение, 1986, 182 с.
4. *Вайсон А.А.* Подъемно-транспортные машины. М.: Машиностроение, 1989, 563 с.
5. *Вайсон А.А., Анореев А.Ф.* Крановые грузозахватные устройства. М.: Машиностроение, 1982, 303 с.
6. *Вершинский А.В., Гохберг М.М., Семенов В.П.* Строительная механика и металлические конструкции / Под ред. М.М. Гохберга. М. – Л.: Машиностроение. 1984, 231 с.
7. Грузоподъемные машины / Под ред. М.П. Александрова. М.: Машиностроение, 1986, 400 с.
8. *Ерофеев Н.И.* Предохранительные и сигнализационные устройства кранов. М.: Машиностроение, 1980, 152 с.
9. *Зерцалов А.И., Певзнер Б.И.* Краны – штабелеры. М.: Машиностроение, 1986, 320 с.
10. *Казак С.А.* Основы проектирования и расчета крановых механизмов. Красноярск: Издат. Красноярского университета, 1987, 184 с.
11. *Козырев Ю.Г.* Промышленные роботы: Справочник. М.: Машиностроение, 1988, 391 с.
12. *Кружков В.А.* Металлургические подъемно-транспортные машины. М.: Металлургия, 1989, 464 с.
13. Курсовое проектирование грузоподъемных машин / Под ред. С.А. Казака. М.: Высшая школа, 1989, 319 с.
14. *Лобов Н.А.* Динамика грузоподъемных кранов. М.: Машиностроение, 1987, 160 с.
15. *Марзель И.И.* Крановые канаты. М.: Машиностроение, 1983, 128 с.
16. *Невзоров Л.А., Подзельский Г.Н., Романюха В.А.* Строительные башенные краны. М.: Высшая школа, 1986, 178 с.
17. Расчеты крановых механизмов и их деталей. ВНИИПТМАШ. М.: 1993, Т. 1 – 187 с, Т. 2 – 163 с.
18. *Петузов П.Э., Ксюнин Г.П., Серлин Л.Г.* Специальные краны. М.: Машиностроение, 1985, 248 с.
19. Подъемно-транспортные машины: Атлас конструкций / Под ред. М.П. Александрова и Д.Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1987, 122 с.
20. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. Ростехнадзор России. М.: НПО ОБТ, 1993, 239 с.
21. Правила устройства и безопасной эксплуатации лифтов, Ростехнадзор России. М.: НПО ОБТ, 1992, 183 с.
22. Справочник по кранам / Под ред. М.М. Гохберга. Л.: Машиностроение, 1988, Т. 1. – 536 с., Т. 2. – 569 с.
23. *Таубер Б.А.* Грейферные механизмы. М.: Машиностроение, 1985, 267 с.
24. Тормозные устройства: Справочник / Под ред. М.П. Александрова. М.: Машиностроение, 1986, 312 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Барабан грузовой для многослойной навивки 186
-- для однослойной навивки 183
Блок 202
-- уравниватель 183
Буфер 421

Вал трансмиссионный 402
Вес сцепной 393
Время цикла 81
Выключатель концевой 344
Вылет 79

Грейфер 145
Грузоподъемность 78
Группа режима работы механизмов 82
--- кранов 86, 91

Домкрат винтовой 12
-- гидравлический 14

Захват вакуумный 143
-- клещевой 133, 426
-- спредер 137
-- эксцентриковый 136
Звездочка цепная 203

Испытание кранов динамическое 122
-- статическое 120

Кабина управления 534
Канат стальной 154
Канатоукладчик 189
Класс использования кранов 88
-- механизмов 82
Колесо ходовое 369, 410
Колонна крана 462
Конструкция металлическая -- время затуханий колебаний 520
-- гибкость стержней 500, 502
-- жесткость моста 493
-- материал 481
-- метод расчета 488, 494
-- мостовых кранов 509
-- нагрузка расчетная 495
-- поворотных кранов 526
Коэффициент безопасности 106
-- выбора диаметров 168
-- запаса прочности 114, 164
-- сцепления 394
-- торможения 326
-- устойчивости 193
-- использования по времени 81
-- по грузоподъемности 82

-- неоднородности материала 115
-- перегрузки 424, 491
-- переменной нагрузки 101
-- полезного действия блока 179
--- механизма 319
--- полиспаста 182
-- сцепления 390, 394
-- трения 384, 430
-- качения колеса 384
-- подшипников 384
-- реборд 386, 389
Кран грузоподъемный автомобильный 54
-- башенный 51
-- вертолет 60
-- кабельный 47
-- козловой 39
-- консольный настенный 32
--- подвесной 42
-- мостовой 32
-- плавучий 60
-- порталный 59
-- стеллажный 66
-- стреловой 54
-- штабелер 64
Крюк грузовой 126

Лебедка барабанная 15
-- с канатоведущим шкивом 15
Лифт грузовой 30
-- пассажирский 26
-- система управления 28, 536
Ловитель 355
Материал фрикционный 217, 220
Механизм изменения вылета 333
-- передвижения подвесного крана 374

-- с гибкой тягой 405
-- с отдельным приводом 363
-- с центральным приводом 361
-- поворота 434
-- подъема 303
Микропривод 22, 316
Момент грузовой 79

Нагрузка ветровая 109
-- расчетная 96
-- эквивалентная 105, 293
Напряжения допускаемые 112

