

В.Ф.Гайдамака

ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ

Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования УССР
в качестве учебника для студентов вузов,
обучающихся по специальности
«Подъемно-транспортные,
строительные,
дорожные машины
и оборудование»

Главное издательство
издательского объединения
«Выща школа»
1989

ББК 39.9я73

Г14

УДК 621.86/87 (075.8)

Рецензенты: чл.-кор. АН УССР д-р техн. наук проф. *Иванченко Ф. К.* (Киевский политехнический институт), канд. техн. наук проф. *Румянцев Б. П.* (Ворошиловградский машиностроительный институт)

Редакция литературы по машиностроительному комплексу
Редактор *А. Г. Телалова*

Гайдамака В. Ф.

Г14 Грузоподъемные машины: Учебник. — К.: Выща шк. Головное изд-во, 1989. — 328 с.: ил.

ISBN 5-11-001333-0.

Рассмотрены назначение, конструкция, области применения, основные направления развития грузоподъемных машин общего назначения. Описаны в основном новые конструкции механизмов и машин, некоторые конструкции грузотранспортных манипуляторов и роботов, даны расчеты механизмов с учетом динамических нагрузок.

Для студентов вузов, обучающихся по специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование», инженерно-технических работников.

Г $\frac{2705140500-198}{М 211 (04)-89}$ 200-89

ISBN 5-11-001333-0

ББК 39.9я73

© Издательское объединение
«Выща школа», 1989

В Политическом докладе ЦК КПСС XXVII съезду Коммунистической партии Советского Союза Генеральный секретарь ЦК КПСС товарищ М. С. Горбачев говорил: «К концу столетия предстоит увеличить национальный доход почти в 2 раза при удвоении производственного потенциала и его качественном преобразовании» [1]. В этой связи переход всех отраслей народного хозяйства на преимущественно интенсивный путь развития предполагает коренное повышение технико-экономического уровня выпускаемой продукции, создание и производство техники нового уровня, позволяющей многократно повысить производительность труда, значительно снизить материало- и энергоемкость. Эту задачу в первую очередь предстоит решить машиностроительному комплексу, в частности подъемно-транспортному машиностроению и наиболее металлоемкой его отрасли — краностроению.

Учитывая, что в ряде видов современного поточного и автоматизированного производства грузоподъемные машины играют роль практически основного оборудования (например, на металлургических и многих машиностроительных предприятиях), обеспечивающего непрерывность работы, с целью сокращения тяжелого физического труда при выполнении погрузочно-разгрузочных и складских операций уже до конца текущего столетия предусматривается не только значительно увеличить программу выпуска существующих средств грузоподъемной техники, но и наладить производство принципиально новых машин, обладающих высокими технико-экономическими параметрами. Все это определяет безусловную необходимость повышения качества подготовки инженерно-технических кадров в области подъемно-транспортного машиностроения на основе новейших достижений науки и техники.

Последнее требует непрерывного обновления содержания учебников, учебно-методических пособий и руководств. Учебным планом новой укрупненной специальности 15.04 («Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование») по специализации «Подъемно-транспортные машины» предусмотрен специальный предмет «Грузоподъемные машины», который является главным профилирующим курсом, формирующим целевую направленность подготовки молодых специалистов в данной области.

В то же время, несмотря на издание в 1986 г. учебника по упомянутому курсу, подготовленного коллективом авторов МВТУ им. Баумана под редакцией и методическим руководством доктора технических наук профессора М. П. Александрова, потребность в новых источниках научно-технической информации в данной области не устранена. По мнению автора, в условиях перестройки народного хозяйства и высшей школы, реорганизации специальностей и специализаций необходимость дополнительного издания новых учебников и учебных пособий, обобщающих отечественный и зарубежный опыт расчета и проектирования новых средств грузоподъемной техники (в том числе на предприятиях УССР), становится совершенно необходимой.

В новом учебнике по курсу «Грузоподъемные машины» наряду с традиционными вопросами расчета и конструирования грузоподъемных машин значительное внимание уделяется рассмотрению новых перспективных направлений развития науки и техники в данной области с учетом достижений специализированных предприятий, организаций и кафедр УССР.

В учебнике достаточно полно излагаются вопросы расчета на прочность основных деталей грузоподъемных машин, расчета механизмов с учетом динамических нагрузок, результаты ряда теоретических и экспериментальных исследований, отдельные вопросы оптимизации конструкций, автоматизации проектирования, применения грузоподъемных манипуляторов и роботов, учитывается специфика нового учебного плана специальности и многолетний опыт преподавания курса в Харьковском политехническом институте им. В. И. Ленина.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИНАХ

1.1. Грузоподъемные машины как предмет изучения

К грузоподъемным относятся машины, предназначенные для подъема и перемещения на небольшие расстояния различных грузов — штучных, сыпучих, жидких, газообразных, в таре и т. д. Такие машины принадлежат к числу транспортирующих. Однако в отличие от других видов транспорта, например автомобильного, железнодорожного, морского и т. д., перемещение грузов с помощью грузоподъемных машин осуществляется обычно в ограниченных пределах производственного предприятия, строительной площадки, рудника, морского или речного порта и зачастую подчинено технологическому ритму их работы. Примером этих машин могут быть мостовые краны, обслуживающие металлообрабатывающие участки машиностроительных предприятий.

Грузоподъемные машины характеризуются следующими основными признаками:

- обязательным наличием подъемного движения;

- принципиальной возможностью транспортировки разнообразных грузов;

- возможностью сообщения грузу различных индивидуально управляемых движений по необязательно постоянной пространственной трассе;

- возможным отсутствием постоянных мест загрузки и выгрузки грузов;

- периодичностью или цикличностью работы.

Следовательно, в самом общем случае *грузоподъемной машиной можно назвать машину периодического действия, предназначенную для подъема и последующей транспортировки на небольшие расстояния разнообразных грузов, перемещаемых с помощью индивидуально управляемых движений по необязательно постоянной пространственной трассе при возможном отсутствии постоянных мест загрузки и выгрузки грузов.* К грузоподъемным машинам относится большое число подъемных устройств и механизмов, различающихся конструкцией, областью применения, принципом действия и т. д., например, домкраты, ручные и электрические тали, лебедки, стационарные и передвижные стреловые поворотные краны, краны мостового типа, грузоподъемные манипуляторы, роботы.

1.2. История развития грузоподъемной техники

История грузоподъемной техники, являясь частью истории техники, фиксирует многочисленные примеры замечательных инженерно-технических сооружений прошлых времен, создание которых требовало немалых технических знаний на соответствующем уровне. Развитие ее уходит в отдаленное прошлое, когда люди, сталкиваясь с необходимостью возведения жилищ, строительных сооружений, организации поливного земледелия, применяли простейшие подъемные приспособления, приводимые в движение мускульной силой людей или животных. Об этом свидетельствуют памятники материальной культуры, данные современной этнографии.

В рукописях, написанных более 2000 лет до н. э., описываются ворота и рычажные подъемники воды из колодцев. Древние строители Египта более 3500 лет назад транспортировали на кораблях и перемещали по земле с помощью катков и рычагов каменныеobelisks массой до 360 т. Они же в 22 в. до н. э. построили пирамиду Хеопса высотой 147 м, использовав при этом 2,5 млн каменных блоков массой от 2 до 90 т. Применение ворот с конным приводом и полиспастов относится к II...I вв. до н. э. Первый стреловой поворотный кран с ручным приводом появился в Древнем Риме в I в. до н. э.

Развитие торговли и мореходства в XI...XV вв. н. э. способствовало прогрессу подъемно-транспортной техники. В этот период применяют механизмы с зубчатыми и червячными передачами, подъемные краны с противовесами, краны на катках и т. д. Описания почти всех основных деталей и элементов грузоподъемных машин встречаются в трудах Леонардо да Винчи, Георга Агриколы и других ученых средних веков. До начала XIX в. средства грузоподъемной техники характеризовались применением дерева в качестве основного конструкционного материала, ручного или конного привода. Только наиболее ответственные детали (цепи, крюки, валы и т. д.) изготавливались из металла. Первый кран с механическим паровым приводом появился в 1827 г., с полиспастным гидроплунжерным приводом — в 1846 г. В 1889 г. создан первый мостовой многомоторный электрический кран; первый кран с двигателем внутреннего сгорания появился в 1895 г. Широкое применение в краностроении электропривод получил благодаря работам русского ученого М. О. Доливо-Добровольского (1862...1919), который создал простой, надежный и дешевый электрический асинхронный двигатель.

1.3. Развитие грузоподъемной техники в дореволюционной России

Истории отечественной техники известно много примеров смелых и оригинальных технических решений в области подъема и перемещения тяжелых грузов. Так, в 1674 г. произведен подъем колокола массой 130 т на одну из башен Московского Кремля. В 1769 —

1770 гг. выполнены работы по транспортировке и установке цокольного камня массой около 1000 т для памятника Петру I в Петербурге. В 1768 г. известный русский механик К. Д. Фролов построил машину для подъема руды на Змеиногорском руднике Алтая. В 1828...1830 гг. выполнены сложные работы по установке 46 колонн Исаакиевского собора в Петербурге массой около 100 т каждая, а в 1832 г. перед Зимним дворцом установлена Александровская колонна массой около 600 т.

Во второй половине XIX и в первой XX в. краностроение в России развивалось на Брянском, Краматорском, Путиловском и других заводах. Первые систематические описания отечественных грузоподъемных машин и их элементов содержатся в книгах: «Устав ратных, пушечных и других дел» (1607...1621); «Книга переписная по Тульским металлургическим заводам» (1647); «Первые основания металлургии и рудных дел» М. В. Ломоносова (1785) и др. Теоретической основой для развития отечественной краностроительной промышленности были известные труды профессоров И. А. Вышнеградского, Л. З. Ратновского, М. Н. Берлова, Л. Г. Кифера и др.

Большое значение средств грузоподъемной техники впервые подчеркнул профессор И. А. Вышнеградский в «Курсе подъемных машин» (1872) словами: «... кто умеет строить краны, тот любую машину сумеет построить». Несмотря на это механизмы грузоподъемных машин на отечественных заводах почти не производились, изготовление отдельных машин велось в основном по чертежам зарубежных фирм. Развитию краностроительной промышленности препятствовала реакционная сущность царской России.

1.4. Развитие грузоподъемной техники в годы Советской власти

Коренным образом положение меняется в годы Советской власти не только потому, что работа современных предприятий немыслима без применения средств перемещения массовых грузов, но и потому, что в социалистическом обществе вместе с задачей облегчения тяжелого физического труда одновременно решается важная социальная задача механизации и всемерной интенсификации производственных процессов на основе развития науки и техники. Этому вопросу исключительное внимание уделял еще В. И. Ленин, подчеркивая, что «социализм немыслим без ... техники, построенной по последнему слову новейшей науки» (Полн. собр. соч. Т. 36. С. 300). Он писал, что «только крупная машинная индустрия вносит радикальную перемену, выбрасывает за борт ручное искусство, преобразует производство на новых, рациональных началах, систематически применяет к производству данные науки» (Полн. собр. соч. Т. 3. С. 544).

Воплощая в жизнь заветы В. И. Ленина, Коммунистическая партия Советского Союза неустанно заботилась о создании в нашей стране индустриальной базы, способной преобразовать страну из отсталой аграрной в мощное социалистическое индустриальное

государство. В апреле 1929 г. состоялась XVI партконференция, на которой принята программа первой пятилетки по строительству социализма в нашей стране. По всей стране развернулось огромное промышленное строительство. Строились гиганты современной металлургической и машиностроительной промышленности — Магнитогорский, Запорожский и другие металлургические заводы, Ново-Краматорский и Уральский заводы тяжелого машиностроения, Харьковские турбогенераторный и электромеханический заводы и т. д. Все это вызвало необходимость организации подъемно-транспортной отрасли промышленности, производства средств подъемно-транспортной техники. В годы первой пятилетки изготовление грузоподъемных машин в СССР велось столь интенсивно, что уже тогда наша страна располагала соответствующей научно-производственной школой. С целью обобщения практического отечественного опыта конструирования и производства средств грузоподъемной техники в 1930 г. создается Всесоюзный научно-исследовательский институт подъемно-транспортного машиностроения (ВНИИПТМАШ), ставший организационным и научно-техническим центром в соответствующей отрасли промышленности. Его успешная работа в большой степени определялась трудами советских ученых — Л. Г. Кифера, И. И. Абрамовича, Н. Е. Емцова, А. А. Спиваковского, А. И. Дукельского, Н. Ф. Руденко, Д. Н. Тамарина, Б. С. Ковальского и др.

Еще большая работа по механизации тяжелых и трудоемких работ во всех отраслях народного хозяйства велась в послевоенные годы, особенно в районах нашей страны, подвергшихся разрушению. Успехам нашей страны в восстановительный период способствовал не только самоотверженный труд нашего народа, возрождавшего промышленность практически из руин, но и патристический дух новаторства, опиравшийся на жизненный опыт, возможности грузоподъемной техники, обеспечившей монтаж тяжелых строительных конструкций.

Несмотря на то что вторая мировая война уничтожила значительную часть национального богатства СССР, героический труд нашего народа под руководством коммунистической партии залечил многочисленные раны народного хозяйства.

Быстро развивалось отечественное подъемно-транспортное машиностроение, которое освоило выпуск практически всех видов подъемно-транспортного оборудования, в том числе и средств грузоподъемной техники. Так, в нашей стране создан ряд высокоэффективных, высокопроизводительных и экономичных грузоподъемных машин, например: мостовые краны общего назначения грузоподъемностью до 500 т; облегченные мостовые электрические краны грузоподъемностью до 50 т; мостовые подвесные двухбалочные краны грузоподъемностью до 100 т и пролетом до 100 м; краны-манипуляторы и краны со сменными автоматическими захватами; козловые краны общего назначения грузоподъемностью 12,5...20/5 т с пролетами до 32 м и увеличенными скоростями передвижения; краны-штабелеры для механизации и автоматизации складов тарно-штуч-

ных, листовых и длинномерных грузов грузоподъемностью до 12,5 т; башенные краны для строительства промышленных и гражданских зданий; стреловые самоходные краны грузоподъемностью от 4 до 160 т на автомобильном ходу, пневмоколесные и гусеничные. Выпускается 53 модели электроталей грузоподъемностью до 10 т. Контейнерные козловые краны грузоподъемностью 6; 20 и 32 т, изготовляющиеся в СССР, по своему техническому уровню в основном соответствуют лучшим зарубежным аналогам. Создаются новые виды грузоподъемной техники — шарнирно-балансирные манипуляторы и промышленные роботы.

Отечественная промышленность освоила производство также уникальных специальных кранов грузоподъемностью до 1200 т, мощных плавучих кранов грузоподъемностью до 1200 т, специальных козловых строительно-монтажных кранов для монтажа оборудования тепловых и атомных электростанций и т. д. Существенно улучшены технико-экономические показатели этих машин за счет применения новых конструктивных решений, новых конструктивных материалов, профилей проката, технологических методов обработки деталей, сварки металлоконструкций и т. д.

Большое значение в решении проблемы создания мощной отрасли отечественного краностроения сыграла огромная работа, выполненная отечественными учеными в области подготовки научно-технических и инженерных кадров, научных исследований, внедрений и т. д. Наибольший вклад в эту работу внесли профессора Н. П. Александров, М. М. Гохберг, Б. С. Ковальский, Ф. К. Иванченко, М. С. Комаров, С. А. Казак, П. З. Петухов, Г. П. Ксюнин, А. В. Вершинский, Б. П. Румянцев. В то же время в этой отрасли промышленности имеется много нерешенных проблем и задач. В первую очередь это относится к проблеме экономии материальных и трудовых ресурсов.

1.5. Классификация грузоподъемных машин

В зависимости от назначения все грузоподъемные машины делят на два класса: общего и специального применения. Грузоподъемные машины общего назначения характеризуют относительная простота устройства, небольшое количество механизмов (обычно не более двух-трех), применение простейших грузозахватных устройств. К ним относятся, например, домкраты, тали, лебедки, ряд мостовых и козловых кранов, консольные краны, автомобильные краны, краны на пневмо- и гусеничном ходу, тракторные краны, универсальные шарнирно-балансирные манипуляторы и т. д.

Характерные признаки грузоподъемных машин специального назначения — конструктивная сложность; применение специальных грузоподъемных устройств; однотипность (монотонность) выполняющихся технологических процессов; напряженность работы, высокая степень автоматизации отдельных операций, не требующая переналадочных работ. К этому классу машин относятся металлургические краны, обслуживающие прокатные станы; летающие

краны для монтажа строительных конструкций; грузотранспортные манипуляторы и автооператоры (роботы) для сборочных и технологических линий машиностроительных предприятий и т. д.

Современные грузоподъемные машины могут сообщать грузу следующие виды движений: подъемное — в вертикальном или наклонном направлениях, поперечное или радиальное — в горизонтальном направлении, продольно-поступательное, поворотное — вокруг вертикальной или горизонтальной оси, вращательное — вокруг горизонтальной оси, качательное, захватное, опрокидное.

В зависимости от числа рабочих движений все грузоподъемные машины можно разделить на три вида: сообщающие грузу только одно подъемное движение (лебедки, лифты и т. д.); обеспечивающие не более двух-трех движений (например, мостовые краны общего назначения, осуществляющие подъем груза, его передвижение вдоль моста и здания); сообщающие, кроме указанных выше, дополнительное число движений (например, поворотное, вращательное и т. д.).

Первый вид грузоподъемных машин делят на два подвида: грузоподъемные механизмы (домкраты, тали, лебедки); подъемники, перемещающие грузонесущий орган вдоль вертикально или наклонно установленных направляющих.

Ко второму виду грузоподъемных машин относят все краны общего назначения, к третьему — специальные краны, манипуляторы и т. д. Отличительная особенность всех машин, называемых кранами, помимо отмеченных выше — наличие стационарной или подвижной металлической конструкции, служащей для установки отдельных механизмов.

Таким образом, *краном можно назвать грузоподъемную машину периодического (циклического) действия, предназначенную для подъема и последующей транспортировки по сложной пространственной трассе различных грузов, перемещаемых с помощью индивидуально управляемых механизмов, расположенных на металлической конструкции машины.* В зависимости от характера связи с зоной обслуживания все грузоподъемные машины можно разделить на стационарные, перевозимые, переносимые и самостоятельно перемещающиеся.

В зависимости от сочетания поворотного и продольно-поступательного движений все краны делят на три группы: имеющие в числе других движений поворотное без продольно-поступательного, например стационарные стреловые поворотные краны; продольно-поступательное без поворотного, например мостовые краны общего назначения; поворотное и продольно-поступательное движения, например автомобильные, башенные краны и т. д. Согласно ГОСТ 25546—82, все краны в зависимости от условий использования разделяют на восемь групп режимов работы, зависящих от классов использования и нагружения.

1.6. Схемы грузоподъемных машин и механизмов

Наиболее характерные грузоподъемные механизмы и машины, применяемые при выполнении различных подъемно-транспортных работ (рис. 1.1), следующие:

винтовые домкраты (рис. 1.1, а) — при ремонтных и монтажных работах. Грузоподъемность — 2...20 т при высоте подъема 0,25...0,35 м;

полиспасты (рис. 1.1, б) — для монтажных работ в сочетании с лебедками, а также практически во всех подъемных кранах;

ручные лебедки (рис. 1.1, в, г) — в качестве вспомогательного оборудования. Наибольшее тяговое усилие в канате ручных однобарабанных лебедок, при строительных и монтажных работах 80 кН при канатоемкости барабана не менее 75 м (рис. 1.1, г);

стационарные настенные поворотные краны (укосины) (рис. 1.1, д) — в сочетании с лебедками как вспомогательное оборудование при выполнении монтажных работ;

стационарные стреловые поворотные краны (рис. 1.1, е) — в цехах машиностроительных предприятий для выполнения различных вспомогательных подъемно-транспортных работ. Грузоподъемность — в пределах 0,125...3,2 т;

консольные передвижные мостовые краны (рис. 1.1, ж) — для обслуживания производственного оборудования, расположенного вблизи подкрановых путей. Грузоподъемность — 2...10 т, вылет — 4...10 м;

передвижные электротали (рис. 1.1, з) — при ремонтно-монтажных и погрузочно-разгрузочных работах. Грузоподъемность — 0,25...16 т, скорость подъема — 0,063...0,25 м/с;

краны на тракторе (рис. 1.1, и) — для выполнения погрузочно-разгрузочных работ, при монтаже строительных конструкций и технологического оборудования, а также на специальных работах в условиях бездорожья (укладка труб в траншеи, установка опор линий связи и т. д.);

автомобильные краны (рис. 1.1, к) — на массовых погрузочно-разгрузочных работах со штучными грузами при монтаже конструкций и технологического оборудования. Грузоподъемность таких кранов общего назначения — 16 т;

автомобильные краны типа КС-6471 с гидравлическим приводом рабочих механизмов на специальном автомобильном шасси. Грузоподъемность (при работе на выносных опорах) — 40 т;

башенные краны (рис. 1.1, л) — в промышленном и гражданском строительстве. Грузоподъемность таких кранов при наибольшем вылете может достигать 16 т, при наименьшем — 50 т;

козловые краны (рис. 1.1, м) — на строительных и монтажных работах. Грузоподъемность таких кранов общего назначения с тележками и двухстоечными опорами (ГОСТ 7352—81) — до 32 т, монтажных бесконсольных кранов — до 65 т (при строительстве мощных гидросиловых и атомных электростанций используются козловые краны грузоподъемностью 200 т и более, а при строитель-

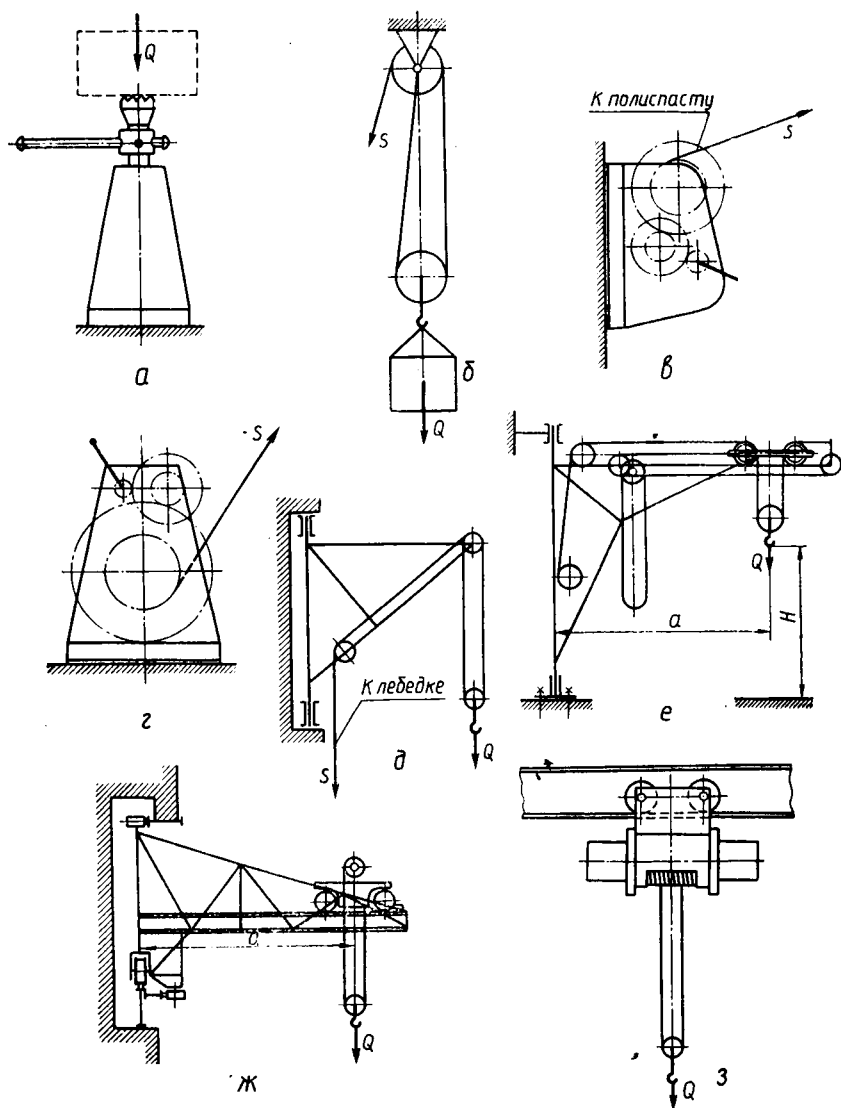
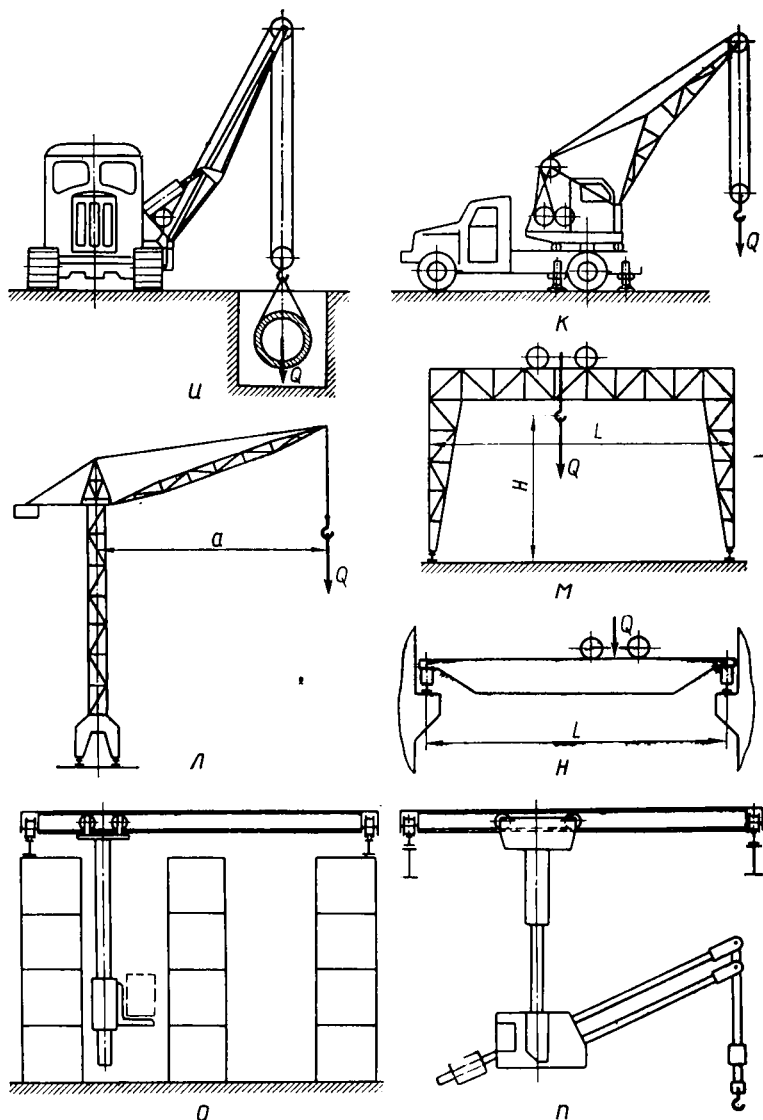


Рис. 1.1. Схемы грузоподъемных машин

стве судов — монтажные козловые краны грузоподъемностью 800 т);
мостовые краны с верхней тележкой (рис. 1.1, н) общего назначения. Грузоподъемность — 5...300 т (Для монтажных работ на мощных гидро-, тепловых и атомных электростанциях созданы краны грузоподъемностью 500 т);

мостовые краны-штабелеры (рис. 1.1, о) — на складах с многоярусным хранением грузов, где они могут работать в автоматическом режиме. Грузоподъемность — 0,5...12,5 т;



промышленные шарнирно-балансирные краны-манипуляторы (рис. 1.1, n) — в механосборочном, литейном, кузнечном производстве при выполнении технологических операций и погрузочно-разгрузочных работ. Манипулятор имеет ручное кнопочное управление. Грузоподъемность — 3 т.

?

1. Какими основными признаками характеризуются грузоподъемные машины?
2. Дайте определение грузоподъемной машины.

3. Приведите примеры грузоподъемных машин.
4. Кратко изложите историю грузоподъемной техники (в том числе в дореволюционной России).
5. Назовите имена и работы выдающихся ученых, изобретателей и инженеров, внесших значительный теоретический и практический вклад в развитие грузоподъемной науки и техники.
6. Осветите основные этапы развития грузоподъемной техники в СССР в годы Советской власти.
7. Нарисуйте основные схемы грузоподъемных машин и сообщите их краткую характеристику.

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАСЧЕТА И ПРИВОДЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

2.1. Расчетные параметры

К расчетным параметрам грузоподъемных машин относятся: грузоподъемность, скорости рабочих движений, геометрические характеристики (пролет моста, вылет стрелы, высота подъема и т. д.), режим работы, род тока (для электрических кранов). Для строительно-монтажных и перегрузочных кранов важным параметром является производительность.

Грузоподъемность. *Номинальной грузоподъемностью называют наибольшую допустимую массу груза, на подъем которого рассчитан кран в заданных условиях эксплуатации.* Масса груза (следовательно, грузоподъемность) измеряется килограммами (кг) или тоннами (т). В характеристику грузоподъемности включают также массу грузозахватных устройств. Грузоподъемность должна выбираться по нормальному ряду номинальных грузоподъемностей в пределах 0,01...1250 т.

В отличие от массы груза Q , характеризующей его инерционные и гравитационные свойства и не зависящей от ускорения свободного падения g , сила тяжести груза G есть сила притяжения груза к земле. Определяется она в ньютонах (Н), килоньютонах (кН) или меганьютонах (МН) по формуле

$$G = Qg. \quad (2.1)$$

При неподвижной опорной площадке сила тяжести равна весу тела, который в дальнейшем обозначен G . Аналогичное состояние имеет место и в том случае, когда опорная площадка движется равномерно и прямолинейно. При подъеме опорной площадки с ускорением вес тела больше силы тяжести, при спуске, наоборот, — меньше. Стреловые поворотные краны кроме грузоподъемности характеризуются еще и грузовым моментом, который определяют произведением веса груза на вылет стрелы крана.

Полезную грузоподъемность определяют по формуле

$$Q_{\text{п}} = k_r Q, \quad (2.2)$$

где k_r — коэффициент использования номинальной грузоподъемности, учитывающий влияние массы грузозахватного устройства и равный 0,4...0,6 для грейферных кранов, 0,7...0,8 для ковшовых кранов, 1,0 для крюковых кранов общего назначения.

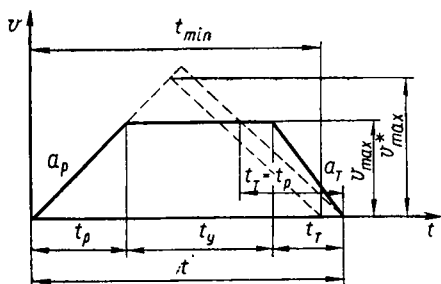


Рис. 2.1. Диаграмма скорости механизма крана-штабелера

При выборе грузоподъемности учитывают: максимальную массу единичного груза; несущую способность опорных конструкций; мощность двигателей транспортных устройств, работающих совместно с кранами; габаритные размеры пачек штучных грузов, грузозахватных устройств, загрузочных отверстий (вагонов, траншей, корабельных люков и т. д.).

Рабочие скорости и ускорения. Скорости рабочих движений крановых механизмов в установившемся режиме регламентируются стандартами. Как и грузоподъемности, скорости могут изменяться в пределах $\pm 15\%$. При выборе рабочих скоростей необходимо учитывать: требующуюся производительность; эксплуатационные расходы; возможность совмещения отдельных движений; путь перемещения рабочего органа; суммарную мощность двигателей; необходимую точность установки груза.

Обычно скорости механизмов подъема современных мостовых электрических кранов общего назначения достигают 0,4...0,5 м/с, передвижения тележек — 0,6...0,83 м/с, передвижения кранов — 1,7...2 м/с. Краны для массовых перегрузочных работ могут иметь скорости: подъема и спуска грузов — 2...2,5 м/с, передвижения тележек по рельсовому пути — 4...6 м/с, по канатному пути — 8...12 м/с.

Выбор скоростей для кранов, обслуживающих технологические, монтажные операции, должен производиться с учетом требований производственного процесса. Так, при необходимости точной установки груза основную рабочую скорость снижают в несколько раз — до значения установочной или посадочной для механизмов подъема, применяя для этой цели специальные способы электрического или механического регулирования. На рис. 2.1 показана типичная диаграмма скорости одного из механизмов крана-штабелера. За время t_p механизм разгоняется до максимальной скорости $v_{\max}$ с ускорением, среднее значение которого равно a_p . За время t_y осуществляется установившаяся работа. В течение времени t_r имеет место торможение механизма со средним ускорением a_r . Принимая $a_p = a_r = a$, находим, что путь перемещения рабочего органа машины

$$H = v_{\max} t - \frac{v_{\max}^2}{a}. \quad (2.3)$$

Время включения

$$t = \frac{H}{v_{\max}} + \frac{v_{\max}}{a}. \quad (2.4)$$

Скорость, которой соответствует минимальное время рабочей операции, находят из выражения

$$\frac{dt}{dv_{\max}} = -\frac{H}{v_{\max}^2} + \frac{1}{a} = 0, \quad (2.5)$$

откуда

$$v_{\max}^* = \sqrt{Ha}, \quad t_{\min} = \frac{2H}{v_{\max}^*}. \quad (2.6)$$

Ускорения и замедления стандартами не регламентируются, однако при выборе их учитываются характер груза и тип крана

Так, для кранов, транспортирующих расплавленные металлы, химикаты, взрыво- и пожароопасные грузы, монтажных кранов $a \leq 0,1 \text{ м/с}^2$. Для тележек перегрузочных кранов $a \leq 0,8 \text{ м/с}^2$.

Пролет моста L — расстояние по горизонтали между осями подкрановых путей, назначаемое в соответствии с пролетами зданий (см. рис. 1.1, н). Для крановых тележек это же расстояние называется колеей. Базой крана или тележки называется расстояние между вертикальными осями передних и задних колес (балансиров). Пролеты современных мостовых кранов колеблются от 5 до 32 м и более.

Вылет стрелы a (противовеса) стрелового поворотного крана (см. рис. 1.1, е) — наибольшее расстояние по горизонтали между осью его вращения и вертикальной осью расположения грузозахватного органа (противовеса) без груза при установке крана на горизонтальной площадке. Вылет лимитируется устойчивостью крана в нагруженном и разгруженном состояниях, зависит от условий эксплуатации, соответствует габариту поднимаемого груза, заданной высоте подъема и допустимому для данного крана грузовому моменту (см. рис. 1.1, л).

Высота подъема — расстояние по вертикали от уровня стоянки (для козловых, полукозловых, стреловых кранов и кранов с несущими канатами) или от уровня пола (для мостовых кранов и кранов-штабелеров) до грузозахватного органа, находящегося в верхнем положении. Для кранов с крюком или другим грузозахватным органом высоту подъема определяют до опорной поверхности грузозахватного органа, нижней части электромагнита, точки соприкосновения клещевин с грузом, опорной части крюка, захвата и т. д., а для кранов с грейфером — до его нижней точки в замкнутом положении.

Режим работы грузоподъемной машины — комплексная характеристика, учитывающая характер внешних нагрузок и продолжительность их действия. Она является определяющей при выполнении всех расчетов на прочность, выносливость, долговечность всех деталей механизмов и металлических конструкций грузоподъемных машин, при выборе стандартных изделий и сборочных единиц (канатов, крюков, тормозов, редукторов, двигателей и т. д.).

До 1982 г. нормами Госгортехнадзора предусматривались пять режимов работы крановых механизмов: Р — ручной; Л — легкий; С — средний; Т — тяжелый; ВТ — весьма тяжелый. Эти режимы

(за исключением ручного) определялись коэффициентами: $K_{гр}$ — использования механизма по грузу; K_r — использования механизма по времени в течение года; K_c — использования механизма по времени в течение суток; ПВ % — относительной продолжительности включения.

Для механизмов подъема коэффициент

$$K_{гр} = Q_{ср}/Q_n = 0,75 \dots 1,0, \quad (2.7)$$

где $Q_{ср}$ — средняя масса поднимаемого груза за смену; Q_n — масса номинального груза.

Для механизмов передвижения мостовых кранов

$$K_{гр} = \frac{Q_{ср} + Q_m}{Q_n + Q_m}, \quad (2.8)$$

где Q_m — масса моста или тележки.

Коэффициент

$$K_r = h/365 = 0,5 \dots 1,0, \quad (2.9)$$

где h — число дней работы механизма в году.

Коэффициент

$$K_c = h_1/24 = 0,33 \dots 1,0, \quad (2.10)$$

где h_1 — число часов работы механизма в сутки.

Относительная продолжительность включения механизма

$$\text{ПВ \%} = \varepsilon 100 \%, \quad (2.11)$$

где $\varepsilon = T_p/T_u$. Здесь T_p — продолжительность работы механизма в течение цикла; T_u — продолжительность рабочего цикла. *Под продолжительностью рабочего цикла понимают промежуток времени от момента начала подъема груза до момента возвращения крана в исходное состояние.* Она определяется с учетом возможного совмещения работы отдельных механизмов. В общем случае

$$T_u = \Sigma t + \alpha \Sigma t_n, \quad (2.12)$$

где Σt — время на операции по перемещению груза; α — коэффициент совмещения движений; Σt_n — время на вспомогательные операции (захват и съем груза, переключение электродвигателей, успокоение, наводку и установку груза) или суммарное время пауз между отдельными операциями.

Время, необходимое для выполнения каждой отдельной операции тем или другим механизмом, $t = t_p + t_y + t_r$.

Коэффициент α принимается равным: 0,9...1 — для монтажных кранов; 0,3...0,5 — для грейферных кранов.

При трапециевидной диаграмме скорости (рис. 2.1) путь перемещения рабочего органа машины

$$H = 0,5 (t + t_y) v = 0,5 [t + (t - t_p - t_r)] v, \quad (2.13)$$

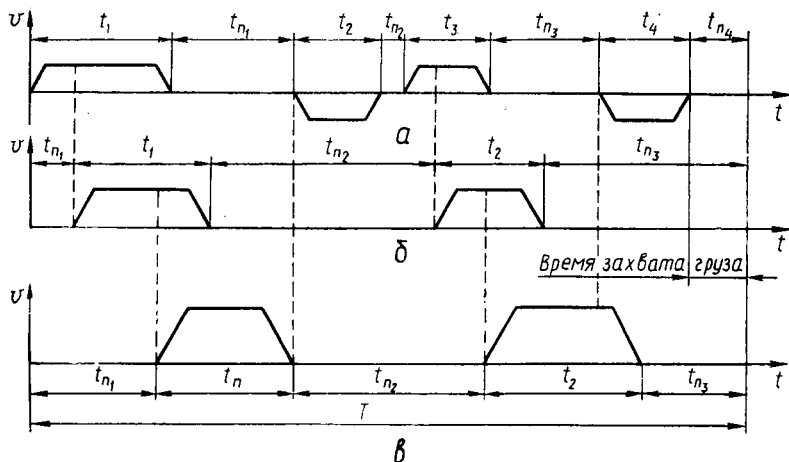


Рис. 2.2. Продолжительность рабочего цикла

откуда находим

$$t = \frac{H}{v} + 0,5(t_p + t_r). \quad (2.14)$$

При предварительных расчетах для механизмов подъема можно принимать в среднем $t_p = t_r = 2$ с, для механизмов передвижения и поворота $t_p = t_r = 3 \dots 5$ с.

Продолжительность цикла $T_{ц}$ с учетом совмещения движений отдельных механизмов наглядно можно определить по диаграмме, изображенной на рис. 2.2. На осях абсцисс откладываются отрезки времени, соответствующие отдельным операциям работы механизмов подъема (а), передвижения тележки (б), передвижения мостового крана (в), а на оси ординат — скорости движения. При практических расчетах принимают $T_{ц}$: для механизмов — не более 60 мин; для электрооборудования — не более 10 мин. Режимы работы электрооборудования, помимо упомянутых коэффициентов, определяются еще в зависимости от среднего за смену числа включений в час и температуры окружающей среды, °С.

В качестве номинальных значений ПВ приняты 15, 25, 40 и 60 %. Меньшие значения коэффициентов соответствуют легкому и среднему режимам, большие — тяжелым. Недостаток такой классификации в том, что она не содержит достаточной информации для проектирования кранов. Согласно ГОСТ 25835—83, с 1985 г. действует новая классификация крановых механизмов по группам режимов работы, которые определяются в зависимости от класса использования механизмов, времени работы и класса нагружения [3]. Класс использования механизмов назначают в зависимости от общего времени по табл. 2.1. Под временем работы понимают время, в течение которого механизм находится в работе.

2.1. Группы режимов работы крановых механизмов (по ГОСТ 25835—83)

Класс использования	Общее время работы T , ч	Класс нагружения			
		B1	B2	B3	B4
		Коэффициент нагружения K			
		до 0,125	0,125... 0,25	0,25777... 0,5	0,5...1,00
A0	До 800	1М	1М	1М	2М
A1	800...1600	1М	1М	2М	3М
A2	1600...3200	1М	2М	3М	4М
A3	3200...6300	2М	3М	4М	5М
A4	6300...12500	3М	4М	5М	6М
A5	12500...25000	4М	5М	6М	—
A6	25000...50000	5М	6М	—	—

Классы нагружения характеризуются следующими особенностями:

B1 — работой при нагрузках, значительно меньших номинальной (в редких случаях — при номинальных нагрузках);

B2 — работой при средних и номинальных нагрузках;

B3 — работой преимущественно при номинальных и близких к номинальным нагрузкам;

B4 — постоянной работой при номинальных и близких нагрузках.

Примерное соответствие групп режимов работы:

по ГОСТ 28835—83	1М	2М	3М	4М	5М	6М
согласно Правилам Госгортехнадзора	Р	ВЛ	Л	С	Т	ВТ

Группа режимов работы механизмов подъема, транспортирующих расплавленные металлы, шлаки, раскаленные изделия, ядовитые, взрывчатые вещества, радиоактивные материалы и другие опасные грузы, должна быть не менее пятой.

Коэффициент нагружения

$$K = \sum \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^3 \frac{t_i}{\sum t_i}, \quad (2.15)$$

где P_i — нагрузка (усилие, момент), действующая на механизм в течение периода t_i за заданный срок службы; $P_{\max}$ — наибольшая нагрузка, определяющаяся с учетом всех факторов, действующих на механизм в течение рабочего цикла; $\sum t_i = T$ — суммарное время действия нагрузки на механизм.

При отсутствии исходных данных, необходимых для определения коэффициента K , допускается определение группы режимов механизмов по таблице, предлагаемой стандартом. Суммарное время работы механизма T за полный срок службы h лет, необходимое для

определения коэффициента K и расчета деталей грузоподъемных машин на выносливость, определяется по формуле

$$T = 365 K_r 24 K_o K_q \frac{\text{ПВ}\%}{100} h, \quad (2.16)$$

где $K_q = t_p/60$. Здесь t_p — время работы механизма в течение 1 ч.

Срок службы деталей грузоподъемных машин можно ориентировочно определить в зависимости от группы режима работы по данным табл. 2.2. Режимы работы кранов регламентирует ГОСТ 25546—82 (табл. 2.3). Согласно этому ГОСТу десять классов использования кранов определяются общим числом циклов работы крана за срок службы.

2.2. Рекомендуемые сроки службы деталей грузоподъемных машин и металлических конструкций*

Детали (элементы)	Группа режима работы механизма			
	1М, 2М, 3М	4М	5М	6М
Детали механизмов, лет:				
неизнашивающиеся	30	20	15	10
изнашивающиеся	15	10	7,5	5
Металлоконструкции**, лет	50	30	25	20
Подшипники, ч	1000	4000	800	16000

* По данным Ленинградского завода ПТО им. Кирова [13].

** Фактические сроки службы составляют в среднем 15...25 лет.

Коэффициент нагрузки

$$K_p = \sum \frac{N_i}{N_o} \left(\frac{Q_i}{Q_n} \right)^3, \quad (2.17)$$

где N_i — число циклов работы крана за срок его службы с массой Q_i ; N_o — общее число циклов за срок службы.

Массу грузозахватного органа включают в массу транспортируемого груза. При перемещении опасных грузов и грузов, нагретых до температуры свыше 300 °С, группу режима работы кранов должны принимать не менее 6 К, для самоходных стреловых — не менее 3 К.

Классы нагружения кранов характеризуются следующими условиями:

Q0 — постоянной работой с грузами массой, значительно меньшей номинальной;

Q1 — постоянной работой с грузами массой, меньшей номинальной;

Q2 — постоянной работой с грузами средней массы.

2.3. Характеристика классов использования и групп режима кранов (по ГОСТ 25546—82)

Класс использования	Общее число циклов работы за срок службы	Класс нагружения крана				
		Q0	Q1	Q2	Q3	Q4
		k_p				
		до 0,063	0,063... 0,125	0,125... 0,25	0,25...0,5	0,5...1,0
C0	До $1,6 \cdot 10^4$	—	—	1К	1К	2К
C1	$(1,6...3,2) \cdot 10^4$	—	1К	1К	2К	3К
C2	$(3,2...6,3) \cdot 10^4$	1К	1К	2К	3К	4К
C3	$6,3 \cdot 10^4...1,25 \cdot 10^5$	1К	2К	3К	4К	5К
C4	$(1,25...2,5) \cdot 10^5$	2К	3К	4К	5К	6К
C5	$(2,5...5) \cdot 10^5$	3К	4К	5К	6К	7К
C6	$(5...10) \cdot 10^5$	4К	5К	6К	7К	8К
C7	$(10...20) \cdot 10^5$	5К	6К	7К	8К	8К
C8	$(20...40) \cdot 10^5$	6К	7К	8К	8К	—
C9	Более $40 \cdot 10^5$	7К	8К	8К	—	—

Примечание. Общее количество рабочих циклов крана N_0 за срок его службы равно произведению среднесуточного количества циклов работы крана на количество рабочих дней в году (250 при двух выходных днях в неделю, 300 — при одном выходном дне в неделю, 350 — при непрерывном производстве) и установленный срок службы крана до списания.

Q3 — постоянной работой с грузами относительно большой массы;

Q4 — постоянной работой с грузами массой, приближающейся к номинальной.

2.2. Основные технико-экономические показатели грузоподъемных машин

Производительность. Под производительностью понимают весовое или объемное количество определенного вида груза, перемещаемого за единицу времени (год, смену, сутки, час) в конкретных условиях работы. Различают среднегодовую, среднесменную, среднесуточную и среднечасовую эксплуатационные производительности.

Так, среднегодовую производительность P_r определяют по формуле

$$P_r = P_c n_c, \quad (2.18)$$

где P_c — среднесменная производительность; n_c — число рабочих смен в году.

Среднесменная производительность

$$P_c = P_{\text{ч}} n_{\text{ч}} k_{\text{в}}, \quad (2.19)$$

где $P_{\text{ч}}$ — среднечасовая производительность; $n_{\text{ч}}$ — число рабочих часов в смену; $k_{\text{в}}$ — коэффициент использования внутрисменного времени.

Среднечасовая производительность

$$\Pi_{\text{ч}} = Q_{\text{п}} n k_{\text{в}}, \quad (2.20)$$

где $Q_{\text{п}}$ — средняя масса полезного груза, транспортируемого краном; n — число рабочих циклов крана в течение часа при непрерывной работе; $k_{\text{в}}$ — коэффициент использования во времени, зависящий от организации работы и учитывающий возможность простоев по причинам неисправности крана, отсутствия подачи электроэнергии, груза, транспортных средств и т. д. (для перегрузочных кранов — 0,4...0,6; для строительных кранов — 0,4...0,5).

Количество рабочих циклов в час

$$n = 3600/T_{\text{ц}}, \quad (2.21)$$

где $T_{\text{ц}}$ — продолжительность рабочего цикла, определяющаяся по формуле (2.12).

Как видно из формул (2.18)...(2.21), для повышения производительности следует добиваться максимального использования полезной грузоподъемности и сокращения продолжительности рабочего цикла. Уменьшить продолжительность рабочего цикла можно за счет сокращения времени на прием, отдачу и успокоение груза, за счет перемещения груза кратчайшим путем, работы на повышенных скоростях при транспортировке грузов малой массы, устранения внутрицикловых простоев крана, применения приводов с улучшенными пускотормозными характеристиками. На производительность строительно-монтажных кранов большое влияние оказывают процессы наводки и установки конструкций. Так, краны, обслуживающие монтаж и сборку зданий, на эти операции расходуют до 80 % времени цикла. Производительность сильно зависит и от климатических условий: увеличивается летом и падает зимой.

Удельная металлоемкость. Для стреловых кранов

$$k_G = G_{\text{к}}/Ga, \quad (2.22)$$

где $G_{\text{к}}$ — вес крана; G — вес груза; a — вылет стрелы.

Для кранов мостовой конструкции

$$k_G = 4G_{\text{к}}/G'L, \quad (2.23)$$

где L — пролет моста; G' — вес груза и тележки.

Удельная мощность двигателей. Для стреловых кранов

$$k_P = \Sigma P/Ga, \quad (2.24)$$

где ΣP — суммарная мощность всех установленных двигателей.

Для кранов мостового типа

$$k_P = 4\Sigma P/GL. \quad (2.25)$$

Удельную стоимость определяют по формуле

$$k_{\text{с}} = C/Q_{\text{к}}, \quad (2.26)$$

где C — себестоимость крана; $Q_{\text{к}}$ — масса крана.

Основной задачей конструктора является обеспечение минимальных значений этих показателей главным образом за счет применения: новых недорогих конструкционных материалов; рациональных способов обработки деталей машин, сборки их элементов; унификации сборочных единиц, деталей и механизмов; современных методов расчета и проектирования машин, обеспечивающих максимальную надежность, долговечность при минимальных массе конструкции, а также первоначальной и эксплуатационной стоимости.

2.3. Расчетные нагрузки грузоподъемных машин

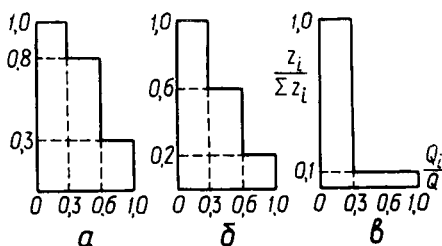
Классификация. Грузоподъемные машины могут испытывать действие следующих нагрузок: от собственного веса, веса полезного груза и грузозахватных устройств, от ветра, снега, льда, сейсмических колебаний земли, при транспортировке и монтаже кранов, выполнении технологических операций, в аварийных ситуациях, при действии повышенных и низких температур, при неуставившихся режимах работы, от уклона пути.

По продолжительности действия эти нагрузки делятся на постоянные и временные. К постоянным нагрузкам относятся нагрузки от собственного веса крана, веса постоянно подвешенного грузозахватного устройства, к временным — остальные. Нагрузка от полезного груза может быть приложенной постоянно в одном месте и подвижной.

Нагрузка от собственного веса. Собственный вес крановых металлоконструкций играет важную роль и относится к основным нагрузкам. Так, например, для мостовых кранов общего назначения вес полезного груза в зависимости от грузоподъемности и пролета крана составляет 15...50 % веса крана, а для порталных кранов грузоподъемностью 3...75 т — всего лишь 4...11 %. В начале проектирования задаются собственным весом машины, учитывая данные аналогичных конструкций.

Нагрузка от полезного груза. Вес груза относится к основным нагрузкам. Однако при определении этих нагрузок, являющихся решающими при расчетах на прочность и выносливость, следует иметь в виду, что использование номинальной грузоподъемности по величине и во времени зависит от условий эксплуатации крана. Так например, на рис. 2.3 приведено (по данным ВНИИстройдормаш) расчетное распределение в относительных единицах массы поднимаемого груза Q , от числа нагружений z_i для строительных башенных кранов режимных групп: 6К—7К (а); 4К—5К (б); 1К—3К (в). Вместо $z_i/\Sigma z_i$ 100 % в этих графиках может быть представлено значение относительного времени $t_i/\Sigma t_i$ 100 %. Опытных данных, устанавливающих действительные законы изменения веса груза в зависимости от типа кранов и условий их эксплуатации, весьма мало. Однако имеющиеся сведения подтверждают возможность использования для этой цели известных статистических закономерностей, в частности законов Гаусса, Пуассона и др.

Рис. 2.3. Расчетное распределение в относительных единицах массы поднимаемого груза от числа нагружений для легкого (а), среднего (б) и тяжелого (в) режимов работы строительных башенных кранов (по данным ВНИИстройдормаш)



Нагрузки от снега, льда. Определяются по горизонтальной проекции воспринимающей поверхности крана, расположенного на открытом воздухе, из расчета 500...2000 Па в зависимости от зоны работы крана. Гололед образуется при температуре, близкой к нулю, на оттяжках и канатах, иногда на металлических конструкциях. Толщина корки льда — 1...1,2 см.

Нагрузки от сил ветра. Делятся на нагрузки рабочего и нерабочего состояний. Ветровые нагрузки рабочего состояния учитывают при расчете металлоконструкций, механизмов, определении грузовой устойчивости кранов, нерабочего состояния — при расчете металлоконструкций, механизмов поворота, передвижения, изменения вылета стрелы, осей и валов ходовых колес, противоугонных устройств, собственной устойчивости кранов. Ветровая нагрузка F_v состоит из статической $F_{v.с}$ и динамической составляющих $F_{v.д}$:

$$F_v = F_{v.с} + F_{v.д}. \quad (2.27)$$

Статическая составляющая, соответствующая установившейся скорости ветра, определяется по формуле

$$F_{v.с} = pA, \quad (2.28)$$

где p — распределенная ветровая нагрузка на единицу площади элемента конструкции или груза, Па; A — расчетная подветренная площадь, m^2 .

$$p = qkcn, \quad (2.29)$$

где q — динамическое давление ветра, Па; k — коэффициент, учитывающий влияние высоты конструкции; c — коэффициент аэродинамического сопротивления; n — коэффициент перегрузки.

$$q = \rho v^2 / 2, \quad (2.30)$$

где $\rho = 1,25 \text{ кг/м}^3$ — плотность воздуха; v — скорость воздуха, м/с.

Динамическое давление ветра q в рабочем состоянии крана на высоте 10 м над поверхностью земли при отсутствии данных о скорости v следует принимать равным:

500 Па — для всех кранов, работающих без перерыва, при $v = 28,5 \text{ м/с}$;

250 Па — для всех кранов, устанавливаемых в морских и речных портах, при $v = 20 \text{ м/с}$;

125 Па — для всех остальных кранов при $v = 14 \text{ м/с}$.

Если предельная ветровая нагрузка ограничена условиями безопасности или технологией ведения работ, то $q \geq 50$ Па. При определении мощности двигателей ветровая нагрузка не должна превышать 70 % статической составляющей.

Ветровую нагрузку q нерабочего состояния на высоте 10 м над поверхностью земли определяют по карте районов СССР следующим образом:

Район СССР	I	II	III	IV	V	VI	VII
Скорость ветра, м/с	21	24	27	30	33	37	40
q , Па	270	350	450	550	700	850	1000

Если район установки крана не известен, то $q = 450$ Па. Если кран устанавливается в горных ущельях, на вершинах возвышенностей, в малоизученных районах, допускается определять q по скорости ветра для данной местности.

Значение коэффициента k следует определять так:

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

Для промежуточных высот k определяется интерполяцией. В пределах отдельных зон высотой не более 10 м коэффициент $k = \text{const}$. Для тросовых оттяжек, канатов полиспастов $k = \text{const}$ и определяется для уровня, отстоящего от верхней точки крепления на $1/3$ длины. Коэффициент аэродинамической силы (лобового сопротивления) c принимается по данным ГОСТ 1451—77 в зависимости от конструкции подветренных элементов, степени их взаимного перекрытия (затененности), размеров, направления и скорости ветра, коэффициента заполнения ферм.

Так, например, при поперечном обтекании круглого стержня диаметром d коэффициент лобового сопротивления c_x определяют по следующим данным:

qkd^2 , м	до 5	5...8	8...15	15...25	25...100	100...1000
c_x	1,2	1,0	0,7	0,5	0,6	0,7

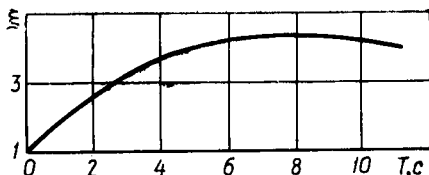
Для канатов и кабелей $c_x = 1,2$. Для балок и стержней сложного составного поперечного сечения, составленных из труб с прокатными профилями и т. д., $c_x = 1,4$. Для плоских ферм c_x определяется в зависимости от коэффициента заполнения фермы φ (при направлении скорости ветра, перпендикулярном к плоскости ветра):

φ	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
c_x для круглых стержней	1,2	1,2	1,2	1,1	1,1
c_x для некруглых стержней	1,9	1,8	1,7	1,7	1,6

Коэффициент

$$\varphi = A/A_n, \quad (2.31)$$

Рис. 2.4. Зависимость коэффициента динамичности башенных кранов от периода собственных колебаний



где A_n — площадь, ограниченная наружным контуром фермы; A — теневая площадь (площадь проекций всех элементов фермы на ее плоскость).

Расчетную площадь груза определяют по фактическим или статистическим данным. Коэффициент $n = 1$ и $1,1$ при расчете конструкции в нерабочем положении по методу предельных состояний.

Динамическую составляющую ветровой нагрузки, вызываемую пульсацией ветрового потока, учитывают только при расчете на прочность и устойчивость башенных кранов и определяют по формуле

$$F_{в.д} = k_1 \xi F_{в.с.} \quad (2.32)$$

где k_1 — коэффициент интенсивности пульсации ветра; ξ — коэффициент динамичности конструкции.

Коэффициент k_1 определяют по данным ГОСТ 13924—80:

высота крана, м	0...20	20...30	30...40	40...50	50...60	60...100
k_1	0,12	0,11	0,105	0,1	0,095	0,075

Коэффициент ξ определяют в зависимости от периода собственных колебаний T крана (рис. 2.4). Период собственных колебаний

$$T = \alpha \sqrt{H/L_0}, \quad (2.33)$$

где H , L_0 — высота башни и длина стрелы крана соответственно. Коэффициент

$$\alpha = f(G, a), \quad (2.34)$$

где G — вес груза; a — вылет стрелы.

Сейсмические нагрузки. Учитываются при установке кранов в районах с повышенной сейсмичностью (отдельные места Сибири, Дальнего Востока, Средней Азии, Кавказа, Молдавии, юга Украины). Эти районы соответствуют землетрясениям силой 7, 8 и 9 баллов и определяются по картам сейсмического районирования территории СССР. Горизонтальные силы инерции при действии этих нагрузок определяются по формуле

$$P_0 = \beta_{\eta k} k_c G_k, \quad (2.35)$$

где β — коэффициент динамичности, зависящий от периода свободных колебаний конструкции τ и принимаемый не менее 0,8 и не более 3, а между этими значениями определяемый по формуле $\beta = 1/\tau$; $k_c = 0,025; 0,05; 0,1$ — коэффициент сейсмичности для 7, 8 и 9 баллов соответственно; G_k — нагрузка, вызывающая инерционную силу, которая в соответствии с расчетной схемой принята сосредоточенной в точке k ; η_k — коэффициент, зависящий от места располо-

жения нагрузки и формы деформации конструкции при свободных колебаниях. Если учитываются колебания первого тона, то $\eta_k = 1$.

Транспортные нагрузки. Возникают при транспортировке конструкций железнодорожным и автотранспортом вследствие толчков, при торможении, на криволинейных участках и т. д.; водным транспортом — из-за действия сил ветра, тяжести конструкции, сил инерции, вызванных качкой плавучего сооружения.

Монтажные нагрузки. Появляются при монтаже конструкции. Определяются на основании проекта ее монтажа, в котором (для кранов, расположенных на открытом воздухе) указывается максимально допустимое удельное давление ветра, составляющее обычно 150 Па.

Технологические нагрузки. Имеют место главным образом при работе специальных кранов, например, ковочных, клещевых и т. д. Чаще всего не представляется возможным определить эти нагрузки точно. В таких случаях механизмы кранов оборудуют предохранительными устройствами, ограничивающими передачу усилий и моментов.

Аварийные нагрузки. Появляются, например, при взаимном столкновении кранов, при внезапном отключении механизма передвижений одной из опор, при обрыве груза и т. д.

Температурные нагрузки. Имеют существенное значение лишь для статически неопределимых крупногабаритных металлоконструкций.

Соответствующая сила упругости, H ,

$$P = EF\Delta l \cdot 10^6/l = EF\alpha (t_1 - t_2) 10^6, \quad (2.36)$$

где $E = 2 \cdot 10^5$ МПа — модуль упругости стали; F — площадь поперечного сечения рассчитываемого элемента, m^2 ; $(t_1 - t_2)$ — температурный перепад, принимаемый в среднем $\pm 25^\circ C$, но не более $\pm 40^\circ C$ (исключением являются районы тропиков, Крайнего Севера и горячие цеха), $^\circ C$; $\alpha = 0,0000118$ — коэффициент линейного расширения стали.

При температуре ниже $-20^\circ C$ следует учитывать возможность перехода металла в хрупкое состояние, особенно в местах концентрации напряжений.

Нагрузки от сил инерции. Возникают при неустановившихся движениях отдельных механизмов или в периоды неустановившихся движений конструкций, например, при пуске или торможении механизмов, перемещении конструкции с переменной скоростью при стационарной работе приводного двигателя, движении крана по неровному пути, раскачивании подвешенных грузов, ударе крана о буфер, столкновении кранов, качке плавучих сооружений и т. д. Вертикальные динамические нагрузки, появляющиеся при работе механизмов подъема, передвижении кранов, крановых тележек, учитываются *динамическими коэффициентами*. Горизонтальные инерционные нагрузки при работе механизмов передвижения кранов мостового типа ограничиваются силами сцепления приводных ходовых колес с рельсовыми путями. Силы инерции, действующие

при работе механизмов поворота, ограничиваются специальными устройствами, называемыми муфтами предельного момента.

Нагрузки от уклона пути. Учитываются для кранов, работающих на наклонных участках рельсовых путей или рабочих площадок, имеющих достаточно большую величину.

2.4. Расчетные случаи нагрузок

Грузоподъемные машины могут находиться при одновременном воздействии многих нагрузок, создающих различные расчетные сочетания.

Номинальные расчетные нагрузки рабочего состояния. Расчетные условия: кран находится в нормальном рабочем состоянии и подвергается действию нагрузок от собственного веса груза, сил инерции в периоды пуска, торможения и т. д. при нормальных скоростях и ускорениях, ветра рабочего состояния, уклона пути, просадки рессор, крена, дифферента плавучего сооружения. В этом случае расчет стальных деталей механизмов, подверженных действию знакопеременных нагрузок, ведется на сопротивление усталости, нагрев, износостойкость, долговечность.

Невращающиеся детали кранов режимных групп 1К...3К, имеющие малое число циклов нагружений (крюки, крюковые траверсы, оси канатных блоков, детали подвесок и т. д.), рассчитывают на прочность.

При переменных значениях нагрузок расчет ведут по их эквивалентным значениям. При расчете металлоконструкций на сопротивление усталости для кранов групп режимов работы 5К...8К ветер относится к дополнительным нагрузкам и не учитывается, так как повторяемость ветра со скоростью 6 м/с невелика.

Металлоконструкции кранов режимных групп 1К...3К на сопротивление усталости не рассчитываются; вопрос о расчете на сопротивление усталости металлоконструкций кранов группы 4К решается в зависимости от данных, полученных в процессе эксплуатации.

Максимальные нагрузки рабочего состояния. Расчетные условия: кран находится в нормальном рабочем состоянии и подвергается действию нагрузок от собственного веса, массы максимального груза при перегрузке и грузозахватного устройства, ветра рабочего состояния предельной величины, сил инерции при резком пуске, экстренном торможении, максимальных допустимых нагрузок от уклона пути, просадки рессор, крена, дифферента плавучего сооружения. Действие этих нагрузок ограничивается внешними условиями или защитными устройствами.

Детали механизмов и элементы металлоконструкций всех кранов рассчитываются на прочность с минимальными допустимыми запасами прочности и устойчивости.

Максимальные нагрузки нерабочего состояния. Расчетные условия: кран находится в нерабочем состоянии и подвергается действию нагрузок от собственной силы тяжести, силы тяжести грузо-

захватного устройства, ветра нерабочего состояния, от максимального крена, дифферента крана. По этому сочетанию нагрузок рассчитываются на прочность элементы механизма изменения вылета, противоугонных и тормозных устройств, металлические конструкции.

Предельные значения нагрузок на механизм поворота в данном случае ограничиваются проскальзыванием муфты предельного момента или тормоза.

2.5. Приводы грузоподъемных машин

Общие сведения. Для грузоподъемных машин применяют следующие типы приводов: ручной, паровой, гидравлический, пневматический, с двигателем внутреннего сгорания, электрический. В зависимости от назначения эти приводы используют как силовые или в качестве управляющих. Применяют также комбинированные приводы — электрогидравлический, электропневматический, электродизельный и т. д.

Ручной привод. Применяют в кранах грузоподъемностью до 20 т при малых рабочих скоростях, в лебедках, таях, домкратах, перемещающих грузы на небольшие расстояния, а также в системах управления механизмами. Основной недостаток — малая мощность, ограниченная для одного рабочего до 0,2 кВт.

Паровой привод. Применялся для передвижных стреловых кранов железнодорожного типа. Основные преимущества: высокая эксплуатационная надежность, относительная простота ухода, ремонта и управления; возможность плавного регулирования рабочих скоростей; хорошая перегрузочная способность рабочей характеристики. Недостатки привода, исключившие его применение в настоящее время, — отсутствие постоянной готовности к работе; низкий КПД; большие габарит и масса; опасность в пожарном и санитарном отношениях. В то же время возможность использования атомной энергии, аккумуляторов водяного пара, экономия традиционных энергоресурсов может привести к использованию этого привода в будущих грузоподъемных машинах, требующих применения автономного источника энергии.

Гидравлический привод. Получил широкое распространение в последнее десятилетие в грузоподъемной технике, главным образом в механизмах и машинах, нуждающихся в плавном перемещении рабочих элементов на ограниченных участках пути, например, в автомобильных пневмоколесных кранах, в манипуляторах и т. д.

Гидравлический привод для поступательного перемещения рабочих органов состоит из насоса, гидроцилиндра, соединенных трубопроводами, устройств управления. В качестве рабочей жидкости наиболее целесообразно использовать минеральное масло марки АГМ, применяемое при температуре от -40 до $+90$ °С, веретенное масло марки А4 при температуре от -10 до $+90$ °С, трансформаторное. Насос приводится в действие двигателем внутреннего сгорания или электродвигателем.

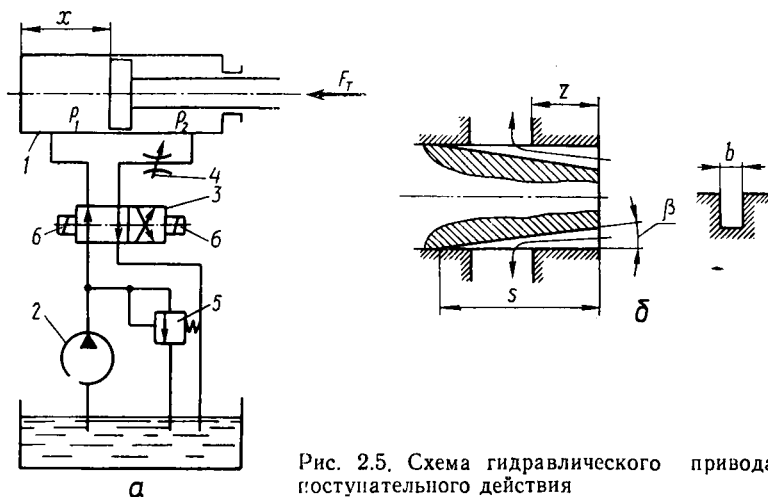


Рис. 2.5. Схема гидравлического привода поступательного действия

Для обеспечения вращательного движения машины или ее элемента применяют гидродвигатели ротационного типа. Основные преимущества гидравлических приводов: передают большие усилия и мощности при сравнительно небольшой массе и габарите; обеспечивают возможность плавного реверса и регулирования рабочих скоростей; способствуют снижению массы кранов за счет компактной конструкции механизмов и снижения ударных нагрузок; разрешают применять системы автоматического управления. В то же время гидравлические приводы имеют и недостатки: большая стоимость; трудность предупреждения утечек рабочей жидкости; требовательность к качеству ремонта и обслуживания по причине высокой точности изготовления ряда деталей; ухудшение работы при низких температурах.

Наиболее распространенной конструкцией гидропривода, например, в механизмах изменения вылета стрелы автомобильных кранов, механизмах подъема автопогрузчиков, в грузотранспортных манипуляторах и т. д., является привод поступательного действия гидроплунжерной конструкции. На рис. 2.5, а показана схема такого привода, состоящего из гидроцилиндра 1, насоса 2, распределительного золотника 3, тормозного устройства в виде регулируемого дросселя 4, переливного клапана 5. Насос может иметь любую конструкцию. Он обеспечивает подачу рабочей жидкости к гидроцилиндру через золотниковый распределитель, который управляется электромагнитами 6. В положении распределителя, изображенном на схеме, жидкость поступает в левую полость гидроцилиндра, благодаря чему плунжер перемещается вправо. При включении левого электромагнита 6 подвижная часть золотника 3 перемещается влево, благодаря чему рабочая жидкость направляется в правую полость гидроцилиндра 1.

Тормозное устройство 4 имеет подвижную часть (рис. 2.5, б), перемещение которой вызывает уменьшение площади проходного

отверстия. Это перемещение может выполняться в функции времени t или перемещения поршня гидроцилиндра x .

В первом случае золотник дросселя 4 приводится в движение независимо от работы привода, во втором — в зависимости от пути перемещения плунжера гидроцилиндра.

Перепускной клапан обеспечивает слив в бак части рабочей жидкости, подаваемой насосом, в момент, когда уменьшается скорость движения поршня рабочего гидроцилиндра.

Пневматический привод. Применяют в небольших пневматических подъемниках литейных и металлообрабатывающих цехов, во взрывоопасных помещениях, в грузотранспортных манипуляторах. Основные преимущества — плавная безударная работа; простота конструкции, удобство и легкость управления, простота ремонта и обслуживания. Основные недостатки — ограниченный радиус действия по причине трудности подачи сжатого воздуха и низкий КПД вследствие большого расхода воздуха; малая грузоподъемность (при диаметре поршня от 76 до 406 мм и давлении воздуха от 0,3...0,6 МПа грузоподъемность колеблется в пределах 0,22...14,8 т).

Этот привод достаточно широко используется также в системах управления механизмами грузоподъемных машин.

Привод от двигателей внутреннего сгорания. Получил широкое распространение в передвижных стреловых кранах (железнодорожных, пневмоколесных, гусеничных, тракторных, плавучих, кранах-экскаваторах) из-за следующих основных преимуществ: постоянной готовности к работе, отсутствия расхода топлива во время перерывов, независимости от других источников энергии, относительно высокого КПД, небольших габарита и веса.

Недостатки — отсутствие возможности разгона под нагрузкой, что вынуждает устанавливать специальные муфты (фрикционные, гидравлические); ограниченная перегрузочная способность, приводящая к применению двигателей повышенной мощности, снижению КПД; необходимость квалифицированного обслуживания и применения сложных реверсивных устройств.

Дизель-электрический привод. Позволяет упростить механическую часть трансмиссии. Состоит из дизельного двигателя и генератора постоянного тока, питающего энергией электродвигатели отдельных механизмов. Стоимость такого двигателя высока, и он недостаточно экономичен.

Электрический привод. Получил наибольшее распространение благодаря следующим преимуществам: возможности установки самостоятельных двигателей для каждого механизма; безопасности и простоты управления; возможности устройства различных предохранительных приспособлений; экономичности эксплуатации; постоянной готовности к действию; возможности легкого реверсирования и регулирования рабочих скоростей в достаточно широком диапазоне. Недостаток — зависит от внешнего источника электрической энергии.

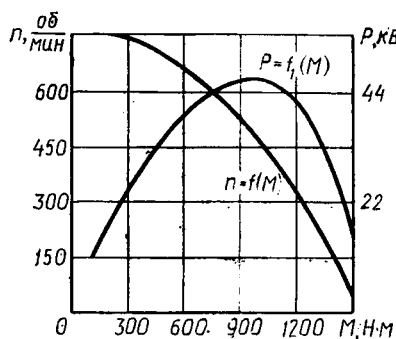


Рис. 2.6. Рабочая характеристика парового привода

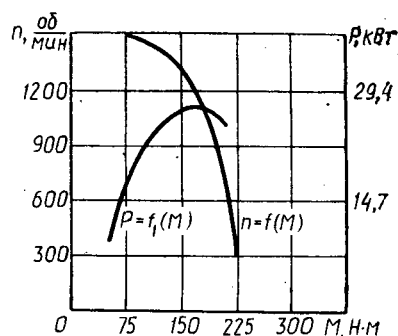


Рис. 2.7. Рабочая характеристика карбюраторного двигателя внутреннего сгорания

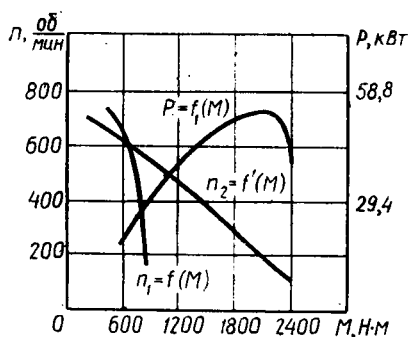


Рис. 2.8. Рабочая характеристика двигателя внутреннего сгорания с гидротрансформатором

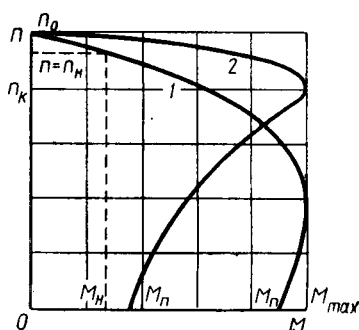


Рис. 2.9. Рабочие характеристики асинхронных двигателей переменного тока

Рабочие характеристики приводов. Из рис. 2.6 видно, что механические характеристики крановой паровой машины $\eta = f(M)$ и $P = f_1(M)$ в пусковой и рабочей частях обладают малой жесткостью.

Рабочая характеристика $\eta = f(M)$ в пусковой части (рис. 2.7) отличается значительной жесткостью ($\beta = 0,5 \dots 0,5$) и неустойчивостью. Применение турботрансформатора позволяет внешнюю рабочую характеристику привода существенно смягчить: довести жесткость до 0,3...3, защитить двигатель внутреннего сгорания от перегрузки при разгоне и в процессе работы. На рис. 2.8 изображены механические характеристики двигателя внутреннего сгорания с гидротрансформатором, на рис. 2.9 — естественные механические характеристики асинхронного короткозамкнутого двигателя переменного тока серии МТКФ (1) и асинхронного двигателя с фазовым ротором (2) серии МТФ.

n_0 , n_n , n_k — синхронная, номинальная и критическая частоты вращения ротора двигателя; $M_{\max}$, M_n , M_p — максимальный, пусковой и номинальный моменты двигателя соответственно. Для двигателей

серии МТКФ характерны следующие отношения: $\frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{н}}} = 2,6 \dots 3,2$;
 $\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{н}}} = 2,6 \dots 3,4$ [7,20].

Средний пусковой момент

$$\begin{aligned} M_{\text{ср. п}} &= 0,85^2 \frac{M_{\text{п}} + M_{\text{max}}}{2} = 0,85^2 \frac{\frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{н}}} + \frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{н}}}}{2} M_{\text{н}} = \\ &= 0,85^2 M_{\text{н}} \frac{\psi_{\text{п}} + \psi_{\text{max}}}{2} = 0,85^2 M_{\text{н}} \psi_{\text{ср. п}}, \end{aligned} \quad (2.37)$$

где $\psi_{\text{п}}$ и ψ_{max} — коэффициенты перегрузки двигателя по пусковому и максимальному моментам; $\psi_{\text{ср. п}}$ — коэффициент перегрузки по среднему пусковому моменту. Коэффициент 0,85 учитывает возможность уменьшения напряжения в сети до 85% номинального. Нетрудно видеть, что механическая характеристика двигателя на участке $M_{\text{н}}$ — весьма жесткая. Это значит, что частота вращения вала двигателя здесь мало зависит от нагрузки.

В то же время $n_0 = 60/f/p_1$, где f — частота сети переменного тока, Гц; p_1 — число пар полюсов статорной обмотки.

Следовательно, изменяя p_1 , можно влиять на номинальную частоту. На этом принципе основано устройство многоскоростных двигателей с короткозамкнутым ротором. На том же рисунке показана рабочая характеристика 2 асинхронного двигателя с фазовым ротором. Она отличается меньшим пусковым моментом и большей жесткостью рабочей части. Для этих двигателей отношение $\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{н}}} = 2,5 \dots 3,4$.

Разгон двигателя до минимальной частоты вала $n = n_{\text{н}}$ (рис. 2.10) осуществляется по ступенчатообразной кривой 1—2—3—4—5—6 переводом рукоятки аппарата управления (контроллера) с характеристики I пусковой на естественную характеристику. При этом из цепи ротора обмотки выводятся электрические сопротивления, соответствующие характеристикам I, II, III.

Для таких двигателей средний пусковой момент ориентировочно определяется по формуле

$$M_{\text{ср. п}} = \frac{M_{\text{max п}} + M_{\text{min п}}}{2}, \quad (2.38)$$

где $M_{\text{max п}}$ и $M_{\text{min п}}$ — максимальный и минимальный пусковые моменты.

$$M_{\text{min п}} \approx 1,1 M_{\text{н}}.$$

На рис. 2.11 показаны естественные механические характеристики двигателей постоянного тока с последовательным 1, со смешанным 2 и параллельным 3 возбуждениями. Наиболее жесткая характеристика — двигателя с параллельным возбуждением. Отличительной особенностью естественной и искусственной характеристик

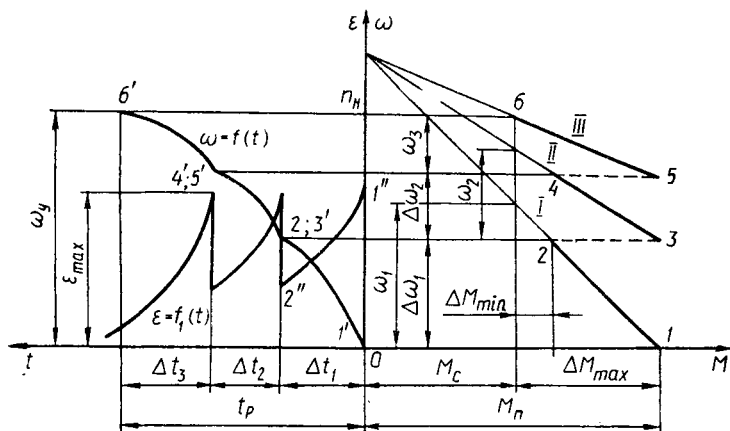


Рис. 2.10. Рабочие характеристики асинхронного двигателя с фазовым ротором

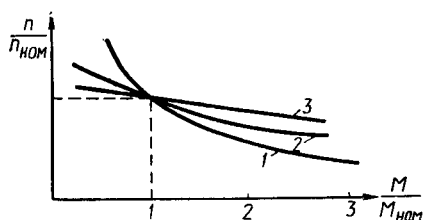


Рис 2.11. Рабочие характеристики двигателей постоянного тока

двигателей с последовательной обмоткой возбуждения является их малая жесткость, позволяющая малые грузы перемещать с большей скоростью, большие — с меньшей скоростью. Последнее способствует увеличению производительности грузоподъемных машин. Как видно, момент двигателей постоянного тока может существенно превышать номинальный момент. Регулирование скорости двигателей постоянного тока производится также вводом электрических сопротивлений в цепь якоря.

При питании двигателя параллельного возбуждения от специального генератора постоянного тока можно получить систему жестких рабочих характеристик, обеспечивающих плавное регулирование рабочих скоростей в пределах 1 : 10 и больше. Такая мотор-генераторная система отличается сложностью, высокой стоимостью и применяется в особо ответственных машинах.

Характеристика крановых электродвигателей. Для кранов, как правило, применяют специальные (с повышенной механической прочностью и электрической перегрузочной способностью) крановые двигатели переменного тока серий МТФ и МТКФ, двигатели переменного тока серий МТН и МТКН, двигатели постоянного тока серии Д, предназначенные для работы в условиях частых пусков и перегрузок. Их изготавливают для привода крановых и металлургических механизмов, работающих в условиях повторно-кратковременного режима. Наиболее полно отвечают требованиям асинхронные двигатели с фазовым ротором серий МТФ,

МТН. Они характеризуются повышенной перегрузочной способностью, большими пусковыми моментами при сравнительно небольшой силе пускового тока, малым временем разгона.

Двигатели с короткозамкнутым ротором серий МТК и МТКН — наиболее простые по конструкции, надежные в эксплуатации, дешевые. Применяются в случаях, когда не требуется электрическое регулирование скорости или достаточно ступенчатого регулирования при включении двухскоростного асинхронного короткозамкнутого двигателя, когда имеют место сравнительно небольшие скорости движения, ускорения и перегрузки. Для привода малонагруженных механизмов лебедок, талей, монорельсовых тележек, кранбалок, легких кранов, подъемников и т. д. могут использоваться асинхронные короткозамкнутые общепромышленного назначения.

В качестве стандартного режима применяют режим S3 с ПВ 15, 25, 40 и 60 % при продолжительности цикла 10 мин (ГОСТ 183—74) [26]. Крановые двигатели постоянного тока серии Д имеют номинальный кратковременный режим работы 60 мин непрерывного включения при номинальной нагрузке с последующей паузой до полного охлаждения машины.

Работа двигателя, как известно, основана на силовом действии электромагнитного поля статора, возникающего при его включении в сеть и приводящего во вращательное движение ротор. При разгоне в обмотках двигателя протекает ток, который при установившемся режиме снижается до номинального. Регулирование частоты вращения ротора двигателя с фазовым ротором возможно при использовании специальных устройств в пределах 1:4, специальных схем и динамического торможения — в пределах 1:5.

Двигатели постоянного тока серии Д обладают большей перегрузочной способностью, позволяя осуществить регулирование частоты вращения якоря в более широких пределах при большем числе включений. Срок службы двигателей серии Д — 20 лет.

Для работы во взрывоопасных помещениях применяют новую серию крановых электродвигателей взрывозащищенного исполнения со встроенными электромагнитными дисковыми тормозами [26].

Фирма «Деаг» (ФРГ) на подъемных устройствах широко применяет электродвигатели с короткозамкнутым коническим ротором и встроенным коническим тормозом.

?

1. Назовите основные расчетные параметры грузоподъемных машин.
2. Сформулируйте понятия номинальной и полезной грузоподъемностей.
3. Как выбирают рабочие скорости и ускорения механизмов грузоподъемных машин?
4. Охарактеризуйте основные геометрические параметры грузоподъемных машин (пролет моста, вылет стрелы, высоту подъема).
5. Что такое режим работы грузоподъемных кранов?
6. Как определяется продолжительность рабочего цикла?
7. Какими коэффициентами определяется режим работы механизмов кранов в соответствии с нормами Госгортехнадзора?

8. Что такое относительная продолжительность включения механизма?
9. Охарактеризуйте основные технико-экономические показатели грузоподъемных кранов (производительность, удельную массу крана, удельную мощность двигателей).
10. Как классифицируются нагрузки грузоподъемных машин?
11. Охарактеризуйте основные нагрузки кранов.
12. Как определяются нагрузки от ветра?
13. Дайте характеристику инерционных нагрузок.
14. Охарактеризуйте расчетные случаи нагрузок.
15. Назовите приводы грузоподъемных машин.
16. Опишите рабочие характеристики крановых электрических двигателей.
17. Охарактеризуйте основные крановые двигатели переменного и постоянного тока.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

3.1. Конструкционные материалы

При выборе конструкционных материалов для крановых конструкций следует учитывать специфические условия работы последних, характеризующиеся переменными нагрузками, возможностью эксплуатации при низких температурах. Это определяет необходимость применения материалов с высокими значениями пределов усталости, текучести, ударной вязкости.

Для ответственных элементов металлических конструкций грузоподъемных машин применяются малоуглеродистые стали ВСтЗпс2, ВСтЗГпс2, ВСтЗпс4, ВСтЗГпс4, ВСтЗпс5, ВСтЗсп5, ВСтЗсп2, ВСтЗГпс5, М16С по ГОСТ 6713—75, низколегированные стали 10ХСНД, 15ХСНД, 09Г2, 09Г2С по ГОСТ 19281—73, ГОСТ 19282—73, ГОСТ 6713—75 и др. [6, 23].

Малоуглеродистые стали поставляются с гарантией механических свойств (группа А), химического состава (группа Б), механических свойств и химического состава (подгруппа В). Предпочтительной является сталь подгруппы В. Для нее гарантируются: пределы текучести σ_t , прочности σ_b , относительное удлинение ϵ , ударная вязкость a_n при температуре $+20^\circ\text{C}$, загиб на 180° в холодном состоянии, верхние пределы содержания углерода, серы, фосфора, предельное содержание никеля (Н), хрома (Х), меди (Д). Основной маркой является сталь СтЗ. Эта сталь хорошо сваривается, достаточно прочна, пластична: предел текучести $\sigma_t \geq 230$ МПа; предел прочности $\sigma_b \approx 380...490$ МПа; относительное удлинение $\epsilon_s \geq 23\%$; ударная вязкость $a_n \geq 7 \cdot 10^5$ Дж/м² при 20°C .

Различают мартеновскую сталь спокойной (ВСтЗсп), кипящей (ВСтЗкп), полуспокойной (ВСтЗпс) плавки.

Кипящая сталь, имеющая значительное количество серы и фосфора, имеет большую склонность к старению и переходу в хрупкое состояние, особенно при низких температурах, но более дешевая. Так, при понижении температуры от $+15^\circ\text{C}$ до -40°C a_n для этой стали снижается в 16 раз, в то время как для стали СтЗсп при тех же условиях снижается только в два раза. Одновременно повышаются пределы прочности, текучести, сталь охрупчивается, снижается сопротивление распространению хрупких трещин. Поэтому при температурах до -40°C следует применять мартеновскую сталь СтЗ спокойной плавки, а при более низких температурах — сталь марки М16С, низколегированные стали 10ХСНД, 15ХСНД и др.

Из этих соображений сталь СтЗкп применяют при температурах не ниже -20°C .

Влияние, аналогичное низкой температуре, оказывают также следующие факторы: многоосное напряженное состояние, высокая скорость нагружения, старение, холодный наклеп, облучения нейтронами. Примером влияния многоосного напряженного состояния является поведение стали под действием растягивающих напряжений. На рис. 3.1 показаны образцы, изготовленные из одинакового материала.

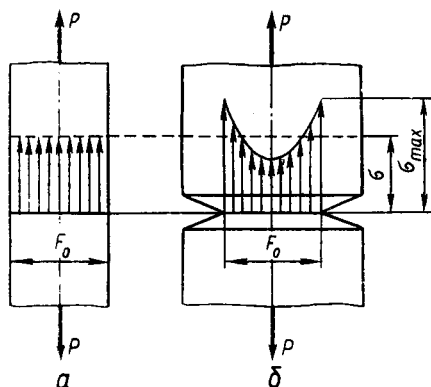


Рис. 3.1. Образцы из стали для испытания на разрыв

Гладкий образец (рис. 3.1, а) разрушается вязко. В образце с круговым надрезом (рис. 3.1, б) образуется многоосное напряженное состояние с локальным напряжением растяжения $\sigma_{\max}$ в основании надреза и разрушается хрупко по причине местного ограничения зоны пластического течения. Таким образом, материал в зависимости от его формы может давать вязкий или хрупкий характер разрушения.

С целью снижения массы конструкции и ограничения хрупких разрушений применяются низколегированные стали повышенной прочности 10ХСНД, 15ХСНД, 09Г2 и др. Эти стали по сравнению со сталью СтЗ имеют меньшую хладноломкость, почти в 1,5 раза больший предел текучести, повышенную стойкость против коррозии. Однако стоимость их выше, они более чувствительны к концентрации напряжений при переменных нагрузках и склонны к потере устойчивости стержней и пластин. Поэтому низколегированные стали целесообразно применять в тех случаях, когда размеры сечения определяются из условий прочности, а не из условий устойчивости, т. е. для кранов большой грузоподъемности.

Ориентировочная стоимость широкополосовой стали различных марок, %: ВСтЗкп — 100; ВСтЗпс — 105; ВСтЗпс — 108; 09Г2 — 120; 09Г2С — 122; 10Г2С1 — 125; 15ХСНД — 157; 10ХСНД — 180 [24].

3.2. Расчет на прочность и выносливость по методу допускаемых напряжений

Расчет на прочность. Для пластических материалов этот расчет производится по формуле

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_r}{n}; \quad (3.1)$$

для хрупких материалов

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_B}{n}, \quad (3.2)$$

где σ — максимальное напряжений в детали под действием расчетной нагрузки без учета концентрации; σ_T — предел текучести при растяжении с учетом размеров детали, термообработки и характера прочности; σ_B — предел прочности с учетом тех же факторов; n — запас прочности.

Запас прочности

$$n = n_1 + n_2 + n_3 + 1, \quad (3.3)$$

где n_1, n_2, n_3 — доли запаса, учитывающие ответственность элемента (n_1), пороки, дефекты в материале, поковках, отливках, коррозию, отклонение от номинальных размеров (n_2), неточность определения внешних нагрузок расчета напряжений (n_3). Для стали Ст3 с $\sigma_T = 240$ МПа $[\sigma] = 170$ МПа при растяжении. При изгибе с учетом неравномерного распределения напряжений по сечению $[\sigma] = 180$ МПа.

Расчет на выносливость. Поскольку в большинстве случаев элементы грузоподъемных машин работают в условиях переменных нагрузок с непостоянными значениями амплитуд и коэффициентов асимметрии цикла, то расчет на выносливость производится по эквивалентной нагрузке.

Под эквивалентной нагрузкой понимают такую условно постоянную нагрузку, при действии которой на деталь в течение всего расчетного срока службы имеет место такой же эффект по сроку службы детали, как и при действии действительной нагрузки.

Для определения эквивалентной нагрузки необходимо построить график относительной загрузки во времени в течение общего срока службы (см. рис. 2.3). При этом следует учитывать нагрузки, возникающие при разгоне и торможении. В таком случае эквивалентная нагрузка для заданного срока службы детали

$$P_9 = k_d P_{\max}, \quad (3.4)$$

где $P_{\max}$ — максимальная переменная нагрузка; k_d — коэффициент долговечности. (Понятие о коэффициенте долговечности ввел проф. Д. Н. Решетов [см.: 19].) По Д. Н. Решетову, k_d определяется из условия

$$\sigma_{-1} = k_d \sigma_{\max}, \quad (3.5)$$

где σ_{-1} — предел выносливости при симметричном цикле напряжений; $\sigma_{\max}$ — максимальное напряжение (рис. 3.2). Из формулы (3.5) получим

$$k_d = \sigma_{-1} / \sigma_{\max}. \quad (3.6)$$

На основании уравнения кривой усталости (рис. 3.2) следует

$$\sigma_i^m N_i = \sigma_{-1}^m N_0, \quad (3.7)$$

$$\sigma_{-1} = \sigma_i \sqrt[m]{\frac{N_i}{N_0}}. \quad (3.8)$$

Подставляя в (4.8), находим

$$k_d = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}} \sqrt[m]{\frac{N_i}{N_0}}, \quad (3.9)$$

где N_i — число циклов повторения напряжений, необходимых для разрушения от усталости при том же напряжении σ_i ; m — показатель степени кривой усталости; N_0 — число циклов, соответствующее перелому кривой усталости либо базе испытаний (при отсутствии перелома).

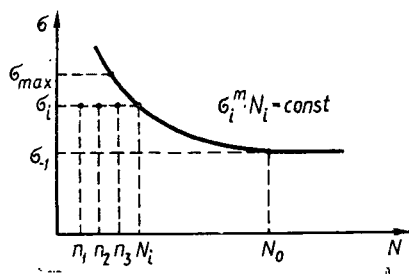


Рис. 3.2. Кривая усталости

Поскольку $N_i = \sum n_i = \sum 60 n_i^* T_i$ — общее число циклов действия перегрузочного напряжения σ_i ; n_i^* — частота вращения детали в 1 мин; T_i — продолжительность действия каждого σ_i , то

$$k_d = \sqrt[m]{\frac{60 T n}{N_0}} \sqrt[m]{\sum \frac{T_i n_i^*}{T n} \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}} \right)^m}, \quad (3.10)$$

где $T = \sum T_i$ — общее время работы; n — частота вращения детали при действии максимального напряжения $\sigma_{\max}$.

По аналогии

$$k_d = \sqrt[m']{\frac{60 T n}{N_0}} \sqrt[m']{\sum \frac{T_i n_i^*}{T n} \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^{m'}}, \quad (3.11)$$

где P_i — нагрузки P_1, P_2, P_3 и т. д. В формуле (3.11) $m' = m$, если напряжения пропорциональны нагрузкам; для контактных напряжений при начальном касании по линии $m' = \frac{m}{2}$, в точке $m' = m/3$.

При расчете на изгибную прочность $m = 9$. Для деталей диаметром меньше 50 мм $N_0 = 10^7$ циклов, а при диаметре больше 50 мм $N_0 = 5 \cdot 10^7$ циклов. Уточненные данные для выбора N_0 и m сообщаются в литературе [19].

Для определения N_i необходимо знать время эксплуатации машины, число часов работы крана в год, ПВ %, число включений механизма в 1 ч. По данным завода ПТО им. С. М. Кирова, можно рекомендовать сроки службы деталей и конструкций кранов, указанные в табл. 2.2.

Расчетную нагрузку P_p определяют с учетом коэффициента динамичности ξ , учитывающего влияние пускотормозных операций и определяющегося в зависимости от механизма, группы режима работы, места расположения рассчитываемой детали по таблице [13]:

$$P_p = \xi P_s. \quad (3.12)$$

Формула для расчета на выносливость имеет вид

$$\sigma < [\sigma_{rk}] = \frac{\sigma_{rk}}{n}, \quad (3.13)$$

где σ — напряжение в детали под действием расчетной нагрузки без учета концентрации напряжений; $[\sigma_{rk}]$ — допускаемое напряжение в детали при расчете на выносливость; σ_{rk} — длительный неограниченный предел выносливости детали с учетом коэффициента асимметрии $r = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$ и эффективного коэффициента концентрации напряжений k , определяемого в зависимости от формы детали, чистоты ее поверхности, посадок, материала, размеров детали и термической обработки; n — запас прочности.

Для всех циклов (кроме находящихся в области сжимающих напряжений)

$$\sigma_{rk} = \frac{2\sigma_{-1}}{(1-r)k + (1+r)\eta}, \quad (3.14)$$

где σ_{-1} — предел выносливости для симметричного цикла, определяемый для гладкого образца с учетом режима термообработки и размеров детали; η — коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла (для углеродистых и низколегированных сталей $\eta = 0,2$, для легированных сталей $\eta = 0,3$).

При симметричном цикле $r = -1$ и

$$\sigma_{rk} = \sigma_{-1}/k. \quad (3.15)$$

Для пульсирующего цикла $r = 0$ и

$$\sigma_{rk} = \sigma_{-1}/(k + \eta). \quad (3.16)$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений

$$k = k_{\phi} k_n, \quad (3.17)$$

где k_{ϕ} — коэффициент, учитывающий геометрическую форму детали и ее посадку; k_n — коэффициент, учитывающий чистоту обработки наружной поверхности детали.

Коэффициенты k_{ϕ} и k_n определяются по таблицам [13].

Если расчет ведется по ограниченному пределу выносливости, то последний определяется по формуле

$$\sigma_{rk} = \sigma_{rk} \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}}, \quad (3.18)$$

где σ'_{rk} — ограниченный предел выносливости; N — число рабочих циклов за расчетный срок службы.

Как известно, расчет по ограниченному пределу выносливости производится, если общее число циклов нагружений N меньше N_0 , но больше числа циклов $N_1 = 100000$, соответствующего пределу текучести σ_T [13].

3.3. Расчет на прочность и выносливость по методу предельных состояний

Расчетные формулы. Различают три предельных состояния: по несущей способности (прочности, устойчивости, выносливости); по развитию чрезмерных деформаций от статических или динамиче-

ских нагрузок; по местным повреждениям (образованию или раскрытию трещин). Предельные условия имеют вид

$$N \leq \Phi; \quad (3.19)$$

$$f \leq [f] \text{ или } t \leq [t]; \quad (3.20)$$

$$e \leq [e], \quad (3.21)$$

где N — наибольшее возможное усилие в данном элементе (функция внешних нагрузок); Φ — предельное расчетное усилие материала (функция свойств материала и размеров элемента); $f, [f]$ — расчетное и допустимое значения прогиба конструкции; $t, [t]$ — расчетное и допустимое значения времени затухания колебаний; $e, [e]$ — расчетное и допустимое предельное раскрытие трещины.

Наибольшее значение имеют расчеты по первому предельному состоянию, так как при рациональном проектировании требования второго состояния, как правило, удовлетворяются.

Расчетное усилие

$$N = \sum P_i^n \alpha_i n_i, \quad (3.22)$$

где P_i^n — нормативные максимальные внешние нагрузки рабочего состояния; α_i — усилие в элементе при $P_i^n = 1$; n_i — коэффициенты перегрузки, определяемые статистическим путем, $n_i = 1, 1; 1, 05 \dots 1, 5; 2, 0; 2, 0; 1, 0; 1, 1$ — для собственной массы конструкции, массы полезного груза, горизонтальных сил инерции при пусках и торможениях, динамических сил от раскачивания груза, ветра рабочего и нерабочего состояния соответственно.

$$\Phi = FRm_0, \quad (3.23)$$

где F — геометрический фактор рассчитываемого элемента (площадь, момент сопротивления и т. д.); R — расчетное сопротивление (предел выносливости, нормативный предел текучести); m_0 — коэффициент условий работы.

$$R = k_0 R_n, \quad (3.24)$$

где R_n — нормативное сопротивление; k_0 — коэффициент неоднородности материала, учитывающий возможность снижения механических качеств материала, уменьшения площадей сечения проката (0,9 для стали типа Ст3 и 0,85 для низколегированных сталей).

$$m_0 = m_1 + m_2 + m_3, \quad (3.25)$$

где коэффициенты m_1, m_2, m_3 учитывают ответственность элемента ($m_1 = 0, 75 \dots 1, 0$), отклонения геометрических размеров, качества соединений конструкции от проектных ($m_2 = 0, 9 \dots 0, 95$); несовершенство расчета (m_3).

Для большинства сооружений коэффициент условий работы принимается равным единице.

Расчет на прочность и выносливость. При равенстве всех $n_i = n$ получим

$$n \sum P_i^n \alpha_i \leq FRm_0,$$

откуда

$$\frac{\sum P_i^H \alpha_i}{F} \leq \frac{k_0 R_H m_0}{n}, \text{ или } \sigma \leq \frac{k_0 m_0}{n} \sigma_T,$$

где $k_0 m_0/n$ — коэффициент запаса; σ_T — предел текучести.

Следовательно, расчет по допускаемому напряжению есть частный случай расчета по первому предельному состоянию. Расчет на выносливость выполняется, как и ранее, по длительному или ограниченному пределу выносливости.

Переход на расчеты по методу предельных состояний затрудняется по причине отсутствия обоснованных численных значений коэффициентов перегрузки.

3.4. Понятие о вероятностном расчете на прочность

Учитывая, что все величины, вводимые в расчет, правильнее рассматривать как случайные, а в качестве критерия надежности принимать не абсолютную неразрушимость, а только ее вероятность, Н. С. Стрелецкий предложил весьма простой способ оценки прочности и устойчивости путем сопоставления кривых распределения вероятностей нагрузки $P(Q)$ и несущей способности $P(R)$ (рис. 3.3). Здесь Q_H — номинальная нагрузка; R_H — предельная и, соответственно, номинальная несущая способность.

На рис. 3.4 приведена кривая распределения пределов текучести σ_T , МПа, для стали Ст3, подтверждающая характер кривой $P(R)$. Повреждение возможно тогда, когда несущая способность $R < R_H$ или нагрузка $Q > Q_H$. Следовательно, вероятность повреждения

$$P(Q > R) = P(Q > Q_H) \cdot P(R < R_H). \quad (3.26)$$

Поскольку $P(Q > Q_H) = \omega_2$ и $P(R < R_H) = \omega_1$, то

$$P(Q > R) \approx \omega_1 \omega_2 \approx [P], \quad (3.27)$$

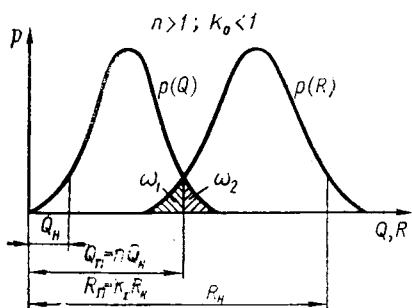


Рис. 3.3. Кривые распределения вероятностей нагрузки $p(Q)$ и несущей способности $p(R)$

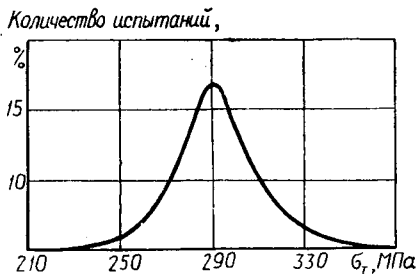


Рис. 3.4. Кривая распределения пределов текучести для стали Ст3

где $[P]$ — допустимая вероятность. По предложению А. Р. Ржаницына, $[P]$ находится из условия минимума затрат на эксплуатацию рассчитываемого сооружения, т. е. по условию

$$dC/dP = 0, \quad (3.28)$$

где $C = f(P)$ — функция затрат.

Пользуясь условием (5.9), легко перейти к условию расчета по предельному состоянию $Q \leq R_n$, т. е. к сопоставлению нагрузок. Описанная методика расчета еще не может быть использована, так как законы распределения расчетных значений и законы стоимости недостаточно изучены. Вероятностные методы расчета грузоподъемных машин на основе статистических обследований в эксплуатационных условиях приведены в [2, 9].

3.5. Понятие о расчете на долговечность деталей без трещин

Если за один год эксплуатации суммарное количество $N_r = \sum N_i$ перенапряжений $\sigma_i > \sigma_{rk}$ больше N_1 , но меньше N_0 , то расчетное количество циклов, соответствующее ограниченному пределу выносливости σ'_{rk} :

$$N_r = \sum \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{rk}} \right)^m N_i. \quad (3.29)$$

Срок службы

$$L = N_0 / N_r. \quad (3.30)$$

С целью определения срока службы конструкций можно использовать уравнение кривой усталости в следующей форме:

$$P_1^m N_1 = P_2^m N_2, \quad (3.31)$$

где P_1 и P_2 — максимальные нагрузки на элемент конструкции; N_1 , N_2 — число циклов нагружения до появления трещин при нагрузках P_1 и P_2 соответственно.

Для определения срока службы крановых деталей и конструкций, находящихся в эксплуатации и в какой-то степени исчерпавших запас работоспособности материала, предлагается воспользоваться аналитическим выражением теории суммирования усталостных повреждений, согласно которому

$$\lambda \sum \frac{N_i}{N_{i\lambda}} = A, \quad (3.32)$$

где N_i — число циклов нагрузки при амплитудном напряжении σ_i ; $N_{i\lambda}$ — число циклов до усталостного разрушения лабораторного образца при том же уровне напряжения σ_i , определяющееся по кривой усталости для данного материала; λ — коэффициент, учитывающий влияние упругих колебаний при однократном нагружении крана; A — коэффициент прочности, определяемый в зависимости от предела прочности стали и отношения средней амплитуды $\sigma_{\text{ср}}$ к пределу усталости при симметричном цикле [5].

В соответствии с нагрузочным графиком $N_i = n_i N$, где N — общее количество выдерживаемых циклов нагружения за весь период эксплуатации крана до выхода его из строя; $n_i < 1$ — относительное число циклов ($\sum n_i = 1$).

После преобразования (3.32) получим

$$N = \frac{A\delta}{\lambda \sum n_i / N_i}, \quad (3.33)$$

где δ — коэффициент условий работы, зависящий от напряженного состояния, температуры окружающей среды, скорости нагружения. Коэффициент δ определим по формуле

$$\gamma = a_i / a_{i=20}, \quad (3.34)$$

где a_i , $a_{i=20}$ — значения ударной вязкости материала при данной температуре и температуре, равной $+20^\circ \text{C}$. Коэффициенты A и λ определяют экспериментальным путем.

Долговечность

$$L = \frac{N}{N_r},$$

где N_r — годовое количество циклов нагружения рассчитываемого элемента, определяемое в зависимости от режима работы и характера операций. Вопросы расчета долговечности деталей с трещинами, деталей, подверженных действию хрупкого разрушения, рассматриваются в специальной литературе [19].

?

1. Назовите основные конструкционные материалы, применяемые для кранов.
2. Опишите влияние температуры на основные характеристики прочности конструкционных материалов.
3. Какое влияние на прочность конструкционных сталей оказывают многоосное напряженное состояние, скорость нагружения, старение, холодный наклеп, облучение нейтронами?
4. Назовите область применения для крановых металлоконструкций низколегированных сталей.
5. Как ведется расчет на прочность и выносливость по методу допускаемых напряжений?
6. Что такое эквивалентные нагрузки и как они определяются?
7. Когда ведется расчет по ограниченному и длительному пределам выносливости?
8. Напишите и поясните основные уравнения расчета деталей грузоподъемных машин по предельному состоянию.
9. Как ведется расчет на прочность и выносливость по предельному состоянию?
10. Сообщите основные понятия о вероятностном расчете на прочность деталей грузоподъемных машин.
11. Поясните методику расчетов на долговечность элементов грузоподъемных машин без трещин.

ГИБКИЕ ПОДЪЕМНЫЕ И ТЯГОВЫЕ ОРГАНЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

4.1. Общие сведения

К гибким подъемным и тяговым органам грузоподъемных машин предъявляются следующие основные требования: гибкость, обеспечивающая свободное огибание блоков (звездочек) и барабанов; высокая прочность при небольшой массе; простота изготовления и малая стоимость; удобство крепления грузонесущих или грузозахватных устройств; износоустойчивость, обеспечивающая высокую долговечность.

Кроме общих требований к гибким тяговым органам предъявляются дополнительные требования: удобство передачи на тяговый элемент движущей силы; малое вытягивание под нагрузкой.

Всем этим требованиям в большей или меньшей степени удовлетворяют сварные, шарнирные пластинчатые цепи и особенно стальные проволочные канаты. Поэтому их применяют в качестве подъемных (несущих) и тяговых органов грузоподъемных машин.

Если цепи и канаты являются составной частью грузоподъемных машин, то их называют грузовыми, если же они используются для обвязки грузов, их называют чалочными. Для зачалки грузов массой не более 0,5 т иногда используют пеньковые, хлопчатобумажные канаты и канаты из искусственного волокна. Они отличаются малой прочностью, препятствующей их применению в качестве тяговых и грузовых элементов. Все гибкие элементы грузоподъемных машин можно разделить:

- по назначению — на грузовые, тяговые и чалочные;

- по конструктивному признаку — на цепи простые, сварные, пластинчатые или шарнирные, стальные проволочные и неметаллические канаты.