Ограничитель высоты подъема 346
-- грузового момента 351
-- грузоподъемности 348
-- перекося 432
-- скорости 259
Освидетельствование кранов 120
Останов роликотный 214
-- храповой 208
Петля грузовая 131
Плита фундаментная 466
Погрузчик самоходный 62
Подвеска крюковая 129
Подъемник ковшовый (скиповый) 31
-- пассажирский 26
Подъем строительный 518
Полиспаст -- кратность 180
-- одинарный 180
-- сдвоенный 183
-- силовой 181
-- скоростной 185
Привод гидравлический 296
-- пневматический 276
-- ручной 277

– электрический 281
 Продолжительность включения относительная 81
 Пролет крана 79
 Противовес 472
 Процесс разгона 320, 392, 456
 – торможения 323, 398, 459

Робот промышленный 68
 Рукоятка безопасная 258

Сила сцепления 393
 Сопротивление передвижению 383
 – повороту 444

Таль передвижная 20, 23
 – ручная 18
 – электрическая 19
 Тележка мостового крана 35
 Толкатель электрогидравлический 228
 Тормоз грузоупорный 250
 – дисковый 245
 – колодочный 216
 – конический 256
 – ленточный 237
 – тепловой расчет 265
 – центробежный 259

Уклон подкранового пути 401
 Усилие перекоса крана 385
 Ускорение допускаемое 323, 397
 Устойчивость грузовая 473
 – собственная 473
 Устройство опорно-поворотное 424, 445, 452
 – противоугонное 426

Фундамент 470

Характеристика тормоза тепловая 269
 – электродвигателя естественная 282
 – – искусственная 286

Цепь грузовая пластинчатая 176
 – – сварная 174

Шпиль 17, 200

Электродвигатель крановый 281
 Электромагнит подъемный грузовой 141
 – тормозной 226

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
<i>Глава 1. Конструкции грузоподъемных машин</i>	<i>12</i>
<i>Глава 2. Расчет грузоподъемных машин (общие положения)</i>	<i>77</i>
1. Основные параметры грузоподъемных машин	77
2. Расчетные нагрузки	96
3. Допускаемые напряжения	112
4. Госгортехнадзор России	117
<i>Глава 3. Грузозахватные приспособления</i>	<i>126</i>
5. Крюки и петли	126
6. Специальные захваты	133
7. Грузозахватные приспособления для сыпучих грузов	144
<i>Глава 4. Элементы грузовых и тяговых устройств</i>	<i>154</i>
8. Гибкие элементы	154
9. Полиспасты	177
10. Барабаны, шпиль, блоки, звездочки	186
<i>Глава 5. Остановы и тормоза</i>	<i>205</i>
11. Общие требования. Классификация тормозных устройств	205
12. Остановы	208
13. Колодочные тормоза	216
14. Ленточные тормоза	237
15. Тормоза с осевым нажатием	245
16. Тормозные устройства для регулирования скорости	258

17. Тепловой расчет тормоза	265
Глава 6. Привод грузоподъемных машин	273
18. Типы приводов грузоподъемных машин	273
19. Ручной привод	277
20. Электрический привод	281
21. Гидравлический привод	296
Глава 7. Механизмы подъема груза и изменения вылета стрелы	303
22. Схемы механизмов подъема груза	303
23. Установившееся движение, пуск и торможение механизмов подъема	318
24. Выбор электродвигателя механизма подъема	330
25. Механизмы изменения вылета стрелы	333
26. Устройства, обеспечивающие безопасность работы	344
Глава 8. Механизмы передвижения	361
27. Конструкции механизмов передвижения с приводными колесами	361
28. Определение сопротивления передвижения механизмов с приводными колесами	383
29. Нагрузки в механизмах передвижения при пуске и торможении	392
30. Трансмиссионные валы	402
31. Механизмы передвижения с гибкой тягой	405
32. Расчет ходовых колес	410
33. Устройства, обеспечивающие безопасность работы	421
Глава 9. Механизмы поворота	434
34. Схемы механизмов поворота	434
35. Определение моментов сопротивления в опорах крана	444
36. Пуск и торможение механизма поворота	456
37. Элементы поворотных кранов	462
38. Устойчивость передвижных кранов	473

Глава 10. Металлические конструкции грузоподъемных машин	481
39. Материалы металлических конструкций	481
40. Методы расчета металлических конструкций	488
41. Расчет и конструирование крановых металлических конструкций	499
Глава 11. Управление работой грузоподъемной машины	533
Список литературы	544
Предметный указатель	546

Учебное издание

Александров Михаил Павлович

ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ

Редактор А В Дубровский

Художник С С Водчиц

Корректор Л И Малютина

Компьютерная верстка В И Товстоног

Оригинал-макет подготовлен в Издательстве

МГТУ им Н.Э Баумана

Изд. лиц. ЛР 020523 от 25.04.97 (Изд. во МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Изд. лиц. ЛР-010146 от 25.12.96 (Изд. во ГУП «Высшая школа»)

Подписано в печать 15.10.2000. Формат 60х88/16. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 34,5. Уч. изд. л. 33,81. Тираж 10000 экз. Заказ № 9.

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана

107005 Москва, 2-я Бауманская ул.

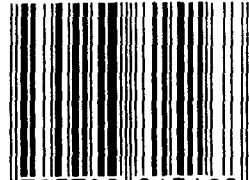
Издательство ГУП «Высшая школа»

101430 Москва, ГСП-4, Неглинная ул., 29/14

Отпечатано с готовых диапозитивов в ГУП ИПК

«Ульяновский Дом печати» 42601 г. Ульяновск, ул. Гончарова, 14

ISBN 5-7038-1516-9



9 785703 815168