4.2. Простые сварные цепи

Конструкция. В зависимости от длины звена (шага) цепи по внутреннему обмеру различают два типа сварных цепей (рис. 4.1): короткозвенные (тип А) и длиннозвенные (тип В). В табл. 4.1 показаны соотношения размеров t и a (ширины звена по внутреннему обмеру) в частях d (диаметра цепного прутка).

Изготовление. Сварные цепи изготавливают из высококачественных легко свариваемых малоуглеродистых сталей марок Ст2, Ст3, стали 10, имеющих предел прочности при растяжении $\sigma_b = 370...$

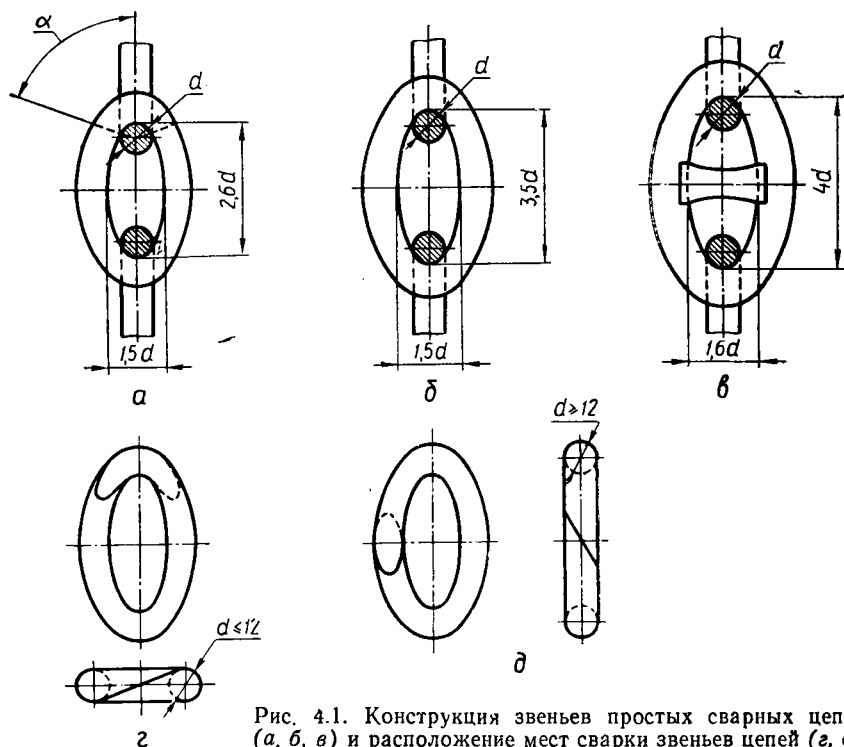


Рис. 4.1. Конструкция звеньев простых сварных цепей (а, б, в) и расположение мест сварки звеньев цепей (г, д)

450 МПа, способами ручной кузнечно-горновой сварки, сварки в штампах под молотом или прессом, электродуговой сварки (при $d < 11$ мм). При $d \leq 12$ мм сварка производится в одном месте длинной или короткой части, при $d \geq 12$ мм — в двух местах (рис. 4.1, г, д). В зависимости от точности изготовления короткозвенные и длиннозвенные цепи делятся на два исполнения: 1 — калиброванные ($a \pm 0,05 d$, $b \pm 0,03 d$); 2 — некалиброванные ($a \pm 0,1 d$, $b \pm 0,1 d$).

После сварки и калибровки цепь подвергают отжигу и испытывают на разрыв под нагрузкой, равной половине разрушающей. При этом никаких остаточных деформаций цепи не допускается. В условное обозначение цепи включают: тип (А, В), исполнение (1, 2), диаметр прутка, шаг и номер стандарта.

4.1. Размеры звеньев простых сварных цепей (по ГОСТ 2319—81)

Короткозвенная		Длиннозвенная	
a	t	a	t
1,5d	2,6d	1,5d	3,5d

Рис. 4.2. Схема нагружения звена простой сварной цепи, находящегося на цилиндрическом барабане

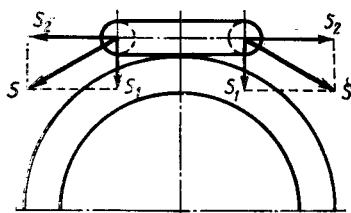
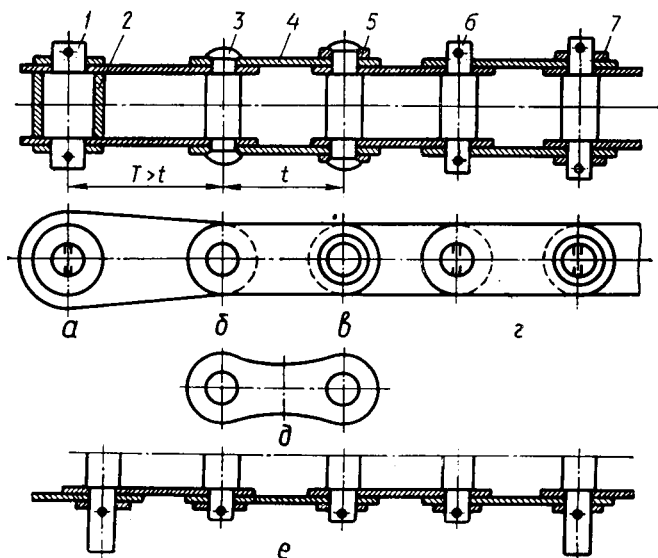


Рис. 4.3. Пластиночатая шарнирная цепь



Применение. Короткозвенные цепи применяют чаще всего для подъемных механизмов, так как их звенья меньше погружаются в поперечном направлении на цилиндрических барабанах, длиннозвенные — в тяговых устройствах, потому что цепи меньше вытягиваются под продольной нагрузкой. Некалиброванные цепи применяют обычно в качестве чалочных приспособлений и только в помещениях, насыщенных парами кислот, заменяют канаты при наливке только на барабаны. Калиброванные цепи применяют в грузовых и тяговых механизмах при скорости наливки на специальные звездочки не более 0,1 м/с. Некалиброванные цепи допускают скорость наливки на барабаны до 1 м/с.

Расчет. Звено цепи, нагруженное продольным усилием, находясь на цилиндрическом барабане, подвергается сложной деформации в продольном и поперечном направлениях. Кроме того, в местах взаимного контакта звеньев, звеньев и барабана возникают напряжения местного сжатия (рис. 4.2). Учитывая возможность неидентичности формы, структуры материала, статическую неопределенность, расчет цепей по нормам Госгортехнадзора сводят к выбору

последних из таблицы по разрывному усилию, определяемому по формуле

$$P = kS_{\max}, \quad (4.1)$$

где k — запас прочности; $S_{\max}$ — максимальная нагрузка на цепь (Н) без учета динамических усилий. Значения запасов прочности приведены в табл. 4.2.

4.2. Значения запасов прочности простых сварных цепей

Ручной привод		Машинный привод		Для стропов	
Некалиброванная цепь	Калиброванная цепь	Некалиброванная цепь	Калиброванная цепь	Ручной привод	Машинный привод
3	3	6	8	5	5

4.3. Пластинчатые цепи

Конструкция. На рис. 4.3 показана пластинчатая шарнирная цепь, представляющая собой конструкцию, состоящую из пластин 4, соединенных между собой валиками 3. В зависимости от способа соединения пластин различают цепи, звенья которых соединяются расклепкой концов валиков без шайбы 5 (рис. 4.3, б), расклепкой валиков над шайбами 5 (рис. 4.3, в), шплинтовкой валиков шплинтами 6 или шплинтовкой с шайбами 7 (рис. 4.3, г). Первый способ соединения применяют при нагрузке на цепь, не превышающей 20 кН, второй — при нагрузке, не превышающей 100 кН. Количество пластин может достигать двенадцати. При шаге 80 мм звено цепи может выполняться по рис. 4.3, д. Крепление производится с помощью концевых звеньев. Валик 1 концевого звена предохраняется от износа втулкой 2 (рис. 4.3, а). Шаг концевого звена T обычно больше шага t цепи. С целью укладки сбегающей ветви цепи в цепной сборник отдельные участки цепи соединяются с помощью удлиненных валиков (рис. 4.3, е).

Изготовление. Пластины и валики (пальцы) цепей изготавливают из сталей марок 40, 45, 50 с $\sigma_s = 570 \dots 600$ МПа по ГОСТ 1050—74 и подвергаются термической обработке (нормализации или улучшению). После термической обработки все цепи испытывают на разрыв под нагрузкой, равной 50 % от разрушающей.

Применение. Пластинчатые цепи применяют в подъемных механизмах ручных талей, кранов большой грузоподъемности при относительно малых скоростях и движении грузозахватного устройства вдоль направляющих. Нельзя применять эти цепи в пыльных помещениях, где они чувствительны к абразивному износу. Нормальная скорость движения не должна превышать 0,25 м/с и только в случае крайней необходимости — 1,5 м/с (при $k \geq 8$).

Расчет. Поскольку нагрузка на отдельные звенья цепи распределяется неравномерно, в практических расчетах выбор цепи производят по формуле (4.1), где $k \geq 5$ для механизмов с машинным приводом и больше 3 при ручном приводе.

4.4. Стальные канаты

Конструкция и классификация. Стальной канат представляет собой конструкцию, свитую из некоторого количества канатных прядей, каждая из которых свивается из определенного числа проволок (рис. 4.4). Канаты различают по назначению, по механическим свойствам проволоки, направлению свивки прядей в канат, взаимному направлению свивок проволок в пряди и прядей в канат, конструкции сердечника, способу свивки проволок и пряди, виду свивки, по технологии изготовления прядей, по виду покрытий проволок, по форме прядей и проволок. По назначению канаты различаются на грузовые (Г) и грузоподъемные (ГП). Грузовые канаты применяют для транспортировки только грузов, грузоподъемные — для перемещения грузов и людей.

По механическим свойствам проволоки канаты различают на канаты с проволокой высшей марки В; первой — I; второй — II. По конструкции, определяющейся числом свивок, канаты делятся на канаты одинарной, двойной и тройной свивки. Наиболее простыми канатами являются спиральные канаты одинарной свивки. В них все проволоки располагаются концентрическими слоями так, что направление свивки одного слоя противоположно другому. Эти канаты отличаются большой поперечной жесткостью и применяются обычно в качестве несущих в канатных дорогах, кабельных кранах и т. д. К числу недостатков спиральных канатов относятся также перетирание и отгиб наружных проволок. Закрытые спиральные канаты, имеющие ровную цилиндрическую наружную поверхность и составленные из проволоки специального некруглого сечения, этим недостатком не обладают.

Для грузоподъемных машин обычно применяют канаты двойной свивки, где проволоки свиваются в пряди, а пряди — в канат. В канатах тройной свивки вместо обычных проволок применяют пряди, изготовленные из проволок малого диаметра. Эти канаты чаще применяют для подъемников. Они менее долговечны, чем канаты обычной конструкции, по причине износа тонких проволок, однако обладают большей гибкостью.

По направлению свивки прядей в канат различают канаты левой и правой свивок. Правильный выбор каната по направлению свивки, особенно при навивке на гладкий барабан, способствует устранению деформации кручения каната.

По направлению свивки проволок в пряди и прядей в канат различают канаты следующей свивки (рис. 4.5): крестовой — а — левой; б — правой; параллельной — в — левой, г — правой; комбинированной — д — левой, е — правой.

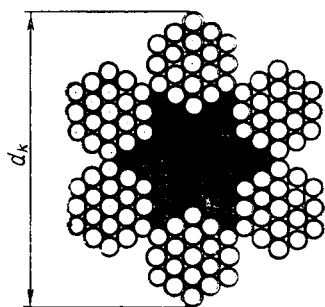


Рис. 4.4. Конструкция шестипрядевого стального проволочного каната

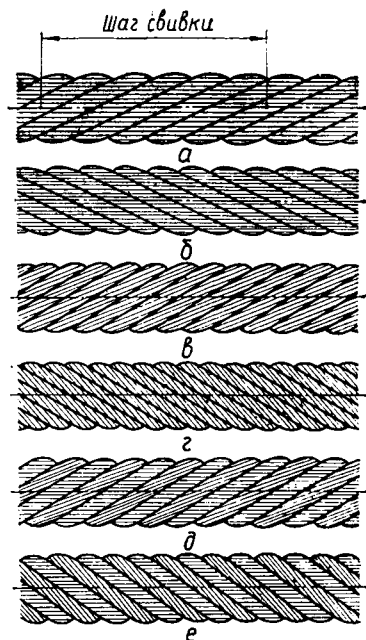


Рис. 4.5. Внешний вид стальных проволочных канатов

Канаты параллельной свивки — наиболее гибкие и износоустойчивые, однако склонны к самораскручиванию при подвешивании груза к одной ветви.

Канаты крестовой свивки имеют повышенную жесткость, менее долговечны из-за точечного взаимного контакта проволок с поверхностью барабана. Срок службы их на 25...50 % меньше канатов параллельной свивки. Они предпочтительны при многослойной навивке на барабан.

В зависимости от конструкции сердечника различают канаты с гибкими пеньковыми, асбестовыми и жесткими стальными сердечниками. Пеньковые сердечники сообщают канату гибкость. Будучи пропитанными смазкой, они служат источником первоначальной смазки проволок. Асбестовые сердечники сообщают канату жаростойкость. Канаты с металлическим сердечником отличаются жесткостью, меньшей долговечностью. Их применяют при многослойной навивке на барабан. По способу свивки проволок в пряди различают канаты с контактом проволок: точечным (ТК), линейным (ЛК) (рис. 4.6), точечно-линейным (ТЛК). Если проволоки двух соседних слоев параллельны (рис. 4.6, а), образуется линейный контакт проволок, если нет (рис. 4.6, б), то имеет место точечное касание проволок по слоям пряди. В зависимости от конструкции прядей канаты типа ЛК, изготовленные из двухслойных прядей, разделяют на канаты с проволоками: равного диаметра в каждом слое пряди ЛК-О (рис. 4.7, а); разного диаметра по наружному слою пряди ЛК-Р (рис. 4.7, б); разного и равного диаметра в отдельных слоях пряди ЛК-РО (рис. 4.7, в); малого диаметра, заполняю-

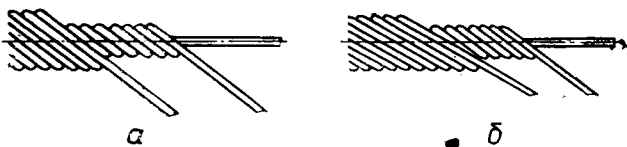


Рис. 4.6. Пряди стальных канатов с контактом проволочек: линейным (а), точечным (б)

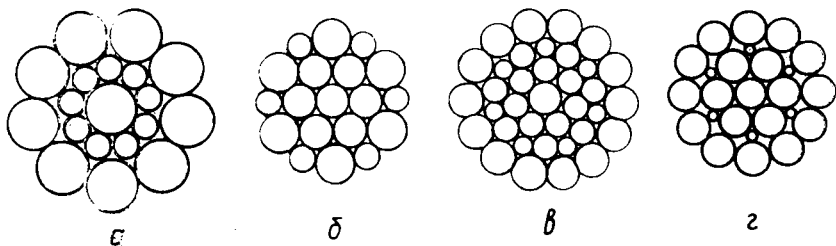


Рис. 4.7. Конструкция прядей стальных проволочных канатов

щими промежутки и между двумя слоями основных проволок ЛК-3 (рис. 4.7, г). Канаты типа ЛК имеют лучшее заполнение сечения, гибче, долговечнее, прочнее канатов с точечным касанием проволок. Канаты типа ТК, имеющие меньшую долговечность, применяют при меньших нагрузках.

В зависимости от вида свивки различают канаты простой, нераскручивающейся и некрутящейся свивок. Нераскручивающиеся канаты свиваются из проволочек и прядей, получающих перед свивкой форму, соответствующую их положению в канате, и потому отличаются отсутствием внутренних напряжений в ненагруженном состоянии, большей гибкостью, долговечностью вследствие повышенной сопротивляемости усталостным напряжениям при изгибе каната и более равномерного распределения растягивающих усилий между прядями.

Некрутящиеся канаты свиваются из прядей, имеющих противоположные направления свивки прядей по отдельным слоям. Недостаток таких канатов — стремление к выпучиванию отдельных прядей при переходе канатных блоков и, как следствие, повышенный износ.

С целью повышения долговечности отечественная промышленность выпускает новые конструкции стальных проволочных канатов, изготовленных из шести пластически радиально-обжатых прядей. В результате протягивания пряди из проволок круглого сечения через специальный калибр взаимный линейный контакт проволок преобразуется на контакт по поверхности. При этом расположение проволок уплотняется, увеличивается сопротивление износу при незначительном увеличении изгибной жесткости.

Как показал опыт и заводские испытания, стальные канаты из пластически радиально-обжатых прядей имеют повышенное временное сопротивление разрыву на 15...18 % и повышенную долговеч-

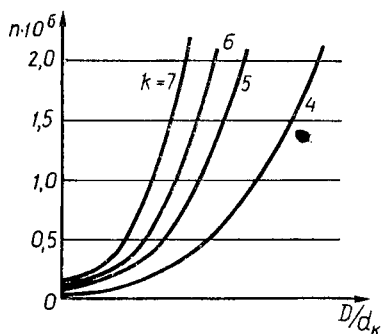


Рис. 4.8. Зависимости предельного числа изгибов каната на барабане от отношения D/d_k

ность на 30...50 %. Следовательно, в зависимости от технологии изготовления прядей стальные канаты делятся на канаты со свободно расположенными и радиально-обжатыми прядями. По виду покрытий различают канаты, имеющие и не имеющие антикоррозийного покрытия проволочек. Антикоррозийные покрытия осуществляются оцинковкой. Оцинкованные канаты лучше противостоят коррозии, но менее прочны и мало сопротивляются действию кислот. В зависимости от формы прядей различают канаты с круглыми и фасонными (овало-

образными, трехгранными и т. д.) прядями.

Канаты с фасонными прядями долговечнее круглопрядевых, но отличаются большей конструктивной сложностью и стоимостью. В середине овалообразной пряди расположена одна овалообразная проволочка, в середине трехгранных прядей находятся три фасонных проволочки, образующие вместе форму треугольника. Следовательно, в зависимости от формы проволочек различают канаты, изготовленные только из проволочек круглой формы, и канаты, содержащие в прядях отдельные проволочки фасонной (овалообразной и т. д.) конструкции.

Изготовление. Стальные проволочные канаты изготавливают из светлой или оцинкованной проволоки диаметром от 0,2 до 2...3 мм марки В, I или II по ГОСТ 7372—79, полученной путем волочения катанки с промежуточной термической и химической обработкой.

В процессе волочения, протекающего в холодном виде, предел прочности увеличивается до 1400...2600 МПа. Это объясняется наклепом и образованием такой кристаллической структуры, при которой все зерна металла сопротивляются разрыву согласованно. Проволоку марки В применяют для особо ответственных канатов (например, для подъема людей). Для остальных канатов применяют проволоку марок I и II. Для специальных условий эксплуатации проволоки канатов изготавливают из нержавеющей стали.

Эксплуатация. Срок службы канатов колеблется от нескольких недель до нескольких лет. Внешним признаком выхода каната из строя является наличие на его поверхности отдельных изношенных или оборванных проволочек. В качестве критерия долговечности каната принимают предельное число его изгибов на барабане (блоке) до разрушения проволочек, определяющееся направлением перегибов; натяжением каната; соотношением диаметров барабана (блока) D и каната d ; конструкцией каната и канавки блока; запасом прочности k . На рис. 4.8 показаны зависимости предельного числа изгибов канатов на барабане от отношения D/d и запаса прочности каната k . Положительное влияние на долговечность канатов оказы-

вают смазка каната (срок службы увеличивается на 20...40 %), футеровка блока капроном (долговечность повышается в 2...2,5 раза), применение блоков из серого чугуна вместо стальных. Браковку канатов осуществляют с помощью специальных таблиц на основании определения количества оборванных проволочек, расположенных на поверхности каната по длине, равной шагу свивки (рис. 4.5, а). Канаты машин, транспортирующие людей и опасные для них грузы (кислоты, расплавленные металлы и т. д.), бракуются при вдвое меньшем предельном по таблицам числе обрывов. При износе проволочек, достигающем 40 % первоначального диаметра, обрыве хотя бы одной пряди канат бракуется.

При работе в пыльных помещениях рекомендуются канаты с диаметром проволочек не меньше 0,5...0,6 мм. Обычно же для кранов грузоподъемностью до 150 кН применяют канаты с диаметром наружных проволочек 0,6...1,0 мм. При подъеме людей канаты с диаметром меньше 10 мм не допускаются. Для применения рекомендуют: канаты с органическим сердечником — ЛК-Р 6 × 19 (ГОСТ 2688—80); канаты с металлическим сердечником — ЛК-РО 6 × 36 (ГОСТ 7669—80) и др.

Расчет на прочность. Выбор канатов из таблиц стандартов производят по разрывному усилию P в Н, определенному по формуле (4.1). В табл. 4.3 приведены значения запасов прочности по действующим нормам Госгортехнадзора. При отсутствии данных о прочности каната в целом можно разрывное усилие определить по формуле

$$P = 0,83 F \sigma_n \cdot 10^6, \quad (4.2)$$

где F — площадь сечения всех проволочек каната, кроме проволочек металлического сердечника, м^2 ; σ_n — предел прочности проволочек, МПа.

Расчет на долговечность. Долговечность каната обеспечивается определенным соотношением между диаметром D блока (барабана), измеренного по средней линии навитого каната, и диаметром d каната:

$$D \geq ed, \quad (4.3)$$

где e — коэффициент, принимаемый по данным табл. 4.4. Такой метод расчета не позволяет установить срок службы каната, так как не учитывает реальных условий эксплуатации и может быть применен только для новых канатов. Более того, практическая целесообразность дальнейшего обоснования вопроса рационального коэффициента становится актуальной в связи с работой по снижению массы крановых конструкций. На основании обработки статистических данных Житков В. Г. и другие авторы предложили эмпирические формулы для определения числа перегибов каната на блоке до разрушения. По Б. С. Ковальскому, давление между канатом и блоком, МПа,

$$n = \frac{2\alpha S}{Dd \cdot 10^6}, \quad (4.4)$$

4.3. Наименьший допустимый коэффициент запаса прочности канатов

Канаты	Привод	Группа режима работы	k
Грузовые и стреловые	Ручной Машинный	1М	4,0
		1М, 2М, 3М	5,0
		4М	5,5
		5М	6,0
		6М	6,0
		—	3,5
Растяжки стрелы	—	—	3,5
Грейферные:	Машинный	Любая группа	6,0
у грейферов с раздельным двухмоторным приводом (принимая, что масса грейфера с материалом равномерно распределена на все канаты);			
у грейферов с одномоторным приводом — однокатных и моторных	»	Любая группа	5,0
Оттяжки мачт и опор, несущие кабельных кранов:	—	—	3,5
постоянно действующих;	—	—	3,0
со сроком работы до 1 г.	Машинный	—	4,0
Тяговые, применяемые на кранах			
Используемые при монтаже кранов	»	—	4,0
Для подъема расплавленного металла, жидкого шлака, ядовитых, взрывчатых грузов	»	Любая группа	6,0
Для подъема людей			9,0

4.4. Минимальные допустимые значения коэффициента e

№ п/п	Тип грузоподъемной машины	Привод механизма	Группа режима работы механизма	e
1	Всех типов, за исключением стреловых кранов, электроталей и лебедок	Ручной Машинный	1М	18
			2М, 3 М	20
			4М	25
			5М	30
			6М	35
			—	—
2	Стреловые краны: механизмы подъема груза и стрелы;	Ручной Машинный	1М	16
			2М, 3М	16
			4М	18
			5М	20
			6М	25
			—	16
3	механизмы для монтажа крана	»	—	16
	Электрические тали	»	—	20*

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

№ п/п	Тип грузоподъемной машины	Привод механизма	Группа режима работы механизма	e
4	Грейферные лебедки: грузоподъемных машин, указанных в п. 1 таб- лицы;	Машинный	—	30
5	стреловых кранов	Машинный	—	20
6	Блоки грейферов	—	—	18
	Лебедки для подъема: людей;	Ручной	—	16
		Машинный	—	25
	грузов	Ручной	—	12
		Машинный	—	20

где S — натяжение каната без учета потерь на блоках, Н; α — коэффициент, зависящий от конструкции каната; D , d — диаметры блока и каната соответственно, м.

Поскольку $S = \beta \frac{\pi d^2}{4} 10^6 \sigma_p = \gamma d^2 \sigma_p$ ($\beta < 1$; $\gamma = \pi \beta \cdot 10^6 / 4$), то

$$p = \varphi \frac{d}{D} \sigma_p, \quad (4.5)$$

где $\varphi = 2d\gamma$.

Износ каната и явления усталости проволочек в общем случае пропорциональны $\sqrt[3]{p}$. Поскольку условия износа сохраняются, если $p = \text{const}$, то с учетом действия растягивающих σ_p напряжений и напряжений от изгиба σ_n получим

$$\varphi (\sigma_p + \sigma_n) \frac{n}{D} = k = \text{const}. \quad (4.6)$$

Подставляя $\sigma_p = S/\gamma d^2$ и определяя D , находим

$$D = \left(A \frac{S}{d} + Bd \right) = B \left(\frac{A}{B} \frac{S}{d} + d \right), \quad (4.7)$$

где $A = \varphi/\gamma k$, $B = \sigma_n \varphi/k$ — опытные коэффициенты, зависящие от конструкции каната и срока его службы.

Полагая $B = C_1 C_2 C_3 A/B = E$, получим

$$D = C_1 C_2 C_3 \left(E \frac{S}{d} + d \right), \quad (4.8)$$

C_1 и E зависят от числа перегибов канатов на блоках; C_2 зависит от конструкции каната и находится в пределах 0,95...1,06 (для канатов параллельной свивки), 1,0...1,2 (для канатов крестовой свивки); C_3 — определяется влиянием радиуса кривизны ручья блока и колеблется в пределах 1,0...1,25.

$$C_1 \approx 0,2 \sqrt[3]{N_3}, \quad (4.9)$$

где N_3 — эквивалентное число перегибов каната на блоках.

$$N_3 = N_1 + N_2 \left(\frac{S_2}{S_1} \right)^m + N_3 \left(\frac{S_3}{S_1} \right)^m + \dots, \quad (4.10)$$

где $S_1, S_2, S_3, \dots$ — переменные нагрузки, при которых имеет место $N_1, N_2, N_3, \dots$ перегибов грузового каната на блоках соответственно; $m = 2 \dots 3$, однако, как показывают расчеты, целесообразно принять $m = 2$, чтобы лучше учесть влияние нагрузок, меньших S_1 . Согласно методике определения числа перегибов каната, переход каната через блок рассматривается как полный перегиб, навивка на барабан — как половина перегиба.

Для канатов параллельной свивки значения D , найденные по формуле (4.8), могут быть уменьшены на 10...15 %.

4.5. Сравнительная оценка гибких элементов

В табл. 4.5 приведена сравнительная оценка гибких элементов грузоподъемных машин.

Несмотря на очевидные преимущества стальных канатов перед цепями, они отличаются меньшей гибкостью, а также необходимостью применения блоков и барабанов большего диаметра.

4.5. Основные показатели качества гибких элементов грузоподъемных машин

Тип гибкого органа	Допускаемые напряжения, МПа	Отношения погонных весов при той же разрывающей силе	Допускаемая скорость навивки, м/с	Характеристика привода
Пеньковый канат	7,5...10	2...3	Неограниченная	Размеры значительные
Стальной канат	150...450	1,0		
Сварная цепь	30...65	7...11	0,11	Компактен
Шарнирная цепь	80...120	9...13	0,25	

?

1. Опишите конструкцию простых сварных цепей.
2. Как изготавливают и где применяют простые сварные цепи?
3. Как рассчитывают сварные грузовые цепи?
4. Опишите конструкцию, способ изготовления, место применения пластинчатых грузовых цепей.
5. Как рассчитывают пластинчатые грузовые цепи?
6. Из каких материалов изготавливают простые сварные и пластинчатые цепи?
7. Опишите конструкцию стальных проволочных канатов.
8. Сообщите классификацию стальных канатов.
9. Как изготавливают стальные канаты?
10. Опишите нормы браковки стальных канатов.
11. Как рассчитывают стальные проволочные канаты на прочность и долговечность?
12. Сообщите сравнительную оценку стальных проволочных канатов и цепей.

5.1. Полиспасты

Конструкция. Классификация. Применение. В грузоподъемных машинах подъем грузов осуществляют с помощью полиспастов, представляющих собой конструкцию, состоящую из групп подвижных и неподвижных блоков, огибаемых канатом (иногда цепью). Существуют два основных типа полиспастов: для выигрыша в силе и для выигрыша в скорости. Первый тип применяют наиболее часто, второй — для машин, оборудованных гидравлическим или пневматическим плунжерным приводом.

В зависимости от схем группировки блоков различают полиспасты кратные и степенные. *Под кратностью или передаточным числом полиспаста понимают отношение числа ветвей грузового каната, к которым подвешен груз, к числу ветвей каната, идущих к барабану подъемного механизма.* Обычно применяемые кратные полиспасты состоят из двух групп блоков — подвижной и неподвижной и служат для выигрыша в силе или скорости. Иногда применяемые степенные полиспасты состоят из ряда последовательно соединенных отдельных блоков и служат для выигрыша в скорости.

В зависимости от количества канатов, идущих к барабану, полиспасты делятся на одинарные и сдвоенные. У одинарных полиспастов только одна ветвь грузового каната навивается на барабан, у сдвоенных — две. На рис. 5.1 показаны схемы подвешивания грузов с помощью одиночного каната (а), двукратного (б), четырехкратного (в) одинарных полиспастов. Применение кратных полиспастов для выигрыша в силе делает возможным уменьшить диаметр каната, блоков и барабана, вращающий момент на барабане, передаточное число редуктора. Основными недостатками этих полиспастов являются: перемещение груза вместе с группой подвижных блоков по наклонной прямой и неустойчивое его состояние при передвижении крана.

Перемещение груза по вертикали и более устойчивое состояние последнего обеспечиваются с помощью сдвоенных полиспастов, основные наиболее простые схемы которых показаны на рис. 5.2. Кроме подвижных и неподвижных блоков эти полиспасты имеют уравнительный блок, предназначенный для выравнивания натяжений в отдельных ветвях грузового каната. Вместо уравнительного блока может быть применен балансир, однако последний не всегда обеспечивает хорошую работу. Обычно диаметр уравнительного

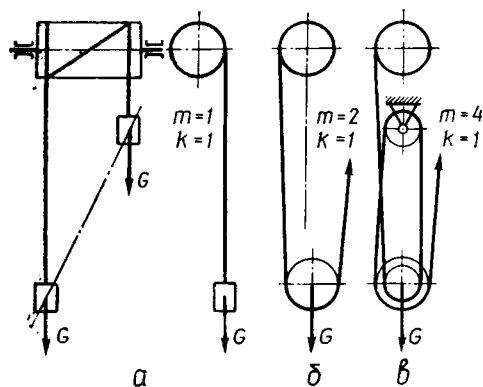


Рис. 5.1. Схема подвешивания грузов

Рис. 5.2. Схемы кратных сдвоенных полиспастов для выигрыша в силе: а) двукратного; б) трехкратного; в) четырехкратного

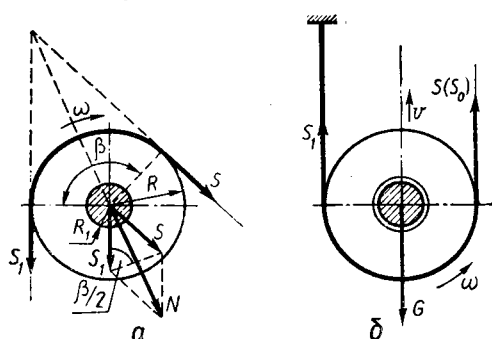
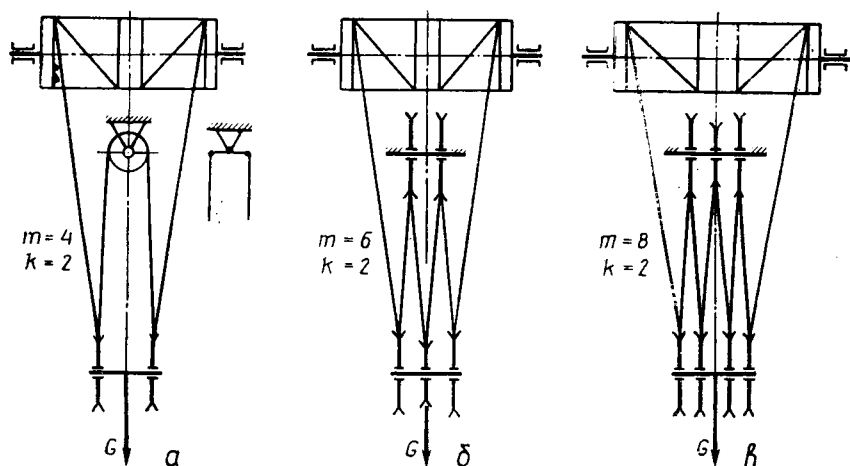


Рис. 5.3. Схема блоков: неподвижного (а); подвижного для выигрыша в силе (б)

блока применяют равным не менее 0,8 диаметра рабочих блоков, а у электроталей и стреловых самоходных кранов — не менее 0,6 этого диаметра. Следует, однако, отметить необходимость дальнейшей производственной и экспериментальной проверки этой рекомендации, так как на практике имели место случаи разрушения грузовых канатов на уравнильных блоках.

Особенностью полиспаста (рис. 5, б) является размещение уравнительного блока в составе группы нижних подвижных блоков. В этом полиспасте канат при огибании блоков меняет направление навивки, что снижает его долговечность. Более устойчивое состояние груза достигается в полиспастах специальной конструкции с пространственно-пирамидальным расположением грузовых канатов.

Сдвоенные полиспасты (рис. 5.2) обычно применяют для грузов до 25, 40 и 75 т соответственно, хотя имеются случаи применения сдвоенного полиспаста (рис. 5.2, а) для подъема грузов массой 125 т.

5.2. Расчет полиспастов

Основной вопрос расчета полиспастов — определение натяжения ветви каната, направленной к барабану. На него оказывают влияние конструкция и количество блоков полиспаста, конструкция гибкого элемента каната, цепи. Эти факторы определяют потери тягового усилия в сбегавшей ветви полиспаста, оценивающиеся КПД или коэффициентом сопротивления полиспастов, т. е. потерями в блоках.

КПД неподвижного блока. *Неподвижным называется блок, ось которого не перемещается вместе с грузом при подъеме и опускании последнего.*

Составив уравнение равновесия всех сил, действующих на вращающийся блок, огибаемый гибким элементом (канатом, цепью), к ведомой ветви которого подвешен груз, получим (рис. 5.3, а):

$$SR = S_1R + \alpha S_1R + N/R_1, \quad (5.1)$$

где α — коэффициент жесткости гибкого элемента; f — коэффициент трения в оси блока; R , R_1 — радиусы блока и оси соответственно; $N = (S + S_1) \sin \frac{\beta}{2} \approx 2S_1 \sin \frac{\beta}{2}$ — нагрузка на ось блока.

Подставляя значение N , получим

$$S = S_1 \left(1 + \alpha + 2f \frac{R_1}{R} \sin \frac{\beta}{2} \right) = S_1 k. \quad (5.2)$$

Здесь $k = \left(1 + \alpha + 2f \frac{R_1}{R} \sin \frac{\beta}{2} \right)$ — коэффициент сопротивления блока, где β — угол обхвата канатом (цепью) неподвижного блока; $\eta = 1/k$ — коэффициент полезного действия неподвижного блока. Из формулы (5.2) легко увидеть, что коэффициент сопротивления неподвижного блока (КПД блока) зависит от жесткости каната (вторая составляющая), конструкции опоры диаметра блока, а также от угла обхвата канатом блока (третья составляющая). С увеличением диаметра каната поперечная жесткость каната увеличивается, что приводит к увеличению коэффициента сопротивления неподвижного блока.

Коэффициент сопротивления k блока увеличивается также при увеличении коэффициента трения f , что соответствует случаям применения опор трения скольжения, загрязнения или плохой смазки последних. Увеличение коэффициента k имеет место также при конструировании блоков с повышенной величиной отношения R_1/R , а также при увеличении угла обхвата β . Следовательно, с целью снижения потерь на канатных цепных блоках следует вести установку последних на опорах трения качения, соблюдая возможно малое отношение размеров R_1 и R , возможно малый угол обхвата β .

КПД подвижного блока. *Подвижным называется блок, ось которого перемещается вместе с грузом.* При неподвижном состоянии груза натяжение в сбегающей ветви гибкого элемента (рис. 5.3, б)

$$S = S_1 = S_0 = \frac{G}{2}. \quad (5.3)$$

При подъеме груза $S > S_1 = S\eta$, где η — КПД неподвижного блока.

Поскольку $S + S_1 = G$, то, подставляя значение S_1 , получим:

$$S = \frac{G}{1 + \eta}. \quad (5.4)$$

КПД подвижного блока

$$\boxed{\eta_1 = \frac{S_0}{S} = \frac{1 + \eta}{2}}. \quad (5.5)$$

Коэффициент жесткости стального каната и цепи. Поскольку при набегании на блок и сбегаании с блока канат занимает положение, соответствующее рис. 5.4, а, то, пренебрегая сопротивлением в опорах, уравнение равновесия моментов сил S и S_1 представим так:

$$S_1(R + m) = S(R - n) = (S + W)(R - n), \quad (5.6)$$

где W — часть тягового усилия сбегающей ветви каната, расходуемая на преодоление его поперечной жесткости.

Из (5.6) получим

$$W = S \frac{m + n}{R - n} \approx S \frac{m + n}{R} = \alpha S, \quad (5.7)$$

где $\alpha = \frac{m + n}{R}$.

Для канатов параллельной свивки

$$\alpha = 0,063 \frac{d^2}{D} \left(1 + \frac{3000}{S} \right). \quad (5.8)$$

Для канатов крестовой свивки

$$\alpha = 0,09 \frac{d^2}{D} \left(1 + \frac{5000}{S} \right). \quad (5.9)$$

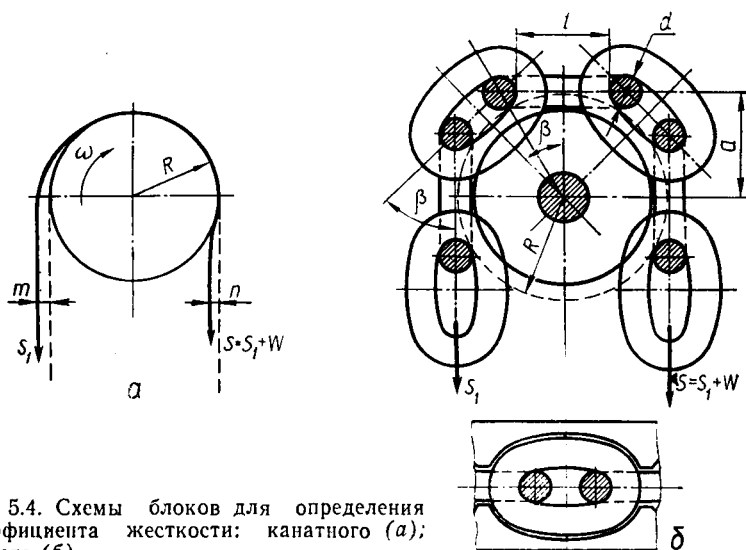


Рис. 5.4. Схемы блоков для определения коэффициента жесткости: канатного (а); цепного (б)

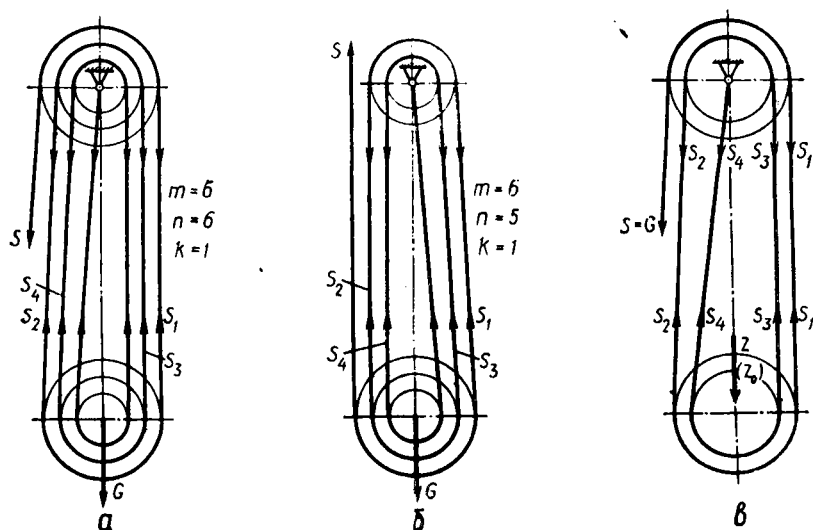


Рис. 5.5. Схема кратных полиспастов: для выигрыша в силе (а, б); для выигрыша в скорости (в)

В этих формулах: d — диаметр каната, мм; D — диаметр блока, мм.

Цепной блок. Жесткость цепи при вращении цепного блока обусловлена сопротивлением от сил трения в звеньях набегающей и сбегающей ветвей (рис. 5.4, б). Определение силы W , расходуемой на преодоление этих сопротивлений, возможно из уравнения работы

моментов всех сил, действующих на цепь при повороте цепного блока на угол β :

$$SR\beta = S_1R\beta + S_1f \frac{d}{2}\beta + Sf \frac{d}{2}\beta, \quad (5.10)$$

где $S = S_1 + W$. Из этого выражения находим, что

$$W = S_1f \frac{d}{2} \frac{1}{1 - f \frac{d}{2R}}. \quad (5.11)$$

Полагая, что $R = 10d$ и $f = 0,2$, получим

$$\alpha = f \frac{d}{R} \frac{1}{1 - f \frac{d}{2R}} \approx f \frac{d}{R} = 0,2 \cdot 0,1 = 0,02.$$

Из изложенного видно, что КПД и коэффициент сопротивления блоков определяются жесткостью гибкого элемента, конструкцией опоры блока, углом обхвата блока гибким элементом. В табл. 5.1 приведены ориентировочные средние значения коэффициентов сопротивления и КПД неподвижных блоков.

5.1. Коэффициенты полезного действия и коэффициенты сопротивления цепных и канатных блоков

Тип блока	$\beta = 180^\circ$		$\beta = 90^\circ$	
	η	k	η	k
Цепные блоки	0,943	1,06	0,96	1,04
Блоки для канатов:				
проволочных	0,96	1,04	0,97	1,03
пеньковых	0,85...0,89	1,12...1,18	—	—

Кратные полиспасты для выигрыша в силе. Различают полиспасты (рис. 5.5) с канатом, сбегающим с подвижного и неподвижного блоков.

Под КПД полиспаста понимают отношение натяжения сбегающей ветви каната S_0 при неподвижном состоянии груза к натяжению в той же ветви S при подъеме груза.

Обозначим: m — число несущих ветвей каната; n — число подвижных и неподвижных блоков.

Для одинарных полиспастов (рис. 5.5, б) $m = n + 1$ и

$$S_0 = G / m = G / (n + 1). \quad (5.12)$$

В этой формуле

$$G = S + S_1 + \dots + S_n = S(1 + \eta + \dots + \eta^n) = S \frac{1 - \eta^{n+1}}{1 - \eta}. \quad (5.13)$$

Из формулы (5.13) находим, что

$$S = G \frac{1 - \eta}{1 - \eta^{n+1}} = G \frac{1 - \eta}{1 - \eta^n}. \quad (5.14)$$

КПД полиспаста

$$\eta_n = \frac{S_0}{S} = \frac{1}{n+1} \frac{1 - \eta^{n+1}}{1 - \eta}. \quad (5.15)$$

Легко найти, что

$$S = \frac{G}{m\eta_n} = \frac{G}{(n+1)\eta_n}. \quad (5.16)$$

Для одинарных полиспастов (рис. 5.5, а) $m = n$ и

$$S_0 = G/m = G/n. \quad (5.17)$$

Здесь

$$\begin{aligned} G &= S_1 + S_2 + \dots + S_n = S\eta(1 + \eta + \dots + \eta^{n-1}) = \\ &= S\eta \frac{1 - \eta^n}{1 - \eta}. \end{aligned} \quad (5.18)$$

Из формулы (5.18) следует, что

$$S = \frac{G}{\eta} \frac{1 - \eta}{1 - \eta^n}. \quad (5.19)$$

КПД полиспаста

$$\eta_n = \frac{S_0}{S} = \frac{\eta}{n} \frac{1 - \eta^n}{1 - \eta}. \quad (5.20)$$

По аналогии

$$\eta_n = \frac{S_0}{S} = \frac{G}{n\eta_n}. \quad (5.21)$$

КПД двоянного полиспаста при $m = n$

$$\eta_n = \frac{2\eta}{m} \frac{1 - \eta^{m/2}}{1 - \eta} = \frac{2\eta}{n} \frac{1 - \eta^{n/2}}{1 - \eta}. \quad (5.22)$$

Аналогично КПД двоянного полиспаста при $m = n + 1$

$$\eta_n = \frac{2}{m} \frac{1 - \eta^{m/2}}{1 - \eta} = \frac{2}{n+1} \frac{1 - \eta^{\frac{n+1}{2}}}{1 - \eta}. \quad (5.23)$$

При опускании груза распределение усилий в ветвях полиспаста меняется: минимальное усилие действует в ветви, сбегаящей с барабана, максимальное — в последней ветви.

Кратные полиспасты для выигрыша в скорости. Под КПД полиспаста для выигрыша в скорости (рис. 5.5, в) понимают отношение тягового усилия Z_0 , приложенного к группе подвижных блоков при неподвижном состоянии груза, к тяговому усилию Z , приложенному к той же группе блоков при подъеме груза.

При неподвижном состоянии груза

$$Z_0 = mS = nS, \quad (5.24)$$

где $S = G$. При подъеме груза

$$\begin{aligned} Z &= S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_n = \frac{S}{\eta} + \frac{S}{\eta^2} + \dots + \frac{S}{\eta^n} = \\ &= \frac{G}{\eta^n} \frac{1 - \eta^n}{1 - \eta}. \end{aligned} \quad (5.25)$$

КПД полиспаста

$$\eta_{\text{п}} = \frac{Z_0}{Z} = n\eta^n \frac{1 - \eta}{1 - \eta^n}. \quad (5.26)$$

Нетрудно найти, что

$$Z = \frac{Gn}{\eta_{\text{п}}} = \frac{Gm}{\eta_{\text{п}}}. \quad (5.27)$$

5.3. Детали для навивки цепей и канатов [блоки, звездочки, барабаны]

Общие сведения. Эти детали делятся на рабочие и направляющие. К рабочим деталям относятся барабаны и звездочки для шарнирных и калиброванных цепей, к направляющим — блоки для цепей, стальных и пеньковых канатов.

Назначением рабочих деталей является передача вращающего момента, направляющих — направление канатов (цепей).

Конструкция, применение и расчет направляющих блоков. Наиболее употребительные конструкции блоков для канатов, простых сварных цепей показаны на рис. 5.6, а, б, в соответственно. При $D \leq 350$ мм блоки изготавливают со сплошным диском. При $D > 350$ мм диски снабжают круглыми отверстиями и ребрами жесткости. При $D > 500$ мм блоки можно изготавливать со спицами. Поперечный профиль ручья канатного блока выполняют так, чтобы канат или цепь свободно прилегали к стенкам последнего.

Чтобы уменьшить изгиб звеньев цепи, профилю обода блока часто придают вид, приведенный на рис. 5.6, в. Этот профиль применяют преимущественно при неспокойной работе цепного привода. Применяют также блоки, ручки которых футерованы пластмассой или алюминием. Блоки для механизмов подъема режимных групп 1М, 2М, 3М, 4М изготавливают из чугуна марки СЧ15, а для режимных групп 5М, 6М — из стали 25 Л1. Блоки большого диаметра могут быть выполнены сваркой из Ст3. Во избежание защемления каната радиус ручья блока $r \approx (0,53 \dots 0,56) d$, где d — диаметр

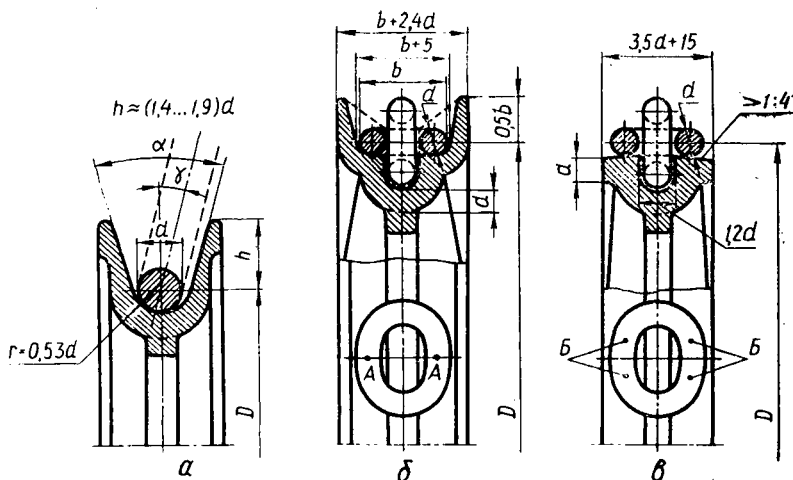


Рис. 5.6. Конструкции цепных блоков

каната. Диаметр блоков, измеренный по средней линии навитого каната (цепи), определяется по формуле (4.3).

Для стальных канатов e определяется по данным табл. 4.4, для пеньковых — не менее 10. Для цепей $e = 20$ при ручном и $e = 30$ при машинном приводе. Диаметр блока (барабана), измеренный по дну ручья блока (канавки барабана), следует принимать с учетом нормального ряда размеров: 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 710, 800 мм. Однако для повышения срока службы грузового каната следует диаметр блока принимать больше диаметра барабана, так как при проходе через блок канат испытывает двойной изгиб, а при навивке на барабан он изгибается один раз. Допускаемый угол отклонения каната на блоке находится из условия ограничения перегиба каната при выходе из ручья блока. Этот угол находится по формуле

$$\operatorname{tg} \gamma < \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{1 + \frac{D}{h}}} \leq [\gamma] = 6^\circ, \quad (5.28)$$

где α — угол раствора ручья ($20 \dots 30^\circ$); $h = 1,75d$ — высота ручья блока.

В ответственных случаях профиль блока со спицами проверяют на прочность. При этом часть обода между спицами рассчитывают на изгиб как кривой брус, на который действует равномерно распределенная нагрузка, равная $2S$. Напряжение материала в обode чугунного блока рекомендуется принимать не более 10 МПа.

Конструкция, применение и расчет звездочек для калиброванных сварных цепей. Конструкция характеризуется наличием на обode некоторого числа плоских гнезд для укладки горизонтальных звеньев цепи (рис. 5.4, б). Эти гнезда способствуют устранению поперечного изгиба звеньев цепи, что позволяет уменьшить диаметр блока.

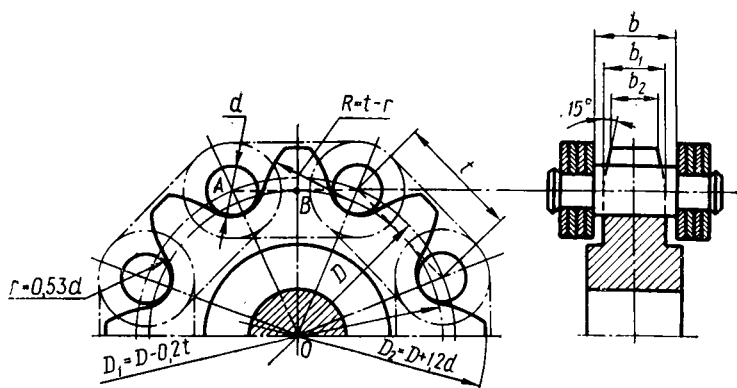


Рис. 5.7. Конструкция звездочки для пластинчатой цепи

Звездочки, как правило, изготовляют литыми из чугуна или стали. Материалом для изготовления служит чугун марок СЧ 15, СЧ 18 по ГОСТ 1412—85 или сталь 35 Л ГОСТ 977—75. Эти детали применяют в качестве ведущих цепных колес ручных талей и лебедок, тяговых колес особенно тогда, когда на грузоведущем устройстве необходимо уменьшить плечо нагрузки, массу и габарит конструкции. Не рекомендуется их применять в механизмах подъема монтажных, литейных и других кранов, когда требуется обеспечить плавное движение груза.

Диаметр звездочки определяют по формуле (см. рис. 5.4, б)

$$D = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin \frac{90^\circ}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90^\circ}{z}}\right)^2}, \quad (5.29)$$

где t — шаг цепи; d — диаметр прутка цепи; z — число гнезд ($z_{\min} = 4$).

Для уменьшения износа цепи необходимо, чтобы последняя охватывала блок на угол не менее 180° .

Построение профиля гнезд звездочки производится по ГОСТ 592—81.

Недостатки цепного привода: значительный износ цепи при малом диаметре звездочки, неспокойная работа, необходимость применения специальных устройств для обеспечения надежного сбега цепи свободного конца цепи и ее укладки.

Конструкция и расчет звездочек для пластинчатых цепей. Конструкция звездочки напоминает зубчатое колесо, между зубьями которого располагаются валики цепи (рис. 5.7).

Во избежание заедания цепи вследствие ее вытяжки и износа шарниров $r \approx 0,53d$. Боковые поверхности зубьев очерчиваются радиусом $R = (t - r)$, где t — шаг цепи. Сбегающую ветвь цепи собирают с помощью специального цепного сборника.

Звездочки изготовляют литыми из стали 35 Л по ГОСТ 977—75 или коваными из сталей Ст4, Ст5 по ГОСТ 380—71.

Диаметр D начальной окружности звездочки определяют из треугольника АОВ, откуда

$$D = t / \sin \frac{180^\circ}{z}, \quad (5.30)$$

где z — количество зубьев, принимающееся равным: 8 при нагрузке на цепь $S = 30$ кН; ≥ 9 при $S = 30 \dots 90$ кН; ≥ 10 при $S = 200$ кН.

При ручных грузоподъемных устройствах, а также в случае совместного выполнения звездочки и вала привода z может быть равным 7.

Конструкция, изготовление, применение и расчет барабанов. Барабаны большинства механизмов подъема грузоподъемных машин представляют собой металлическую полую толстостенную цилиндрическую конструкцию с гладкой поверхностью или винтовой нарезкой (рис. 5.8). В некоторых случаях (например, когда натяжение грузового каната меняется в значительных пределах) наружную поверхность барабанов изготавливают конической. Желобчатая поверхность барабана образуется нарезанием канавок полукруглого сечения по винтовой линии. Наличие канавок увеличивает поверхность соприкосновения каната с барабаном, уменьшает удельные давления и повышает срок службы каната. Форма канавок может быть мелкой и глубокой (рис. 5.8).

Барабаны, служащие для навивки каната одинарного полиспаста, снабжаются одной винтовой нарезкой, сдвоенного полиспаста — двумя нарезками (рис. 5.9). Для навивки цепей применяют гладкие барабаны, либо барабаны с канавками специального цепного профиля (рис. 5.10). Стальной канат крепится к барабану с помощью болтов (шпилек) и прижимных планок или клиньев (рис. 5.8, 5.11, а, б). Количество болтов определяют расчетом, однако минимальное количество последних должно быть не меньше двух. Для крепления каната на поверхности чугунного барабана следует применять только болты.

Материалами для изготовления барабанов могут служить: серый чугун марок СЧ 15, СЧ 18, СЧ 28 с пределом прочности при сжатии не менее 700 МПа (ГОСТ 1412—85), стальное литье марок 25 Л, 35 Л2 с пределом прочности при разрыве 500 МПа, листовая сталь марки не ниже ВСтЗсп (ГОСТ 380—71) с пределом прочности не менее 380...400 МПа. Барабаны механизмов подъема 5-й и 6-й группы режима работы и механизмов, транспортирующих расплавленные металлы и другие опасные грузы, изготавливают только из стали. Масса литых барабанов на 35...40 % больше массы сварных. При диаметре до 400 мм барабаны можно изготавливать из труб, при больших размерах — из вальцованных листов, сваренных встык с помощью сплошными дуэторонних Х-образных швов, выполняющих качествами электродными не ниже марки Э-42. Для барабанов механизмов подъема весьма тяжелого режима серый чугун не применяется. Перед механической обработкой сварные барабаны подвергаются отжигу.

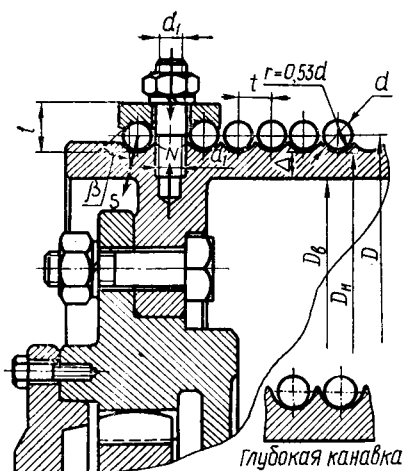


Рис. 5.8. Конструкция цилиндрического нарезанного барабана с мелкой резьбой

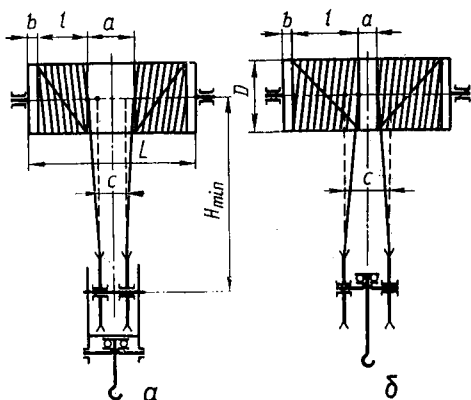


Рис. 5.9. Барабаны для двоянных полиспастов при подвесках крюка: а) удлиненной; б) укороченной

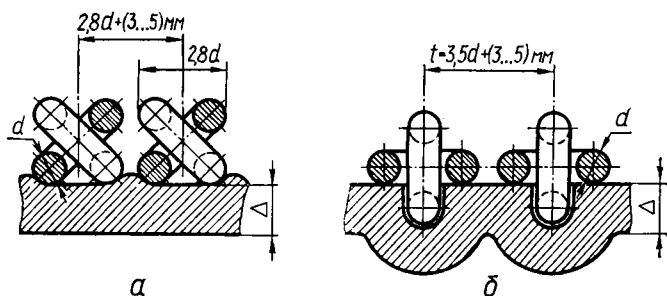


Рис. 5.10. Канавки цепных барабанов: мелкая (а); глубокая (б)

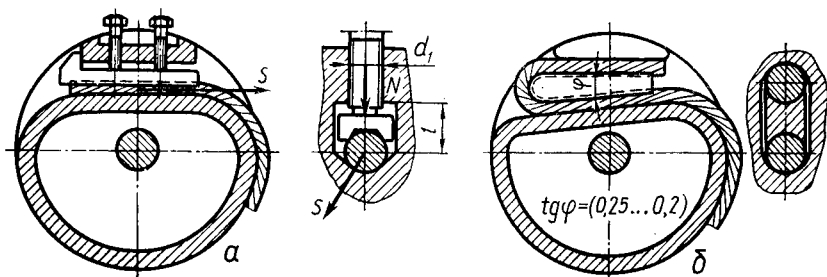


Рис. 5.11. Крепление каната: болтами и прижимной планкой (а); клином (б)

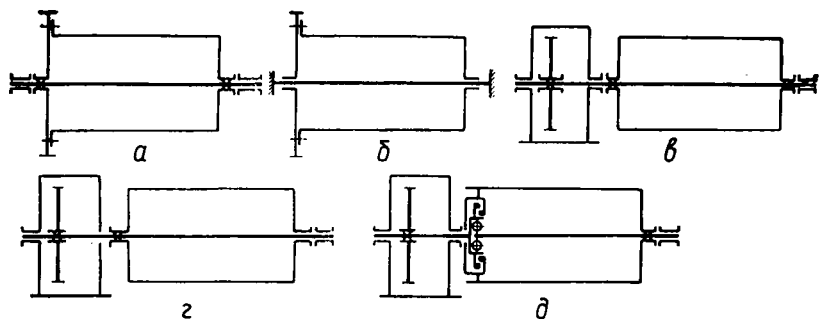


Рис. 5.12. Наиболее употребительные способы установки и схемы соединения барабана с редуктором

На рис. 5.12 показаны наиболее употребительные способы установки и соединения барабанов с редуктором: *а* — на вращающейся оси (соединение — с помощью открытой зубчатой пары); *б* — на неподвижной оси (соединение — аналогичное); *в* — на трехопорном валу; *г* — на двухопорном валу; *д* — на вращающейся оси (соединение — с помощью зубчатой муфты). Установка барабана на трехопорном валу отличается громоздкостью, сложностью монтажа и демонтажа, опасностью эксплуатации.

В современных конструкциях наиболее часто применяют соединение барабана с редуктором с помощью зубчатой муфты (рис. 5.8, *а*, *б* и 5.12, *д*).

Диаметр барабанов определяют так же, как диаметр блоков. При необходимости уменьшить массу грузоподъемной машины допускается диаметр барабана принимать меньше на 15 % определяемого по формуле (4.3). При этом, конечно, следует считаться с существенным уменьшением срока службы грузового каната.

Длина нарезанной части канатного барабана

$$l = zt, \quad (5.31)$$

где z — количество витков; t — шаг нарезки.

$$z = z_1 + z_2 + z_3, \quad (5.32)$$

где z_1 , z_2 , z_3 — числа рабочих, запасных витков и витков для закрепления грузового каната соответственно:

$$z_1 = Hu_{\pi}/\pi D, \quad (5.33)$$

где H — высота подъема; u_{π} — передаточное число полиспаста;

$$z_2 = z_3 \approx 1,5 \dots 2. \quad (5.34)$$

Шаг нарезки

$$t = d + (2 \dots 3) \text{ мм}, \quad (5.35)$$

где d — диаметр каната, мм. Шаг нарезки для гладкого барабана $t = d$.

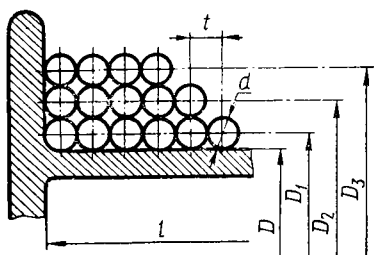
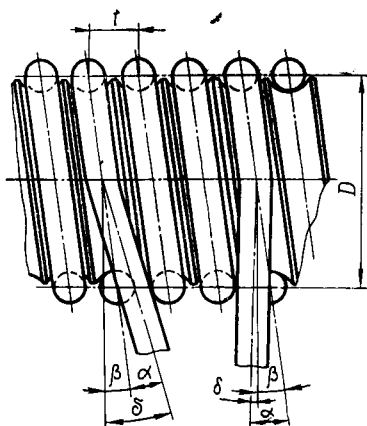


Рис 5.13. Схема для определения длины гладкого барабана

Рис. 5.14. Схемы для определения допустимого угла отклонения каната при навивке на нарезанный барабан



Полная длина барабана для сдвоенного полиспаста

$$L = a + 2(l + b), \quad (5.36)$$

где a равно расстоянию между блоками подвески крюка или (ориентировочно) $0,2D$; $b \approx (3...4)t$.

Длину средней гладкой части нарезанного барабана следует уточнить расчетом, принимая во внимание допустимый угол отклонения каната от вертикали (см. рис. 5.9).

Аналогично определяется длина цепного барабана. При этом шаг нарезки мелкой канавки (рис. 5.10), мм,

$$t = 2,8d + (3...5), \quad (5.38)$$

где d — диаметр прутка звена цепи, мм. Для глубокой канавки (рис. 5.8)

$$t = 3,5d + (3...5), \text{ мм.} \quad (5.39)$$

При многослойной навивке каната на барабан длина барабана

$$l = zt/\varphi, \quad (5.40)$$

где $\varphi = 0,9$ — коэффициент, учитывающий неравномерность укладки каната.

Число витков z определяется из следующих соображений. Длина каната, навиваемого на барабан (рис. 5.13):

$$L = \pi z (D_1 + D_2 + \dots + D_n), \quad (5.41)$$

где n — число слоев навивки; D_n — диаметр n -й окружности навивки, мм. Поскольку $D_1 = D + d$, $D_2 = D + 3d$, ..., $D_n = D + (2n - 1)d$, то $L = \pi z \{Dn + d[1 + 3 + 5 + \dots + (2n - 1)]\} = \pi zn (D + dn)$, откуда

$$z = \frac{L}{\pi n (D + d)}. \quad (5.42)$$

В этой формуле D — диаметр барабана по наружной поверхности. Определенные таким образом размеры барабана являются предварительными.

В процессе проектирования механизма конструктор может изменять эти размеры, принимая во внимание необходимость или желательность получения более конструктивной его компоновки, а также учитывая опасность выхода каната из ручья нарезки барабана при значительном угле отклонения каната от вертикали. Замечая, что в соответствии с техническими условиями (ТУ) на проектирование кранов предельное значение этого угла для нарезанных барабанов при предварительных расчетах не должно превышать 6° (для гладких барабанов — 2°), длину средней гладкой части цилиндрического барабана можно (с учетом конструкции подвесок крюка) уточнить по формулам (см. рис. 5.9, а, б):

$$a = c + 2H \min \operatorname{tg} 6^\circ; \quad (5.43)$$

$$a = c - 2H \min \operatorname{tg} 6^\circ. \quad (5.44)$$

Допускаемый угол δ отклонения каната на барабане в сторону пустой канавки (рис. 5.14) может быть найден по формуле [7]

$$\operatorname{tg} \delta = \operatorname{tg} (\alpha + \beta) \leq \operatorname{tg} [\delta]. \quad (5.45)$$

Допускаемый угол δ отклонения каната на барабане в сторону заполненной канавки определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \operatorname{tg} (\alpha - \beta) \leq \operatorname{tg} [\delta_1], \quad (5.46)$$

где $\beta = \operatorname{arctg} \frac{t}{\pi D}$ — угол подъема оси канавки на барабане; α — угол между направлением оси канавки на барабане и максимальным допустимым отклонением оси каната от оси канавки.

Для предварительных расчетов углы α можно принимать в пределах $4 \dots 6^\circ$. Допускаемые значения $\operatorname{tg} [\delta]$ приведены на графике [7].

Стенки барабана находятся в сложном напряженном состоянии, испытывая действие напряжений сжатия, изгиба и кручения. Основным напряжением является напряжение сжатия, возникающее вследствие действия равномерных радикальных нагрузок p от сил натяжения грузового каната S . При определении этого напряжения барабан рассматривается в виде полой толстостенной трубчатой конструкции, не имеющей ступиц. При этом полагают, что натяжение каната $S = S_{\max}$ постоянно по длине и периметру барабана, отсутствуют перемещения вдоль оси барабана. Таким образом, эта задача является частным случаем задачи Ламе для определения напряжений в длинном толстостенном цилиндре. При таких условиях имеют случай плоской деформации, для которого радиальное σ_r и тангенциальное σ_φ напряжения определяются по формулам:

$$\sigma_r = p \frac{D_n^2}{D_n^2 - D_b^2} \left(\frac{D_b^2}{D^2} - 1 \right); \quad (5.47)$$

$$\sigma_\varphi = p \frac{D_n^2}{D_n^2 - D_b^2} \left(\frac{D_b^2}{D^2} + 1 \right), \quad (5.48)$$

где D_n , D_b , D — наружное, внутреннее и текущее значения диаметров барабана.

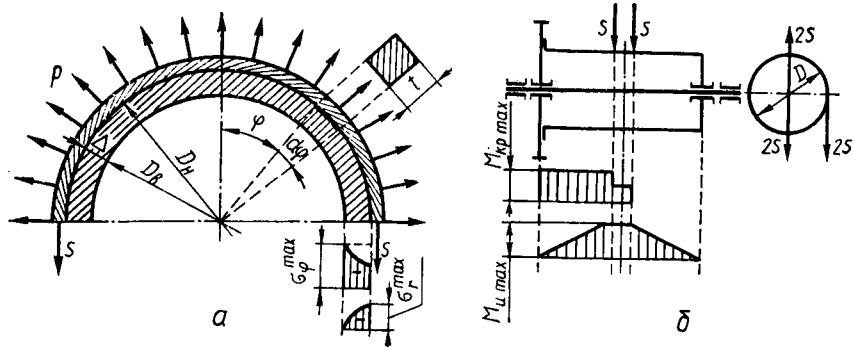


Рис. 5.15. Схемы для расчета барабана на прочность: а) при сжатии; б) при изгибе и кручении

Из условия равновесия сил, действующих на полукольцо барабана, находим (рис. 5.15):

$$2S_{\max} = 2 \int_0^{\pi/2} p \frac{D_n}{2} t \cos \varphi d\varphi = D_n p t, \quad (5.49)$$

откуда следует

$$p = \frac{2S_{\max}}{D_n t}. \quad (5.50)$$

При $D_n = D_b + 2\Delta$ (Δ — толщина стенки барабана), пользуясь (5.50), находим $\sigma_{r\min}$ и $\sigma_{\varphi\max}$ по внутреннему контуру барабана, МПа:

$$\sigma_{r\min} = 0; \quad \sigma_{\varphi\max} = -\frac{S_{\max} 10^{-6}}{\Delta t} \leq [\sigma]. \quad (5.51)$$

На рис. 5.15 показано распределение напряжений сжатия по поперечному сечению стенки барабана. Сумма их — величина постоянная.

С учетом возможного уменьшения толщины стенки вследствие погрешностей при изготовлении барабана

$$\sigma_{\varphi\max} = 10^{-6} S_{\max} / (\Delta - \Delta_1) t \leq [\sigma]_{сж}, \quad (5.52)$$

где Δ_1 — возможное уменьшение толщины стенки вследствие погрешностей при изготовлении барабана.

При определении Δ_1 следует иметь в виду, что разность толщин стенок барабана после нарезки канавок допускается не более ± 5 мм. Допускаемые напряжения сжатия указаны в табл. 5.2 [7]. При предварительном определении Δ можно принимать: для цепного барабана — $\Delta = (0,75 \dots 1,3) d$ (d — диаметр цепной стали); чугунного канатного — $\Delta = 0,02D + 6 \dots 10$ мм; стального канатного

5.2. Допускаемые напряжения сжатия $[\sigma]_{сж}$, МПа

Материал	Пределы		Группы режима работы механизма					
	текучести σ_T , МПа	прочности при изги- бе σ_B , МПа	1М	2М	3М	4М	5М	6М
Сталь:								
ВМСтЗсп	240	—	200	170	150	130		110
20	250	—	210	180	160	140		120
09Г2С	310	—	260	225	195	165		140
15ХСНД	350	—	280	240	210	175		150
35Л	280	—	230	210	170	140		120
55Л	350	—	260	230	200	165		140
Чугун:								
СЧ15	—	320	110	100	90	—		—
СЧ18	—	360	130	115	100	90		—
СЧ24	—	440	170	150	130	115		100

барабана — $\Delta = 1,2d$ (d — диаметр каната). Из технологических соображений для литых чугунных барабанов $\Delta \leq 12$ мм, стальных — $\Delta \leq 15$ мм. Приближенное значение напряжения в стенке многослойного барабана без учета влияния длины барабана, наличия лобовин, ребер жесткости и т. д. может быть найдено по формуле

$$\sigma_{\Phi \max} = k k_1 S_{\max} 10^{-8} / (\Delta - \Delta_1) t, \quad (5.53)$$

где k — коэффициент, учитывающий число слоев навивки; k_1 — коэффициент, учитывающий ослабление натяжения нижних слоев при навивке верхних. Коэффициент k принимается равным 1; 1,4; 1,8; 2 и более при числе слоев навивки 1, 2, 3, 4 соответственно. Коэффициент $k_1 = 0,7$ — для стальных барабанов и 0,8 — для чугунных [8]. Как видно, с увеличением числа слоев навивки напряжение в стенке барабана возрастает, но не пропорционально этому числу. Как показали опыты, увеличивается и распорное усилие на реборды барабана со стороны витков грузового каната. Такую неравномерную передачу радиального усилия обжатия стенки барабана объясняют влиянием поперечной деформации внутренних слоев каната. Более подробно этот вопрос изложен в специальной литературе [7].

Если длина барабана составляет более 3...4 диаметров, то проверку прочности ведут с учетом влияния напряжений изгиба и кручения.

При этом суммарное напряжение (рис. 5.15), МПа,

$$\sigma_{\text{сум}} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \quad (5.54)$$

где $\sigma_n = \sigma_{сж} + \sigma_n$. Здесь $\sigma_n = M_{n \max} / W_n \cdot 10^8$ — напряжение изгиба барабана; $\tau = M_{кр \max} / W_{кр} \cdot 10^8$ — напряжение кручения. В этих формулах $M_{n \max}$, $M_{кр \max}$ — соответственно максимальный изгибаю-

щий и вращающий моменты; $W_n, W_{кр}$ — экваториальный и полярный моменты сопротивления. Как известно, $W_n = 0,1 (D_n^4 - D_b^4)/D_n$, $W_{кр} \approx 0,2 (D_n^4 - D_b^4)/D_n$.

При достижении напряжением $\sigma_{\phi_{\max}}$ критического значения стенка барабана может потерять устойчивость и при определенных условиях приобрести форму эллипса. Это становится возможным, если отношение среднего радиуса R и длины l барабана весьма небольшое и число волн, образующихся на поверхности оболочки по окружности при потере устойчивости, $m = 2$.

Поэтому стенки тяжелонагруженных длинных барабанов грузоподъемных машин следует проверять на устойчивость. Проверка на устойчивость сводится к определению критического наружного давления, которое для случая неоребренной цилиндрической оболочки, опирающейся на жесткие кольца, имеющей длину $l > 8R$, может быть найдено по упрощенной формуле

$$p_{кр} = 0,25 E_6 \left(\frac{\Delta - \Delta_1}{R} \right)^3, \quad (5.55)$$

где $R = (D_n + D_b)/4$; E_6 — модуль упругости материала барабана при изгибе, МПа. Для сварных стальных барабанов $E_6 = 2,1 \cdot 10^5$, для стальных литых $E_6 = 1,9 \cdot 10^5$, для чугунных — $E_6 = 10^5$ МПа.

Необходимо, чтобы соблюдалось условие

$$p_{кр} \geq (1,3 \dots 1,5) p. \quad (5.56)$$

При длине барабана $2R < l < 8R$ значение $p_{кр}$ определяется по формуле

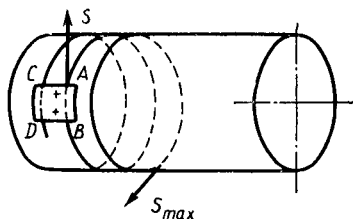
$$\frac{R p_{кр}}{E_6 (\Delta - \Delta_1)} (1 - \mu^2) = \frac{k^4 (1 - \mu^2) + \frac{(\Delta - \Delta_1)^2}{12 R^2} [(k^2 + m^2)^4 - 2m^6 + m^4]}{m^2 (k^2 + m^2) - m^4 - (2 + \mu) k^2 m^2 + \mu k^4}, \quad (5.57)$$

где μ — коэффициент Пуассона; $k = \pi R/l$; m — число волн, образующихся на поверхности барабана при потере устойчивости. Путем подстановки целых чисел $m = 2, 3, 4 \dots$ устанавливается наименьшее значение $p_{кр}$. Формулу (5.57) можно применить для определения $p_{кр}$ барабана с ребрами жесткости, расположенными на расстоянии $l_1 > 2R$. Подставляя в правую часть значения целые числа $m = 2, 4, 6, 8 \dots$, находим минимальное значение $p_{кр}$ для этого случая. Для сварных барабанов расчетное значение $p_{кр}$ можно уменьшить на 15 %.

Расчет болтов (шпилек) для крепления каната. При креплении каната прижимной планкой максимальное суммарное напряжение в одном болте с учетом действия напряжений растяжения и изгиба (см. рис. 5.8).

$$\sigma_{\text{сум max}} = \sigma_p + \sigma_n = \left[\frac{k_1 k N}{i \pi d_1^2} + \frac{k T l}{0,1 i d_1^3} \right] 10^{-6} \leq [\sigma_n], \quad (5.58)$$

Рис. 5.16. Схема крепления каната прижимной планкой



где $k \geq 1,5$ — запас надежности; $k_1 = 1,3$ — коэффициент, учитывающий кручение при затяжке болта; d_1 — внутренний диаметр резьбы болта; i — количество болтов; N — усилие, растягивающее болты; T — сила трения между канатом и планкой, приложенная между головкой болта и планкой; l — плечо изгиба, $[\sigma_n] = 70 \text{ МПа}$ — допускаемое напряжение при изгибе болта из стали Ст3.

В этой формуле $T = N/f_1$, где f_1 — приведенный коэффициент трения между канатом и планкой.

При трапециевидном сечении планки $f_1 = f/\sin \beta$, где $\beta = 40 \dots 45^\circ$ — угол боковой грани канавки на планке.

При практических расчетах $f = 0,1 \dots 0,16$. Для полукруглых канавок $f_1 = f$. В месте крепления каната сила, выдерживающая канат из-под прижимной планки,

$$S = S_{\max}/e^{f\alpha}, \quad (5.59)$$

где $\alpha = 3\pi$ — угол обхвата дополнительными витками.

Эта сила уравнивается силами трения: T_1 — между планкой, канатом и барабаном (участок AB); T_2 — между канатом и барабаном (участок BC); T_3 — между планкой, канатом и барабаном (участок CD).

Следовательно,

$$\begin{aligned} S &= T_1 + T_2 + T_3 = N'(f_1 + f) + (S_B - S_C) + N'(f_1 + f) = \\ &= 2N'(f_1 + f) + [(S - T_1) - (S - T_1)/e^{f\alpha_1}] = 2N'(f_1 + f) + \\ &+ (S - T_1)(1 - 1/e^{f\alpha_1}) = 2N'(f_1 + f) + [S - N'(f_1 + f)](1 - 1/e^{f\alpha_1}) \end{aligned} \quad (5.60)$$

где $\alpha_1 = 2\pi$; $N' = N/2$ — нагрузка планки на канат.

Из (5.60) можно получить

$$N = \frac{2S}{(f + f_1)(1 + e^{f\alpha_1})}. \quad (5.61)$$

В случае применения нескольких одноболтовых прижимных планок, располагающихся под углом 60° , расчет ведется аналогично. При креплении каната болтами в теле барабана (рис. 5.11) максимальное напряжение в болте

$$\sigma_{\text{сум макс}} = \left(\frac{1,3 k N}{0,25 i \pi d_1^2} + \frac{k S l}{0,1 i d^3} \right) 10^{-8} \leq [\sigma_n], \quad (5.62)$$

где i — количество болтов (шпилек); $k = 1,5$.

Клиновое крепление (см. рис. 5.11, б) наиболее часто применяют при относительно тонких канатах диаметром до 10...12 мм. Для самоторможения клина необходимо, чтобы удовлетворилось условие самоторможения

$$\operatorname{tg} \varphi = (1/4 \dots 1/5) < 2f = 2(0,1 \dots 0,15). \quad (5.63)$$

Преимущество клинового крепления — надежность в работе.

?

1. Почему грузы подвешиваются с помощью полиспастов?
2. Когда применяют полиспасты для выигрыша в силе и когда для выигрыша в скорости?
3. Какая разница между кратными и степенными полиспастами?
4. Нарисуйте и поясните схемы простейших кратных полиспастов для выигрыша в силе.
5. Поясните преимущества и недостатки одинарных и сдвоенных полиспастов.
6. Какое назначение уравнительного блока?
7. Определите коэффициенты сопротивления и КПД подвижного и неподвижного канатных блоков.
8. Как определяется коэффициент жесткости каната и сварной цепи?
9. Определите КПД полиспастов для выигрыша в силе и скорости.
10. Как подразделяются детали для навивки цепей и канатов?
11. Опишите конструкцию направляющих блоков для канатов и простых сварных цепей.
12. Какие материалы применяют для направляющих блоков?
13. Как определяют диаметр направляющих канатных и цепных блоков?
14. Опишите конструкцию цепных блоков для передачи вращающих моментов.
15. Как определяют диаметр цепных блоков?
16. Какие недостатки цепного привода?
17. Опишите конструкцию звездочек для пластинчатых цепей.
18. Как определяют диаметр начальной окружности звездочки?
19. Опишите конструкцию канатных барабанов.
20. Какие материалы применяют для канатных и цепных барабанов?
21. Опишите способы установки барабанов.
22. Как определяют основные размеры гладких и нарезанных барабанов — диаметр и длину?
23. Изложите расчет барабанов на прочность и устойчивость стенки.
24. Как ведется расчет на прочность деталей крепления грузового каната?

6.1. Общие сведения

Для захвата грузов при выполнении погрузочно-разгрузочных работ применяют различные грузозахватные устройства. Если кран выполняет грузоподъемные операции, связанные с транспортировкой различных грузов, то он оборудуется универсальным грузозахватным устройством — крюком или петлей, к которым с помощью вспомогательных приспособлений (строповых канатов, цепей, клещей, электромагнитов и т. д.) можно подвесить разнообразные грузы: штучные, сыпучие или жидкие в таре. Если же кран применяют для транспортировки однородных грузов по габариту, физическим свойствам (ящиков, бочек, металлических слитков, листов, мешков, угля, руды, металлической стружки, скрапа и т. д.), то для повышения производительности его целесообразно оборудовать специальными грузозахватными устройствами, соответствующими форме, физическим свойствам груза и позволяющими механизировать и автоматизировать операции по захвату и освобождению грузов. К числу таких устройств относятся: клещевые захваты, применяющиеся для транспортировки штучных грузов; эксцентриковые захваты для перемещения стальных листов; ковши и бадьи для транспортировки сыпучих и жидких грузов; электромагниты — для подъема намагничивающихся стальных и чугунных грузов; рейферы — для сыпучих материалов; траверсы с вакуумными захватами и т. д. Краны общего назначения, как правило, оборудуются простыми грузозахватными устройствами. При необходимости специальные грузозахватные органы (клещи, электромагниты, рейферы и т. д.) подвешиваются к крюку крана. Некоторые специальные грузозахватные устройства (например, рейферы, электромагниты и т. д.) являются постоянным оборудованием кранов, выполняющих однотипные грузоподъемные операции.

6.2. Простые грузозахватные устройства (крюки и петли)

Классификация и применение. В зависимости от грузоподъемности, области применения, группы режима работы различают следующие простые грузозахватные устройства:

однорогое кованые (штампованные) крюки грузоподъемностью 0,4...20 т по ГОСТ 6627—74 для машин и механизмов с ручным приводом, грузоподъемностью 0,32...100 т для машин режимных

групп 1М...4М, грузоподъемностью 0,25...80 т для машин режимных групп 5М...6М с машинным приводом; двурогие кованые (штампованные) крюки грузоподъемностью 8...20 т по ГОСТ 6628—73 для машин и механизмов с ручным приводом, грузоподъемностью 6,3...100 т для режимных групп 1М...4М и 5...100 т для режимных групп 5М...6М с машинным приводом;

однорогие пластинчатые (клепанные) крюки по ГОСТ 6619—75 грузоподъемностью 40...315 т для литейных кранов, двурогие — грузоподъемностью 80...320 т для кранов общего назначения; кованые и составные грузовые петли. Однорогие крюки изготавливаются с приливом для установки замка и без прилива.

В зависимости от длины кованые однорогие и двурогие крюки разделяются на короткие (тип А) и удлиненные (тип Б). Короткие крюки применяют для удлиненных подвесок, удлиненные — для укороченных.

Изготовление и эксплуатация. Крюки изготавливают способамиковки, штамповки или клепки (пластинчатые), цельнокованные петли и основные элементы сборных шарнирных петель — ковкой. Материалом для изготовления кованых крюков служит мартеновская сталь 20 (ГОСТ 1050—74) или сталь 20Г (ГОСТ 4543—71).

Для пластин пластинчатых крюков применяют мартеновскую сталь ВСтЗсп4 (ГОСТ 380—71) спокойнойковки, сталь 20 (ГОСТ 1050—74) или сталь 16 МС (ГОСТ 6713—75).

Применение литых или сварных крюков не допускается. Послековки (штамповки) поверхностная твердость должна быть в пределах НВ 95...135. После изготовления каждый крюк в течение 10 мин подвергается статическому испытанию под нагрузкой, превышающей максимальную грузоподъемность на 25 %. После испытания крюк не должен иметь трещин, надрывов, остаточной деформации.

Вследствие сотрясений, ударов, толчков со временем материал крюка ухудшает свойства, волокнистая структура последнего переходит в зернистую, весьма опасную для прочности. Процесс излома начинается с небольшой увеличивающейся трещины. Восстановление структуры материала крюка можно осуществить отжигом, который следует выполнять перед каждым испытанием машины.

Конструкция. Однорогий кованый крюк (рис. 6.1) представляет собой конструкцию, состоящую из прямой части, снабженной треугольной (при $d < 75$ мм) или прямоугольной нарезкой, и изогнутой части, имеющей трапецевидное поперечное сечение (реже — прямоугольное, круглое или овалообразное). Трапецевидное сечение удовлетворяет технологическим требованиям и обеспечивает меньшие размеры и массу крюка при необходимой опорной поверхности для стропов. Радиус изогнутой части крюка подбирают достаточным для размещения двух ветвей чалочного каната или цепи. Высота поперечного сечения $h = (2...3) a$, размер $h_1 = h$. Длина нормального укороченного крюка $H \approx (2...2,5) h$, удлиненного — $H \approx (4...5) h$. Треугольная нарезка хвостовой части наименее целесообразна, так как способствует высоким местным напряжениям.

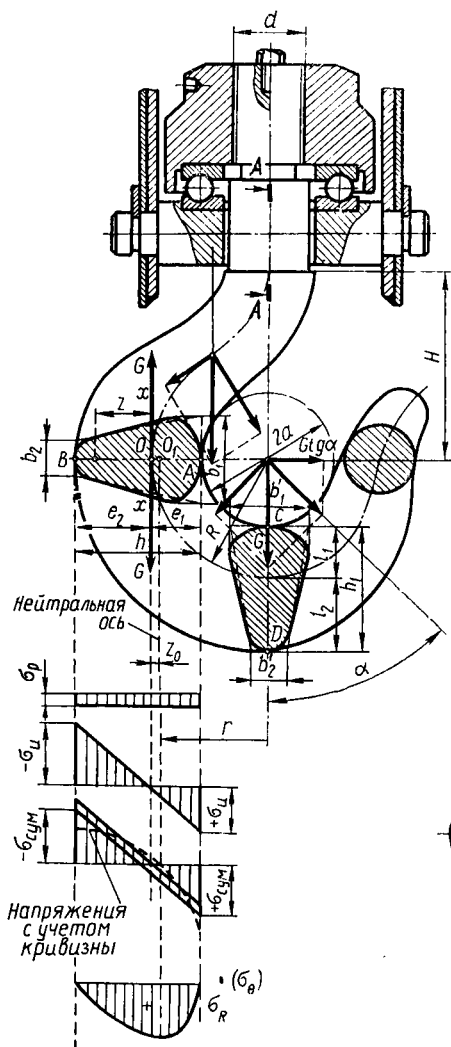


Рис. 6.1. Однорогий кованый крюк

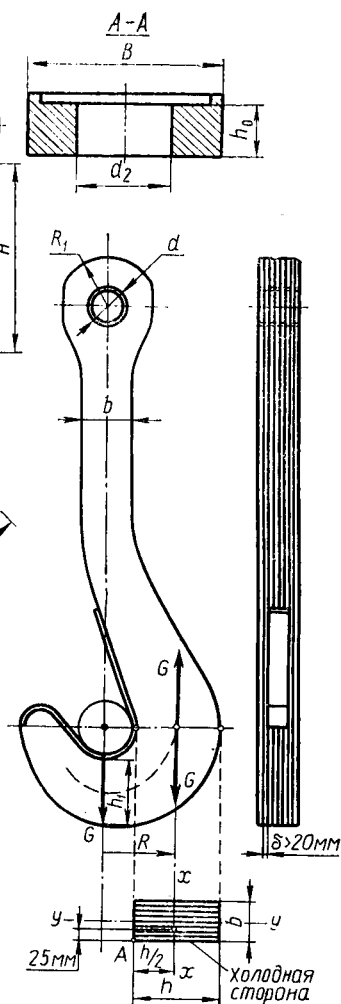


Рис. 6.2. Однорогий клепаный крюк

Двурогие кованые крюки (рис. 6.3) имеют сдвоенную изогнутую часть, более удобную при транспортировке грузов. Пластинчатые однорогие и двурогие крюки (рис. 6.2 и 6.4) состоят из отдельных пластин, соединенных между собой заклепками и снабженных вкладышами для равномерной передачи нагрузки. Толщина пластин обычно не меньше 20 мм. Диаметр заклепок — от 22 до 30 мм, шаг установки — 200...250 мм. Заклепки не должны попадать в опасные сечения AB и CD (рис. 6.4). Пластинчатые

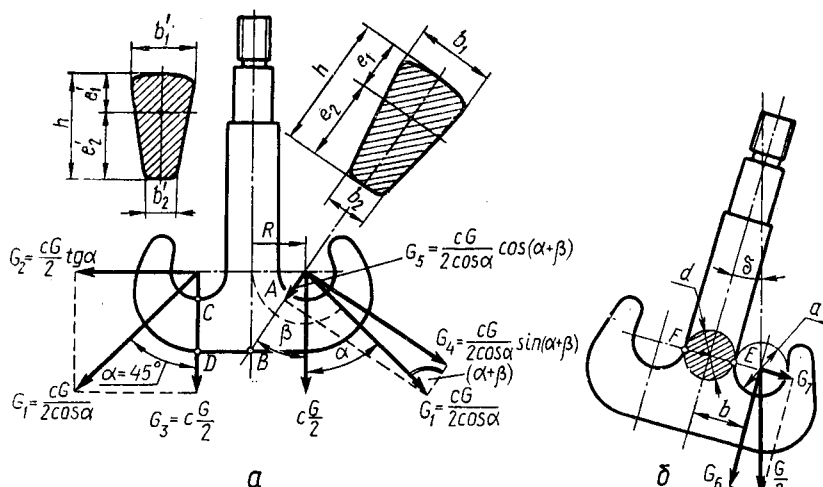


Рис. 6.3. Двурогий кованый крюк: при симметричной нагрузке (а); при односторонней нагрузке (б)

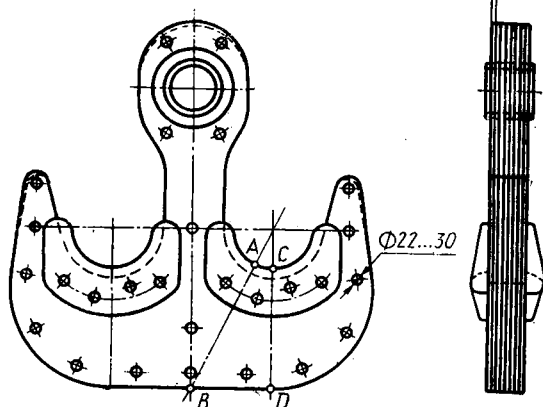


Рис. 6.4. Двурогий пластинчатый клепаный крюк

крюки проще в изготовлении, безопаснее в эксплуатации, так как разрушение обычно начинается с одной пластины. Заклепки для крюков изготовляют из стали Ст3 (ГОСТ 380—71), втулки — из сталей 35, 40, 45 (ГОСТ 1050—74), вкладыши — из стали 25 Л (ГОСТ 977—75). Подвешивание крюков и петель в кранах общего назначения небольшой грузоподъемности осуществляют с помощью удлиненных или укороченных подвесок. Первый тип подвесок применяют в сочетании с укороченными крюками, второй — с удлиненными. Крюки кранов грузоподъемностью свыше 3 т для уменьшения силы сопротивления повороту в нагруженном состоянии должны опираться на траверсу с помощью упорного подшипника качения.

Расчет однорогих кованых и клепаных крюков. Рис. 6.1 иллюстрирует расчетную схему крюка, имеющего три опасных поперечных сечения: в районе резьбы, горизонтальное — в районе изогнутой части (AB), вертикальное (CD).

В месте резьбы

$$\sigma_p = \frac{4G \cdot 10^{-8}}{\pi d^2} \leq [\sigma_p], \quad (6.1)$$

где σ_p — напряжение при разрыве опасного сечения, МПа; d_1 — внутренний диаметр резьбы хвостовика, м; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение при разрыве, МПа, принимаемое по табл. 6.1; G — вес подвешенного груза, Н.

6.1. Значения $[\sigma_p]$, МПа

Типы механизмов	Группа режима работы	$[\sigma_p]$ не более, МПа
С ручным приводом	1М	80
С машинным приводом	1М, 2М, 3М, 4М	70
	5М, 6М	50

Пониженные значения допускаемых напряжений вызываются необходимостью учесть большую концентрацию напряжений и неравномерность нагрузки витков резьбы, что может явиться причиной усталостных и хрупких разрушений. При расчете на усталость, необходимом для кранов с интенсивными условиями работы, допускаемое напряжение [10]

$$[\sigma_p] = \frac{\varepsilon \sigma'_{rk}}{k_\sigma n}, \quad (6.2)$$

где σ'_{rk} — предел усталости в условиях пульсирующего нагружения при расчетном эквивалентном числе циклов нагружения крюка; k_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений, зависящий от типа резьбы, соотношения шага резьбы и диаметра, формы гайки, свойств материала крюка и гайки (для крюка из стали 20 диаметром нарезанной части М20...М24 можно принять $k_\sigma = 3,8$); ε — масштабный коэффициент, учитывающий влияние размеров резьбы; n — запас прочности, зависящий от степени ответственности детали, точности расчета и т. д. (для кранов грузоподъемностью $Q = 100$ т можно принять $n = 1,2$, при $Q = 15$ т запас $n = 1,5$).

$$\sigma_{rk} = \sigma_{rk}^m \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}}, \quad (6.3)$$

где σ_{rk} — предел усталости при базовом числе циклов $N_0 = 10^7$; $m = 9$ — показатель кривой усталости.

Эквивалентное число нагружений

$$N = N_1 + N_2 \left(\frac{G_2}{G_1} \right)^9 + \dots, \quad (6.4)$$

где N_i — количество нагружений силой G_i , $N = \sum N_i$ [10]. Коэффициент ε можно принять равным 1; 0,9; 0,8; 0,73; 0,7; 0,63; 0,56;

0,5 для d соответственно 24, 36, 48, 64, 80, 100, 140, 200 мм. Здесь d — наружный диаметр резьбы.

В сечении AB крюк работает на растяжение с изгибом. При приближенном расчете без учета кривизны напряжения в точках A и B определяются по формуле*

$$\sigma_{A(B)} = \sigma_p \pm \sigma_n = \left(\frac{G}{F} \pm \frac{GR}{W_{A(B)}} \right) 10^{-6} \leq [\sigma], \quad (6.5)$$

где F — площадь поперечного сечения крюка AB , м^2 ; R — радиус кривизны линии центров тяжести сечения, м ; $W_{A(B)}$ — моменты сопротивления изгибу опасного поперечного сечения в точках A и B соответственно, м^3 .

$$W_A = \frac{J_x}{e_1}, \quad W_B = \frac{J_x}{e_2},$$

где J_x — момент инерции сечения относительно оси x , м^4 ; e_1, e_2 — расстояние соответственно точек A и B от центра тяжести сечения, м .

Для трапецевидного поперечного сечения AB крюка F, J_x, e_1, e_2 могут быть найдены по формулам

$$F = \frac{b_1 + b_2}{2} h; \quad J_x = \frac{b_1^2 + 4b_1b_2 + b_2^2}{b_1 + b_2} \frac{h^3}{36}; \quad e_1 = \frac{b_1 + 2b_2}{b_1 + b_2}; \quad e_2 = h - e_1,$$

где b_1, b_2, h — размеры поперечного сечения, м (см. рис. 6.1).

Для лучшего использования материала форму сечения подбирают так, чтобы суммарные напряжения в точках A и B были бы равны. Выравнивание этих напряжений можно получить только за счет соответствующего подбора W_A и W_B . Напряжение в сечениях изогнутой части крюка с учетом кривизны в предположении, что нейтральная ось совпадает с линией центров тяжести кривизны, определяется по формуле

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_n = \left(\frac{G}{F} + \frac{M_n}{FR} + \frac{M_n}{kFR} \frac{z}{z + R} \right) 10^{-6} \leq [\sigma], \quad (6.6)$$

где $M_n = GR$ — момент, изгибающий криволинейную часть крюка, $\text{Н} \cdot \text{м}$; k — коэффициент, зависящий от формы поперечного сечения крюка и его кривизны; z — расстояние от рассматриваемой точки сечения до оси, проходящей через центр тяжести поперечного сечения. Принимая силу положительной (если она растягивает расчетное сечение) и отрицательной (если она сжимает расчетное сечение), момент положительным (если его действие уменьшает радиус кривизны) и отрицательным (если его действие увеличивает радиус кривизны), координату z положительной (если рассматриваемое волокно находится на выпуклой наружной части бруса) и отрицательной (если волокно находится на вогнутой внутренней части бруса), на-

* Знак минус в формуле (6.5) принимается при определении напряжения в точке B .

ходим следующие формулы для определения напряжений в точках A и B :

$$\sigma_A = \frac{G}{kF} \frac{e_1 \cdot 10^{-6}}{R - e_1} \leq [\sigma]; \quad (6.7)$$

$$\sigma_B = -\frac{G}{kF} \frac{e_2 \cdot 10^{-6}}{R + e_2} \leq [\sigma]. \quad (6.8)$$

Здесь $[\sigma] \leq 150$ МПа при $h = h_1$ и $[\sigma] \leq 125$ МПа при $h \neq h_1$. Для механизмов с ручным приводом $[\sigma] \leq 165$ и $[\sigma] \leq 145$ МПа соответственно. В формулах (6.7) и (6.8) k — расчетный коэффициент формы поперечного сечения крюка при заданном радиусе кривизны, определяемый по формуле

$$k = -\frac{1}{F} \int_{e_1}^{e_2} \frac{y}{R + y} dF. \quad (6.9)$$

Интегрируя, можно получить для прямоугольного, кругового и эллипсовидного трапецевидного поперечных сечений следующие формулы соответственно:

$$k = -1 + \frac{h}{R} \ln \frac{R + \frac{h}{2}}{R - \frac{h}{2}}; \quad (6.10)$$

$$k = \frac{1}{4} \left(\frac{h}{2R} \right)^2 + \frac{1}{8} \left(\frac{h}{2R} \right)^4 + \frac{5}{64} \left(\frac{h}{2R} \right)^6; \quad (6.11)$$

$$k = -1 + \frac{2R}{(b_1 + b_2)h} \left\{ \left[b_2 + \frac{b_1 - b_2}{h} (R + e_2) \right] \ln \frac{R + e_2}{R - e_2} - (b_1 - b_2) \right\}. \quad (6.12)$$

При более сложных поперечных сечениях для определения k пользуются графоаналитическим способом.

Расчетный запас прочности в опасных сечениях всех крюков

$$n = \sigma_T / \sigma_{\max} \geq [n],$$

где σ_T — предел текучести материала крюка, МПа; $\sigma_{\max}$ — наибольшее напряжение в опасном сечении, МПа; $[n]$ — допустимый запас прочности (табл. 6.2).

На рис. 6.1 показаны соответствующие графики напряжений. Если принять $e_1 \approx 0,42h$, $e_2 \approx 0,58h$, $2a \approx h$, $k \approx 0,1$, то при этих данных $\sigma_A \approx 8,4 \frac{G}{F}$, $\sigma_B \approx -3,9 \frac{G}{F}$ [7]. Сопоставляя эти значения с напряжениями $|\sigma_A| = |\sigma_B| \approx 6 \frac{G}{F}$, найденными по формуле (6.5), находим, что значения напряжений в точке A без учета кривизны ориентировочно на 40 % больше.

Выполненный выше расчет основан на известных формулах сопротивления материалов, где работа кривого бруса при изгибе исследуется приближенно, полагая, что радиальные сечения бруса остаются при изгибе плоскими, не нагружают друг друга.

6.2. Значения $[n]$

Типы механизмов	Группа режима работы	Крюки с вертикальными и горизонтальными сечениями	
		одинаковыми	разными
С ручным приводом	1М, 2М, 3М, 4М	1,05	1,3
С машинным приводом	1, 2, 3, 4	1,2	1,4
	5М, 6М	1,5	1,75

Расчеты, однако, показывают, что элементарное решение по формулам сопротивления материалов близко к точному, сообщаемому формулами теории упругости. В отличие от изложенного, здесь помимо найденных выше тангенциальных напряжений $\sigma = \sigma_\theta$ определяются радиальные напряжения σ_R , эпюра которых показана на рис. 6.1. Наибольшее приведенное напряжение в точке С опасного поперечного сечения CD , МПа, определяется по формуле

$$\sigma'_C = \sqrt{\sigma_C^2 + 3\tau_C^2} \leq [\sigma], \quad (6.13)$$

σ_C — наибольшее нормальное напряжение, МПа, в точке С

$$\sigma_C = \frac{G \operatorname{tg} \alpha}{2k_1 F_1} \frac{e'_1}{R - e'_1} 10^{-6}, \quad (6.14)$$

где F_1 — площадь поперечного сечения CD , м^2 ; k_1 — соответствующий коэффициент формы; $\alpha = 45 \dots 50^\circ$ — угол отклонения чалочного каната.

Напряжение среза, МПа,

$$\tau_C = G/2 F \cdot 10^6. \quad (6.15)$$

Приведенные зависимости полностью распространяются на пластинчатые крюки литейных кранов, транспортирующих ковши с расплавленным металлом, с тем отличием, что расчет опасных сечений производят с учетом дополнительного изгиба крюка относительно оси y вследствие нагрева (рис. 6.2). Оценка дополнительных напряжений затруднительна, однако, согласно данным опытов, эти напряжения равны 15...25 % от напряжений, вызванных изгибом в плоскости крюка.

Согласно рекомендациям ВНИИПТМАШ, наибольшее напряжение (МПа) в крайнем внутреннем волокне A опасного горизонтального сечения

$$\sigma_A = \left[\frac{G}{kF} \frac{h}{2(R - h/2)} + \frac{G(0,5b - 0,025)}{hb^2/6} \right] 10^{-6} \leq [\sigma], \quad (6.16)$$

где G ($0,5b - 0,025$) — изгибающий момент, Н · м, действующий в плоскости x в результате смещения нагрузки на величину ($0,5b - 0,025$) м в сторону холодной части крюка, расположенной на стороне, противоположной ковше; $hb^2/6$ — момент сопротивления горизонтального сечения относительно оси y , м³.

Наибольшее нормальное напряжение (МПа) в крайнем волокне вертикального опасного сечения

$$\sigma_c = \left[\frac{G \operatorname{tg} \alpha}{2k_1 F} \frac{0,5 h_1}{R - 0,5 h_1} + \frac{0,5 G \operatorname{tg} \alpha (0,5b - 0,025)}{h_1 b^2/6} \right] 10^{-6} \leq [\sigma]. \quad (6.17)$$

Наибольшее суммарное нормальное напряжение (МПа) у внутреннего волокна проушины

$$\sigma = \left[\frac{\alpha G}{ba} + \frac{G (0,5b - 0,025)}{(2R - d) b^2/6} \right] 10^{-6} \leq [\sigma]. \quad (6.18)$$

В этой формуле α — коэффициент, учитывающий влияние кривизны проушины. При $d/b = 1$ $\alpha = 2$; $d/b = 2$ $\alpha = 1,2$; $d/b = 3$ $\alpha = 1$. Допускаемое напряжение $[\sigma] = 100$ МПа.

Расчет двурогих крюков. При расчете двурогих крюков в качестве расчетной нагрузки принимают усилие от веса груза, передаваемое на рог крюка через стропы в предположении симметричной их загрузки, равное (6.3, а, б)

$$G_1 = \frac{cG}{2 \cos \alpha}. \quad (6.19)$$

При этом приведенное напряжение в опасном сечении CD определяется с помощью сил $G_2 = G_1 \sin \alpha$, $G_3 = G_1 \cos \alpha$ по методике, аналогичной принятой при расчете однорогого крюка.

Приведенное напряжение в опасном сечении AB определяется по той же методике с помощью сил $G_4 = G_1 \sin (\alpha + \beta)$, $G_5 = G_1 \cos (\alpha + \beta)$, где угол β находится по чертежу.

В практике эксплуатации иногда при перемещении небольших грузов последние подвешивают на один рог (рис. 6.3, б). Появляется дополнительное расчетное сечение EF . Расчетную нагрузку принимают равной $G/2$. После разложения этой силы на составляющие $G_6 = 0,5G \cos \delta$, $G_7 = 0,5G \sin \delta$ нетрудно видеть, что сечение EF работает на разрыв, изгиб и срез. Приведенное напряжение (МПа) в точке E

$$\sigma_E = \sqrt{(\sigma_p + \sigma_n)^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \quad (6.20)$$

где

$$\sigma_p = \frac{G_6}{F} 10^{-6}; \quad \sigma_n = \frac{G_6 b}{2W_E} 10^{-6}; \quad \tau = \frac{G_7}{F} 10^{-6}.$$

Здесь F — площадь поперечного сечения, м²; $W_E = 0,1d^3$ — момент сопротивления при изгибе в точке E , м³. На рис. 6.4 показана конструкция двурогого клёпаного крюка.

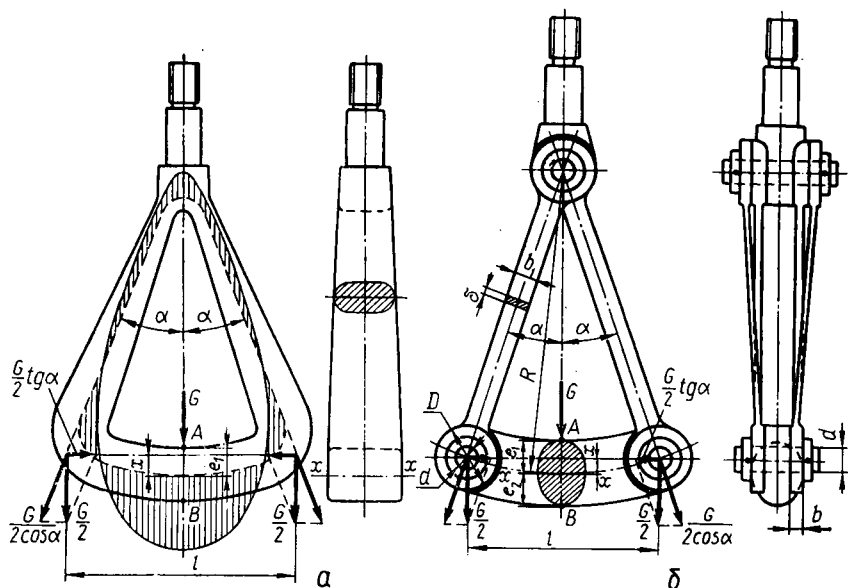


Рис. 6.5. Грузовые петли

Расчет петель. Грузовые петли делят на цельнокované (рис. 6.5, а) и шарнирные (рис. 6.5, б). Эти грузозахватные устройства отличаются большей надежностью строповки грузов по причине более благоприятных условий нагружения. Однако в эксплуатации они менее удобны.

Цельнокóваная петля представляет собой статически дважды неопределимую конструкцию, все элементы которой (поперечина, тяги) работают на изгиб. Эпюра этих напряжений показана на рис. 6.5, а. Нахождение фактических напряжений с учетом изложенного представляет сложную задачу. Поэтому на практике пользуются приближенным способом расчета, рассматривая поперечину в качестве балки, имеющей неполное защемление концов, но не имеющей шарнирных опор.

Принимая, что максимальный изгибающий момент в средней части поперечины петли от силы G равен $Gl/6$, напряжение (МПа) в точке A опасного сечения определим по формуле

$$\sigma_A = -\sigma_{сж} - \sigma_{и} = - \left[\frac{G \operatorname{tg} \alpha}{2F} + \frac{\frac{Gl}{6} + \frac{Q}{2} x \operatorname{tg} \alpha}{W_{xA}} \right] 10^{-6} \leq [\sigma], \quad (6.21)$$

где F — площадь поперечного сечения, м^2 ; W_{xA} — момент сопротивления сечения в точке A , м^3 .

Учитывая неточность расчета, $[\sigma] = 80$ МПа для Ст3 по ГОСТ 380—71. Боковые части петли растягиваются силой $G/2 \cos \alpha$ и изгибаются моментом $Ql/13$.

Для тяг $[\sigma] = 80 \dots 100$ МПа [10]. Учитывая двукратную статическую неопределимость глухих петель, повышающую их надежность, для поперечин крюков кранов режимных групп 1М...4М можно принять $[\sigma] = 180 \dots 200$ МПа. Для режимных групп 5М и 6М работы $[\sigma] = 140 \dots 150$ МПа. При изготовлении петель из пластин допускаемые напряжения можно снизить ориентировочно на 20 %.

Шарнирная петля представляет собой статистически определенную конструкцию, и потому расчет ее более прост. Поперечина шарнирной петли в этом случае может рассчитываться на изгиб и сжатие с учетом кривизны.

Максимальное напряжение в точке А опасного сечения АВ (рис. 6.5, б) определяется по формуле

$$\sigma_A = \left[-\frac{G \operatorname{tg} \alpha}{2F} + \frac{(0,25Gl + 0,5x \operatorname{tg} \alpha)}{FR} - \frac{(0,25Gl + 0,5x \operatorname{tg} \alpha)}{kFR} \frac{e_1}{(R - l_1)} \right] 10^{-6} \leq [\sigma]. \quad (6.22)$$

Приближенный расчет поперечины может быть выполнен и по формуле (6.21) с той разницей, что во вторую составляющую формулы вводится момент $Gl/4$ вместо $Gl/6$. Тяги рассчитываются на растяжение, оси шарниров — на изгиб и срез, а гнезда проушин следует проверить на максимальное напряжение, действующее на внутренней поверхности отверстия, по формуле

$$\sigma_{\max p} = \frac{G 10^{-6}}{4db \cos \alpha} \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} \leq [\sigma_p]. \quad (6.23)$$

По данным проф. Н. Ф. Руденко, допускаемое напряжение при расчете поперечины $[\sigma_n] = 120$ МПа. По данным проф. Л. Г. Кифера, при расчете проушины $[\sigma_p] = 100$ МПа. Данные табл. 6.1 и 6.2, относящиеся к выбору допускаемых напряжений для крюков, распространяются и на случай шарнирных петель.

Петли-проушины, проушины крюков, серьги. Однорогие, дву-рогие пластинчатые крюки подвешиваются посредством шарнирных проушин. С их помощью соединяются поперечины и тяги шарнирной петли. Для захвата тяжелых грузов применяют специальные устройства, соединяемые с петлями-проушинами закладными осями. Поперечины крюковых подвесок крепятся к последним с помощью вертикальных листов (серьг), имеющих круглые отверстия. Точный расчет проушины — трудная, статически неопределимая задача, осложняющаяся неясностью закона распределения нагрузки между отверстием и закладной деталью, зависящей от диаметров оси и отверстия, контактных и изгибающих деформаций этих элементов.

Расчет проушин крюков. Известны методики расчета проушин, предложенные Бернгардом, Беке и другими авторами.

Расчетная схема по Бернгарду изображена на рис. 6.6, а. Схема проушины, имеющей вид тонкого кругового кольца, учитывает на-

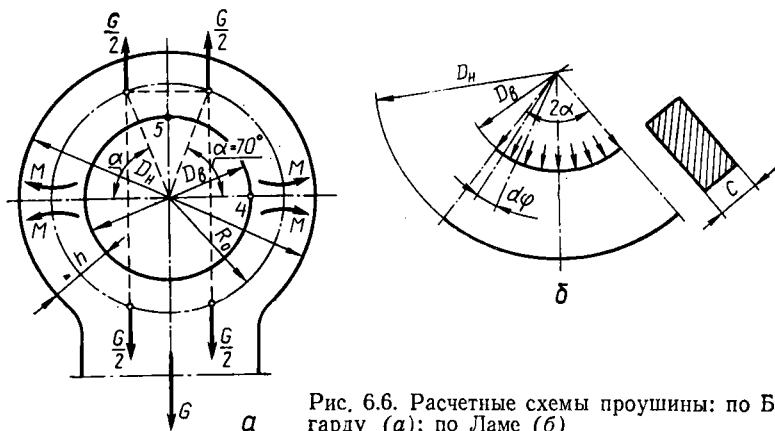


Рис. 6.6. Расчетные схемы проушины: по Бергарду (а); по Ламе (б)

личие небольшого зазора между осью и проушиной, а также наличие сосредоточенных нагрузок $G/2$. Изгибающие моменты в точках 4 и 5

$$M_4 = 0,164GR_0; M_5 = 0,165GR_0.$$

Напряжение от изгиба, МПа, в точке 4

$$\sigma_n = \frac{k_4 M_4}{W_4} 10^{-8}, \quad (6.24)$$

где k_4 — коэффициент, учитывающий влияние кривизны и зависящий от R_0/h (R_0 — радиус кривизны оси центра тяжести сечения). Суммарное напряжение

$$\sigma_{\text{сум}} = \sigma_n + \sigma_p = \left[\frac{M_4}{W_4} k_4 + \frac{G}{2F_4} \right] 10^{-8} \leq [\sigma], \quad (6.25)$$

где F_4 — площадь поперечного сечения, м^2 . Коэффициент k_4 определяется в зависимости от отношения R_0/h :

$\frac{R_0}{h}$	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,5	2	3	4	5
k_4	2,89	2,13	1,79	1,63	1,52	1,3	1,2	1,12	1,09	1,07

По Ламе максимальное напряжение на внутренней поверхности кольца (рис. 6.6, б)

$$\sigma_{\text{сум}} = p_{\text{в}} \frac{D_{\text{н}}^2 + D_{\text{в}}^2}{D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2} \leq [\sigma], \quad (6.26)$$

где $p_{\text{в}}$ — давление по внутреннему контуру, МПа, легко определяющееся из уравнения равновесия сил, действующих на элемент

проушины, по формуле

$$G = 2 \int_0^{\alpha} p_{\text{в}} \frac{D_{\text{в}}}{2} c \cos \varphi d\varphi = 2 p_{\text{в}} \frac{D_{\text{в}}}{2} c \sin \alpha, \quad (6.27)$$

откуда

$$p_{\text{в}} = G/D_{\text{в}} c \sin \alpha. \quad (6.28)$$

Здесь G — внешняя нагрузка; c — толщина серги. Полагая $\alpha = 90^\circ$, находим

$$p_{\text{в}} = G/D_{\text{в}} c. \quad (6.29)$$

Если расчеты приближенные, то для оценки напряжения (МПа) можно в отдельных случаях воспользоваться формулой (рис. 6.6)

$$\sigma = \alpha_0 G \cdot 10^{-6} / (D_{\text{н}} - D_{\text{в}}) c, \quad (6.30)$$

где α_0 — коэффициент концентрации напряжений.

Опыты Рюля, Матара и других авторов при плотной и скользящей посадках оси в проушине дают $\alpha_0 = 3...3,5$, но при больших зазорах можно получить $\alpha_0 = 5$ [10].

6.3. Специальные грузозахватные устройства

Общие сведения. К специальным грузозахватным устройствам относятся: траверсы и скобы для перемещения длинномерных грузов (рельсов, балок и т. д.), клещевые и эксцентриковые захваты, электромагниты, грейферы, пневмозахваты и т. д.

Устройство, применение, работа и расчет клещей и эксцентриковых захватов. Клещевой захват для подъема штучных грузов состоит из двух шарнирно соединенных клещевин 3, концы которых соединены цепями 2 с подъемным канатом 1. Нижние концы клещевин имеют упоры для захвата груза 4 (рис. 6.7, а).

Клещи применяют для транспортировки круглых бревен, грузов в мешках и тюках, стальных болванок, больших камней, бетонных блоков, ящиков, рулонов, бочек и т. д. Эти устройства отличаются надежностью в работе, так как сила защемления всегда пропорциональна весу поднимаемого груза. Они обладают свойством автоматического освобождения груза после установки его на место, требуют значительно меньше времени на захват.

Все клещевые захваты работают по принципу самозатягивания под действием веса поднимаемого груза. Существуют захваты, в которых защемление осуществляется с помощью механизмов.

Для работы захвата (рис. 6.7, а) необходимо, чтобы

$$2Tf = kG, \quad (6.31)$$

где $k = 1,3...1,5$ — коэффициент запаса силы трения между клещевинной и грузом; f — коэффициент трения.

Из условия равновесия сил, действующих на левую клещевину, находим

$$-Sa + Tb - Tfc = 0, \quad (6.32)$$

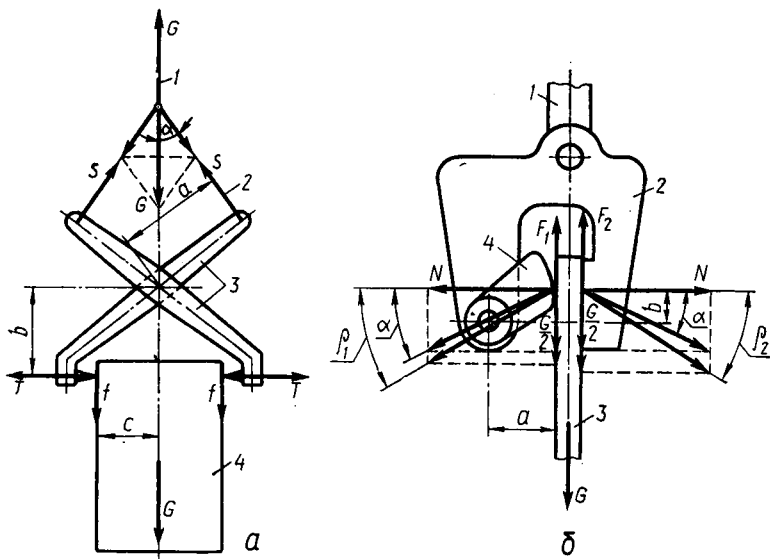


Рис. 6.7. Клещевой захват

откуда следует

$$S = T \frac{b - fc}{a}. \quad (6.33)$$

Поскольку $G = 2S \cos \alpha$, то из формул (6.31), (6.32) находим

$$f = \frac{kb \cos \alpha}{a + kc \cos \alpha}, \quad (6.34)$$

откуда, при принятых размерах клещей и подвесного устройства, можно найти требуемое значение коэффициента трения или, наоборот, при заданном f можно определить один из геометрических параметров.

Для гладких стальных поверхностей $f = 0,12 \dots 0,15$. Для стальных рифленых — $f = 0,2 \dots 0,25$. При трении стали по камню: при гладких поверхностях $f = 0,21 \dots 0,25$; при рифленых — $f = 0,4 \dots 0,51$.

Эксцентриковый захват (рис. 6.7, б) для подъема листовых грузов представляет собой устройство, состоящее из скобы 2, подвешенной к грузовой тяге 1, и эксцентрика 4, шарнирно соединенного со скобой. Между поверхностями скобы и эксцентрика размещают груз 3.

Для безопасности работы эксцентрикового захвата необходимо, чтобы сумма F сил трения F_1 между эксцентриком и листом, листом и скобой F_2 была больше веса груза G :

$$F = F_1 + F_2 = N (f_1 + f_2) \geq G, \quad (6.35)$$

или

$$N (f_1 + f_2) = kG, \quad (6.36)$$

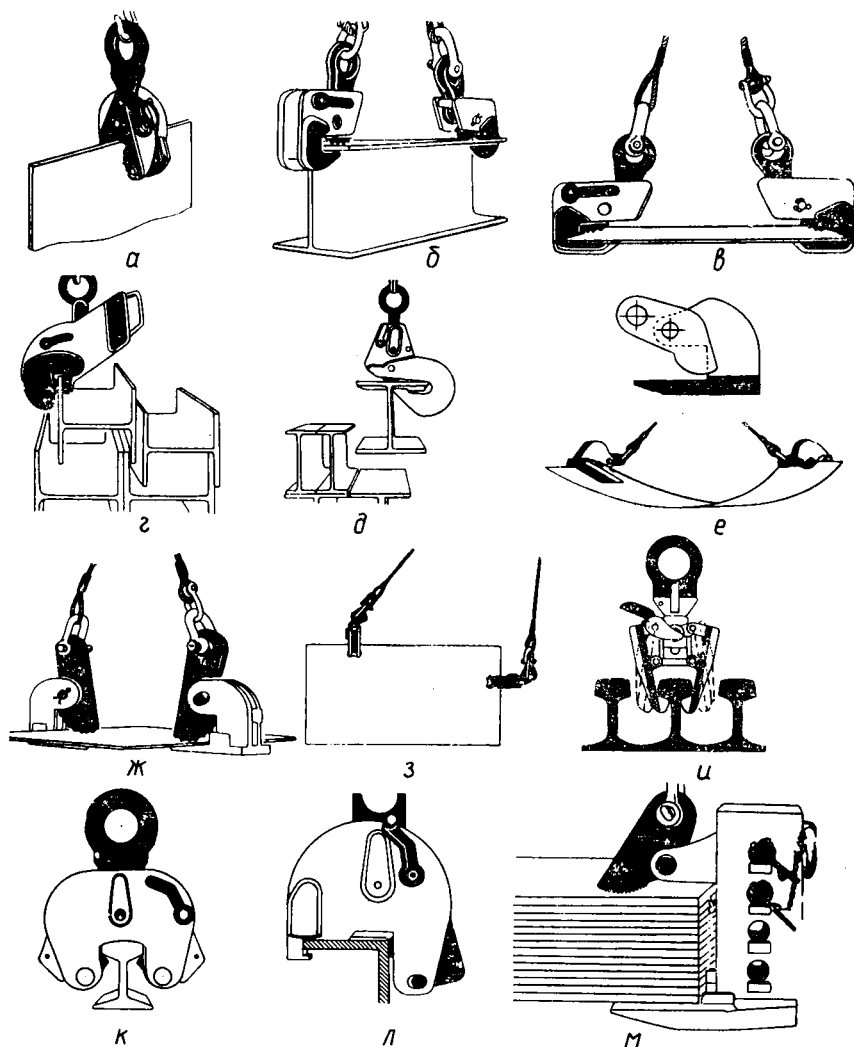


Рис. 6.8. Примеры применения эксцентриковых захватов для механизации и автоматизации грузотранспортных операций

где f_1, f_2 — значения коэффициентов трения между эксцентриком и листом, листом и рамой эксцентрика соответственно; $k = 1, 3 \dots 1, 5$ — коэффициент запаса. Следовательно,

$$N = kG/(f_1 + f_2). \quad (6.37)$$

Поскольку $\frac{G}{2N} = \operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{b}$, то

$$(f_1 + f_2) / k = 2a/b. \quad (6.38)$$

Пользуясь этим условием, можно определить размеры эксцентрика. Эксцентрикковые захваты (рис. 6.8) представляют собой очень удобный вид средств механизации и автоматизации грузотранспортных операций, обеспечивающих транспортировку стальных листов (*а, в, е, ж, з, м*), прокатных профилей (*б, г, д, л*), рельсов (*и, к*) и т. д.

Классификация, применение, устройство и работа грейферов. Грейфером называется самонагружающееся и саморазгружающееся грузозахватное устройство, применяющееся для транспортировки различных сыпучих, стружкообразных, солоmistых (в отдельных случаях) штучных грузов.

В зависимости от условий использования различают три рода грейферов: легкой конструкции (до 10 м³ объема), применяющиеся для угля, не слишком крупного кокса, рыхлой руды, солей с объемной массой до 1 т/м³; усиленной конструкции (до 3 м³ объема) для средних по тяжести условий работы при транспортировке твердого крупного угля, руды, клинкера, гравия, песка с объемной массой 1...2 т/м³; тяжелой конструкции (до 2,5 м³ объема), применяющиеся для твердой крупнокусковой руды и других тяжелых крупнокусковых труднозахватываемых материалов с объемной массой 2...3 т/м³. В зависимости от количества захватывающих лопастей или челюстей грейферы делятся на двух- и многочелюстные. В зависимости от способа управления работой челюстей различают одноканатные, двухканатные и моторные грейферы, от расположения челюстей — грейферы симметричной и несимметричной конструкции.

Грейферы широко применяют в промышленности, в сельском хозяйстве. При выполнении строительных, складских, горнодобывающих работ и т. д., вследствие чего резко повышается производительность грузотранспортных операций, снижается доля ручного труда или он совсем устраняется. Грейфер представляет собой достаточно сложный механизм, при помощи которого обеспечивается непрерывная транспортировка производственных грузов. Изучение их работы, разработку теории расчета последних в разное время вели отечественные и зарубежные ученые Б. А. Таубер, И. П. Крутиков, Б. П. Румянцев и др.

Двухканатный грейфер представляет собой конструкцию (рис. 6.9, *а*), состоящую из двух полуковшей 1 (челюстей или чаш), шарнирно соединенных с нижней траверсой 2 и с верхней траверсой 4 с помощью четырех тяг 9. Грейфер подвешен на симметрично расположенных противоположной свивки подъемных или поддерживающих канатах 6 и замыкающих канатах 5. Поддерживающие канаты прикреплены к верхней траверсе и навиваются на барабан 7 механизма открытия грейфера. Замыкающие канаты являются сбегающими ветвями замыкающего полиспаста 3, соединяющего верхнюю и нижнюю траверсы, и навиваются на барабан механизма замыкания грейфера 8. Передаточное число замыкающего полиспаста зависит от рода материала и для угольных, рудных грейферов принимается от 4 до 6. Некоторое увеличение дробящего усилия на

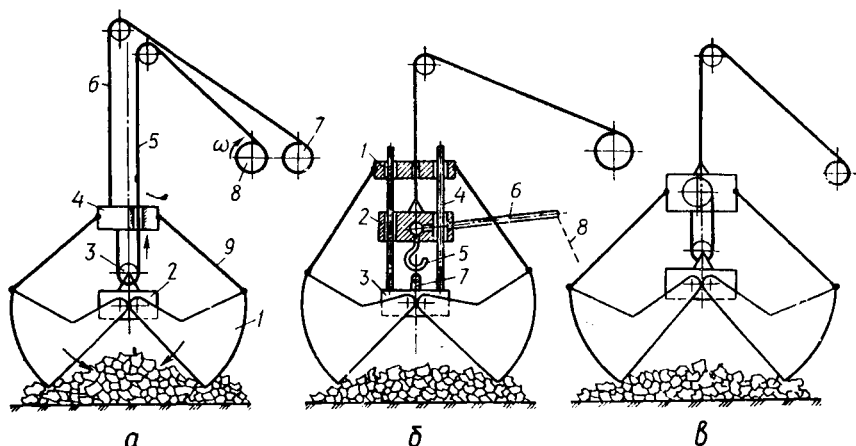


Рис. 6.9. Схемы: двухканатного грейфера (а); одноканатного грейфера (б); моторного грейфера (в)

кромках челюстей можно получить, применяя несимметричную конструкцию грейфера. Для загрузки руды и угля грейферы большой емкости выполняют с короткими тягами, что увеличивает усилие резания к концу процесса зачерпывания. Для разгрузки судов применяют подгребающие штивующие грейферы с широким раскрытием челюстей и почти горизонтальным перемещением режущих кромок.

Различают одноканатные грейферы с автоматическим и ручным раскрытием чаш. Наибольшим распространением пользуются грейферы второго вида (рис. 6.9, б). Они разгружаются с помощью каната или цепи. Грейфер имеет три траверсы: верхнюю 1, среднюю 2, нижнюю 3. Средняя траверса направляется двумя штангами 4. На этой траверсе помещается устройство управления раскрытием грейфера, состоящее из замка 5 и рычага 6. На нижней траверсе установлены защелки 7, соединяющие ее со средней траверсой в закрытом состоянии. Подъемный канат, идущий к барабану механизма подъема, соединяется со средней траверсой. К рычагу 6 крепится цепь управления 8.

В моторных грейферах управление движением чаш осуществляется механизмом, установленным на верхней траверсе грейфера (рис. 6.9, в). При зачерпывании сыпучего материала двухканатным грейфером подъемные канаты навиваются на барабан, благодаря чему челюсти грейфера сближаются до взаимного соприкосновения. Поддерживающие канаты должны быть несколько ослаблены, так как верхняя траверса при зачерпывании стремится опуститься вниз (рис. 6.8, а). Когда наполненный грейфер поднимается, подъемный и поддерживающий барабаны синхронно вращаются в сторону подъема. При открытии грейфера замыкающие канаты ослабляются, чаши грейфера под действием собственного веса и веса нижней траверсы раскрываются, сыпучий материал высыпается. При опускании раскрытого грейфера подъемный и поддерживающий барабаны

вращаются в сторону опускания груза. Основное преимущество двухканатных грейферов — их высокая производительность. В то же время они нуждаются в применении специальной лебедки.

Зачерпывание одноканатным грейфером осуществляется автоматически при его подъеме (рис. 6.8, б). Для раскрытия грейфера достаточно разомкнуть замок с помощью цепи 8 и рычага 6. Под действием веса нижней траверсы, чаш и материала грейфер раскрывается. Процесс размыкания может осуществляться и автоматически, если на определенной высоте установить упор (на схеме он не показан). Такие грейферы применяют в случаях, когда необходимо с помощью одного подъемного механизма осуществить перегрузку сыпучих материалов. Невысокая производительность, недостаточная надежность замка, неустойчивость грейфера на материале, неудобство выгрузки материала при небольшой высоте подъема закрытого грейфера — основные недостатки одноканатных грейферов, ограничивающие область их применения.

Операции по зачерпыванию и раскрытию моторного грейфера производятся соответствующим механизмом, установленным на верхней траверсе. Подъем и опускание грейфера осуществляются механизмом подъема крана, к которому подвешен грейфер.

Возможность применения для любого крана, раскрытия челюстей на любую величину в пределах максимальной, разгрузки на любой высоте, спокойного выполнения погрузочно-разгрузочных операций — основные преимущества моторных грейферов. В то же время они обладают ограниченной производительностью и недостаточной устойчивостью.

Устройство и особенности расчета пневмозахватов. Пневмо- или вакуумные захваты применяют при выполнении погрузочно-разгрузочных, подъемно-транспортных, монтажных, специальных технологических работ при перемещении сборных конструкций жилых и промышленных зданий, длинномерных плит, бетонных труб, листового материала, стекла, бочек и т. д.

Грузоподъемность вакуумных захватов достигает 10 т.

Устройство вакуумной камеры для труб диаметром до 85 см показано на рис. 6.10, а. Уплотнение из мелкопористой резины 1 крепится к корпусу камеры 2, которая с помощью вентиля 5 соединяется с вакуумной системой. Захват подвешивается к крюку крана с помощью подвески 3 и пружины 4. Аналогично устроены и другие пневмозахваты.

Возможность автоматизации грузотранспортных операций, сокращение расхода времени и средств на их производство, повышение производительности — преимущества вакуумных захватов.

При симметричном расположении захвата (рис. 6.10, б)

$$F_n \geq k G, \quad (6.39)$$

где G — вес груза, Н; F_n — подъемная сила вакуумного устройства, Н.

$$F_n = \delta S (P_a - P_b) 10^6. \quad (6.40)$$

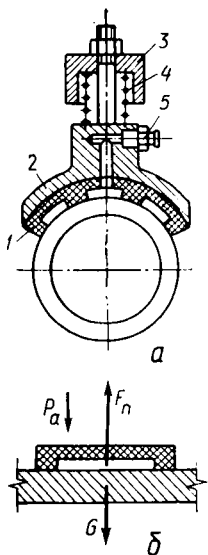


Рис. 6.10. Схемы: пневмо-захвата для транспортировки труб (а); расчетная схема пневмозахвата (б)

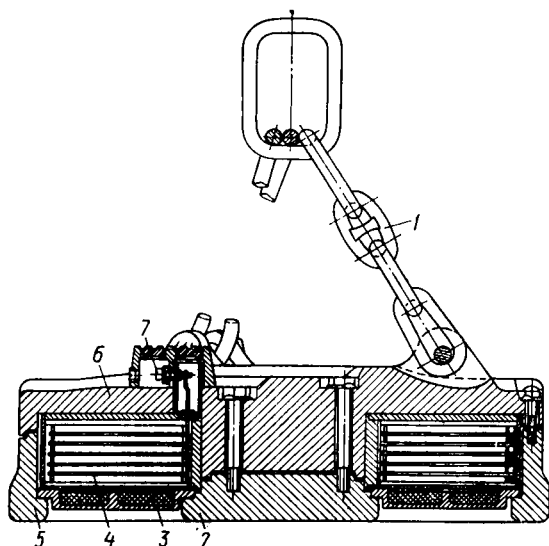


Рис. 6.11. Грузоподъемный электромагнит

Здесь S — площадь захвата, м^2 ; P — атмосферное давление, МПа; P_n — давление внутри камеры, МПа; $\delta = 0,8 \dots 0,85$ — коэффициент, учитывающий возможность изменения атмосферного давления и свойств уплотнителя.

При определении P_n следует иметь в виду его изменение с высотой подъема, что может быть учтено с помощью изобарических карт. В формуле (6.39) $k = 6 \dots 8$ — коэффициент запаса.

Устройство и применение электромагнитов. Для подъема стальных и чугунных намагничивающихся грузов применяют электромагниты постоянного тока двух типов: круглые — тип М, прямоугольные — тип МП. Круглые магниты служат для подъема металлической стружки, скрапа, лома и т. д.; прямоугольные — для транспортировки длинномерных стальных грузов. Для перемещения очень длинных грузов применяют подвески нескольких магнитов на специальной траверсе. Грузоподъемность электромагнитов достигает 30 т. Электромагнит (рис. 6.11) состоит из стального литого корпуса 6; катушки 4; защитных колец 2, 5; защитных плит 3, изготовленных из марганцовистой стали или латуни; контактной коробки 7. Магнит подвешивают к крюку крана с помощью цепей 1. Подача тока к контактной коробке 7 производится с помощью гибкого кабеля, идущего к специальному кабельному барабану, приводимому в движение механизмом подъема.

Возможность автоматизации процессов захвата и съема намагничивающихся грузов, исключающая необходимость применения

ручного труда, лучшего использования площади складских помещений — основное преимущество электромагнитов. В то же время они обладают и рядом существенных недостатков: небезопасность использования по причине неизбежного падения груза при внезапном отключении тока; зависимость подъемной силы от типа, формы груза (например, электромагнит М 42 диаметром 1670 мм осуществляет подъем стальной плиты массой 16 т и стальной стружки массой 0,2 т); зависимость подъемной силы от химического состава и температуры груза, например, при нагреве стального груза до температуры около 700 °С или при наличии в металле ориентировочно 8 % марганца подъемная сила отсутствует.

?

1. Опишите конструкцию простых грузозахватных устройств.
2. Как изготавливают крюки, петли, петли-проушины?
3. Допускается ли применение литых крюков?
4. Как испытывают крюки и петли?
5. Изложите расчет однорогого, двурокого кованых и пластинчатых крюков, цельнокованой и шарнирной петель.
6. Изложите способ расчета проушин крюков по Ламе и Бернгарду.
7. Назовите специальные грузозахватные устройства.
8. Опишите устройство и работу клещей для транспортировки штучных грузов и методику их расчета.
9. Как устроены эксцентриковые захваты для транспортировки листового стального проката?
10. Изложите методики расчета эксцентрикового захвата.
11. Опишите устройство, работу, преимущества и недостатки крановых электромагнитов.
12. Опишите устройство, работу двухканатных, одноканатных и моторных грейферов.
13. Как устроены и работают пневмозахваты? Изложите особенности их расчета.

ОСТАНОВЫ И ТОРМОЗА ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

7.1. Общие сведения

Все грузоподъемные машины оборудуются устройствами, предназначенными для остановки или торможения последних на определенном пути. Эти устройства можно разделить на две группы: остановы или стопорные устройства, тормоза различных конструкций.

7.2. Остановы

Классификация. Различают фрикционные и храповые остановы, обеспечивающие удержание груза в подвешенном состоянии и применяющиеся, как правило, для подъемных механизмов.

Конструкция и работа фрикционных остановов. На рис. 7.1 показаны конструкции фрикционных остановов. Фрикционный одноколодочный останов (рис. 7.1, а) состоит из тормозного шкива 1, расположенного на одном из валов привода, тормозной колодки 2, находящейся на неподвижной оси и прижимаемой пружиной 3. Фрикционный двухколодочный останов (рис. 7.1, б) имеет две симметрично расположенные колодки. В этом останове вал привода разгружается от изгиба, увеличивается поверхность соприкосновения колодки со шкивом. На рис. 7.1, в показан более сложный роликовый останов, состоящий из корпуса 1, втулки 2, роликов 3, фиксируемых пружинами 4.

При вращении шкива 1 фрикционного останова (рис. 7.1, а) в сторону подъема груза тормозная колодка 2 не мешает его вращению. При опускании груза имеет место противоположный процесс: колодка 2, прижимаясь к шкиву 1, создает необходимое сопротивление вращению шкива в направлении спуска. Основным недостатком данного фрикционного останова является близость расположения точки касания колодки и шкива, что, с учетом износа поверхности трения и упругости опорных деталей, создает опасность быстрого выхода из строя. Фрикционный останов (рис. 7.1, б) отличается большей надежностью. Улучшить конструкцию фрикционных остановов можно путем применения клиновидной канавки, повышающей коэффициент трения (рис. 7.1, а).

При вращении втулки 2 роликового останова (рис. 7.1, в) против часовой стрелки (при неподвижном корпусе 1) ролики 3 не препятствуют этому движению. При изменении направления вращения

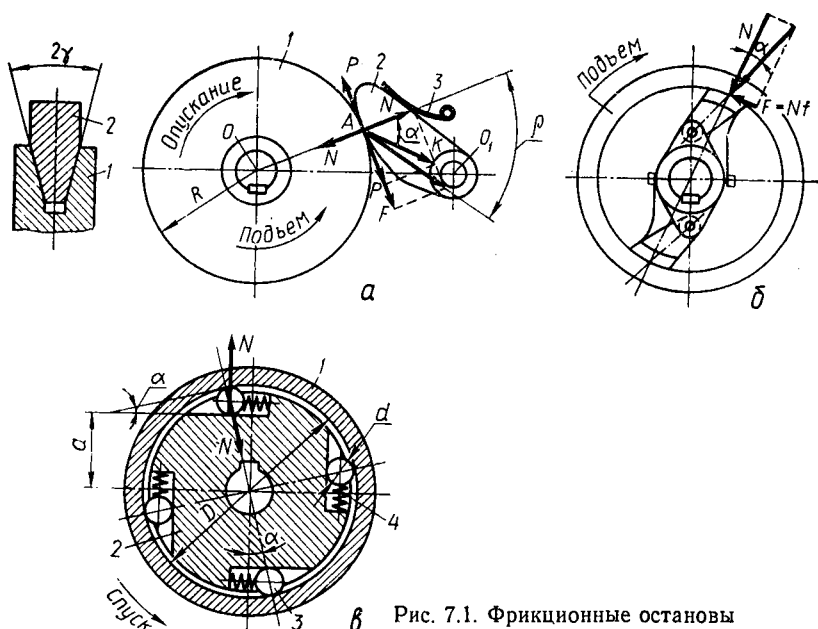


Рис. 7.1. Фрикционные остановы

ролики увлекаются в узкую часть клинового паза, что приводит к заклиниванию втулки 2.

Расчет фрикционных остановов. Окружное усилие на тормозном диске (рис. 7.1, а)

$$P = \frac{M_k}{R}, \quad (7.1)$$

где M_k — максимальный крутящий момент на валу шкива; R — радиус шкива.

Сила трения, необходимая для останова шкива,

$$F = Nf \geq P, \quad (7.2)$$

где $f = 0,12$ — коэффициент трения; N — сила нормального давления колодки. Поскольку равнодействующая K сил N и P должна пройти через ось вращения колодки, то

$$P = N \operatorname{tg} \alpha. \quad (7.3)$$

Из (7.2) и (7.3) следует, что для обеспечения заторможенного состояния необходимо, чтобы $\operatorname{tg} \alpha = f \leq \operatorname{tg} \rho$, т. е. $\alpha \leq \rho$. Для $f = 0,12$ угол $\alpha \leq 7^\circ$. Тогда

$$N = \frac{P}{\operatorname{tg} 7^\circ} \approx 8,5 P. \quad (7.4)$$

Для клиновидной канавки с $\gamma = 15^\circ$ приведенное значение коэффициента трения

$$f = \frac{f}{\sin \gamma + f \cos \gamma} = \frac{0,12}{\sin 15^\circ + 0,12 \cos 15^\circ} \approx 0,32,$$

что соответствует углу трения $\rho = 18^\circ$.

Расчетный крутящий момент, Н · м, на валу роликового фрикционного останова (рис. 7.1, в)

$$M_p = \frac{k_d M_k}{k_r}, \quad (7.5)$$

где $k_r = 0,65 \dots 0,9$ — коэффициент, учитывающий точность изготовления и монтажа; $k_d = 2,0$ — коэффициент динамичности для крановых механизмов с электроприводом.

Нормальная сила давления на ролик, Н,

$$N = 2M_p / zD \operatorname{tg} \alpha / 2, \quad (7.6)$$

где $z = 3 \dots 5$ — количество роликов; D — диаметр останова, м; α — угол заклинивания.

Значение угла α должно удовлетворять условию

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \leq \operatorname{tg} \rho = f, \quad (7.7)$$

где α — определяется из соотношения

$$\cos \alpha = (2a + d) / (D - d). \quad (7.8)$$

Здесь d — диаметр ролика, м; a — расстояние от оси вращения до плоскости втулки, м. Обычно $\alpha \leq 7^\circ$.

Ориентировочный диаметр ролика, м,

$$d \approx 1,88 \cdot 10^{-3} \sqrt{10 M_p / z}. \quad (7.9)$$

Длина ролика $l = 1,25 \dots 1,5$, внутренний диаметр корпуса $D = 8d$.

Максимальное контактное касательное напряжение, МПа, в месте контакта ролика с корпусом [7]

$$\tau_{\max} = 0,2 \cdot 10^{-3} \sqrt{NE(D - d) / lDd} \leq [\tau], \quad (7.10)$$

где E — модуль упругости материала ролика, МПа. В месте контакта ролика со втулкой

$$\tau_{\max} = 0,2 \cdot 10^{-3} \sqrt{NE / ld} \leq [\tau]. \quad (7.11)$$

Ролики делают из сталей ШХ15, У8 или У8А $HRC_{56 \dots 63}$. Корпуса и втулки изготавливают из сталей ШХ15, 40Х $HRC_{59 \dots 61}$, У10 $HRC_{61 \dots 65}$. Допускаемые контактные напряжения сдвига определяют по формуле

$$[\tau] = 9 \dots 13 HRC_3. \quad (7.12)$$

Для механизмов с большим количеством включений допускаемое напряжение определяют из условия контактной выносливости [7]:

$$[\tau]_1 = [\tau] \sqrt[6]{10^7 / N_u}, \quad (7.13)$$

где $N_u > 10^7$ — число циклов нагружения за весь срок службы.

Приблизительно длина ролика

$$l = N / [p],$$

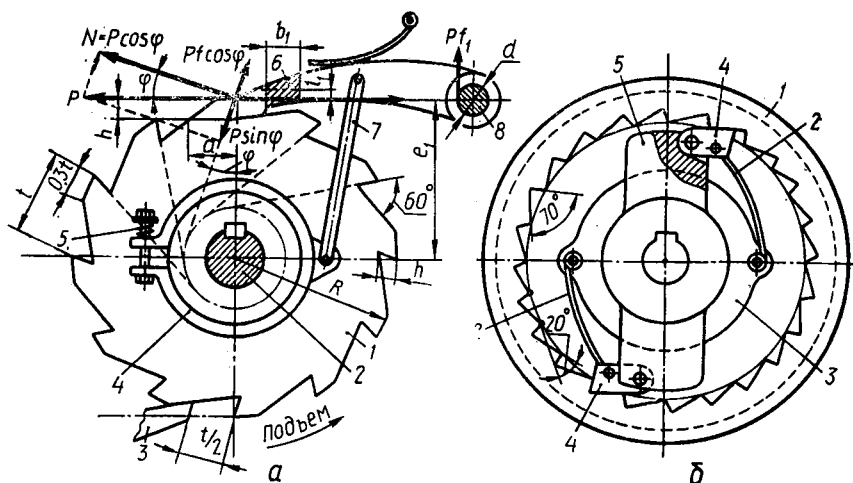


Рис. 7.2. Храповые остановы

где для указанных выше материалов допускаемое погонное давление $[p] = 450 \text{ кН/м}$.

Конструкция и работа храповых остановов. Различают храповые остановы с наружным и внутренним зацеплением. Храповые остановы с наружным зацеплением состоят из храпового колеса 1, установленного на валу 2 механизма подъема груза, собачки 6, ось 8 которой крепится к неподвижным элементам механизма (рис. 7.2, а).

Чаще всего храповик устанавливают на первом валу привода, где действует минимальный крутящий момент, однако в отдельных ответственных случаях, например в кранах, транспортирующих жидкий металл, храповики устанавливаются на промежуточных валах и даже на валах барабанов. Для обеспечения надежной работы храпового устройства собачка прижимается к храповому колесу пружиной или специальным грузом. Храповый останов может иметь и большее количество собачек. В этом случае собачки располагаются со смещением одна относительно другой так, чтобы в зацеплении всегда находилась одна собачка. При двух собачках относительное смещение собачек составляет половину шага зубьев храповика, при трех — третью часть шага и т. д.

На рис. 7.2, б показан храповый останов с внутренним зацеплением. Такие остановы иногда применяют для тормозных храповых колес. В этом случае их зубья располагают на внутреннем венце тормозного шкива 1, свободно сидящего на валу привода. Собачку или две собачки 4 устанавливают на рычаге 5. Они управляются с помощью фрикционного хомута 3 и оттяжных пружин 2. В различных кранах храповые устройства располагают внутри ведомых колес второй пары зубчатых редукторов механизма подъема. В этом случае они обеспечивают синхронность работы двух барабанов механизма главного подъема и безопасность при выходе из строя одного из электродвигателей или поломке одного из приводных валов.

При вращении храпового колеса 1 (рис. 7.2, а) в сторону подъема груза собачка проскакивает по торцам зубьев колеса, не препятствуя его вращению. Если направление вращения колеса изменяется в сторону опускания груза, собачка 6, упираясь в верхнюю кромку зуба храповика, соскальзывает под зуб, создавая необходимый упор. Для опускания груза собачку необходимо вывести из зацепления с храповым колесом. Вращение ходового колеса в сторону подъема груза сопровождается стуком собачек. Для его уменьшения применяют специальные фрикционные устройства, одно из которых показано на рис. 7.2, а. Основным элементом этого устройства является хомут 4, прижимающийся к валу пружиной 5 и соединенный с собачкой 6 рычагом 7.

При вращении вала в сторону подъема хомут 3 под действием силы трения стремится повернуться в ту же сторону и отводит собачки от зубьев храпового колеса. При вращении храповика в сторону опускания груза собачка принудительно вводится в зацепление с зубом храпового колеса.

Расчет храповых остановов. Зуб храповика с наружным зацеплением проверяют на изгиб. Длину зуба (ширина опорной поверхности собачки) выбирают с учетом линейного удельного давления.

Уравнение прочности на изгиб в сечении зуба $B-B$ имеет вид

$$Ph = 10^6 \frac{ba^2}{6} [\sigma_n], \quad (7.14)$$

где P — окружное усилие, Н; h — плечо изгиба (высота зуба), м; a — расчетная высота и ширина опасного сечения зуба соответственно, м (рис. 7.2, а); $[\sigma_n]$ — допускаемое напряжение на изгиб, МПа.

Окружное усилие

$$P = 2M/D, \quad (7.15)$$

где M — крутящий момент на валу храпового колеса, Н · м; D — диаметр храпового колеса, м.

Между основными параметрами зуба храповика a , b , h и шагом зацепления t обычно принимают следующие соотношения:

$$a = \alpha t; \quad b = \beta t; \quad h = \gamma t,$$

где $\alpha = 0,5$; $\beta = 0,25$; $\gamma = 1,0 \dots 2,0$ — коэффициенты. Следовательно, шаг зацепления, м, по наружной окружности

$$t = 10^{-3} \sqrt{\frac{6\gamma P}{\beta \alpha^2 [\sigma_n]}}. \quad (7.16)$$

Как и для зубчатых передач, модуль зацепления

$$m = t/\pi.$$

Допускаемое напряжение на изгиб $[\sigma_n]$ для чугуна СЧ 15—30 МПа; для сталей марок 35 Л11, 55Л11—80 МПа; Ст3 — 100, стали 45—120 МПа [7].

Линейное давление

$$p = P/b \leq [p], \quad (7.17)$$

где для храповиков из СЧ 15 давление $[p] = 150$ кН/м; для храповиков из сталей литых 35 Л 11...45 Л 11 давление $[p] = 300$ кН/м; для стали Ст3 давление $[p] = 350$ кН/м; для стали 45 давление $[p] = 400$ кН/м. Эти значения $[p]$ могут применяться только для крановых механизмов режимных групп 1М, 2М и 3М. Для остальных режимов они снижаются на 25...30 %.

Число зубьев z храпового колеса зависит от его назначения.

Обычно принимают: $z = 6...8$ — для храповиков трещоток, реечных домкратов; $z = 12...20$ — для самостоятельных храповых устройств; $z = 16...25$ — для тормозов с храповиками. Зубья храповика с внутренним зацеплением, число которых обычно 16...30, значительно прочнее зубьев храповика с внешним зацеплением, так как размер a здесь достигает шага зацепления t . Уравнение прочности собачки в опасном сечении будет иметь вид

$$\sigma_{\text{сум max}} = -\sigma_{\text{сж}} - \sigma_{\text{и}} = -\left(\frac{P}{F} + \frac{M_{\text{и}}}{W}\right) 10^{-6} \leq [\sigma_{\text{и}}], \quad (7.18)$$

где $\sigma_{\text{сж}}$, $\sigma_{\text{и}}$ — сжимающее и изгибающее напряжения соответственно; F — площадь опасного поперечного сечения собачки, м^2 ; $M_{\text{и}}$ — изгибающий момент, $\text{Н} \cdot \text{м}$; W — наименьший момент сопротивления поперечного сечения собачки при изгибе, м^3 .

$$M_{\text{и}} = Pl_1, \quad (7.19)$$

где l_1 — плечо изгиба (см. рис. 7.2).

$$W = b_1 x^2/6, \quad (7.20)$$

где $b_1 = b + (0,002...0,004)$ м — ширина собачки; x — высота опасного сечения собачки; $[\sigma_{\text{и}}] = 50$ МПа для собачки из сталей 35 или 45.

Ось собачки рассчитывается на изгиб. Учитывая ударные приложения нагрузки, допускаемое напряжение на изгиб обычно принимают пониженным. Например, для стали 45 $[\sigma_{\text{и}}] = 30...50$ МПа.

Для надежного скольжения собачки под зуб храповика при вращении последнего в сторону опускания груза необходимо определить угол наклона передней грани зубьев. Для определения этого угла составим уравнение равновесия моментов сил, действующих на собачку, относительно оси ее вращения (рис. 7.2):

$$TL \cos \varphi - NfL \cos \varphi - Pf_1 \frac{d}{2} = 0, \quad (7.21)$$

где $T = P \sin \varphi$; $N = P \cos \varphi$; L — расстояние между осями храповика.

Подставив значение T и разделив уравнение (7.21) на $\cos \varphi$, получим

$$\operatorname{tg} \varphi - f = \frac{f_1 d}{2L \cos^2 \varphi}. \quad (7.22)$$

Поскольку $f = \operatorname{tg} \rho$, где ρ — угол трения, то

$$\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \rho + \frac{f_1 d}{2L \cos^2 \varphi}. \quad (7.23)$$

Следовательно,

$$\operatorname{tg} \varphi > \operatorname{tg} \rho, \text{ или } \varphi > \rho.$$

С учетом возможного загрузки собаки и кранового колеса принимают угол $\varphi = 20^\circ$.

Профилирование зубьев храпового колеса с наружным зацеплением выполняют с учетом применения для образования зубьев нормальной фрезы с углом профиля 60° .

7.3. Тормоза. Общие сведения

Назначение и классификация. С целью остановки либо регулирования скорости движения механизмов в грузоподъемных машинах применяют тормозные устройства, обеспечивающие в механизмах подъема остановку и удержание груза в подвешенном состоянии, в механизмах передвижения и поворота — остановку на определенной длине тормозного пути. Их устанавливают, если грузоподъемная машина перемещается со скоростью более 0,53 м/с, предназначена для работы на открытом воздухе или относится к числу напольных. На механизмах передвижения тележек поворотных кранов без самостоятельного двигателя и тележек мостовых кранов с ручным приводом, электроталей при управлении ими снизу (в случае невозможности их самопроизвольного движения под действием сил ветра или уклона пути), грузоподъемных машин и их тележек при скорости передвижения менее 0,53 м/с тормозные устройства не устанавливают.

В зависимости от источника тормозного усилия тормоза грузоподъемных машин делятся на фрикционные, электродинамические, электромагнитные, порошковые и гидродинамические. Фрикционные тормоза развивают необходимое тормозное усилие с помощью фрикционных сил трения, возникающих между рабочими элементами. Электродинамические тормозные устройства обеспечивают торможение машины с помощью электродинамического электромагнитного поля; гидравлические — с помощью гидродинамического потока рабочей жидкости или гидравлических устройств статического действия; электромагнитные порошковые — посредством сил трения в слое ферромагнитного порошка, развивающихся под действием электромагнитного поля.

В зависимости от назначения различают стопорные и спускные, или регулирующие, фрикционные тормоза, от характера действия — нормально замкнутые, нормально разомкнутые и комбинированные. Нормально замкнутые тормоза замыкаются постоянно замкнутой внешней силой со стороны пружины или замыкающего груза, размыкаются усилием со стороны специального привода (электромагнита, гидравлического толкателя и т. д.). Нормально разомкнутые тормоза замыкаются приводным усилием, размыкаются постоянно дей-

ствующей внешней силой. Комбинированные тормоза обычно работают как нормально разомкнутые, а при выполнении технологических операций, требующих плавного торможения, они замыкаются под действием ручного или гидравлического привода; при необходимости быстро остановить кран они работают как нормально замкнутые.

По принципу действия фрикционные тормоза подразделяются на автоматические и управляемые. По конструкции пар трения — на ленточные, колодочные, дисковые и конические. В зависимости от источника силы, обеспечивающей замыкание, они делятся на ручные, грузовые, пружинные, гидравлические; по конструкции устройства, обеспечивающего размыкание тормоза, — на ручные, электромагнитные, с гидравлическими и центробежными толкателями.

Согласно правилам Госгортехнадзора, механизмы подъема и изменения вылета стрелы с машинным приводом оборудуются автоматически действующими нормально замкнутыми электромагнитными фрикционными тормозами. Механизмы подъема с ручным приводом снабжаются автоматически действующими тормозами, замыкаемыми весом поднимаемого груза. На механизмах передвижения и поворота применяют нормально замкнутые и комбинированные тормоза. На механизмах поворота башенных, стреловых с башенно-стреловым оборудованием и порталных кранов допускается установка управляемых тормозов нормально открытого типа. В этом случае тормоз должен иметь устройство для его фиксации в замкнутом положении. На автомобильных, пневмоколесных кранах могут применяться механизмы передвижения с нормально открытым управляемым тормозом и обязательным стояночным тормозом.

Фрикционные материалы. К тормозным обкладкам предъявляются следующие основные требования: высокий коэффициент трения; постоянство тормозных качеств даже при высоких температурах до 300 °С; высокая износостойкость при наибольших значениях рабочих скоростей, удельных давлений и температур; возможность сравнительно легкой обработки; небольшая стоимость.

В настоящее время для тормозов грузоподъемных машин наиболее часто применяют новые виды тормозных обкладок — вальцованную ленту ЭМ-2 (ГОСТ 15960—79) типа 6КВ—10 и другие толщиной 5...10 и шириной 30...160 мм. Она отличается высокой износостойкостью, стабильностью коэффициента трения при нагреве тормоза, хорошими рабочими показателями в паре с чугунным или стальным тормозным шкивом при твердости поверхности трения не ниже НВ 350. При меньшей поверхностной твердости имеет место интенсивный износ стального тормозного шкива и фрикционного материала. Известны случаи, когда срок службы тормозных обкладок кранов 5-й и 6-й групп режимов работы достигал 1 месяца, при расчетном — 5...7,5 лет. Тормозные шкивы рекомендуется изготавливать из сталей 65Г и 65ГЛ (НВ ≥ 350) или стали 35 СГ (НВ ≥ 420). Для механизмов передвижения и поворота можно применять шкивы из чугуна с пределом прочности при растяжении не менее 290 МПа

[7]. Фрикционный материал крепится с помощью латунных (медных) заклепок, располагаемых на расстоянии не менее 80...100 мм.

В последнее время крепление выполняется и с помощью термостойких клеев ВС-10Т, ВК-2, повышающих срок службы фрикционной пары тормоза примерно на 30 %.

По данным исследований, фрикционные материалы имеют следующие значения допускаемой температуры нагрева, при которой они теряют свои фрикционные качества: вальцованная лента — $t = 220^{\circ}\text{C}$; асбестовая лента типа А (пропитанная битумом) — 200°C , типа Б (пропитанная маслом) — 175°C .

В табл. 7.1 приведены значения коэффициентов трения и допускаемых средних давлений для различных фрикционных материалов и тормозов.

7.1. Допускаемые средние давления $[p]^*$, МПа, и значения коэффициентов трения f

Материал трущихся поверхностей	f	Для тормозов						
		колодочных		ленточных		дисковых		кони- ческих
		в режимах				в условиях		
		стопор- ном	спуск- ном	стопор- ном	спуск- ном	без смазки	с гус- той смаз- кой	в мас- ляной ванне
Чугун и сталь по чу- гуну	0,15	2	1,5	1,5	1	0,3	0,3	0,8
Сталь по стали	0,15	0,4	0,2	1,5	1	0,3	0,4	0,8
Тканая асбестовая лента по металлу	0,35	0,6	0,3	0,6	0,3	0,3	0,6	0,8
Вальцованный и прес- сованный фрикцион- ный материал по ме- таллу	0,42	0,6	0,4	0,8	0,4	0,6	1	1,2
Горячеформованный материал (на каучу- ке) по металлу	0,32	0,8	0,4	0,8	0,4	0,6	1	1,2

* Значения $[p]$ приведены для механизмов 4-й режимной группы. Для 1-й...3-й режимных групп их можно повысить на 30 %, для 5-й и 6-й режимных групп — снизить на 30 %.

Размыкающие устройства. Для размыкания тормозов применяют специальные электромагниты, электрогидравлические и электро-механические толкатели, включаемые в электрическую цепь двигателя так, что при размыкании тормоза одновременно включается в работу электродвигатель. При прекращении подачи электрического тока электромагнит и двигатель выключаются, а тормоз с помощью пружины или замыкающего груза замыкается и производит остановку механизма.

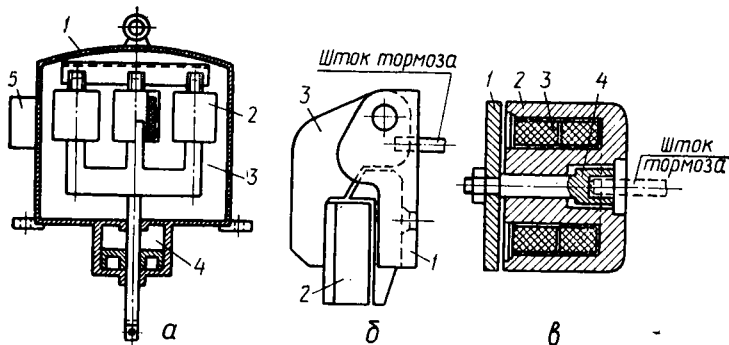


Рис. 7.3. Электромагниты крановых тормозов

В отечественных грузоподъемных машинах применяют электромагниты: длинноходовые постоянного тока типа КМП, переменного тока типа КМТ; короткоходовые постоянного тока типа МП и ТКП, переменного тока типа МО-Б. Для электроталей применяют однофазные электромагниты станков серии МИС-Е и МТ. На рис. 7.3 показаны схемы длинноходового электромагнита переменного тока типа КМТ, постоянного тока МП, переменного — типа МО-Б. Длинноходовой электромагнит переменного тока типа КМТ (рис. 7.3, а) состоит из корпуса 1, катушек 2, подвижного якоря 3, воздушного демфера 4, клеммовой доски 5. Из-за недостаточной надежности в работе эти электромагниты чаще всего устанавливают на ленточных тормозах. Короткоходовые электромагниты, характеризующиеся малым ходом якоря, применяют для колодочных тормозов. Короткоходовой электромагнит переменного тока типа МО-Б (рис. 7.3, б) состоит из поворотного якоря 3 и катушки 2, установленной на неподвижной части корпуса 1. Короткоходовой электромагнит постоянного тока типа МП (рис. 7.3, в) состоит из стального корпуса 2, внутри которого помещена катушка 3, якоря 1, соединенного с подвижным штырем 4, в который упирается шток тормоза. Ход якоря таких магнитов равен 2...4 мм. В каталогах электромагнитов указываются максимально допустимые ход и тяговое усилие для магнитов КМП, МП, угол поворота, момент для магнитов типа МО-Б. Основные недостатки магнитов: ударная работа, невозможность регулирования скорости движения якоря, а следовательно, плавного изменения тормозного момента.

Несколько меньшими недостатками обладают тормоза с электрогидравлическими и центробежными толкателями.

Применяющиеся в современных конструкциях тормозов электрогидравлические толкатели делятся на двухштоковые (рис. 7.4) и одноштоковые. Толкатель состоит из корпуса 5, золотниковой коробки 3, поршня 1, лопастного колеса 6, золотника 4, двигателя и двух направляющих штоков, соединенных с тормозом. При включении двигателя приходит во вращательное движение лопастное колесо 6, которое создает избыточное давление в золотниковой ко-

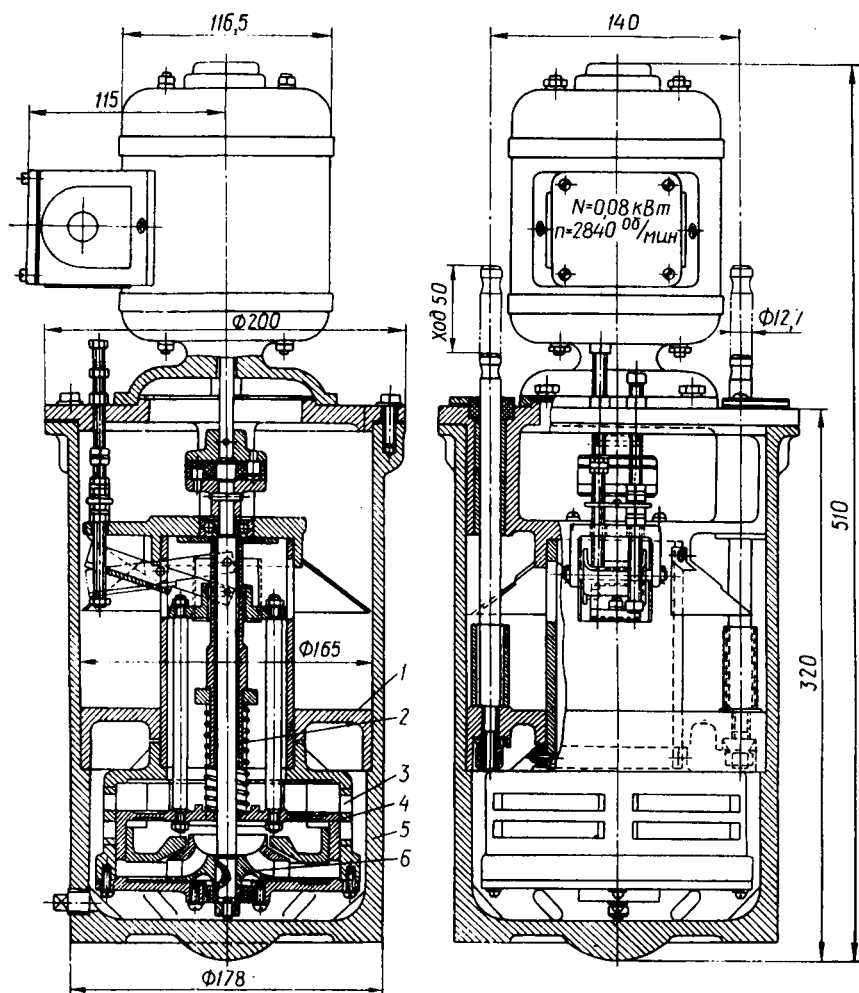


Рис. 7.4. Электрогидравлический двухштоковый толкатель

робке 3. Благодаря этому перемещается вверх золотник 4, сжимающий пружину 2 и открывающий доступ рабочей жидкости через отверстия в золотниковой коробке под поршень 1, который перемещается вверх, преодолевая сопротивление замыкающей пружины тормоза.

При отключении двигателя толкателя под действием пружины тормоза поршень перемещается вниз, вытесняя жидкость в пространство под ним. Основным недостатком двухштокового толкателя — склонность к заклиниванию тяг, что влияет на точность изготовления.

Более современная конструкция одноштокового электрогидравлического толкателя (рис. 7.5) представляет собой механизм, со-

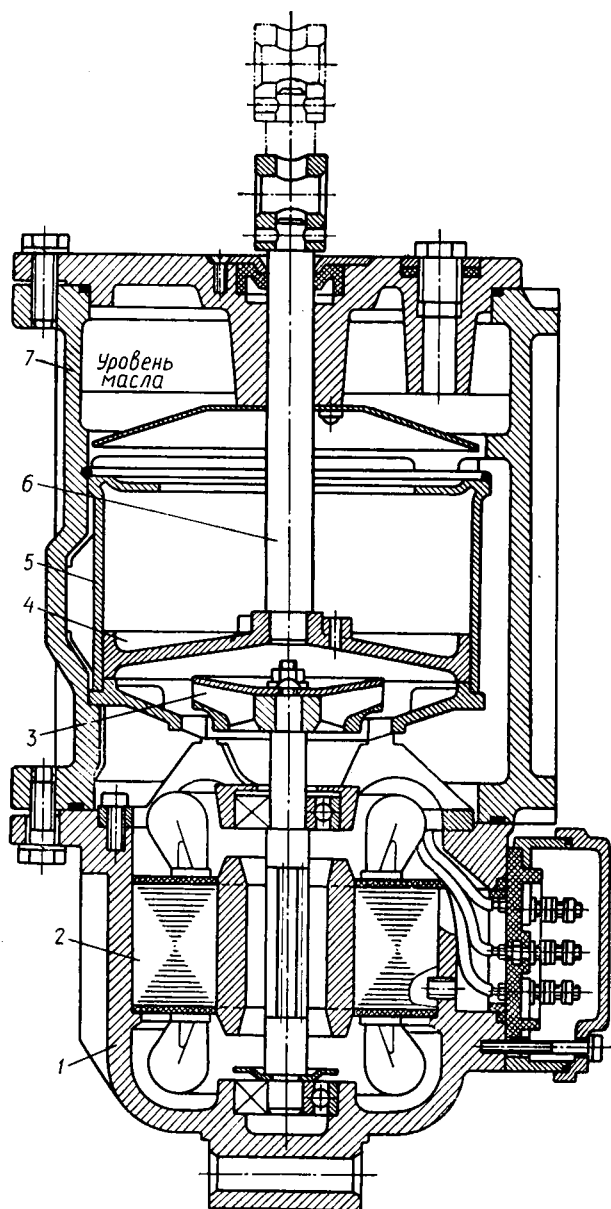


Рис. 7.5. Электрогидравлический одноштоковый толкатель

стоящий из корпуса 1, электродвигателя 2 малой мощности; центробежного колеса 3, укрепленного в нижней части корпуса 7, поршня 4, перемещающегося вдоль корпуса вверх при подаче рабочей жидкости, заполняющей толкатель; внутреннего цилиндра 5, штока 6. При вращении колеса 3 избыточное давление жидкости перемещает поршень 4 со штоком 6, соединенным с рычажной системой тормоза.

Основные преимущества электрогидравлических толкателей — плавная работа, большое число включений в час (до 600), возможность изменения регулировочными клапанами времени срабатывания тормоза в широких пределах и др.

Сложность конструкции и ненадежность в работе в условиях загрязненной среды и низкой температуры — основные недостатки этих механизмов. Поэтому предложены электромеханические толкатели, работа которых основана на использовании действия центробежной силы вращающихся масс. Плавность работы — основное достоинство электромеханического толкателя.

7.4. Ленточные тормоза

Устройство. Различают три основных конструкции ленточных тормозов: нереверсивный простой (рис. 7.6, а), дифференциальный (рис. 7.6, б), суммирующий (рис. 7.6, в). Простой ленточный тормоз состоит из шкива 1, стальной ленты 2, длинноходового электромагнита 3, замыкающего груза 4, рычага 5. Тормозной шкив выполняется из чугуна или стали. С целью обеспечения постоянства коэффициента трения рабочая поверхность диска шлифуется. Лента изготавливается из стали 45 толщиной $\delta = 2...5$ мм, шириной 100...150 мм для обеспечения плотности прилегания. В большинстве случаев для увеличения коэффициента трения лента покрывается асбестовой обкладкой, которая крепится с помощью заклепок. Угол обхвата лентой тормозного шкива обычно по причине недостаточного прилегания составляет $(0,7...0,8) 2\pi$. Зазор e между лентой и поверхностью шкива принимается равным 1...1,5 мм для электромагнитных тормозов и 1,5...2 мм — для ручных и регулируется болтами, установленными на кожухе. Дифференциальный ленточный тормоз (рис. 7.6, б) отличается от простого тем, что оба конца ленты прикреплены к тормозному рычагу по обе стороны к оси его вращения так, что плечо $a \approx (2,5...3) b$. В суммирующем ленточном тормозе оба конца ленты прикреплены к тормозному рычагу с одной стороны от оси его вращения (рис. 7.6, в).

На рис. 7.7 показана схема двухленточного реверсивного суммирующего тормоза с пружинным замыканием и короткоходовым электромагнитом постоянного тока для размыкания. Тормоз состоит из тормозного шкива 1; верхней и нижней ветвей 2 тормозной ленты; замыкающих рычагов 4 и 7, соединенных шарниром; тяги 8; замыкающей пружины 3; электромагнита, катушка которого 5 закреплена на станине тормоза, а якорь 6 соединен с рычагом 7.

Правые ветви тормозных лент крепятся к шарниру А станины тормоза, а левые — к шарнирам В и С рычагов 7 и 4.

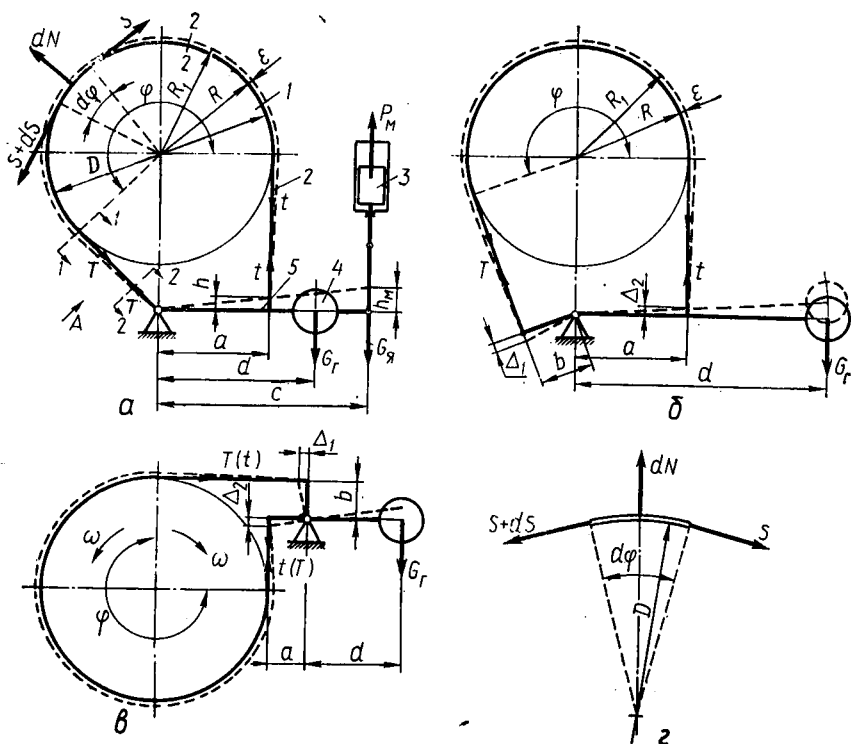


Рис. 7.6. Схемы ленточных тормозов

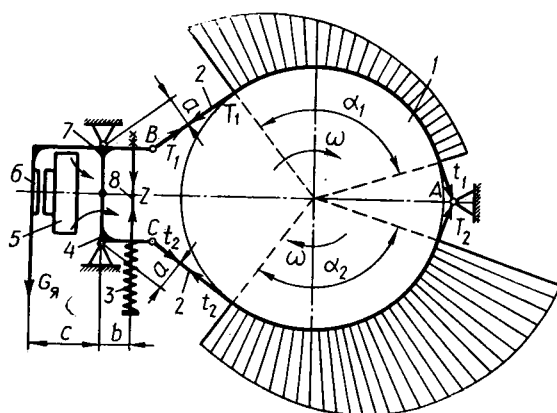


Рис. 7.7. Схема суммирующего электромагнитного ленточного тормоза с пружинным замыканием

Работа. В нерабочем состоянии элементы простого ленточного тормоза занимают положение, изображенное на рис. 7.6, а штриховой линией. При прекращении подачи тока под действием веса замыкающего груза 4 и якоря электромагнита 3 замыкающий рычаг 5 перемещается вниз и прижимает ленту 2 тормоза к тормозному шкиву 1. При этом должен обеспечиваться необходимый тормозной

момент. Аналогично работают дифференциальный и суммирующий ленточные тормоза.

В отличие от ленточных тормозов, замыкание двухленточного суммирующего тормоза (рис. 7.7) осуществляется пружиной. Работа тормоза происходит следующим образом. При подаче электрического тока к катушке 5 электромагнита под действием электромагнитного поля якорь 6 осуществляет поворотное движение на размер зазора между ним и катушкой. При этом рычаги 7 и 4 вращаются в направлении стрелок, благодаря чему натяжение верхней и нижней лент уменьшается до полного размыкания тормоза, а замыкающая пружина 3 дополнительно сжимается. При прекращении подачи тока к катушке электромагнита под действием пружины 3 тормоз замыкается.

Расчет. Вес замыкающего груза простого ленточного тормоза (рис. 7.6, а) при вращении шкива 1 по часовой стрелке

$$G_r = \frac{ta}{\eta} - G_{я} c\eta \leq 100 \dots 150 \text{ Н}, \quad (7.24)$$

где a , d , c — расстояние от оси вращения замыкающего рычага до сбегающей ветви ленты, замыкающего груза и электромагнита соответственно; $G_{я}$ — вес якоря электромагнита (с учетом веса замыкающего рычага); $\eta = 0,9 \dots 0,95$ — КПД рычажной системы тормоза; t — натяжение сбегающей ветви ленты тормоза.

На основании известных зависимостей Эйлера можно найти:

$$T - t = P_r; \quad (7.25)$$

$$T = t e^{f\varphi}, \quad (7.26)$$

где T — натяжение набегающей ветви ленты тормоза; P_r — тормозное окружное усилие; f — коэффициент трения; α — угол обхвата лентой тормозного диска.

Из формул (7.25) и (7.26) следует:

$$t = \frac{P_r}{e^{f\varphi} - 1}; \quad (7.27)$$

$$T = t \frac{e^{f\varphi}}{e^{f\varphi} - 1}, \quad (7.28)$$

где $P_r = \frac{M_r}{R}$. Здесь M_r — расчетное значение тормозного момента; R — радиус тормозного диска.

Подставляя значение t в формулу (7.24), получим

$$G_r = \frac{ta}{\eta d} - G_{я} \frac{c\eta}{d} = \frac{M_r}{e^{f\varphi} - 1} \frac{a}{\eta dR} - G_{я} \frac{c\eta}{d}, \quad (7.29)$$

откуда тормозной момент

$$M_T = (e^{\varphi} - 1) R \frac{G_r d + G_j e \eta}{a} \eta. \quad (7.30)$$

При изменении направления вращения тормозного шкива на противоположное максимальное натяжение ленты t будет в e^{φ} раз меньше максимального натяжения ленты T , соответствующего вращению шкива по часовой стрелке. Следовательно, соответственно будет меньше и тормозной момент. Работа электромагнита

$$P_m h_m k_1 \geq \frac{th}{\eta}, \quad (7.31)$$

где P_m — тяговое усилие, Н; η_m — ход якоря, см; $k_1 = 0,6 \dots 0,7$ — коэффициент использования хода h_m , учитывающий износ тормозной обкладки шарниров и деформацию рычагов; h — ход точки крепления сбегающей части ленты.

$$h = (R + e) \varphi - R \varphi = e \varphi, \quad (7.32)$$

где e — зазор между лентой и тормозным диском.

Давление, МПа, на произвольно малом отрезке ленты (рис. 7.6, з)

$$p = \frac{dN}{dF} 10^{-6}, \quad (7.33)$$

где dN — радиальная сила, Н; dF — элементарная площадь соприкосновения ленты с тормозным диском, м². Поскольку

$$dN = S \sin \frac{d\varphi}{2} + (S + dS) \sin \frac{d\varphi}{2} = S d\varphi, \quad (7.34)$$

то

$$p = \frac{S d\varphi 10^{-6}}{R b d\varphi} = 10^{-6} \frac{2S}{DB}. \quad (7.35)$$

При $S = T$

$$p_{\max} = \frac{2T 10^{-6}}{DB} \leq [p]. \quad (7.36)$$

Лента 2 проверяется на разрыв у места прикасания к шкиву (рис. 7.6, а, сечение 1—1).

Ниже приведены значения допускаемых напряжений на разрыв в зависимости от материала ленты: для Ст3 — 70 МПа; для Ст4, стали 75—80 МПа; для Ст5, стали 35 (нормализованной) — 100 МПа; Ст6, сталей 40 и 45 (нормализованных) — 120 МПа.

Основное преимущество простого ленточного тормоза — несложность конструкции.

Недостатки: нереверсивная работа, зависимость надежности эксплуатации от прочности ленты, односторонняя нагрузка на вал

привода. По причине нереверсивной работы, характеризующейся зависимостью тормозного момента от направления вращения тормозного шкива, простой ленточный тормоз применяют только для механизмов подъема, у которых момент от груза направлен всегда в одну сторону.

Вес замыкающего груза дифференциального тормоза (рис. 7.6, б)

$$G_r = \left(\frac{ta}{\eta} - Tb\eta \right) / d. \quad (7.37)$$

Подставляя значение T в формулу (7.37), получим

$$G_r = \frac{ta}{\eta d} - \frac{te^{f\varphi} b\eta}{d} = \frac{M_T}{e^{f\varphi} - 1} \frac{a - e^{f\varphi} b\eta^2}{Rd\eta}, \quad (7.38)$$

откуда находим тормозной момент, $H \cdot m$:

$$M_T = G_r Rd \frac{(e^{f\varphi} - 1)\eta}{a - be^{f\varphi}\eta^2}. \quad (7.39)$$

Из формулы (7.38) видно, что вес замыкающего груза зависит от соотношения плеч замыкающего рычага a и b . При $a < be^{f\varphi}$ вес груза $G_r < 0$, и тормоз работает как самозатягивающийся. При $a = be^{f\varphi}$ $G_r = 0$, а $M_T = \infty$. Это значит, что в рассматриваемом случае тормоз для своей работы не требует замыкающего груза, работает как останов, обеспечивая мгновенную остановку машины. При $a > be^{f\varphi}$ $G_r > 0$ имеем случай обычного замкнутого тормоза.

Ход точки крепления сбегающего конца ленты определяется

из соотношений $\Delta_1 - \Delta_2 = \varepsilon\varphi$; $\frac{\Delta_1}{\Delta_2} = \frac{b}{a}$, откуда

$$\Delta_1 = \varepsilon\varphi \frac{b}{b-a}, \quad \Delta_2 = \varepsilon\varphi \frac{a}{b-a}, \quad (7.40)$$

где $b \approx (2,5 \dots 3)a$, $a = 30 \dots 50$ мм.

Из изложенного видно, что при определении соотношений размеров можно при малой замыкающей силе получить большой тормозной момент, т. е. компактный тормоз самозатягивающейся конструкции. В этом основное преимущество дифференциального тормоза.

Недостатки: ударная работа, склонность к самозатягиванию при изменении условий трения, повышенный износ тормозной обкладки. Поэтому область применения самозамыкающихся тормозов ограничивается в основном лебедками с ручным управлением.

При вращении тормозного диска против часовой стрелки вес замыкающего груза суммирующего тормоза (рис. 7.6, в)

$$G_r = \frac{ta}{\eta d} + \frac{Tb}{\eta d} = \frac{t}{d\eta} (a + be^{f\varphi}) = \frac{M_T (a + be^{f\varphi})}{Rd\eta (e^{f\varphi} - 1)}, \quad (7.41)$$

откуда

$$M_{\tau} = G_{\tau} R d \eta \frac{e^{f\varphi} - 1}{a + b e^{f\varphi}}, \quad (7.42)$$

по часовой стрелке

$$M_{\tau} = G_{\tau} R d \eta \frac{e^{f\varphi} - 1}{b + a e^{f\varphi}}. \quad (7.43)$$

Сравнивая выражения (7.42) и (7.43), находим

$$(a e^{f\varphi} + b) = (b e^{f\varphi} + a), \quad (7.44)$$

откуда следует, что тормоз обеспечивает равенство тормозных моментов независимо от направления вращения шкива, если

$$a (e^{f\varphi} - 1) = b (e^{f\varphi} - 1), \quad (7.45)$$

или $a = b$.

Перемещение точек крепления ленты $\Delta_1 = \varepsilon \varphi \frac{b}{a + b}$, $\Delta_2 = \varepsilon \varphi \frac{a}{a + b}$. При $a = b$ перемещение $\Delta_1 = \Delta_2 = \frac{\varphi \varepsilon}{2}$, т. е. в два раза меньше, чем в простом ленточном тормозе.

Сравнивая тормозной момент для простого ленточного тормоза (без электромагнита) по формуле (7.30) и суммирующего по формуле (7.42), можно сделать вывод, что при тех же рабочих параметрах суммирующий тормоз обладает существенно меньшим тормозным моментом, однако обеспечивает возможность применения его в механизмах передвижения и поворота, где требуется постоянство тормозного момента независимо от направления движения механизма. Выбор электромагнита производится так же, как и для простого ленточного тормоза. Следовательно, основным преимуществом суммируемого тормоза является возможность его применения для всех механизмов, однако это преимущество достигается за счет уменьшения тормозного момента при тех же рабочих параметрах.

7.5. Колодочные тормоза

Устройство и расчет одноколодочного тормоза. Состоит из тормозного шкива 3, замыкающего рычага 2, колодки 1, которая крепится к рычагу жестко (рис. 7.8, а) или шарнирно (рис. 7.8, в, г).

Колодки изготавливаются из чугуна или стали. С целью повышения коэффициента трения к колодке с помощью медных или алюминиевых заклепок крепится фрикционная лента. Угол обхвата γ колодкой тормозного диска составляет $60 \dots 90^\circ$, ширина колодки $b = (0,3 \dots 0,4) D$, где D — диаметр тормозного шкива. Жесткое крепление колодки не обеспечивает ее плотного прилегания к рабочей поверхности шкива. Поэтому предпочитают крепить колодку к тормозному шкиву шарнирно. Однако и при шарнирном креплении

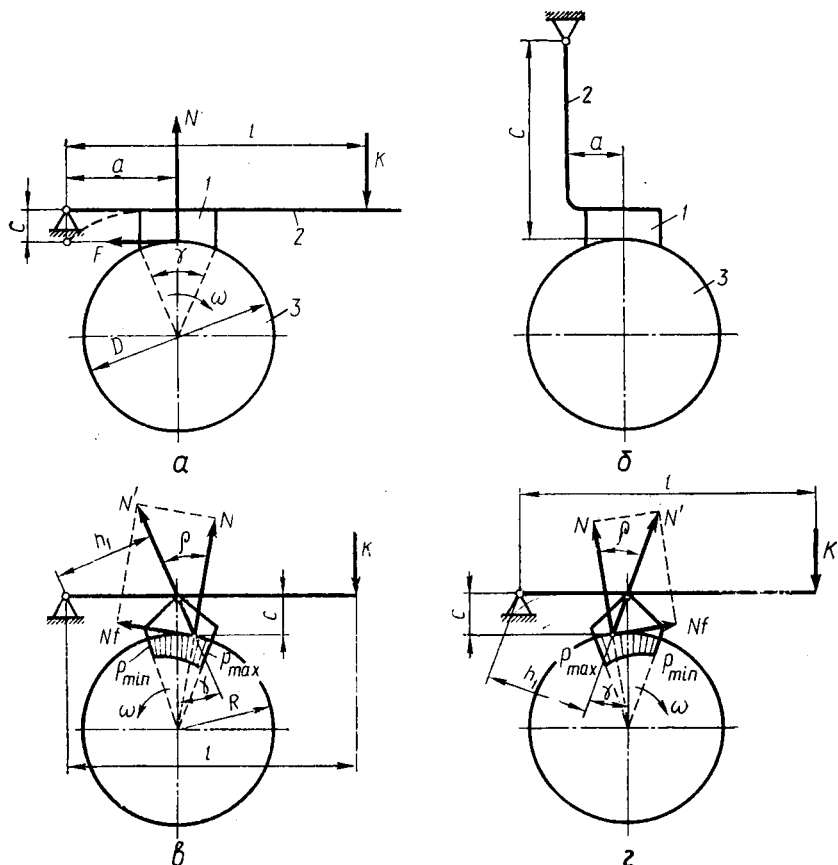


Рис. 7.8. Схемы однокошечного ручного тормоза: с жестким креплением колодки (а); самозатягивающегося (б); с шарнирным креплением колодки (в, г)

имеет место неравномерное распределение давлений по поверхности колодки, что также определяет неравномерный ее износ.

На рис. 7.8, а показан тормоз с жестким креплением колодки. При вращении тормозного шкива против часовой стрелки уравнение равновесия всех сил, действующих на замыкающий рычаг, имеет вид

$$Kl - Na + Fc = 0, \quad (7.46)$$

откуда

$$K = \frac{Na - Fc}{l}, \quad (7.47)$$

где N — сила прижатия колодки к тормозному шкиву; $F = Nf$ — сила трения между колодкой и шкивом; K — замыкающее усилие.

При вращении тормозного шкива по часовой стрелке

$$K = \frac{Na + Fc}{l}. \quad (7.48)$$

В формулах (7.47) и (7.48)

$$F = 2M_{\tau}/D, \quad (7.49)$$

где M_{τ} — расчетное значение тормозного момента; D — диаметр тормозного диска.

Поскольку $F = Nf$, то, пользуясь формулой (7.49), находим расчетную силу прижатия колодки к тормозному шкиву:

$$N = 2M_{\tau}/fD. \quad (7.50)$$

Замыкающее усилие K зависит не только от тормозного момента M_{τ} , но и от направления вращения тормозного шкива. Поэтому при проектировании таких тормозов шарнир тормозного рычага необходимо располагать так, чтобы иметь меньшее значение усилия K . При необходимости получить одинаковые значения замыкающего усилия K , что важно, например, для тормозов механизмов передвижения и поворота, точку O крепления замыкающего рычага размещают по линии действия силы трения F , принимая плечо $a = 0$. В этом случае имеем тормоз реверсивного действия. Подставим значение $F = Nf$ в формулу (7.47):

$$K = N(a - fc)/l, \quad (7.51)$$

откуда следует, что при $a < fc$ усилие $K < 0$, и тормоз работает как самозатягивающийся останов, не требующий для замыкания действия усилия K (рис. 7.8, б). Работа такого тормоза сопровождается резкими рывками и повышенным износом поверхности трения.

При $a > fc$ усилие $K > 0$. В этом случае тормоз работает как тормоз закрытого типа.

Давление, МПа, между колодкой и тормозным шкивом

$$q = 10^{-6} N/F_0 \leq [q], \quad (7.52)$$

где F_0 — площадь соприкосновения колодки и тормозного шкива, м^2 :

$$F_0 = D\gamma b/2,$$

где γ — угол обхвата колодкой тормозного шкива, рад; b — ширина колодки, м. Обычно $\gamma = 60 \dots 100^\circ$, $b = b_w = (5 \dots 10)$ мм, где ширина тормозного шкива $b_w \approx (0,4 \dots 0,5) D$.

Шарнирное крепление колодки (рис. 7.8, в, г) вызывает неравномерное распределение давления по ее поверхности, так как равнодействующая N' сил N и F должна проходить через шарнир A . Это возможно лишь при некотором смещении равнодействующей N' нормальных давлений на $BC = e \approx \text{ctg } \gamma$, зависящую, как видно, от плеча $c = (0,25 \dots 0,3) R$. Угол γ можно определить из выражения

$$\frac{R}{\sin \gamma} = \frac{R + c}{\sin (180^\circ - \rho)}, \quad (7.54)$$

где $\rho = \text{arctg } f$. Принимая $f = 0,35$ ($\rho \approx 19^\circ$), $c \approx 0,28 R$, можно получить $\gamma = 15^\circ$. Здесь $P_{\max} = (1,6 \dots 1,8) P_{\min}$.

При движении тормозного диска против часовой стрелки (рис. 7.8, а)

$$K = N'h_1/l. \quad (7.55)$$

При вращении по часовой стрелке (рис. 7.8, б)

$$K = N'h_1/l. \quad (7.56)$$

Поскольку $h_1 = a \cos \gamma$, $N' = N/\cos \rho$, то

$$K = N \frac{a \cos \gamma}{l \cos \rho} \approx N \frac{a}{l}, \quad (7.57)$$

откуда

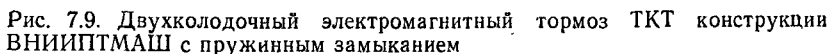
$$N = Kl/a. \quad (7.58)$$

Основные недостатки одноколодочных тормозов: громоздкость конструкции; одностороннее давление на вал привода; ограниченный тормозной момент.

Двухколодочные тормоза с грузовым замыканием. Получили широкое распространение из-за простоты изготовления механической части. Однако во время эксплуатации выявлены следующие недостатки: быстрый износ шарниров, вызывающий увеличение первоначального «мертвого» хода рычажной системы тормоза, обусловленного наличием значительных зазоров в соединениях и упругих деформаций рычагов; медленное замыкание и размыкание вследствие большого хода длинноходовых плунжерных электромагнитов; относительно большой тормозной путь движения груза (крана, тележки) по указанным причинам и из-за податливости рычагов. Это привело к созданию более надежных электромагнитных и электрогидравлических тормозов с пружинным замыканием.

Устройство, работа и расчет двухколодочного тормоза с пружинным замыканием. Особенности: наличие массивных рычагов с широкими колодками; относительно малое давление между колодками и тормозным диском — 0,12...0,18 МПа (для тормозов с грузовым замыканием — 0,4...0,6 МПа); большая ширина опорных поверхностей и меньшее количество шарниров; применение короткоходовых электромагнитов переменного или постоянного тока, уменьшающих общее передаточное число рычажной системы до 7...10; замыкание пружиной; малые значения давлений в шарнирах (до 2,2 МПа); компактная унифицированная конструкция; применение более точных посадок в шарнирных соединениях, способствующих уменьшению свободного хода электромагнита; удобство обслуживания, монтажа и демонтажа.

Двухколодочный пружинный тормоз автоматического действия типа ТК с короткоходовым электромагнитом переменного или постоянного тока ТКП (рис. 7.9) состоит из двух кованых вертикальных рычагов 1 и 8, шарнирно соединенных с основанием 10. К рычагам шарнирно прикреплены тормозные колодки 4 и 11. К верхнему концу рычага 8 прикреплена скоба 5, внутри которой располагаются тяга 2 и рабочая замыкающая пружина 7, сила сжатия которой регулируется гайкой и контргайкой 14. Между рычагом 1



Короткоходовой электромагнит 6 с якорем 7 закреплен на рычаге 8 так, что момент его силы тяжести стремится отводить правую колодку от тормозного диска. Возможность поворота колодок относительно осей шарниров при замкнутом тормозе устраняется

пружинными фрикционными фиксаторами 13. При необходимости разомкнуть тормоз без включения электромагнита для замены фрикционных накладок гайку 12 вращают вручную до упора в рычаг 8, что приводит к дополнительному сжатию пружины 7 и отходу колодок от шкива. Регулировочный винт 9 служит для регулировки отхода обеих колодок от тормозного шкива. Эти тормоза применяют в сочетании с тормозными шкивами диаметром 100, 200 и 300 мм. Минимальный ход якоря электромагнита $h_{\min} = 6,5$ мм, максимальный — $h_{\max} = 16$ мм для магнитов переменного тока и соответственно 1,2 мм и 4 мм для магнитов постоянного тока. При подаче тока в катушке электромагнита якорь последнего 7 поворачивается по часовой стрелке относительно своей оси вращения, перемещает тягу 2 влево и отводит рычаги 1 и 8 от тормозного диска на величину зазора, устанавливаемого регулирующим болтом 9, ограничивающим отход правого рычага. При отклонении электромагнита от источника тока тормоз под действием замыкающей пружины 7 приходит в замкнутое состояние. Неравномерное распределение инерционных масс между элементами тормоза приводит к появлению кратковременно действующих радиальных динамических нагрузок, превышающих в 2...3 раза статические силы давления колодок на тормозной диск. Ограниченное число включений (до 240 в 1 ч) и ударная работа электромагнита при размыкании тормоза, отсутствие возможности регулировать скорость движения якоря привели к созданию тормозов с электрогидравлическими толкателями. На рис. 7.10 показана схема тормоза переменного тока типа ТКГ с одноштоковым электрогидравлическим толкателем 1, механическая часть которого отличается от тормоза ТКТ только вертикальным расположением замыкающей пружины 2. Такие тормоза применяют для тормозных шкивов диаметром 160, 200, 300, 400, 500, 600, 700 и 800 мм с толкателями типа ТЭГ-16-2М (для тормоза ТКГ-160), ТГМ-25 (для тормоза ТКГ-200), ТГМ-50 (для тормоза ТКГ-300), ТГМ-80 и ТЭ-160 (для тормозов с большими диаметрами тормозных шкивов). Изготавливают также тормоза типа ТКГ с двухштоковым электрогидравлическим толкателем Т160Б для тормозных шкивов диаметром 600, 700 и 800 мм.

Кроме обычного исполнения толкатели серии ТГМ имеют исполнение, позволяющее регулировать время движения поршня в обеих направлениях с помощью специального дроссельного клапана. При соответствующей установке дросселя это время можно уменьшить в десять раз. С помощью таких толкателей обеспечивают плавную регулировку скорости кранового механизма. Это достигается тем, что двигатель толкателя питается роторным током двигателя механизма. При увеличении скорости движения механизма частота тока падает, двигатель толкателя развивает неполную скорость, вследствие чего колодки тормоза производят частичное торможение механизма, и скорость механизма уменьшается. Трудность эксплуатации этих тормозов при низких температурах привела к созданию тормозов с электромеханическими толкателями. В табл. 7.2...7.4 приведены параметры тормозов типа ТКП, ТКТ и ТКГ.

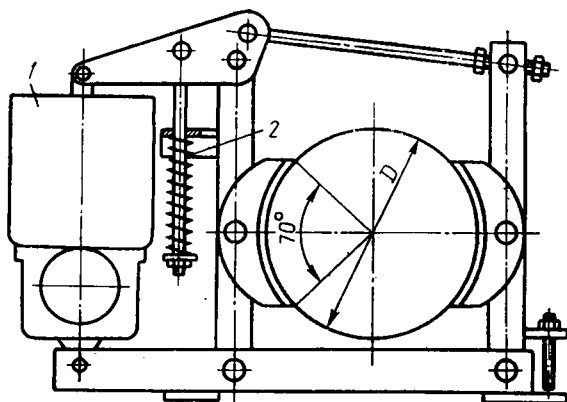


Рис. 7.10. Двухролодочный электрогидравлический тормоз ТКГ с пружинным замыканием

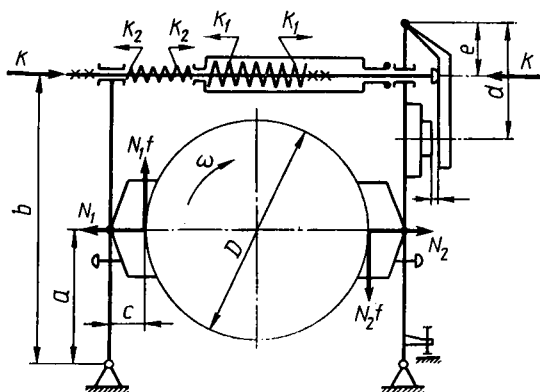


Рис. 7.11. Расчетная схема двухролодочного электромагнитного тормоза с пружинным замыканием

Расчет тормоза сводится к проверке прочности замыкающей пружины, проверке электромагнита, обкладок тормозных колодок на допустимое давление и нагрев.

Из условия равновесия левого рычага тормоза (рис. 7.11)

$$Kb - N_1a - N_1fc = 0, \quad (7.59)$$

откуда

$$N_1 = Kb/(a + fc), \quad (7.60)$$

где K — сила прижатия к тормозному диску левого рычага.

Аналогично для правого рычага находим

$$N_2 = Kb/(a - fc). \quad (7.61)$$

Тормозной момент

$$M_T = \frac{D}{2} f (N_1 + N_2) = \frac{KfDab}{a^2 - (fc)^2}. \quad (7.62)$$

Нагрузка на вал тормозного шкива

$$\Delta N = N_2 - N_1. \quad (7.63)$$

7.2. Параметры тормоза типа ТКП с приводом электромагнита типа МП

Параметр	Тормоз				
	ТКП-100	ТКП 200/100	ТКП-200	ТКП 300/200	ТКП-300
Диаметр шкива, мм	100	200	200	300	300
Максимальный тормозной момент, Н · м	20	40	160	240	500
Тяговое усилие электромагнита МП при ПВ 40 %, Н:					
параллельного возбуждения	230	230	780	780	1650
последовательного возбуждения	—	—	600	600	1650
Масса тормоза, кг, не более	16	37	30	75	90

7.3. Параметры тормозов типа ТКТ с приводом от электромагнита типа МО-Б

Параметр	Тормоз			
	ТКТ-100	ТКТ 200/100	ТКТ-200	ТКТ 300/200
Диаметр шкива, мм	100	200	200	300
Максимальный тормозной момент, Н · м	20	40	160	240
Момент электромагнита типа МО-Б при ПВ 40 %, Н · м	5,5	5,5	40	40
Масса тормоза, кг, не более	12	25	35	70

7.4. Параметры колодочных тормозов типа ТКГ с приводом от электрогидравлических толкателей

Параметр	Тормоз				
	ТКГ-160	ТКГ-200	ТКГ-300	ТКГ-400	ТКГ-500
Диаметр шкива, мм	160	200	300	400	500
Максимальный тормозной момент, Н · м	100	250	800	1500	2500
Усилие на штоке гидротолкателя, Н	160	250	500	800	800
Масса тормоза, кг, не более	21,2	38	100	130	155

При $c = 0$, $\Delta N = 0$, $N_1 = N_2 = N$ и

$$M_{\tau} = KfD \frac{b}{a} = NfD. \quad (7.64)$$

Следовательно, с учетом КПД рычажной системы тормоза ($\eta = 0,9 \dots 0,95$)

$$K = M_{\tau} \frac{a^2 - (fc)^2}{abfD\eta}. \quad (7.65)$$

Усилие пружины

$$K_{\pi} = K + K_{\text{в}} + K_{\text{д}}, \quad (7.66)$$

где $K_{\text{в}} = 20 \dots 60$ Н — усилие вспомогательной пружины; $K_{\text{д}}$ — дополнительное усилие при растормаживании тормоза:

$$K_{\text{д}} = \frac{k_3 G d_{\pi}^4 h \cdot 10^6}{8nD_0^3}, \quad (7.67)$$

где $G = 75000$ МПа — модуль упругости второго рода для пружины из стали 65Г; d_{π} — диаметр пружинной стали, м; D_0 — средний диаметр витков пружины, м; n — количество витков; h — перемещение тяги, определяется в зависимости от расположения элементов тормоза; $k_3 = 1,3 \dots 1,6$ — коэффициент запаса, учитывающий изменение усилия в пружине при регулировке тормоза.

Напряжение в пружине

$$\tau = c \frac{8D_0 K_{\pi} \cdot 10^{-6}}{\pi d_{\pi}^3} \leq [\tau], \quad (7.68)$$

где c — коэффициент, зависящий от отношения D/d (при $D/d \geq 12$ $c = 1$); $[\tau] = 650$ МПа — допускаемое напряжение при кручении указанных выше материалов.

Выбор электромагнита осуществляется по формуле

$$M_{\text{м}} \varphi k_1 \geq 2\Delta N/\eta, \quad (7.69)$$

где $M_{\text{м}}$ — момент электромагнита, Н · м; φ — максимально допустимый угол поворота якоря, рад; $k_1 = 0,8 \dots 0,85$ — коэффициент использования хода якоря электромагнитов. Отход колодок Δ обычно назначается в зависимости от диаметра тормозного шкива: при $D \leq 100$ мм $\Delta = 0,6$ мм; при $D = 125 \dots 160$ мм $\Delta = 0,8$ мм; при $D = 200 \dots 250$ мм $\Delta = 1$ мм; при $D = 320 \dots 400$ мм $\Delta = 1,25$ мм; при $D = 500 \dots 630$ мм $\Delta = 1,5$ мм [7]. ВНИИПТМАШ рекомендует расчет деталей электромагнитного тормоза с пружинным замыканием на прочность проводить с учетом динамического коэффициента $k_{\text{д}}$, равного 2,5. При расчете тормозного вала и подборе подшипников рекомендуют вводить динамический коэффициент,

равный 1,5...2,0 [7]. Для тормозов с электрогидравлическим толкателем $k_d = 1,0$. Запас прочности деталей относительно предела текучести должен быть не менее 2,5.

Проверка обкладок тормозных колодок двухколодочного тормоза на допустимое давление производится так же, как и для одноколодочного тормоза.

7.6. Тормоза с осевым нажатием

Общие замечания. Отличаются от ранее рассмотренных тем, что усилие, создающее необходимый тормозной момент, направлено вдоль оси вала тормоза. Они делятся на две группы: дисковые и грузоупорные. В свою очередь, грузоупорные тормоза разделяются на тормоза с постоянно и периодически замкнутыми поверхностями трения. К первой группе тормозов относятся конические и дисковые тормоза, ко второй — винтовые.

Конструкция, работа и расчет дисковых тормозов. Эти тормоза делятся на много- и однодисковые. Многодисковый тормоз рис. 7.12, *а* состоит из ряда невращающихся дисков 1, установленных на скользящей шпонке 3 неподвижного корпуса 2, и вращающихся дисков 6, посаженных на шпонке 4 вала тормоза 5. Необходимый момент трения создается прижатием вращающихся дисков 6 к неподвижным дискам 1. Источником замыкающей силы могут быть пружина, вес груза или усилие человека, прилагаемое непосредственно или с помощью рычажного пневматического устройства.

На рис. 7.12, *б* показан тормоз электротали, замыкаемый усилием пружины 1 и размыкаемый с помощью трех электромагнитов переменного тока с Ш-образным сердечником 2. Якоря 3 этих электромагнитов прикреплены к наружному диску 4, внутренняя сторона которого имеет фрикционную накладку 5. Подвижные диски 6 фрикционных накладок не имеют.

Дисковые тормоза могут быть и управляемыми. Управление может осуществляться с помощью педального гидропривода (рис. 7.13, *а, б, в*).

Тормоз состоит из диска 1, установленного на валу привода, фрикционных колодок 2, скобы 3, охватывающей диск, гидроцилиндров 4, расположенных на скобе.

При подаче рабочей жидкости от напорного гидроцилиндра (на схеме не показан) в рабочие гидроцилиндры 4 поршни 5 цилиндров прижимают тормозные колодки 2 к диску 1, производя торможение механизма.

Нормально замкнутый дисково-колодочный тормоз (рис. 7.13, *г*) состоит из диска 13, двух вертикальных рычагов 11, несущих тормозные колодки 12, замыкающих тарельчатых пружин 10 и электрогидравлического толкателя 9. При включении электрогидравлического толкателя шток 8 толкателя 9, преодолевая сопротивление замыкающих пружин 10, вводит клин 7 между роликами 6 и растормаживает тормозной шкив 13. На рис. 9.13, *в* показана схема замены фрикционных обкладок. Дисково-колодочные тормоза

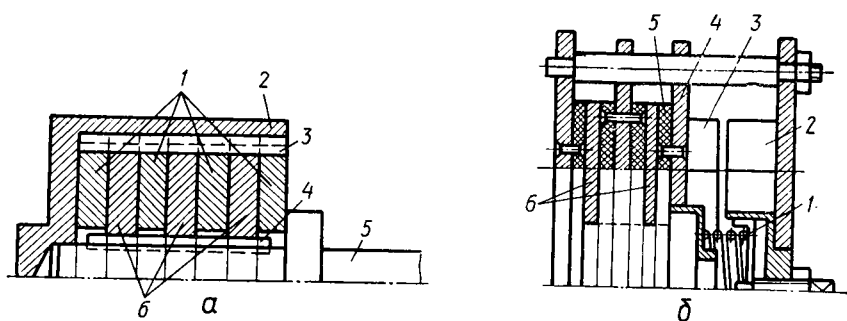


Рис. 7.12. Многодисковые тормоза

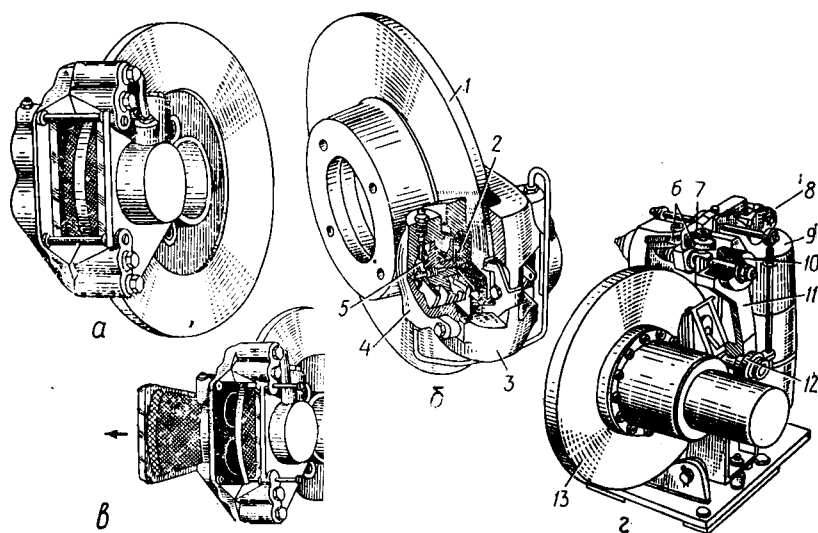


Рис. 7.13. Однодисковые двухколодочные тормоза

описанных конструкций в сравнении с нормальными колодочными отличаются следующими основными преимуществами:

весьма удобны в эксплуатации, так как облегчается контроль износа и замена накладок;

могут совершать значительно большую работу торможения без недопустимого перегрева фрикционных пар трения (85...90 % поверхности тормозного диска омывается воздухом);

при использовании дисков разных диаметров имеется возможность получить высокий тормозной момент;

срок службы фрикционных деталей этих тормозов превышает срок службы аналогичных деталей тормозов обычных конструкций из-за лучшей теплоотдачи;

по сравнению с колодочными такие тормоза имеют меньший момент инерции, обеспечивающий более плавное торможение;

работа их отличается стабильностью и надежностью.
Тормозной момент дискового тормоза

$$M_T = n f K R_c, \quad (7.70)$$

где n — число пар поверхностей трения; f — коэффициент трения трущихся поверхностей; K — осевое усилие взаимного сжатия дисков; R_c — средний радиус поверхностного трения, определяющийся из следующих соображений [7]. Элементарный момент трения, возникающий на кольцевой площадке диска шириной $d\rho$, отстоящей от оси вращения на расстоянии ρ при $n = 1$:

$$dM_T = 2\pi \rho^2 f p d\rho, \quad (7.71)$$

где p — давление.

Общий момент трения

$$M_T = 2\pi f \int_{R_B}^{R_H} \rho^2 p d\rho. \quad (7.72)$$

Элементарная осевая сила

$$dK = 2\pi \rho p d\rho. \quad (7.73)$$

Осевая сила

$$K = 2\pi \int_{R_B}^{R_H} \rho p d\rho. \quad (7.74)$$

Средний радиус поверхности трения

$$R_c = \frac{M_T}{fK} = \frac{\int_{R_B}^{R_H} \rho^2 p d\rho}{\int_{R_B}^{R_H} \rho p d\rho}. \quad (7.75)$$

При $p = \text{const}$

$$R_c = \frac{2}{3} \frac{R_H^3 - R_B^3}{R_H^2 - R_B^2}. \quad (7.76)$$

Если принять, что $p\rho = \text{const}$ в любой точке поверхности, то это равносильно $p\rho = \text{const}$ и, следовательно,

$$R_c = \frac{R_H + R_B}{2}. \quad (7.77)$$

Внутренний радиус R_B обычно выбирают с учетом конструктивных соображений. Наружный радиус R_H при работе тормоза в масляной ванне принимают из условия обеспечения хорошей смазки поверхностей трения так, чтобы $R_H = (1,25 \dots 2,5) R_B$, $b =$

$= R_n - R_b \leq [b]$, где $[b] = 60$ мм — допускаемая ширина поверхностей контакта дисков.

Среднее давление на поверхностях трения:

$$p = \frac{K \cdot 10^{-8}}{\pi (R_n^2 - R_b^2)} = \frac{K \cdot 10^{-8}}{\pi b (R_n + R_b)} \leq [p]. \quad (7.78)$$

Из условий нагрева

$$P_{\max} v = p_{\max} \frac{\pi R_c n}{30} \leq [pv]. \quad (7.79)$$

Ход нажимного диска $n = n\Delta$, где Δ — осевой зазор между дисками разомкнутого тормоза, мм, равный: 1...1,5 мм — при асбестовых обкладках; 0,7...1,0 мм — при стальных сухих дисках; 0,4...0,6 мм — при смазанных дисках и дисках, работающих в масляной ванне. Толщина дисков — 5...6 мм, обкладок — 3...5 мм.

Конструкция, работа и расчет грузоупорных тормозов с постоянно замкнутыми поверхностями трения (конических и дисковых). В отличие от дисковых тормозов, где тормозное усилие во время опускания груза создается внешним усилием со стороны пружин, гидравлического или пневматического привода, в грузоупорных конических и пластинчатых тормозах тормозной момент создается грузом благодаря применению в механизмах подъема несамотормозящихся червячных передач. В этих тормозах непосредственным источником внешней силы является осевое усилие червяка, замыкающее конические или пластинчатые пары трения как при подъеме, так и при спуске груза. Следовательно, тормозной момент в них развивается автоматически. Поскольку он пропорционален весу поднимаемого груза, то обеспечивается плавная остановка грузов любого веса с одинаковым замедлением. Поэтому такие тормоза еще называют автоматическими грузоупорными.

Конический тормоз (рис. 7.14, а, б) состоит из конического диска 2, закрепленного на валу червяка 1 и диска 3, являющегося одновременно храповым колесом, расположенным в корпусе тормоза 4. Зубья храпового колеса направлены так, что при подъеме груза движение дисков 2 и 3 осуществляется совместно, а собачка 5 (рис. 7.14, б) свободно проскакивает по торцам зубьев храповика 3. При прекращении подъема собачка препятствует обратному движению дисков 2 и 3 (рис. 7.14, а) и при опускании груза к валу 1 необходимо приложить момент, преодолевающий совместно с моментом от груза сопротивление от сил трения на конических поверхностях. Пластинчатый тормоз устроен и работает аналогично. В отличие от конических фрикционных пар трения здесь применимы пластинчатые.

На рис. 7.15 показан однодисковый автоматический грузоупорный тормоз. Здесь две поверхности трения образуются диском 3, храповым диском 2 и упорным диском 1. Такие тормоза получили широкое применение в ручных механизмах подъема и в ряде механизмов с машинным приводом.

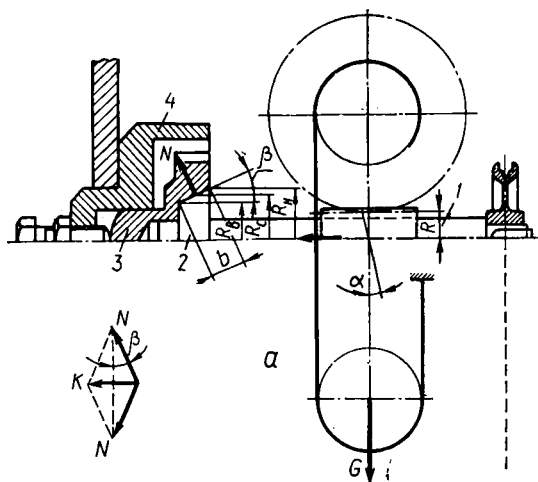
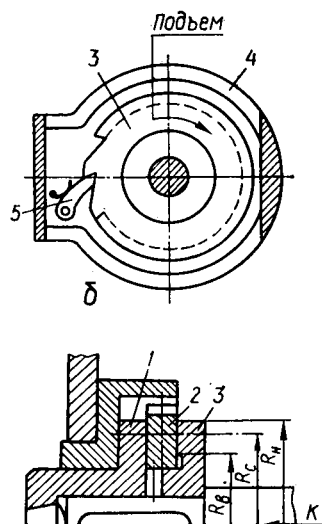


Рис. 7.14. Конический грузоупорный тормоз

Рис. 7.15. Однопластинчатый грузоупорный тормоз



Расчет описанных выше тормозов сводится к определению среднего радиуса поверхностей трения и последующей проверки на нагрев.

Момент, вращающий червяк в сторону опускания груза,

$$M_k = KR \operatorname{tg}(\alpha - \rho), \quad (7.80)$$

где K — осевое усилие; R — средний радиус червяка; $\alpha = 17...35^\circ$ — угол подъема резьбы червяка (число заходов 2...4); ρ — угол трения.

Момент сопротивления на конических поверхностях трения

$$M_T = 2NfR_c, \quad (7.81)$$

где N — сила, нагружающая половину конической поверхности; R_c — средний радиус конической поверхности трения; $f = 0,12$ — коэффициент трения между дисками. Учитывая, что $K = 2N \sin \beta$, где $\beta = 21...28^\circ$ — угол наклона образующей конической поверхности, находим

$$M_T = \frac{KfR_c}{\sin \beta}. \quad (7.82)$$

Принимая $M_T = k_T M_k$ ($k_T = 1,2...1,3$ — коэффициент запаса торможения), получим

$$\frac{KfR_c}{\sin \beta} = k_T KR \sin(\alpha - \rho), \quad (7.83)$$

откуда

$$R_c = \frac{1}{f} k_t R \sin \beta \operatorname{tg}(\alpha - \rho). \quad (7.84)$$

Средний радиус поверхностей трения

$$R_c = \frac{R_1 + R_2}{2}. \quad (7.85)$$

Момент, вращающий червяк при опускании груза,

$$M_b = k_t M_k - M_k = (k_t - 1) M_k = PL, \quad (7.86)$$

где $P = 50 \dots 70$ Н — усилие рабочего на рукоятке длиной L (тяговом колесе с радиусом L).

Ширина конической поверхности трения

$$b = \frac{2N \cdot 10^{-6}}{2\pi R_c [p]}, \quad (7.87)$$

где $[p] = 0,1 \dots 0,15$ МПа; R_c из технологических соображений принимают таким, чтобы диаметр большого основания конуса был бы примерно равен наружному диаметру червяка [7]. Зная, что для пластинчатого тормоза $M_t = 2KfR_c$, точно так же находим

$$R_c = \frac{1}{2f} k_t R \operatorname{tg}(\alpha - \rho). \quad (7.88)$$

При значительном тормозном моменте можно применять многодисковый тормоз. Последующая проверка пластин на давление такая же, как и в предыдущем разделе.

Малый запас торможения k_t объясняется описанным выше свойством саморегулирования конических и пластинчатых тормозов, согласно которому осевое усилие K пропорционально транспортируемому грузу.

Конструкция, работа, применение и расчет грузопорных тормозов с периодически замкнутыми поверхностями трения. Тормоз (рис. 7.16, а) состоит из неподвижно закрепленного на валу 1 диска 2, свободно вращающегося храповика 3, собачки 9, шестерни 5 с нажимным диском 4, расположенным на винтовой резьбе 8 вала 1 привода подъемного механизма. Резьба имеет такое направление, что при вращении вала 1 рукояткой 7 в сторону подъема груза под действием крутящего момента на валу диск 4 перемещается к диску 1, зажимая храповое колесо 3 (на схеме — левая). При этом собачка 9 не препятствует его движению.

Опускание груза можно произвести только при вращении вала привода в противоположную сторону. При этом диск 4 будет перемещаться вправо, освобождая храповое колесо. Освободившаяся шестерня 5 под действием момента от груза начнет ускоренное движение в сторону опускания груза. Наступит момент, когда угловая скорость диска 4 не будет превышать угловую скорость

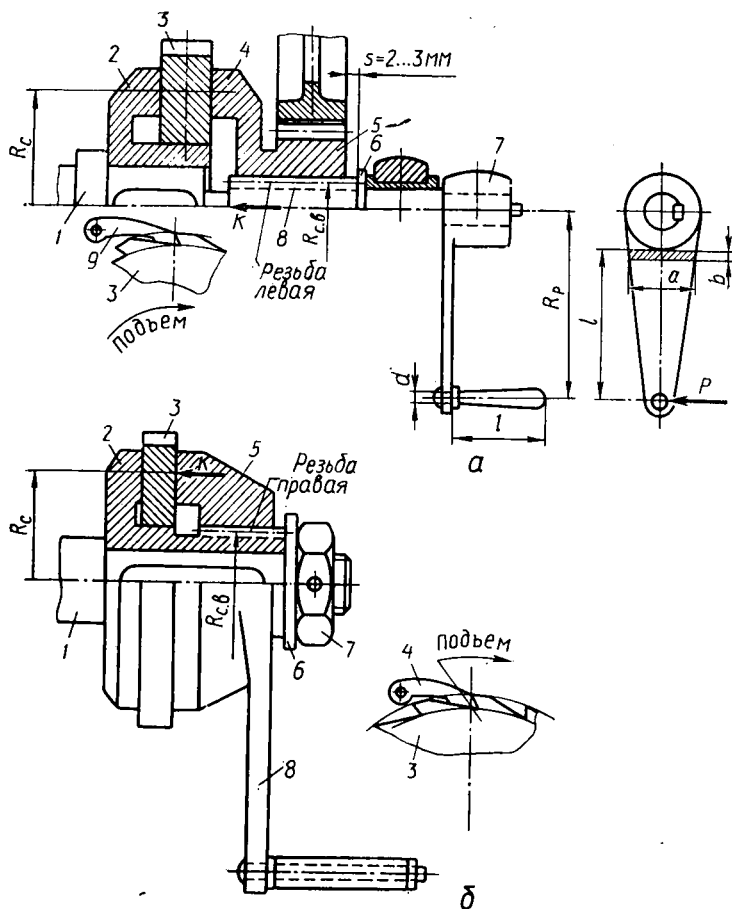


Рис. 7.16. Винтовые тормоза ручной лебедки (а) и безопасной рукоятки (б):

1 — вал привода; 2 — упорный диск; 3 — храповик; 4 — собачка; 5 — диск-гайка; 6 — шайба; 7 — гайка; 8 — рукоятка

вала 1, тогда диски 2 и 4 вновь зажмут храповое колесо 3, собачка которого приостановит дальнейшее движение системы.

При непрерывном вращении привода в сторону опускания груза диск 4 совершает периодическое перемещение (вдоль вала 1), величина которого не превышает зазора между шестерней 5 и упорным кольцом 6. В этом случае скорость опускания груза будет периодически меняться. Для обеспечения плавной работы предусматривают обильную смазку поверхностей трения либо тормоз помещают в масляную ванну; по возможности снижают момент трения в резьбе уменьшением радиуса последней, выбором резьбы прямоугольного или трапециевидного профиля, увеличением угла подъема резьбы (этот угол принимается до 20° , но не менее 15° для обеспечения свободного размыкания поверхностей трения); принимают диаметр

храпового колеса с возможно меньшим числом зубьев и собачек и возможно меньший коэффициент запаса торможения.

Работа винтового тормоза выгодно отличается от работы обычного стопорного нормально замкнутого тормоза тем, что он обеспечивает практически одинаковое замедление грузов различного веса. Однако путь торможения малых грузов при работе винтового тормоза существенно увеличивается, так как возрастает влияние маховой массы ротора двигателя. Для устранения этого недостатка в механизмах подъема с машинным приводом применяют дополнительный нормально замкнутый тормоз, поглощающий кинетическую энергию вращающихся масс привода, расположенных от двигателя до винтового тормоза. Соотношение запасов торможения стопорного и винтового тормозов должно быть таким, при котором обеспечивались бы постоянство замедления всех грузов и плавная работа привода. При излишнем запасе торможения стопорного тормоза последний, опережая работу винтового тормоза, осуществляет резкую остановку груза. Излишне большой запас торможения винтового тормоза приводит к неплавной работе механизма, сопровождающейся толчками и ударами.

Аналогично устроены винтовые тормоза безопасных рукояток (рис. 7.16, б), где винт имеет правую резьбу.

Винтовые тормоза применяют в механизмах подъема с ручным и машинным приводами (например, в электроталях).

Вращающий момент на шестерне

$$M_k = M_c + M_r = K R_{c.в} \operatorname{tg}(\alpha + \rho') + K f R_c, \quad (7.89)$$

где $R_{c.в}$ — средний радиус резьбы вала; ρ' — приведенный угол трения в резьбе; $\alpha = 12...20^\circ$ — угол подъема резьбы. Для свободного размыкания поверхностей трения лучше $\alpha \geq 15^\circ$.

$$\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f'}{\cos \gamma/2}, \quad (7.90)$$

где f' — коэффициент трения в резьбе; γ — угол профиля резьбы (для трапециевидной резьбы $\gamma = 30^\circ$). При работе в масляной ванне $\rho' = 2...3^\circ$.

Тормозной момент на храповом колесе

$$M_r = 2 K f R_c. \quad (7.91)$$

С учетом коэффициента запаса торможения $k_T = 1,2...1,3$.

$$2 K f R_c = k_T [K R_{c.в} \operatorname{tg}(\alpha + \rho') + K f R_c], \quad (7.92)$$

откуда

$$R_c = \frac{k_T R_{c.в} \operatorname{tg}(\alpha + \rho')}{f(2 - k_T)}. \quad (7.93)$$

На рабочих поверхностях тормоза давление должно быть в пределах 0,1...0,2 МПа, в резьбе: не более 12 МПа при трении закаленной стали по бронзе; 6 МПа — по чугуну; 9 МПа при трении незакаленной стали по бронзе и 5 МПа — по чугуну.

7.7. Тормозные устройства для регулирования скорости

К числу таких тормозов принадлежат центробежные, гидродинамические, электродинамические и электромагнитные порошковые тормоза.

Устройство, работа центробежных тормозов. В отличие от рассмотренных ранее конструкций, центробежные тормоза применяют только для автоматического ограничения скорости опускания груза в определенных границах, если она в силу каких-либо причин превышает установленную. Поэтому их еще называют регуляторами скорости.

Центробежный тормоз, конструктивная схема которого показана на рис. 7.17, а, состоит из упорного диска 2, соединенного шпонкой с приводным валом 1; невращающегося фрикционного диска 3 или храпового колеса; подвижного в осевом направлении диска 4; центробежных грузов 5, прикрепленных к диску 4; пружины 7, раздвигающей диски 2 и 4. Пружина 7, упирающаяся во втулку 6, стремится раздвинуть диски 2 и 4, в то время как грузы 5 под действием центробежных сил стремятся сдвинуть эти диски и зажать неподвижный фрикционный диск 3. При достижении равенства момента на валу тормоза при опускании груза тормозному моменту, создаваемому фрикционными дисками 2, 3 и 4, устанавливается состояние, при котором скорость движения груза становится постоянной. Действие центробежного тормоза не зависит от направления вращения вала механизма. Как правило, такие тормоза устанавливают на быстроходном валу привода. Недостатки, ограничивающие их применение: невозможность полной остановки груза; зависимость частоты вращения вала привода, при которой обеспечивается постоянная скорость опускания груза, от массы последнего.

Расчет. Тормозной момент, Н · м,

$$M_T = 2 K f R_c = 2 f R_c (zN - P), \quad (7.94)$$

где N — осевая сила от грузов, количество которых z , Н; P — сила сжатия пружины, Н.

Поскольку

$$N = m \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 R \frac{a}{b} \approx \frac{G n^2 R}{900} \frac{a}{b}, \quad (7.95)$$

то

$$\boxed{M_T = 2 f R_c \left(z \frac{G n^2 R}{900} \frac{a}{b} - P \right)}. \quad (7.96)$$

Здесь m , G — масса центробежного груза, кг, и вес, Н, соответственно; R — расстояние последних до оси вращения, м; a и b — разме-

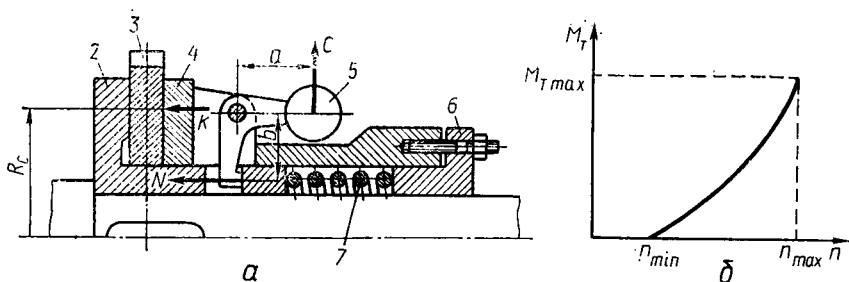


Рис. 7.17. Центробежный дисковый тормоз (а); зависимость тормозного момента M_T от частоты n вращения вала привода (б)

ры, показанные на рис. 9.17, а; n — частота вращения вала привода, об/мин.

Поскольку для центробежного регулятора скорости $M_T = M_k$, то, пользуясь выражением (7.96), легко определить усилие пружины P или массу m центробежных грузов.

При заданных P , m и остальных величинах

$$n = \sqrt{\frac{b}{a} \frac{900}{zGR} \left(P + \frac{M_k}{2fR_c} \right)}. \quad (7.97)$$

Из этой формулы следует нелинейная зависимость скорости опускания грузов от крутящего момента M_k на валу привода, т. е. от массы груза (малые грузы будут опускаться медленнее тяжелых).

Выражение (7.97) представлено графически на рис. 7.17, б, из которого видно, что тормоз будет работать в пределах $n_{\max} \dots n_{\min}$, развивая тормозные моменты в пределах от $M_T = 0$ до $M_T = M_{T\max}$. При этом малые грузы будут опускаться медленнее тяжелых.

Тепловой расчет тормозов. Поскольку нагрев тормозного шкива пропорционален мощности трения, то для приближенных тепловых расчетов стопорных тормозов иногда пользуются условием

$$A = qfv \leq [A], \quad (7.98)$$

где v — окружная скорость на поверхности трения тормозного шкива, м/с; $[A]$ — допустимое значение A . По данным А. И. Дукельского, в зависимости от режима работы механизма $[A] = 0,2 \dots 0,15$ кВт/см².

В некоторых случаях проверку тормозов на нагрев рекомендуют производить таким образом:

$$A_1 = qv \leq [A_1]. \quad (7.99)$$

По данным Д. А. Заводчикова, для стопорных колодочных тормозов $A_1 = 0,5$ кВт/см², для спускных — $0,2 \dots 0,25$ кВт/см²; для стопорных ленточных тормозов $A_1 = 0,25$ кВт/см², для спускных —

0,15 кВт/см². По ВНИИПТМАШ для дисковых тормозов электроталей грузоподъемностью 0,5...5 т допустимая удельная мощность трения при работе с номинальным грузом не должна превышать 0,011 кВт/см².

Упомянутые методы теплового расчета тормозов основаны на ограничении удельной мощности трения некоторой величиной, не учитывающей влияния условий эксплуатации механизма, свойств фрикционных материалов и конструкции тормозов. Более правильным является метод расчета, позволяющий определить установившуюся температуру τ_y на поверхности трения тормозного шкива [20]. Эту температуру определяют с помощью тепловых характеристик тормозов в виде графиков $\tau_y = f(A)$, где A — средняя мощность трения, определяющаяся по формуле

$$A = \omega M_{\tau} \text{ПВ} \frac{\sum t_{\tau}}{\sum t_p} \leq [A]. \quad (7.100)$$

Здесь ω — угловая скорость шкива, 1/с; M_{τ} — тормозной момент тормоза, Н · м; ПВ — относительная продолжительность включения механизма, %; $\sum t_{\tau}$, $\sum t_p$ — время торможения механизма и время его работы в цикле; $[A]$ — допустимое значение A , определяемое по графикам. Для стандартных колодочных тормозов типа ТК и простых ленточных типа Л с длинноходовым электромагнитом при установившейся температуре обкладки $\tau_y = 200^\circ\text{C}$, ПВ = 40 % и температуре воздуха $t = 25^\circ\text{C}$ допустимые значения $[A]$ следующие:

Типоразмер	A , кВт	Типоразмер	A , кВт
ТК-100	0,5	Л-200	1,25
ТК-200	0,85	Л-300	1,5
ТК-300	1,75	Л-400	2,0
ТК-500	3,5	Л-500	2,4

При равномерной циклической работе достаточно взять отношение $\sum t_{\tau}/\sum t_p$ за один цикл. Если фактическое значение ПВ_ф механизма и температуры воздуха t_{ϕ} отличается от принятых при построении тепловых характеристик, то установившаяся фактическая температура определяется по формулам

$$\tau_{y.\phi} = \tau_y [1 + 0,45 (\text{ПВ} - \text{ПВ}_{\phi})]; \quad (7.101)$$

$$\tau_{y.\phi} = \tau_y + (\tau_{\phi} - 25). \quad (7.102)$$

Аналитические методы теплового расчета тормозов, в том числе упрощенный метод, основанный на анализе уравнивания теплового баланса при работе тормоза в установившемся тепловом режиме, приведены в [7].

Расчет предполагает наличие установившегося теплового состояния тормоза в процессе длительной работы в повторно-кратковременном режиме.

Электромагнитный порошковый тормоз. Представляет собой разновидность электродинамического тормоза, однако, в отличие от последнего, зазор между ротором и статором заполняется ферромагнитным порошком с диаметром частиц 0,004...0,008 мм.

Статор тормоза 1 (рис. 7.18, а) выполнен из двух частей, между которыми размещена обмотка возбуждения 2. Статор закреплен на корпусе двигателя 6. Ротор, состоящий из кольца 3 и ступицы 4, соединен с валом двигателя. Рабочая полость тормоза закрыта крышкой 5. Магнитопровод тормоза (статор 1, кольцо ротора 3) выполнен из малоуглеродистой стали. На рис. 7.18, б показан вариант электромагнитного порошкового тормоза, состоящий из статора 1, катушки возбуждения 2 и ротора 3.

По своей конструкции описанные тормоза — нормально открытые, так как они действуют лишь тогда, когда к электромагнитной катушке подается электрический ток. При этом обмоткой возбуждения создается замкнутый магнитный поток, проходящий через слой порошка, ротор и статор. В результате взаимодействия магнитных частиц порошка возникает сопротивление сдвигу ротора относительно статора в направлении, перпендикулярном к магнитному потоку. При отсутствии тока в обмотке возбуждения вращающий момент определяется только силами трения в слое ферромагнитного порошка и остаточным магнитным потоком. Изменяя силу магнитного потока путем регулировки силы тока возбуждения, можно получить практически бесступенчатое изменение тормозного момента.

На рис. 7.19 а, б приведены статическая и динамическая характеристики тормоза.

Статическая характеристика представляет собой зависимость тормозного момента M_T от тока возбуждения i_v , А. Динамическая характеристика изображает зависимость тормозного момента от времени при включении тормоза. Можно видеть, что, в отличие от фрикционных тормозов, тормозной момент в период торможения изменяется по закону экспоненты. На время развития тормозного момента можно влиять искусственными способами.

Момент тормоза, Н · м, определяется по формуле

$$M_T = 10^6 \pi m k_n \tau D^3, \quad (7.103)$$

где m — число слоев ферромагнитного порошка; $k_n = \frac{b}{D}$ — отношение ширины слоя к среднему диаметру D ; τ — удельная сила сцепления в слое, МПа; D — средний диаметр рабочих слоев, м.

$$\tau = k_m k_c k_n k_h B_c^n, \quad (7.104)$$

где k_m , k_c , k_n — коэффициенты, зависящие от материала наполнителя, скорости движения частиц в слое, плотности наполнителя и числа слоев; k_h , n — величины, зависящие от плотности наполнителя и толщины слоя δ ; B_c — среднее значение индукции в слое.

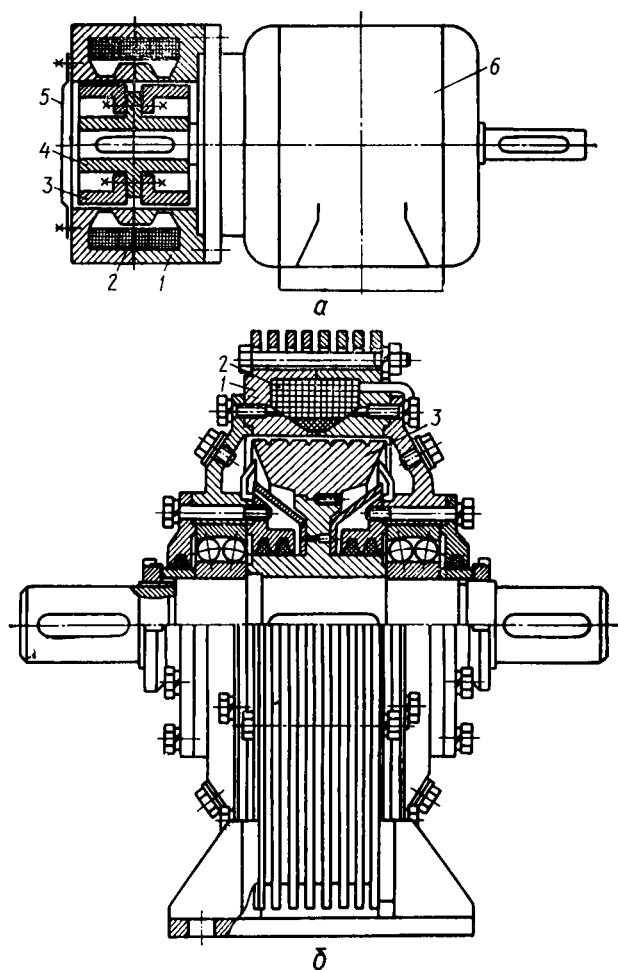


Рис. 7.18. Электромагнитные порошковые тормоза козловых и мостовых кранов: фланцевой (а), независимой (б) конструкции

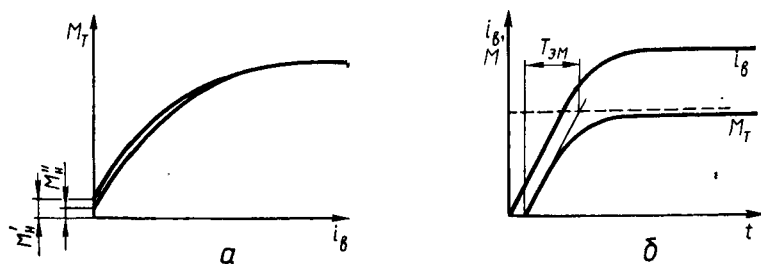


Рис. 7.19. Статическая (а) и динамическая (б) рабочие характеристики порошкового тормоза

Подробнее способы расчета электроиндукционных порошковых тормозов изложены в специальной литературе [22].

?

1. Опишите конструкцию и работу фрикционных остановов.
2. Изложите основные положения расчета одноколодочных и роликовых фрикционных остановов.
3. Опишите устройство, работу и расчет храповых остановов.
4. Определите назначение тормозов в крановых механизмах.
5. Классифицируйте тормозные устройства.
6. Какие тормоза устанавливают на механизмах подъема, изменения вылета, передвижения и поворота?
7. Какие требования предъявляют к фрикционным материалам тормозных устройств?
8. Какие фрикционные материалы применяют для тормозов грузоподъемных машин?
9. Назовите значения коэффициентов трения для крановых тормозов.
10. Какие размыкающие устройства применяют в тормозах грузоподъемных машин и как они устроены?
11. Как устроены и работают ленточные тормоза (простые, суммирующие, дифференциальные)?
12. Как рассчитывают ленточные тормоза?
13. Как устроен ленточный тормоз с храповиком и как он работает?
14. Как устроен одноколодочный тормоз?
15. Сообщите особенности расчета одноколодочного тормоза с жестким и шарнирным креплением колодки.
16. Опишите конструкцию и работу двухколодочного тормоза с пружинным замыканием.
17. Как рассчитать тормоз с пружинным замыканием?
18. По каким признакам подразделяют тормоза с осевым двигателем?
19. Как устроен и работает многодисковый тормоз?
20. Как устроен и работает дисково-колодочный тормоз?
21. Изложите основные положения расчета дисковых тормозов.
22. Как устроены и работают конический и пластинчатый тормоза?
23. Изложите расчет конического и пластинчатого тормозов.
24. Как устроены и работают винтовой тормоз, безопасная рукоятка с винтовым тормозом?
25. Изложите расчет винтового тормоза.
26. Назовите тормозные устройства для регулирования скоростей.
27. Опишите устройство и работу центробежного тормоза.
28. Изложите расчет центробежного тормоза.
29. Как устроены и работают гидравлические, электродинамические, электромагнитные порошковые тормоза?
30. Изложите методику теплового расчета фрикционных тормозов.

8.1. Классификация, схемы, устройство

Классификация. В зависимости от типа привода все механизмы подъема грузоподъемных машин можно разделить на следующие группы: с ручным приводом; с индивидуальным машинным (электрическим, гидравлическим, пневматическим); групповым машинным приводом (паровым, внутреннего сгорания, дизель-электрическим).

В зависимости от вида грузоподъемного устройства все механизмы подъема подразделяются на крюковые и механизмы для работы со специальными грузозахватными устройствами. Для механизмов подъема машин небольшой грузоподъемности, перемещающих грузы с малыми скоростями, во взрывоопасных средах применяют ручной привод, например, в ручных подвесных телях, ручных однобарабанных лебедках, стационарных поворотных ручных однобалочных кранах общего назначения, ручных двухбалочных мостовых кранах.

Механизм (рис. 8.1) состоит из следующих основных элементов: полиспаста 1, барабана 4, зубчатых передач 2, приводной рукоятки 3.

В соответствии с Правилами Госгортехнадзора механизм подъема с ручным приводом должен иметь грузоупорный тормоз, который обычно располагают на приводном валу или встраивают в приводную безопасную рукоятку. В этом случае скорость опускания груза зависит от скорости вращения рукоятки. Если необходимо опустить груз со скоростью, большей скорости подъема, допускается применение нормально замкнутых тормозных устройств с регулировкой тормозного момента или механизмов подъема с центробежным регулятором скорости.

Ручные лебедки для подъема людей оборудуются безопасными рукоятками такой конструкции, при которой груз поднимается или опускается при непрерывном вращении рукоятки; при этом скорость опускания не должна превышать 20 м/мин.

Механизмы подъема с индивидуальным электрическим приводом. Конструкция механизма подъема с индивидуальным электрическим приводом определяется рядом факторов, а именно: типом грузоподъемного устройства; весом поднимаемого груза; высотой подъема; минимальными и максимальными скоростями подъема и опускания грузов; особенностями технологического процесса; характером транспортируемых грузов.

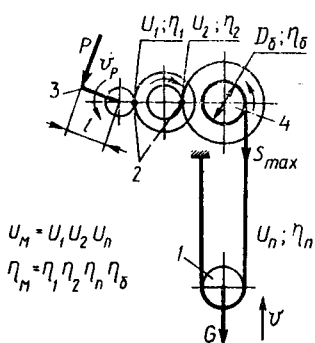
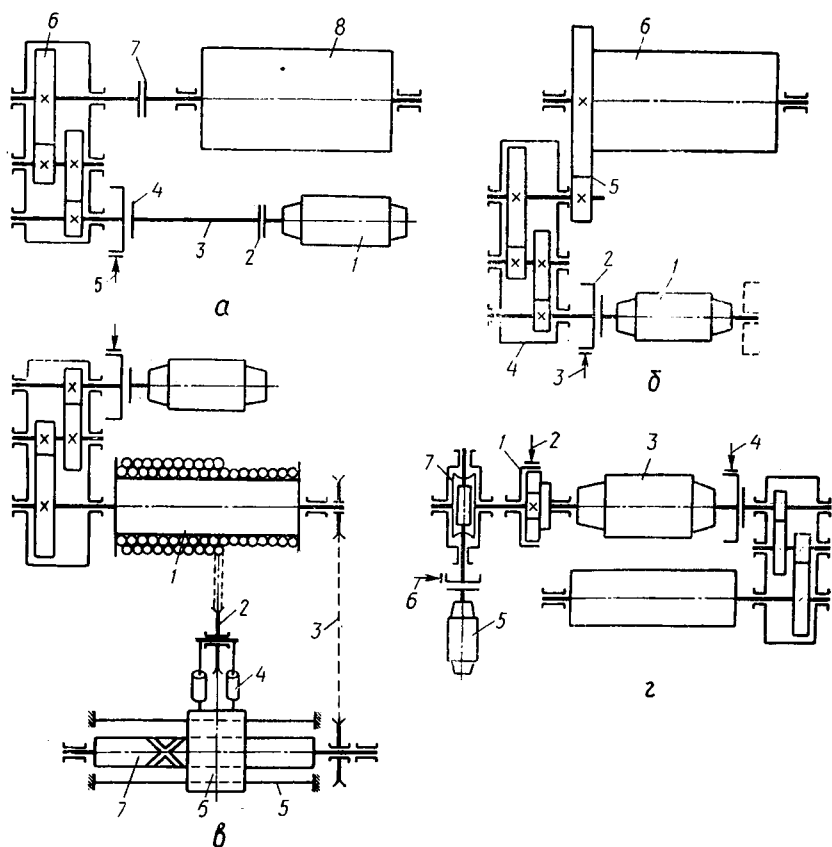


Рис. 8.1. Схема механизма подъема груза с ручным приводом

Рис. 8.2. Схемы механизмов подъема груза с электрическим приводом



На рис. 8.2, а показана схема механизма подъема груза с установкой барабана на двухопорном валу. Механизм состоит из двигателя 1, муфты 2, соединительного вала 3, муфты с тормозным шкивом 4, тормоза 5, двухступенчатого редуктора 6, муфты 7, соединяющей редуктор с барабаном 8.

Отличительной особенностью конструкции этого механизма, как и большинства механизмов подъема, является устройство из блочных сборных элементов, облегчающее монтаж и демонтаж.

В качестве приводных двигателей для механизмов подъема общего назначения обычно используются асинхронные двигатели трехфазного тока; в качестве тормозных устройств — нормально замкнутые электрогидравлические или электромагнитные тормоза с пружинным замыканием; в качестве передач — цилиндрические двух- или трехступенчатые редукторы. Для улучшения условий сборки, упрощения монтажа и демонтажа, выравнивания нагрузки на приводные ходовые колеса тележек двигатель 1 механизма часто соединяют с редуктором 6 с помощью компенсационного вала 3. Недостаток этой схемы: значительный габарит из-за больших осевых размеров муфты 7. Этот недостаток устраняется в схеме механизма с двух- или трехопорным валом редуктора, однако при этом становятся невозможными блочный монтаж и демонтаж механизма. К тому же трехопорный вал требует точной установки и небезопасен в эксплуатации.

В отдельных случаях применяют механизм подъема груза с открытой зубчатой передачей вместо трехступенчатого редуктора (рис. 8.2, б). Этот механизм состоит из двигателя 1, муфты с тормозным шкивом 2, тормоза 3, редуктора 4, открытой зубчатой пары 5, барабана 6. С целью обеспечения правильной укладки каната на барабан с многослойной навивкой используют специальное устройство — канатоукладчик (рис. 8.2, в). Подъемный канат перед навивкой на барабан 1 проходит через блок 2 между двумя цилиндрическими роликами 4, установленными на каретке 6. Каретка расположена на винте 7 с двойной резьбой, который приводится в движение цепной передачей 3. При вращении винта 7 каретка 6 перемещается по направляющим 5, обеспечивая правильную укладку каната.

Для получения малой посадочной скорости применяют механизмы подъема с микроприводом (рис. 8.2, г). Здесь для работы микропривода замыкается тормоз 2 планетарной муфты 1, и движение передается от микродвигателя 5 через червячный редуктор 7, муфту 1 и вал главного двигателя 3 со скоростью, достигающей 1 % основной при передаточном числе червячного редуктора $u_p = 30$ и планетарной муфты $u_m = 4$. При этом тормоза 4 и 6 размыкаются.

Существуют схемы получения малых скоростей опускания грузов в пределах 20...30 % основной путем автоматического подтормаживания вала двигателя; электрического управления двигателем гидротолкателя; применения «вихревых» электродинамических или электромагнитных порошковых тормозов.

Рис. 8.3 и 8.4 иллюстрируют конструктивные варианты наиболее важной части механизмов подъема — соединение барабана с редуктором.

Соединение барабана 2 с зубчатым колесом 1 (рис. 8.3) осуществляется с помощью болтов 3. Барабан 2 (рис. 8.4) имеет две подшипниковые опоры: правую 2 и левую 3, установленную в выточке вала цилиндрического редуктора, объединенного с зубчатой полумуфтой.

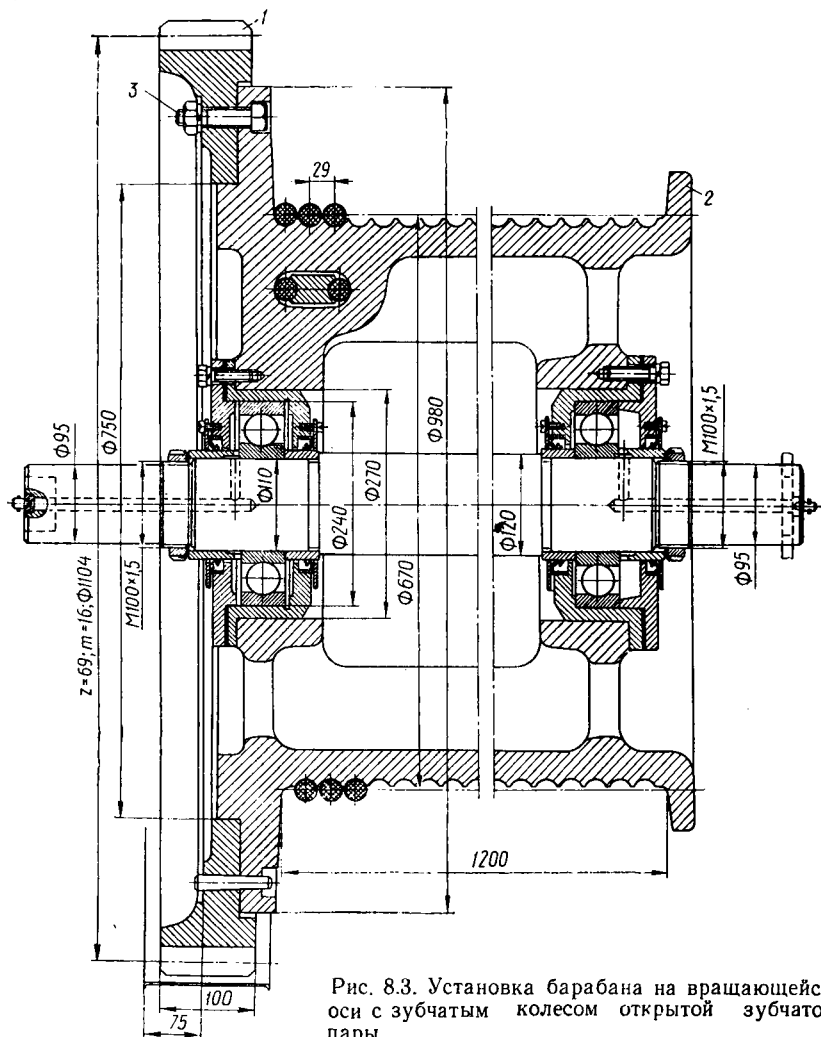


Рис. 8.3. Установка барабана на вращающейся оси с зубчатым колесом открытой зубчатой пары

Механизмы подъема с групповым приводом. От двигателя внутреннего сгорания автомобиля (рис. 8.5) движение через редуктор отбора мощности 10, пару конических передач, главный реверс 8, зубчатые передачи передается к барабанам механизма подъема 5, механизма замыкания грейфера 6, механизма изменения вылета 3. Соединение барабанов с главным валом 4 обеспечивается с помощью фрикционных муфт 1, а торможение — с помощью тормозов 2, располагаемых непосредственно на барабанах этих механизмов. Включение фрикционной муфты сопровождается растормаживанием барабана. С помощью зубчатого реверса 7, зубчатой передачи 9 ведется управление работой крана при повороте.

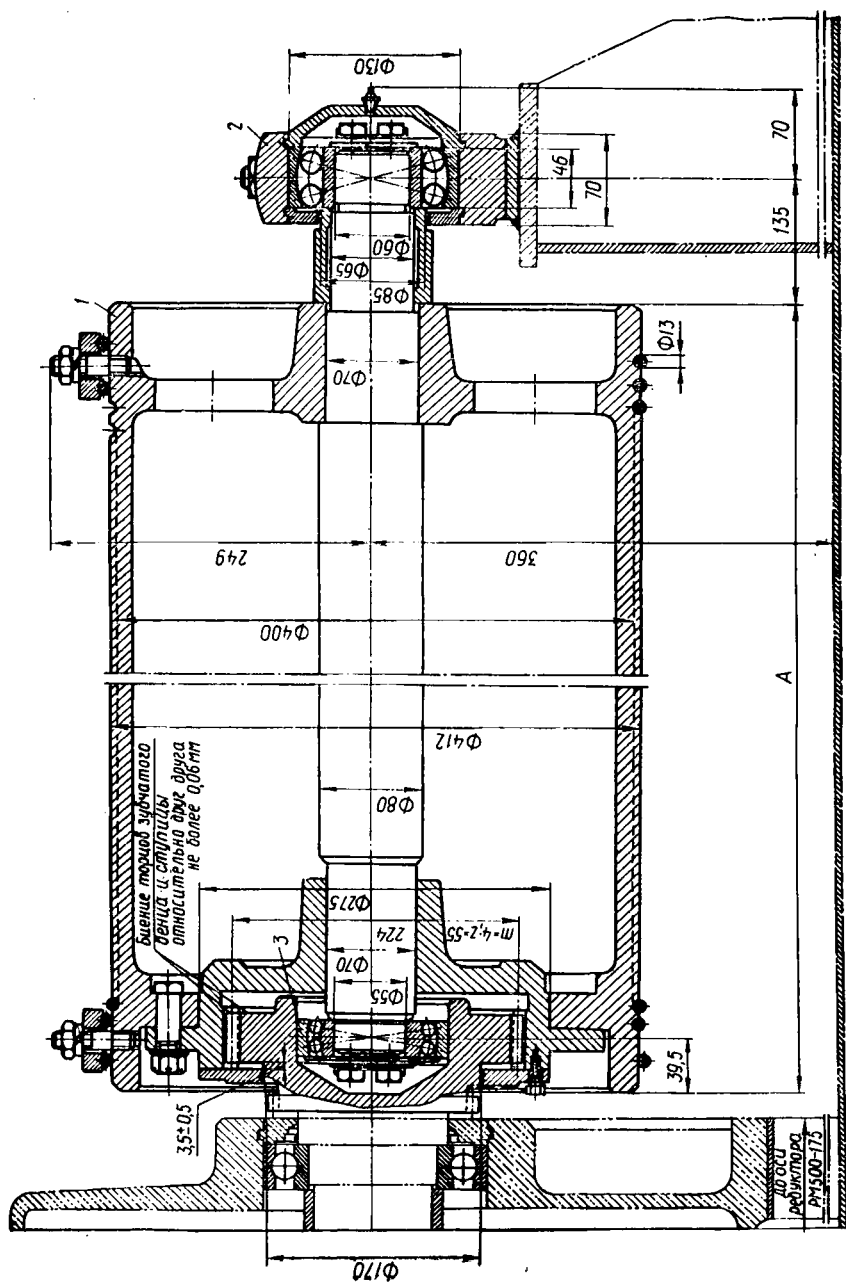


Рис. 8.4. Установка барабана на двухопорной оси с зубчатой муфтой, расположенной у опоры редуктора

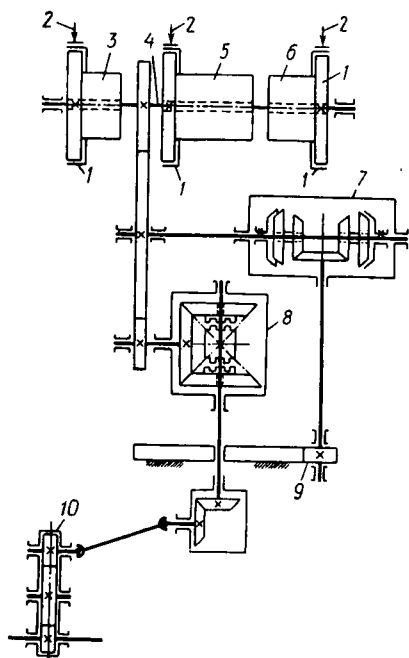


Рис. 8.5. Механизм подъема автомобильного крана (с групповым приводом)

Рис. 8.7. Графики для определения КПД механизма подъема в зависимости от относительной загрузки

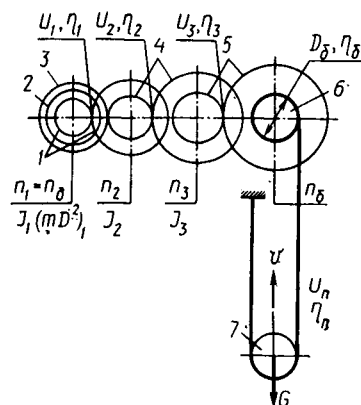
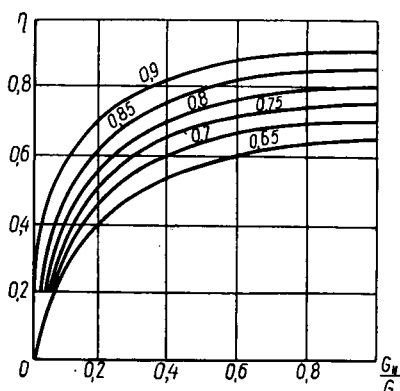


Рис. 8.6. Расчетная схема механизма подъема с электроприводом



8.2. Расчет мощности двигателя

Расчетная схема электромеханического привода подъема показана на рис. 8.6. Здесь 3 — ротор двигателя; 2 — тормозной диск; 1, 4, 5 — зубчатые передачи первой, второй и третьей пар соответственно; 6 — барабан; 7 — полиспаст. Если G — сила тяжести номинального груза, Н; v — скорость подъема груза, м/с; η_m — КПД механизма подъема, то статическая мощность двигателя, кВт:

$$P = \frac{Gv}{1000 \eta_m} \quad (8.1)$$

В этой формуле КПД механизма

$$\eta_m = \eta_n \eta_\delta \eta_p,$$

где η_n — КПД полиспаста; η_δ — КПД барабана; η_p — КПД зубчатых пар редуктора. Выбор КПД отдельных звеньев механизма при

номинальной нагрузке можно произвести по данным табл. 8.1. КПД механизма при нагрузке, меньшей номинальной, можно определить из графика (рис. 8.7).

8.1. Выбор КПД отдельных звеньев механизма при номинальной нагрузке

Звенья механизма	КПД подшипников	
	скольжения	качения
Цилиндрические зубчатые колеса:		
с фрезерованными зубьями и периодической смазки	0,94...0,95	0,96...0,98
с фрезерованными зубьями в масляной ванне	0,95...0,97	0,97...0,99
Блок для стального каната	0,95...0,97	0,07...0,99
Канатный барабан	0,5...0,96	0,96...0,97
Полиспаст при числе несущих ветвей стального каната:		
две одинарные	0,96	0,985
четыре »	0,94	0,98
шесть одинарных	0,92	0,96
восемь »	0,9	0,94
десять »	0,87	0,92
двенадцать одинарных	0,85	0,90

По найденной статической мощности из таблиц каталога двигателей подбирается двигатель ближайшей меньшей мощности, соответствующей заданному режиму работы, роду тока и напряжению. В случае, если действительное значение ПВ % отличается от номинального, расчетная мощность двигателя P_p определяется по формуле

$$P_p = P_n \sqrt{\frac{(\text{ПВ } \%)_n}{(\text{ПВ } \%)_д}}, \quad (8.2)$$

где P_n — номинальная мощность двигателя по каталогу; $(\text{ПВ } \%)_n$, $(\text{ПВ } \%)_д$ — номинальное (15, 25, 40, 60 %) и действительное значение относительной продолжительности включения, %.

Если температура окружающего воздуха t °C отличается от номинальной t_n^0 , то расчетная мощность асинхронного двигателя

$$P_p = P_n \sqrt{(t_{\max} - t)(a + 1)/(t_{\max} - t_n) - a}, \quad (8.3)$$

где $t_{\max} = 100...120$ °C — максимальная допустимая температура обмоток двигателя (100 °C — для обычной, 120 °C — для теплостойкой); $a = (0,5...1,5)$ — коэффициент, зависящий от постоянных и переменных потерь в двигателе.

Передаточное число редуктора

$$u_p = n_1/n_6, \quad (8.4)$$

где $n_1 = n_d$ — частота вращения ротора двигателя в 1 мин; n_6 — частота вращения барабана в 1 мин:

$$n_6 = v u_n / \pi D_6, \quad (8.5)$$

где v — скорость подъема груза; u_n — передаточное число (кратность) полиспаста; D_6 — диаметр барабана по центру каната.

8.3. Проверка двигателя на пусковой режим

В период разгона двигатель преодолевает статический момент сопротивления от груза и сил трения в элементах механизма M_c , момент сопротивления $M_{и_1}$ от сил инерции поступательно и вращательно $M_{и_2}$ двигающихся масс привода. Следовательно, необходимо выполнить проверку работоспособности двигателя в период пускового режима. Существуют два основных способа этой проверки: в соответствии с первым определяют расчетное значение пускового момента на валу двигателя и сравнивают его с максимальным моментом $M_{п\max}$ двигателя в период пуска; по второму — определяют время разгона двигателя и сравнивают его с допустимым для данного типа крана.

Согласно принципу Д'Аламбера, пусковой момент двигателя

$$M_n = M_c + M_{и_1} = M_c + (M_{и_1} + M_{и_2}), \quad (8.6)$$

где M_c и $M_{и_1}$ — статический момент сопротивления от груза и момент от силы инерции груза и грузозахватного устройства соответственно; $M_{и_2}$ — момент от сил инерции вращающихся масс привода.

Статический момент на валу двигателя, Н · м,

$$M_c = \frac{(G + G') D_6}{2 u_m \eta_m}, \quad (8.7)$$

где G и G' — вес груза и грузозахватного устройства, соответственно, Н; D_6 — диаметр барабана, м; u_m — передаточное число механизма; η_m — КПД механизма.

$$u_m = u_p u_n,$$

где u_p , u_n — передаточные числа редуктора и полиспаста.

При равноускоренном разгоне динамический момент $M_{и_1}$, Н · м,

$$M_{и_1} = \frac{Q D_6}{2 u_m \eta_m} \frac{v}{t_p}, \quad (8.8)$$

где Q — масса груза и грузозахватного устройства, кг; v — скорость подъема груза, м/с; t_p — время разгона механизма, с.

Скорость подъема груза, м/с,

$$v = \frac{v_6}{u_n} = \frac{\pi D_6 n_6}{60 u_n} = \frac{\pi D_6 n_1}{60 u_n u_p} = \frac{\pi D_6 n_1}{60 u_m}. \quad (8.9)$$

Подставляя это значение v в формулу (8.8), получим

$$M_{n_1} = \frac{QD_6^2 n_1}{38,2 u_m^2 \eta_m t_p}. \quad (8.10)$$

Динамический момент M_{n_1} , Н · м, при равноускоренном разгоне механизма

$$M_{n_1} = J \varepsilon_1, \quad (8.11)$$

где J — приведенный к валу двигателя момент инерции всех вращающихся элементов привода, кг · м²; ε_1 — среднее угловое ускорение двигателя, рад/с². На основании равенства кинетических энергий эквивалентной и фактической систем (рис. 8.6)

$$\frac{J \omega_1^2}{2} = \frac{J_1 \omega_1^2}{2} + \frac{J_2 \omega_2^2}{2 \eta_1} + \dots + \frac{J_n \omega_n^2}{2 \eta_{n-1}}, \quad (8.12)$$

где J_1 — момент инерции вращающихся элементов привода, расположенных на первом валу (ротора двигателя, соединительной муфты, тормозного шкива, шестерни, вала первой передачи и т. д.); $J_2 \dots J_n$ — моменты инерции вращающихся частей привода, расположенных на втором и т. д. валах привода; ω_i — угловая скорость i -го вала, рад/с; $\eta_1, \eta_2 \dots$ КПД первой, второй и т. д. пар зубчатых передач.

Легко найти, что

$$J = J_1 \left[1 + \frac{J_2}{\left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 \eta_1} + \dots + \frac{J_n}{\left(\frac{\omega_1}{\omega_n} \right)^2 \eta_{n-1}} \right] = J_1 \left(1 + \frac{J_2}{u_1^2 \eta_1} + \dots \right. \\ \left. \dots + \frac{J_n}{u_n^2 \eta_{n-1}} \right) = c J_1,$$

где $u_1, u_2, \dots$ — передаточные числа первой, второй и т. д. передач; $c = 1,15 \dots 1,25$ — коэффициент, учитывающий влияние масс привода, расположенных на втором, третьем и т. д. валах.

$$J_1 = m_1 R_1^2 = \frac{m_1 D_1^2}{4} = \frac{(mD^2)_1}{4}, \quad (8.13)$$

где m_1, R_1, D_1 — масса, кг, радиус инерции и диаметр инерции, м, соответственно всех вращающихся элементов привода, расположенных на первом валу. Следовательно,

$$M_{n_1} = J \varepsilon_1 = c J_1 \varepsilon_1 = c \frac{(mD^2)_1}{4} \frac{\pi n_1}{30 t_p} = c \frac{(mD^2)_1 n_1}{38,2 t_p}. \quad (8.14)$$

В этой формуле $(mD^2)_1$, кг · м², — маховой момент вращающихся масс, расположенных на валу двигателя:

$$(mD^2)_1 = (mD^2)_д + (mD^2)_м + (mD^2)_т + \dots \quad (8.15)$$

В формуле (8.15) $(mD^2)_д$, $(mD^2)_м$, $(mD^2)_т$ — маховые моменты ротора двигателя, соединительной муфты, тормозного диска соответственно. В этих выражениях: m_i — масса вращающегося элемента, кг; D_i — соответствующий диаметр инерции, м.

Таким образом, расчетное значение пускового момента, Н · м,

$$M_p = \frac{(G + G') D_6}{2u_m \eta_m} + \frac{QD_6^2 n_1}{38,2u_m^2 \eta_m t_p} + \frac{c (mD^2)_1 n_1}{38,2 t_p}. \quad (8.16)$$

При выборе времени пуска привода необходимо учитывать рекомендуемые значения ускорения, составляющие для кранов: монтажных, транспортирующих жидкие металлы — $\leq 0,1$ м/с²; механосборочных цехов, эллингов складов — $\leq 0,2$ м/с²; металлургических цехов — $\leq 0,5$ м/с²; грейферных — $\leq 0,8$ м/с²; крюковых, выполняющих массовые перегрузочные работы — $\leq 0,6 \dots 0,8$ м/с².

Расчетный коэффициент перегрузки по номинальному моменту двигателя M_n

$$\psi_p = M_p / M_n. \quad (8.17)$$

Допустимый коэффициент перегрузки двигателя

$$\psi_d = M_{п \max} / M_n, \quad (8.18)$$

где $M_{п \max}$ — максимальный пусковой момент двигателя. При правильном выборе двигателя

$$\psi_p < \psi_d. \quad (8.19)$$

Второй способ. Во избежание перегрузки двигателя должно соблюдаться условие

$$M_p \leq M_{ср.п} = \frac{M_{п \max} + M_{п \min}}{2}, \quad (8.20)$$

где $M_{ср.п}$, $M_{п \min}$, $M_{п \max}$ — средний, минимальный и максимальный пусковые моменты асинхронного двигателя с фазовым ротором.

Время разгона определяется по формуле

$$t_p \geq \frac{R}{M_{ср.п} - M_с}, \quad (8.21)$$

где

$$R = \frac{QD_6^2 n_1}{38,2u_m^2 \eta_m} + \frac{c (mD^2)_1 n_1}{38,2}. \quad (8.22)$$

Расчетное условие

$$t_p \geq [t] = \frac{v}{|a|}. \quad (8.23)$$

раздельный привод крановых мостов обеспечивает более плавное движение кранов, уменьшает дополнительные сопротивления при проскальзывании ходовых колес и т. д.

Механизм передвижения консольного и велосипедного кранов (рис. 9.4) состоит из двигателя 1, тормоза 2, двухступенчатого редуктора 3, трансмиссионного вала 4, пары конических зубчатых передач 5, пары цилиндрических зубчатых колес 6, двух ходовых колес 7. С целью повышения тяговой способности привода оба ходовых колеса выполнены приводными. Такие механизмы применяют для передвижения козловых кранов и перегрузочных мостов.

В мостовых кранах подвесного многоопорного типа, подвесных кранах-штабелерах используют механизмы передвижения с фрикционными тягачами. Схема одного из них (многоопорной конструкции) показана на рис. 9.5. Механизм передвижения состоит из двигателя 1, тормоза 2, зубчатого редуктора 3, трансмиссионного вала 4, отдельные части которого соединяются между собой муфтами 6 и опираются на подшипники 5 распределительных редукторов 7, передающих движение с помощью промежуточных валов 8 тягачам 9. Кран опирается на ряд ходовых колес 12, объединенных в балансирные пары. Тягач 9 представляет собой обрезиненное колесо, прижатое к нижней поверхности двухтаврового подвесного пути пружиной 11, передающей усилие на ось тягового колеса с помощью упора 10.

Привод механизма передвижения выполняют с помощью электродвигателей постоянного тока с независимым возбуждением; переменного тока с короткозамкнутым ротором двухскоростного типа; переменного тока с фазовым ротором. Синхронизация работы приводных тягачей в данной схеме механизма передвижения обеспечивается трансмиссионным валом. При наличии в схеме двух приводов или при совместной работе двух кранов синхронизацию работы приводов обеспечивают соединением двигателей по схеме электрического вала. Весьма целесообразно в данном случае применение синхронизирующих гидродинамических муфт. Иногда схемой привода предусматривается установка двух последовательно расположенных двигателей. При этом один двигатель работает в двигательном режиме, другой — в тормозном, обеспечивая малые скорости передвижения крана.

Поскольку конструкция многоопорного мостового крана подвешивается к ходовым тележкам шарнирно, то ограничение перекосных движений ходовыми колесами возможно лишь при перекосах, превышающих допустимые. Во избежание перекосов применяют специальные фиксирующие устройства с конечными выключателями, отключающими электродвигатели в аварийных ситуациях.

При необходимости получить изменение рабочей скорости в больших пределах используют механизмы передвижения с микроприводами либо с двигателями постоянного тока, регулируемые по системе «мотор — генератор» или с помощью тиристорных систем управления. Такая необходимость возникает, например, для кранов-штабелеров, монтажных кранов и т. д.

$[t]$ — допустимое время разгона, определенное с учетом требуемых средних значений ускорений $[a]$.
 Полученное по формуле (8.23) время разгона должно обеспечить заданную продолжительность цикла. Время разгона двигателей и лебедок находится в предположении половинной их нагрузки. Чтобы обеспечить надежный разгон двигателя, следует задать следующее условие:

$$\frac{M_{n \max} + M_c}{2} \geq 1,5 M_c. \quad (8.24)$$

Проверка двигателя на нагрев

Двигатели, за исключением двигателей постоянного тока повзвального и смешанного возбуждения, проверяются на нагрев по эквивалентному среднеквадратическому моменту:

$$M_3 = \sqrt{\frac{M_n^2 (t_{p_1} + t_{p_2} + t_{p_3}) + t_y (M_1^2 + M_2^2 + M_3^2 + M_4^2)}{ПВ t_{\text{ц}}}}, \quad (8.25)$$

$t_{p_1}, t_{p_2}, t_{p_3}$ — время разгона двигателя, при подъеме и опускании грузозахватного устройства соответственно; t_y — средняя продолжительность работы двигателя в секундах с установившейся скоростью; M_1, M_2, M_3, M_4 — крутящие моменты на валу двигателя в Н·м, при подъеме номинального груза, грузозахватного устройства, опускании груза и грузоподъемного устройства соответственно; ПВ — относительная продолжительность включения, доли единицы; $t_{\text{ц}}$ — средняя продолжительность цикла, определяемая по данным практики или в соответствии с технологическими условиями эксплуатации машины.

Крутящий момент на валу двигателя при подъеме номинального груза M_1 определяют по формуле (8.7).

Крутящий момент при подъеме грузозахватного устройства

$$M_2 = G'D_6/2u_m\eta'_m, \quad (8.26)$$

— КПД не полностью загруженного механизма, который находят по данным графика (рис. 8.7).

Крутящий момент при спуске номинального груза равен крутящему моменту при подъеме того же груза, находим:

$$M_3 = GD_6\eta_m/2u_m. \quad (8.27)$$

Крутящий момент при силовом спуске грузозахватного устройства

$$M_4 = M_{\text{тр}} - G'D_6/2u_m, \quad (8.28)$$

Крутящий момент от сил трения в механизме

$$M_{\text{тр}} = M_2(1 - \eta'_m). \quad (8.29)$$

Продолжительность разгона двигателя t_{p_i} определяют по формуле (8.21). Средняя продолжительность установившейся работы двигателя с постоянной скоростью за одну операцию

$$t_y = \frac{t_{цПВ} - (t_{p_1} + t_{p_2} + t_{p_3}) - 4t_T}{4},$$

где t_T — время торможения механизма, принимающееся при варительных расчетах равным для режимов: легкого — 1 с; среднего — 1,2 с, тяжелого — 1,5 с.

Средняя продолжительность рабочего цикла кранов может быть принята равной для цехов: механических — 145...240 с; стальных — 120 т...145 с; ремонтных — 180...240 с; литейных — 145 с.

Эквивалентная мощность двигателя, кВт,

$$N_{\text{э}} = \frac{M_{\text{э}} n_1}{9550},$$

где $M_{\text{э}}$ — эквивалентный момент сил сопротивления, Н · м; n_1 — частота вращения ротора, об/мин. Выбор двигателя считается удовлетворительным, если $N_{\text{э}} < N$.

8.5. Выбор тормоза

При торможении опускающегося груза тормозной момент M_T складывается из статического, создаваемого весом груза, и динамического, создаваемого кинетической энергией груза и вращающихся частей механизма. Следовательно, расчетное значение M_T определяется по формуле

$$M_T = \frac{(G + G') D_6 \eta_M}{2u_M} + \frac{QD_6^2 n_1 \eta_M}{38,2 u_M^2 t_T} + \frac{c (mD^2)_1 n_1}{38,2 t_T},$$

В отличие от формулы (8.16), КПД механизма находится не в знаменателе, а в числителе, так как потери сил трения, учитываемые этой величиной, способствуют уменьшению требуемого значения тормозного момента.

Аналогично (8.21) время торможения

$$t_T \geq \frac{R_1}{M_{T_k} - M_{c_1}},$$

где M_{T_k} — тормозной момент тормоза, указанный в каталоге; M_{c_1} — статический момент от груза, приведенный к валу тормоза;

$$R_1 = \left[\frac{QD_6^2 n_1 \eta_M}{38,2 u_M^2} + c \frac{(mD^2)_1 n_1}{38,2} \right].$$

опустимое время торможения по рекомендуемым замедлениям

$$t_T \geq [t] . \quad (8.35)$$

во всех случаях, согласно Правилам Госгортехнадзора [18],

$$M_{T_k} \geq k_T M_{c_1} , \quad (8.36)$$

k_T — коэффициент запаса торможения.

Подставляя в (8.33) выражение (8.36), получим

$$t_T \geq \frac{R_1}{(k_T - 1) M_{c_1}} . \quad (8.37)$$

Коэффициенты запаса торможения принимаются в соответствии с табл. 8.2.

Значения коэффициентов запаса торможения

Тип привода	Режим работы по Правилам Госгортехнадзора	Группа режима работы (по ГОСТ 25835—83)	k_T
Электродвигательный	— легкий средний тяжелый весьма тяжелый	1М 1М, 2М, 3М 4М 5М 6М	1,5 1,5 1,75 2,0 2,5

Механизмы подъема, транспортирующие расплавленные металлы, раскаленные изделия, ядовитые, взрывчатые, радиоактивные материалы, кислоты, щелочи и другие опасные грузы, имеют по два независимо работающих тормоза. В этом случае для каждого тормоза $k_T = 1,25$. Если же механизм имеет два привода, то при установке двух тормозов на каждом приводе $k_T = 1,1$.

При выполнении выше расчета времени торможения механизма предполагается, что процесс торможения имеет место в момент выключения двигателя. В действительности инерционность гидравлической системы тормоза с электрогидравлическим толкателем «свободный ход» рычажной системы вследствие износа шарнирных тормозных обкладок тормоза влекут за собой определенное отставание процесса торможения во времени, при котором груз находится в состоянии ускоренного движения. Так, для тормозов ТКС наименьшее время срабатывания колеблется при замыкании от 0,35 до 0,8 с, при размыкании — 0,25 до 0,7 с и более. Это приводит к повышенным значениям времени, скорости, пути торможения груза, динамических нагрузок, перегреву фрикционного материала обкладок и выходу их из строя. Следовательно, действительное время торможения

$$t_T = t_1 + t_{T_1} , \quad (8.38)$$

где t_{τ_1} — время ускоренного опускания груза, равное времени запаздывания t_3 в работе тормоза; t_{τ_2} — время торможения механизма при повышенной скорости движения груза до полной его остановки.

$$t_{\tau_2} = R_2 / (M_{\tau_k} - M_{c_1}),$$

где

$$R_2 = \frac{Q D_6^2 n'_1 \eta_m}{38,2 u_m^2} + \frac{c (m D_6^3)_1 n'_1}{38,2}.$$

Здесь n'_1 — частота вращения ротора двигателя в момент замедления движения:

$$n'_1 = n_1 + \Delta n_1,$$

где Δn_1 — дополнительное увеличение частоты вращения двигателя.

Поскольку увеличение скорости v опускания груза

$$\Delta v = a t_3,$$

где a — ускорение, то легко найти, что

$$\Delta n_1 = \frac{60 u_m \Delta v}{\pi D_6}.$$

Ускорение груза при опускании

$$a = G / (m_G + m_m),$$

где G — вес груза; m_m — приведенная к грузу масса вращающихся элементов механизма; $m_m = J \omega_1^2 / v$.

Пусть торможение груза при равнозамедленном движении происходит в отсутствие запаздывания процесса торможения

$$S_{\tau} = v t_{\tau} / 2.$$

Путь торможения груза с учетом явления запаздывания

$$s_{\tau} = s_{\tau_1} + s_{\tau_2} = [\Delta v t_3 + (v + \Delta v) t_{\tau_2}] / 2.$$

Процесс запаздывания включения тормозов с гидротолкача приводит не только к включению тормозов при повышенных скоростях опускания грузов, но и к преждевременному разгону механизма при замкнутом тормозе, что способствует быстрому нагреву фрикционного материала и снижает надежность тормоза [9].

Ниже представлены данные о наименьшем времени запаздывания t_3 в работе различных тормозов:

Типы тормозов	ТТ 160	ТГТ 200	ТКГ 300	ТКГ 400	ТКГ 500
Диаметр тормозного шкива, мм	160	200	300	400	500
Тормозной момент наибольший, Н · м	100	300	800	1500	2500
$t_{3 \min}$, с	0,2	0,3	0,35	0,4	0,5
$t_{3 \max}$, с	0,2	0,2	0,25	0,3	0,4

1. Как устроены механизмы подъема электромеханическим индивидуальным приводом?
2. Опишите устройство механизма подъема автомобильного крана с групповым приводом механизма.
3. Как определяется статическая мощность электрического двигателя механизма подъема?
4. Как ведется проверка электродвигателя на пусковой момент и нагрев?
5. Как производится выбор тормоза?
6. Каким образом определяется допустимое время разгона и торможения механизма?
7. Назовите значения коэффициентов запаса торможения в зависимости от группы режима работы механизма.
8. Как определить действительное время торможения механизма подъема груза с учетом запаздывания работы тормоза?

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ

9.1. Классификация

В зависимости от устройства опорной части различают рельсовые безрельсовые и канатные механизмы передвижения кранов. Рельсовые механизмы применяют для мостовых, козловых, башенных, железнодорожных и других кранов; безрельсовые — для автомобильных, на пневмокошесном ходу, гусеничных; канатные для кабельных кранов.

Все механизмы передвижения разделяются на механизмы с приводом, расположенным на подвижной конструкции, и внеконструкционные, в котором случае движущее усилие крану или крановой тележке передается с помощью канатной или цепной тяги.

По конструкции привода различают ручные механизмы передвижения, с электрическим приводом, с приводом от двигателя внутреннего сгорания или парового двигателя. По конструкции опорно-ходовой части механизмы передвижения делятся на рельсовые, гусеничные, шагающие; в зависимости от конструкции кранов на рельсовые с металлическими колесами и безрельсовые с пневмоколесами.

9.2. Конструкция рельсовых механизмов передвижения

Схема механизма передвижения тележки с ручным приводом (рис. 9.1, а) обычно применяют для кранов мостового типа грузоподъемностью не более 15...20 т, пролетом не более 14...17 м, используемых в производственных цехах и складах с ограниченным объемом работ, приведена на рис. 9.1, а.

Механизм передвижения смонтирован на раме тележки 2, которая состоит из следующих основных элементов: двух неприводных 1, двух приводных колес 3, получающих движение через зубчатую передачу 4 от тягового колеса 5, вращаемого с помощью тягача 6.

Механизм передвижения крановой тележки с электроприводом (рис. 9.1, б) состоит из неприводных 1 и приводных 5 ходовых колес, вертикального редуктора 4, тормоза 3, электродвигателя 2.

Тележка 1 (рис. 9.2), установленная на четырех ходовых колесах 2, приводится в движение с помощью тягового каната (цепи), огибающего (огибающей) приводной барабан (звездочку) 6.

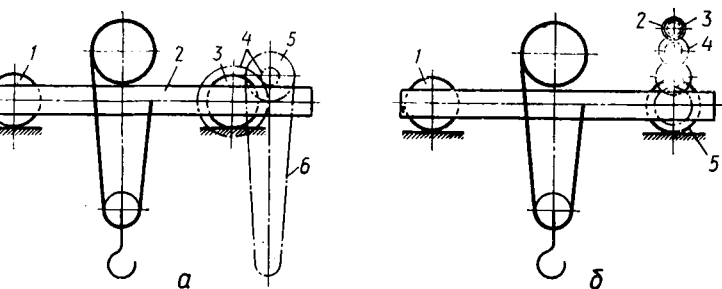
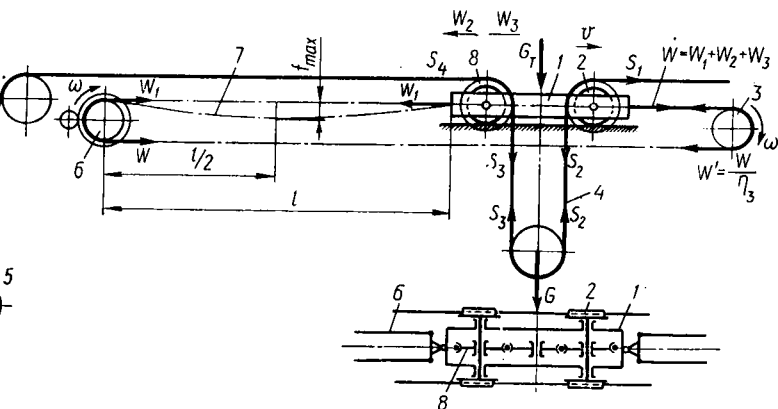


Рис. 9.1. Механизмы передвижения тележки



2. Расчетная схема механизма передвижения тележки крана с канатной

й блок 3. При этом грузовой канат 4, навивающийся на бара-
перекатывается по блокам 8, расположенным на тележке 1.
механизм передвижения с тихоходным трансмиссионным валом
9.3) состоит из двигателя 1; соединительной муфты 3; тормоза
х- или трехступенчатого редуктора 4, трансмиссионного вала
це трубчатой конструкции), соединенного муфтами 6 с ходо-
колесами 7. Такие механизмы чаще всего применяют для
вых кранов с решетчатым мостом.

убчатая конструкция трансмиссионного вала по сравнению
пошным валом имеет вес, меньший на 15...20 %. Механизм
вижения со среднеходным трансмиссионным валом имеет ана-
ное устройство, отличается меньшим весом. В то же время
ие открытых зубчатых передач 8, расположенных в концевых
х, существенно усложняет монтаж и демонтаж механизма.
механизмы применяют для мостовых кранов с решетчатыми
ми, консольных и других кранов.

механизм передвижения с быстроходным трансмиссионным ва-
остоит из двигателя 1, двух частей трансмиссионного вала 2,
двухступенчатых редукторов 3, двух приводных ходовых
4.

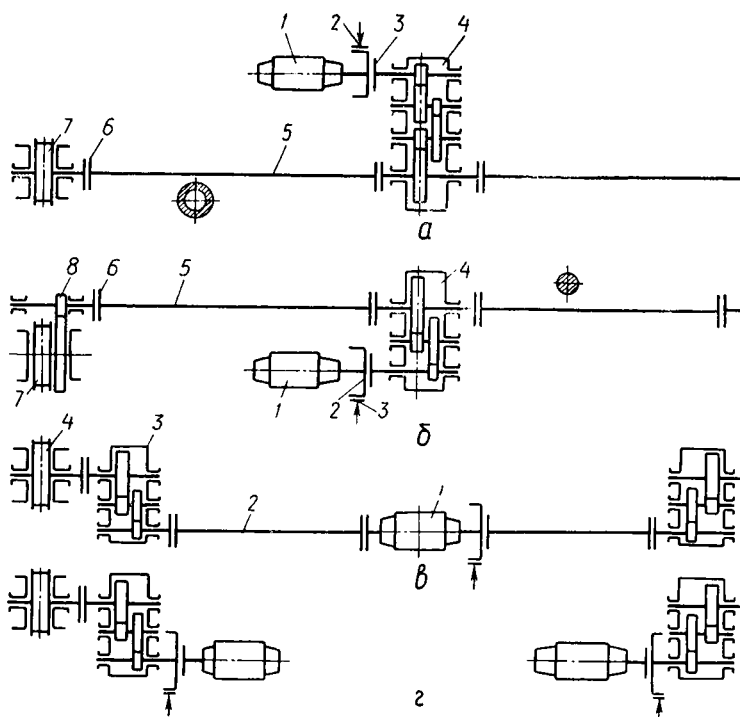


Рис. 9.3. Схемы механизмов передвижения мостовых кранов:
 а — с тихоходным трансмиссионным валом; б — со среднеходным трансмиссионным валом; в — с быстроходным трансмиссионным валом; г — с отдельными приводами

Быстроходный вал имеет в 2...3 раза меньший диаметр и в 6 раз меньший вес по сравнению с тихоходным валом крана. Несмотря на более высокие рабочие параметры, его применение требует высокой точности монтажа опор и балансировки вращающихся элементов соединительных муфт. Такие механизмы используются в новых мостах с пролетом, большим 15...20 м, при условии жесткости последних в вертикальной плоскости.

Отличительные особенности механизма передвижения с раздельными приводами (рис. 9.3, г), применяющегося для различных типов кранов при отношении пролета крана L к его базе B и шести, — наличие двух двигателей, двух редукторов и отсоединенного длинного трансмиссионного вала. При $\frac{L}{B} > 6$ отмечается существенное повышение упругой деформации крановых мостов относительно одной концевой балки относительно другой при одностороннем расположении тележки с грузом. Для обеспечения нормальной работы крановых мостов следует увеличить их поперечную жесткость и, следовательно, и массу. Технические и экономические расчеты показывают, что применение раздельных приводов крановых мостов оправдывается при пролетах, превышающих 16 м. В то же время

Рис. 9.4 Механизм передвижения консольного крана с двумя приводными ходовыми колесами

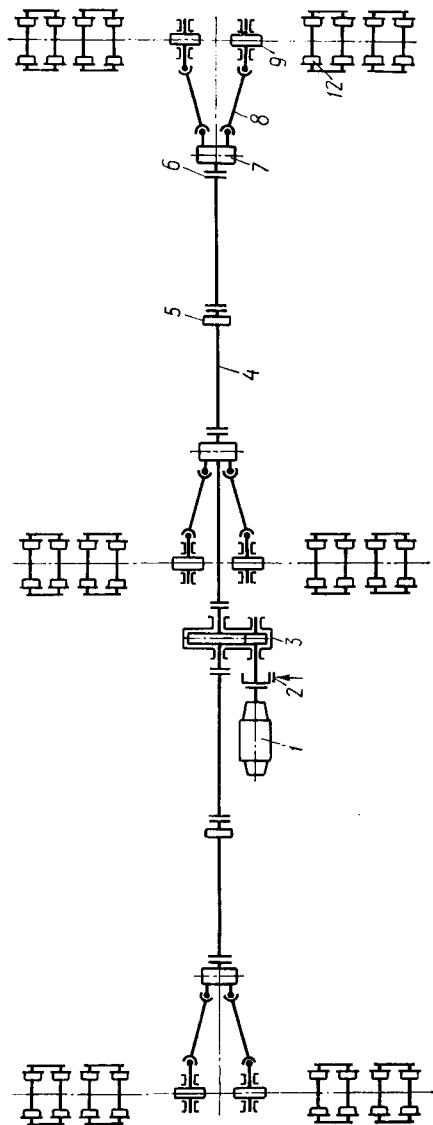
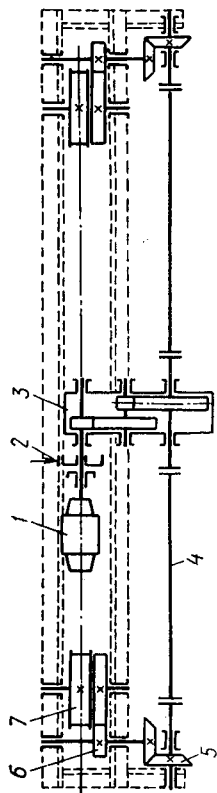


Рис 9.5. Механизм передвижения подвесного крана мостового типа с фрикционным тягачом

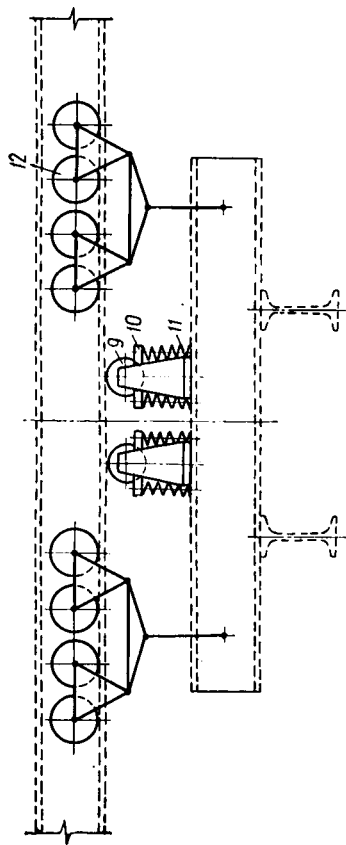


Рис. 9.6. Механизмы передвижения мостового крана

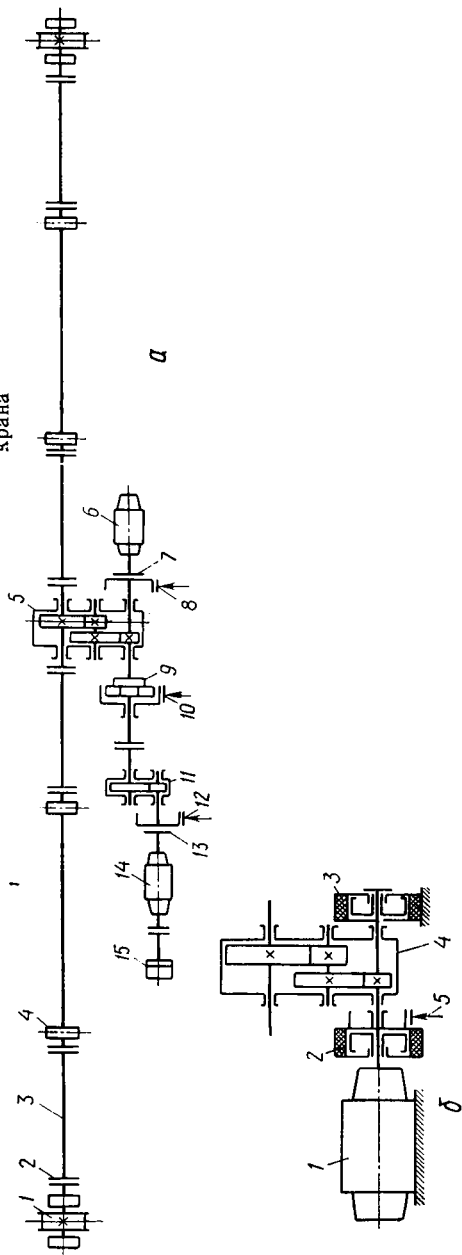


Схема механизма передвижения крана мостового типа с микроприводом, обеспечивающая получение основной и установочной скорости, показана на рис. 9.6, а.

Механизм состоит из основного привода, передающего движение от двигателя 6 через редуктор 5 трансмиссионному валу 3 и ходовым колесам 1; микропривода, двигатель 14 которого соединен с редуктором 5 с помощью одноступенчатого редуктора 11 и планетарного редуктора 9. Отдельные части трансмиссионного вала соединяются между собой муфтами 2 и опираются на опоры 4.

Механизм имеет три тормоза: тормоз 8 основного привода, установленный на тормозном диске муфты 7; тормоз 10 планетарного редуктора 9; тормоз 12, установленный на тормозном диске муфты 13.

Во время работы основного двигателя 6 тормоза 8 и 10 размыкаются, а тормоз 12 замыкается, во время работы микродвигателя тормоза 12 и 8 размыкаются, а тормоз 10 замыкается.

Если при работе двигателя 6 тормоз 10 остается замкнутым, то движение передается двигателю 14. При достижении удвоенной скорости вращения ротора этого двигателя включается в работу центробежный выключатель скорости 15, который размыкает цепь управления приводом.

Схема механизма передвижения с мотор-генераторным приводом отличается сложностью и высокой стоимостью электрооборудования.

В последние годы ведутся работы по изучению новых конструкций механизмов передвижения кранов на основе комплексного использования механических характеристик электромагнитных порошковых муфт и тормозов, гидравлических муфт [4].

Схема привода механизма передвижения мостового электрического крана с электромагнитными порошковыми муфтой и тормозом показана на рис. 9.6, б. Привод состоит из асинхронного короткозамкнутого двигателя 1, электромагнитного порошкового тормоза 3, электромагнитной порошковой муфты 2, фрикционного тормоза 5, редуктора 4, передающего движение трансмиссионному валу и ходовым колесам. При прохождении постоянного тока через катушку возбуждения муфты тормоза в магнитопроводе индуцируется магнитное поле, насыщающее слой ферромагнитного порошка, находящегося в зазоре между статором и ротором муфты тормоза. Изменяя силу тока возбуждения, можно регулировать момент муфты и тормозной момент тормоза. Путем наложения механических характеристик муфты и тормоза можно получить множество малых установочных скоростей передвижения крана.

В последние годы появились мостовые электрические краны, опирающиеся на пневматические ходовые колеса автомобильного типа, перемещающиеся по железобетонным подкрановым путям. Движения мостов при перекосе в данном случае устраняют применением боковых пневматических или обрезиненных ходовых колес. Преимущества таких механизмов: возможность реализации значительно больших ускорений при пуске, замедлений при торможении благодаря высокому значению коэффициента сцепления ходовых

колес с опорами; существенное уменьшение перекосов мостов и соответствующих нагрузок; возможность работы на подкрановых путях невысокой точности монтажа; ограничение динамических вертикальных нагрузок, обусловленных ударами при прохождении стыков, и т. д.

Недостатки: ограниченная допустимая нагрузка на ходовое колесо, что усложняет конструкцию; необходимость более тщательного ухода и неудобство обслуживания.

9.3. Металлические ходовые колеса, катки, рельсовые пути

Классификация. В зависимости от формы рабочей поверхности качения ходовые колеса делятся на цилиндрические и конические, от наличия или отсутствия выступов (реборд), направляющих движение крановых конструкций, — на одно-, двух- и безребордные.

Конструкция. Двухребордные колеса (рис. 9.7, а, з) имеют условное обозначение К2Р, одноребордные — К1Р. Примеры условного обозначения: кранового двухребордного ходового колеса диаметром $D = 400$ мм и шириной поверхности катания $B = 100$ мм — колесо К2Р-400 × 100, кранового одноребордного колеса диаметром $D = 400$ мм — колесо К1Р-400. С целью компенсации ошибок, могущих иметь место при укладке пути и монтаже ходовой части крана, расстояние между ребордами цилиндрических двухребордных ходовых колес кранов должно быть на 30 мм больше ширины головки рельса, для конических — на 40 мм, для колес тележек — на 15...20 мм.

В одноребордных ходовых колесах по нормам Госгортехнадзора рабочая ширина обода без реборды должна превышать ширину головки рельса не менее чем на 30 мм (рис. 9.7, б). Толщина реборды у ее основания для цилиндрических ходовых колес должна быть не менее 30 мм, для конических — не менее 20 мм. Высота реборды при качении колеса по рельсу типа Р всех размеров и крановых рельсов (КР) размерами до КР100 должна быть не менее 25 мм, а при КР120 и КР140 — не меньше 40 мм. Радиус закругления между поверхностью катания и ребордой должен выполняться равным 1...1,5 радиуса закругления головки рельса, во избежание повышенных сопротивлений движению внутренняя поверхность реборд выполняется уклоном 1/5. Конусность поверхности катания конических ходовых колес принимается не меньше 1/10 при радиусе закругления головки железнодорожного рельса $R = 300$ мм и не менее 1/16 при $R = 400$ мм. Обычно конические ходовые колеса выполняются с уклоном конической поверхности катания равным 1/20 [3].

Ходовые колеса, как правило, выполняются без спиц. Литые ходовые колеса снабжаются сплошными дисками толщиной от 18 до 70 мм с 4...6 круглыми вырезами, в отдельных случаях ведущие ходовые колеса снабжаются зубчатыми колесами, соединенными с ходовым колесом с помощью болтов (рис. 9.7, з). Ободы безребордных ходовых колес для опорно-поворотных устройств стреловых

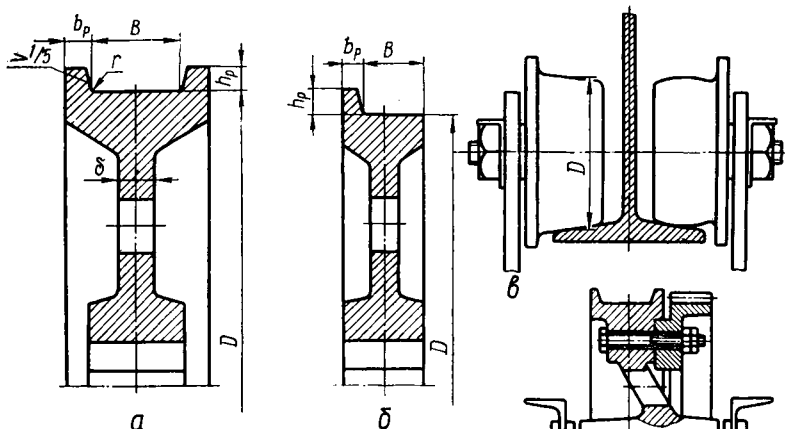


Рис. 9.7. Крановые цилиндрические одно- и двухребордные металлические ходовые колеса и бегунки ходовых тележек

кранов— обычно конические. Ширина безребордных ходовых колес мостовых кранов должна быть больше ширины головки рельса не менее чем на 60 мм.

Бегунки ходовых тележек, перемещающихся по верхнему поясу двухтавровых балок,— обычно одноребордные цилиндрические; бегунки тележек, перемещающихся по нижнему поясу балок,— одноребордные конические с углом наклона образующей около 8° . Иногда применяющиеся в последнем случае цилиндрические бегунки имеют небольшую выпуклость на поверхности катания (рис. 9.7, в).

Изготовление. Ходовые колеса кранов должны изготавливать из сталей марок 75 или 65 Г по ГОСТ 14959—79 ковкой, штамповкой или прокаткой.

Колеса больших диаметров допускается изготавливать из стали 55 Л—П по ГОСТ 977—75.

Ходовые колеса из литья из чугуна марки не ниже СЧ18 по ГОСТ 1412—85 разрешается применять только для кранов с ручным приводом. Диаметры ходовых колес следует выполнять с допуском $\pm 0,0005D$. Чистота обработки поверхности катания вместе с внутренними частями реборд должна соответствовать параметру шероховатости $R_z = 20$. После изготовления поверхность катания и реборды подвергаются термической обработке и закалке. Во избежание преждевременного износа поверхностная твердость стальных ходовых колес должна быть HB300...360 на глубине не менее 15...40 мм в зависимости от диаметра колеса. Лучше всего применять объемную закалку, технология которой сводится к следующему. Первоначально литые заготовки отжигаются при температуре 780...800 °С с последующим охлаждением вместе с печью до температуры окружающего воздуха. Затем, после механической обработки, они нагреваются до температуры 780...800 °С и выдер-

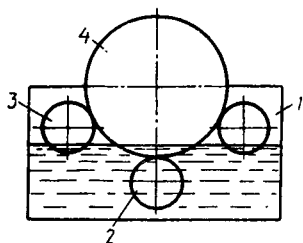


Рис. 9.8. Схема сорбитизационной установки

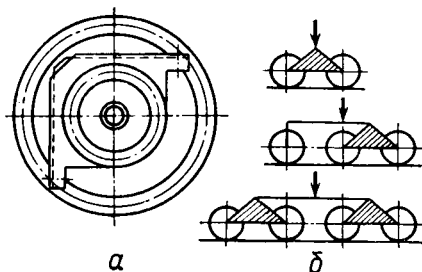


Рис. 9.9. Блок двух выкатных букс (а) и балансирующие группы ходовых колес (б)

живаются в таком состоянии 2...3 ч, после чего следует охлаждение с помощью сорбитизационной машины в течение 1...6 мин (в зависимости от диаметра колеса) до температуры поверхности обода 100 °С, ступицы и диска — около 600...650 °С.

В результате обеспечивается глубина закаленного слоя от 20 до 30 мм при поверхностной твердости $HRC_{32...42}$ с плавным переходом закаленного слоя в незакаленный и вязкую сердцевину. Наибольшая износостойчивость имеет место при сорбитной структуре закаленного слоя для колес, изготовленных из стали 65Г способом штамповки и прокатки беговой части. На схеме сорбитизационной установки (рис. 9.8) показаны: 1 — бак с водой; 2 — приводной каток; 3 — опорные ролики; 4 — ходовое колесо.

Для взрывозащищенных грузоподъемных кранов допускается применять приводные ходовые колеса с бандажом из алюминий-железистой бронзы, неметаллических материалов, специальных пластмасс, текстолита, резины и т. д.

Применение. Двухребордные ходовые колеса применяют практически для всех кранов. В тележках мостовых кранов, перегрузочных мостов, передвижных кранов с колеей до 4 м можно применять одноребордные ходовые колеса. Исключение составляют башенные краны, где колеса должны быть двухребордными. Эти же колеса применяют для козловых кранов и перегрузочных мостов, каждая сторона которых опирается на два рельсовых пути, при условии, что расположение реборд колес на одном пути будет обратным расположению на противоположной стороне; для подвесных тележек, перемещающихся по нижнему поясу балок; для кранов на железнодорожном ходу; для кранов, установленных на круговом рельсе. Безребордные ходовые колеса применяют в мостовых, консольных кранах, в кранах с поворотным кругом, в поворотных тележках мостовых кранов и т. д. при наличии устройств, исключающих сход колес с рельсов.

При больших пролетах мостовых кранов, опирающихся на четыре ходовых колеса, с целью устранения перекосов моста в качестве ведущих ходовых колес применяют колеса с коническим ободом, установленным большим диаметром внутри колеи.

Конические ходовые колеса применяют также и тогда, когда имеют место криволинейные участки пути (железнодорожные, портальные краны, краны на поворотном круге, монорельсовые тележки и т. д.). В этих же случаях используются рельсы со скругленной головкой.

Установка. В кранах используют ряд способов установки ходовых колес: приводных — на валах, а не приводных — на вращающихся осях, расположенных на выкатных буксах и опорах качения (рис. 9.9, а). Удобство монтажа и демонтажа — основное преимущество этой конструкции. Основной недостаток — отсутствие подвижности ходового колеса в осевом направлении, способствующее быстрому износу элементов ходовой части колес и рельсов. Проблема эта настолько велика, что для рассматриваемого случая создают крановые мосты с подвижными в продольном направлении несущими балками [24]. Существует также установка колес на неподвижных осях, закрепленных к концевым балкам крановых мостов (см. рис. 9.7, в). Она обеспечивает осевое перемещение колес до 20...25 мм, однако отличается трудностью монтажа и демонтажа последних. В то же время проблема износа реборд полностью не устраняется. Несущая способность ходового колеса в числе других факторов определяется также диаметром поверхности катания, который обычно не превышает 1000 мм. Поэтому установка четырех ходовых колес возможна только для кранов грузоподъемностью не более 50 т. При большей грузоподъемности применяют большее число ходовых колес, попарно объединенных балансирами со съемными буксами (рис. 9.9, б). В таких конструкциях могут быть приводными все колеса, половина или четверть их.

Эксплуатация. Срок службы ходовых колес зависит от качества материала, формы и поверхностной твердости круга катания, конструкции и места расположения реборд, способа установки, конструкции подкрановых путей, крановых мостов, напряженности работы и т. д.

Особенно низким является срок службы ходовых колес кранов металлургических предприятий.

Срок службы термически обработанных ходовых колес, изготовленных из сталей марки 75 или 65Г по ГОСТ 14959—79 (при условии соблюдения допусков на укладку подкрановых путей), должен соответствовать данным табл. 9.1.

Фактические сроки службы крановых ходовых колес значительно меньше. Так, срок службы ходовых колес кранов весьма тяжелого режима может достигать 4, тяжелого — 4,5, среднего — 7 мес. Это объясняется низким качеством изготовления и установки ходовых колес, укладки подкрановых путей, недостатками конструкции ходовой части кранов и т. д.

Изучение опыта эксплуатации мостовых кранов показывает, что основной причиной выработки ходовых колес является изнашивание реборды. На интенсивность изнашивания значительное влияние оказывают пролет моста и положение тележки. При больших пролетах в периоды пуско-тормозных режимов происходят не-

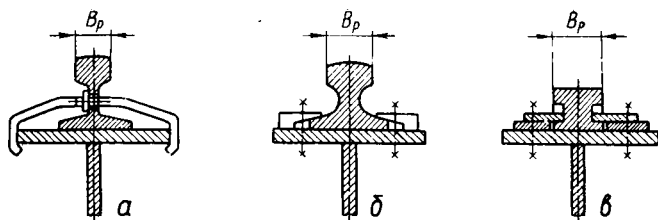


Рис. 9.10. Установка рельсовых направляющих колеса и рельса

9.1. Сроки службы, лет (не менее), ходовых колес, изготовленных из сталей марок 75 или 65Г

Колесо	Группа режима работы механизмов			
	1М, 2М, 3М	4М	5М	6М
	легкий	средний	тяжелый	весьма тяжелый
Кованое, штампованное	6	4	2,5	2
Катаное	9	6	4	3

продолжительные свободные и упругие перекосы мостов. Возникающее при этом трение скольжения без смазки реборды ходовых колес повышает сопротивление передвижению и приводит к быстрому изнашиванию реборды и рельсовых путей.

Движение кранов с перекосами может происходить также из-за неправильных укладки подкрановых путей, монтажа ходовых колес, при изменении положения тележки с грузом и т. д. Перекосные движения моста особенно усиливаются в случаях, когда перемещение крана производится при крайних положениях тележки. Повышение горизонтальной жесткости длиннопролетных мостов, применение безребордных ходовых колес в сочетании с боковыми упорными роликами, конических ходовых колес, установка подкрановых путей и ходовых колес кранов с учетом принятых допусков — основные пути повышения сроков службы крановых ходовых колес. Особое внимание следует обратить на использование конических ходовых колес, способствующих автоматическому выравниванию перекосных движений мостовых конструкций и, следовательно, ограничивающих износ реборды. Известны случаи, когда после 3...5 лет эксплуатации мостовых кранов реборда конических ходовых колес в контакт с рельсами не вступала.

Рельсы. Для кранов применяют следующие основные типы рельсов: специальные крановые с выпуклой головкой типа КР (рис. 9.10, б), железнодорожные (рис. 9.10, а), брусковые (рис. 9.10, в).

Крановые рельсы имеют стенку повышенной толщины и более широкую опорную часть. Рельсы из квадратной и полосовой стали применяют для кранов и тележек относительно небольшой грузо-

подъемности. Железнодорожные, козловые, порталные, велосипедные краны перемещаются в основном по железнодорожным рельсам. Крепление рельс осуществляется парными тягами или накладками (рис. 9.10).

Расчет на контактную прочность и долговечность.

Эффективные напряжения смятия в контакте обода колеса и рельса определяются по приведенным ниже формулам [7].

При контакте цилиндрического колеса с плоским рельсом

$$\sigma_s = 340k_f \sqrt{\frac{k_d k_n P_{\max}}{bD}} \leq [\sigma_s]. \quad (9.1)$$

При контакте обода колеса и рельса с выпуклой головкой

$$\sigma_s = 7500kk_f \sqrt[3]{\frac{k_d P_{\max}}{D^2}} \leq [\sigma_s]. \quad (9.2)$$

В этих формулах: D — диаметр колеса, см; k — коэффициент, зависящий от отношения радиуса закругления головки рельса R_p к диаметру колеса D ; $P_{\max}$ — максимальная статическая нагрузка на колесо, кН; k_d — коэффициент динамичности; k_f — коэффициент, учитывающий влияние касательной нагрузки на напряжение в контакте; k_n — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса; b — рабочая ширина плоского рельса, см; $[\sigma_s]$ — допускаемое напряжение смятия, МПа. Коэффициент динамичности

$$k_d = 1 + av, \quad (9.3)$$

где a — коэффициент, зависящий от жесткости кранового пути, с/м; v — номинальная скорость передвижения, м/с.

Коэффициент k определяется по следующим данным:

R_p/D	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
k	0,176	0,157	0,143	0,137	0,133	0,127	0,123
R_p/D	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6
k	0,119	0,117	0,113	0,111	0,108	0,107	0,105

Коэффициент k_f принимается в зависимости от условий работы кранов: для закрытых помещений — 1,05 (при $v \leq 2$ м/с), 1,07 (при $v \leq 2 \dots 3,2$ м/с); для открытых площадок — 1,1.

Коэффициент $k_n = 2,0$, а при опирании на балансирные тележки — 1,5. Рабочая ширина рельса $b = b_0 - 2r_s$, где b_0 — ширина плоского рельса, r_s — радиус закругления головки рельса.

Коэффициент a принимается равным: 0,1 — для рельсовых путей на шпалах на балласте; 0,15 — для рельсов на металлических балках; 0,2 — для рельсовых путей на железобетонных балках; 0,25 — для рельсов на массивных фундаментах. Допускаемые напряжения, МПа,

$$[\sigma_s] = [\sigma_0] \sqrt[9]{\frac{10^4}{N}} \quad (9.3)$$

где N — приведенное число оборотов ходового колеса за срок службы; $[\sigma_0]$ — допускаемое напряжение при $N < 10^4$. Для кованных (штампованных) колес

$$[\sigma_0] = 3,92 \text{ HB } e^{-\text{HB}/800}, \quad (9.4)$$

где HB — твердость по Бринеллю. Для литых колес HB следует уменьшить на 4 %, для катаных — увеличить на 3 %. Значения $[\sigma_0]$ приведены в табл. 9.2.

9.2. Рекомендуемые значения допускаемых эффективных напряжений смятия при $N < 10^4$

Вид заготовки	Сталь	Вид термообработки	Твердость по Бринеллю	$[\sigma_0]$, МПа
Поковка	45	Нормализация	HB200	610
	50	Закалка, отпуск	HB240	700
Прокат	75 и 65Г	»	HB300	800
	75 и 65Г	»	HB320	860
Отливка	55Л	Отжиг	HB190	560
	35ГЛ	»	HB210	600

Приведенное число оборотов колеса

$$N = \Theta N_n, \quad (9.5)$$

где Θ — коэффициент приведения; N_n — полное число оборотов колеса за срок его службы.

$$\Theta = \frac{N_1}{N_n} \left(\frac{P_1}{P} \right)^3 + \frac{N_2}{N_n} \left(\frac{P_2}{P} \right)^3 + \dots + \frac{N_n}{N_n} \left(\frac{P_n}{P} \right)^3, \quad (9.6)$$

где $N_1, N_2, \dots, N_n$ — число оборотов колеса под нагрузкой $P_1, P_2, \dots, P_n$ соответственно; $P = P_{\max}$

$$N_n = 36 \cdot 10^4 \frac{v_c}{\pi D} T_m, \quad (9.7)$$

где v_c — усредненная окружная скорость передвижения колеса, м/с; T_m — машинное время работы колеса за срок его службы, заданное при проектировании, ч,

$$v_* = \beta v_n, \quad (9.8)$$

где β — коэффициент, зависящий от отношения суммарного времени разгона и торможения к полному времени передвижения; v_n — номинальная скорость передвижения, м/с. Коэффициент β можно определить по следующим данным:

t_n/t	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
β	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5

Ориентировочный срок службы ходового колеса по ободу при угле перекоса в горизонтальной плоскости $\alpha \leq 0,0005$ и состоянии подкрановых путей, отвечающих требованиям «Правил устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов» Госгортехнадзора СССР, может быть найден по следующим данным:

Группа режима работы механизма	1—2	3—4	5—6
Машинное время T_m , ч	1600	3200	12500
Ориентировочный срок службы T_0 , лет	1,2	8	4—5

Срок службы колеса по износу реборды T_p зависит от точности установки ходового колеса (угла α) и может быть найден по следующим данным:

α	0,0005	0,001175	0,0010	0,0015	0,0020
T_p	T_0	$0,8T_0$	$0,65T_0$	$0,5T_0$	$0,45T_0$

В случае применения твердой смазки реборды колес и боковых граней рельсов срок службы T_p может быть увеличен ориентировочно на 30 %. Диаметр дорожки катания колеса D и тип рельса выбирают по стандартам и техническим условиям на колеса и рельсы с учетом максимальной статической нагрузки на колесо $P_{\max}$ по следующим данным:

$P_{\max} = 30 \dots 50$ кН	$D = 20; 25$ см	P24, P38;
$P_{\max} = 50 \dots 100$ кН	$D = 32; 40$ см	P38, P43, KP70
$P_{\max} = 100 \dots 200$ кН	$D = 40; 50$ см	P38, P43, P50, KP70;
$P_{\max} = 200 \dots 250$ кН	$D = 5; 56; 63$ см	P43, P50, KP70, KP80;
$P_{\max} = 250 \dots 320$ кН	$D = 63; 71$ см	P43, P50, KP80, KP100;
$P_{\max} = 500 \dots 800$ кН	$D = 80; 90; 100$ см	KP100, KP120;
$P_{\max} = 320 \dots 500$ кН	$D = 71; 80$ см	KP80, KP100;
$P_{\max} = 800 \dots 1000$ кН	$D = 90; 100$ см	KP120, KP140

Размеры рельсов обосновываются расчетом их на изгиб и местное смятие под колесом.

Во избежание интенсивного износа рельсов необходимая поверхностная твердость последних в единицах по Бринеллю:

$$HB_p = HB_k \sqrt[9]{\frac{\pi D z}{L}}, \quad (9.9)$$

где HB_k — поверхностная твердость колеса; z — число ходовых колес на концевой балке крана; L — длина рабочего участка рельсового пути, м. При $z = 2$, $L = 100$ м, $D = 0,8$ м твердость $HB_p = 0,72 HB_k$. Напряжение местного смятия колес фрикционных тягачей

$$\sigma_{см} = 10^{-5} \frac{P_{\max}}{Db} \sqrt[5]{\frac{n}{60}} \leq [\sigma_{см}], \quad (9.10)$$

где n — частота вращения колеса, об/мин; D, b — диаметр и рабочая ширина обода колеса, м; $[\sigma_{см}] = 0,4 \dots 0,5$ МПа — для резины, $0,6 \dots 1$ МПа — для прессованных тканей, $\leq 0,2$ МПа — для полиамидных материалов; P_{max} , Н.

9.4. Сопротивление передвижению кранов и тележек на рельсовых путях

При перемещении кранов и крановых тележек на рельсах могут возникнуть следующие сопротивления: от сил трения в опорах ходовых колес и сил сопротивления при перекачивании ходовых колес по рельсам; от сил трения в горизонтальных упорных роликах или колесах; от ветра; от уклона пути; от перекачивания грузовых канатов по блокам при наличии канатной тяги; от конусности ходовых колес; дополнительные между ребрами и рельсами; от сил инерции; на закруглениях пути.

Сопротивления от сил трения в опорах ходовых колес и при перекачивании колес по рельсам.

Сила сопротивления качению ходового колеса по рельсу (рис. 9.11)

$$W = (G + G_T) \left(f \frac{d}{2} + \mu \right) \frac{2}{D}, \quad (9.11)$$

где G — вес груза, Н; G_T — вес тележки крана, Н; f — коэффициент трения в опоре; d — диаметр опоры скольжения или внутренний диаметр беговой дорожки подшипника качения, м; D — диаметр ходового колеса; μ — коэффициент трения качения.

Коэффициент трения f (приведенный) в опоре для подшипников качения представлен в табл. 9.3. Коэффициент трения качения зависит от упругой деформации соприкасающихся поверхностей колеса и рельса (рис. 9.11, б) и определяется физическими свойствами материала, характером механической и термической обработки, диаметром колеса, значением вертикальной нагрузки и т. д. Коэффициент трения качения устанавливается опытным путем. По данным

9.3. Значения коэффициентов трения f
в опорах ходовых колес

Тип подшипника	f
Скольжения: открытый букса с жидкостной смазкой	0,10 0,08
Качения: шариковые и роликовые конические	0,015 0,02

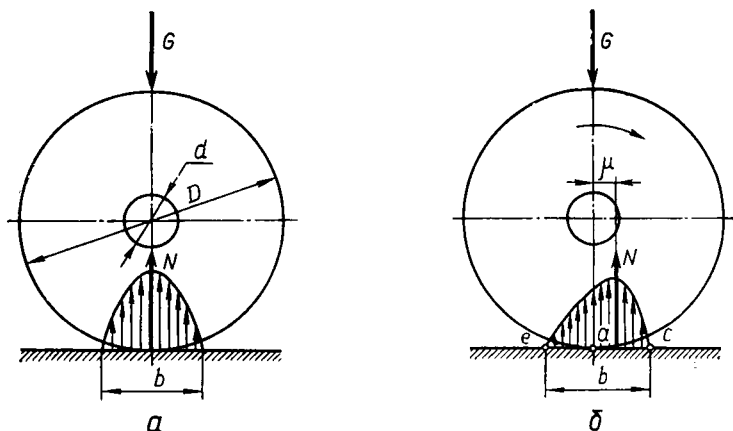


Рис. 9.11. Схема качения ходового колеса по стальному рельсу

ВНИИПТМАШ, коэффициент трения качения для стальных ходовых колес в зависимости от диаметра ходового колеса и конструкции рельса находится в соответствии с табл. 9.4.

9.4. Значения коэффициента трения качения μ для стальных ходовых колес, м

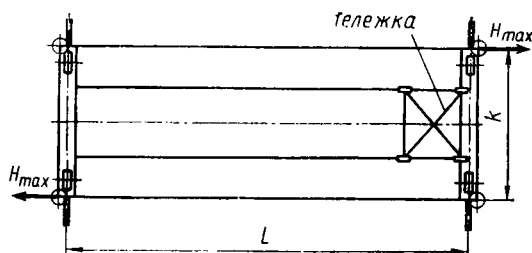
Тип рельса	Диаметр ходового колеса, м				
	0,2...0,32	0,4...0,56	0,63...0,71	0,8	0,9...1,0
плоский и выпуклой го- ловкой	0,0003 0,0004	0,0005 0,0006	0,0006 0,0008	0,00065 0,001	0,0007 0,0012

Дополнительные сопротивления. Расчет дополнительных сопротивлений, вызванных трением торцов ступиц колес, установленных на подшипниках скольжения, трением реборд встречает значительные трудности и не может быть выполнен с достаточной точностью. Поэтому эти сопротивления учитываются коэффициентом k_p , зависящим от соотношения пролета крана к базе, типа привода, конструкции ходовых колес (цилиндрических, конических), типа опорных подшипников и т. д. Формула с учетом этих сопротивлений выглядит так:

$$W = k_p (G + G_T) \left(f \frac{d}{2} + \mu \right) \frac{2}{D} = w_0 (G + G_T), \quad (9.12)$$

где w_0 — коэффициент сопротивления передвижению крана с учетом коэффициента k_p . Коэффициент k_p можно принимать по данным табл. 9.5.

Рис. 9.12. Схема мостового крана с безребордными ходовыми колесами



9.5. Значения коэффициента трения k_p реборд и торцов ступиц ходовых колес

Механизм передвижения	Обод ходового колеса	Тип привода	Подшипник	
			скольжения	качения
Мостовой кран опорной конструкции	Цилиндрический	Центральный	1,5	1,5
		Раздельный	—	1,1
	Конический	Центральный	1,2	1,2
		Раздельный	1,1	1,1
Подвесной кран	Цилиндрический	Односторонний	—	—
		Двусторонний	—	—
	Конический	Односторонний	2,0	2,5
		Двусторонний	1,8	2,0
Тележка мостового крана	Цилиндрический	Центральный	—	2,5*
		Конический	—	—

* С учетом сопротивления трению токосъемников по жестким троллеям (при кабельном токоподводе $k_p = 2,0$).

Сопротивление в горизонтальных направляющих роликах мостового крана с безребордными ходовыми колесами и центральным приводом (рис. 9.12)

$$W_p = 2H_{\max} \left(f \frac{d_p}{2} + \mu \right) \frac{2}{D_p} = 2H_{\max} w_p, \quad (9.13)$$

где $H_{\max}$ — максимальная нагрузка на каждый из двух роликов; D_p — диаметр роликов; w_p — коэффициент сопротивления качению горизонтальных роликов по направляющим; f — приведенный

коэффициент трения в подшипниках роликов; D_p, d_p — диаметры поверхности катания и цапфы оси упорных роликов.

Без учета действия сил поперечного скольжения при центральном приводе механизма передвижения

$$H_{\max} = N \frac{f_0 - w_0}{B/L - w_p}, \quad (9.14)$$

где f_0 — коэффициент сцепления приводного колеса с рельсом; L, B — пролет и база крана соответственно; N — давление приводного ходового колеса на рельс.

Соппротивление от силы ветра определено в гл. 2.

Соппротивление от уклона пути находится на шпальном основании рельсовых путей, имеющих уклон на достаточно большом протяжении.

Для значительных наклонов

$$W_y = (G + G_k) \sin \alpha, \quad (9.15)$$

где $\sin \alpha$ — уклон рельсового пути.

При проверке электродвигателя на кратковременную перегрузку и время пуска, запаса сцепления, при определении тормозного пути уклон принимают равным для путей [20]: с железобетонным фундаментом на металлических балках — 0,001; с щебеночным основанием на деревянных шпалах — 0,002; подтележечных на мосту мостового крана — 0,002; подтележечных на мосту консольного крана — 0,003.

Соппротивление от перекатывания подъемного каната при движении тележки с канатной тягой имеет место при передвижении тележек с канатной тягой (см. рис. 9.2).

При передвижении тележки вправо грузовой канат перекатывается по блокам 8 тележки 1.

Следовательно, $W_{к.т} = S_4 - S_1$. Поскольку $S_4 > S_1$, где S_4 — натяжение сбегавшей ветви, то между S_4, S_3, S_2, S_1 устанавливается зависимость

$$S_4 > S_3 > S_2 > S_1.$$

Используя понятие КПД подвижного блока, получим

$$S_4 \eta = S_3, S_3 \eta = S_2, S_2 \eta = S_1,$$

откуда находим, что

$$S_1 = S_2 \eta = S_3 \eta^2 = S_4 \eta^3.$$

Следовательно,

$$S_4 = S_1 / \eta^3.$$

Таким образом,

$$W_{к.т} = S_4 - S_1 = S_1 \left(\frac{1}{\eta^3} - 1 \right). \quad (9.16)$$

Поскольку

$$S_2 + S_3 = S_1 / \eta + S_1 / \eta^2 = G,$$

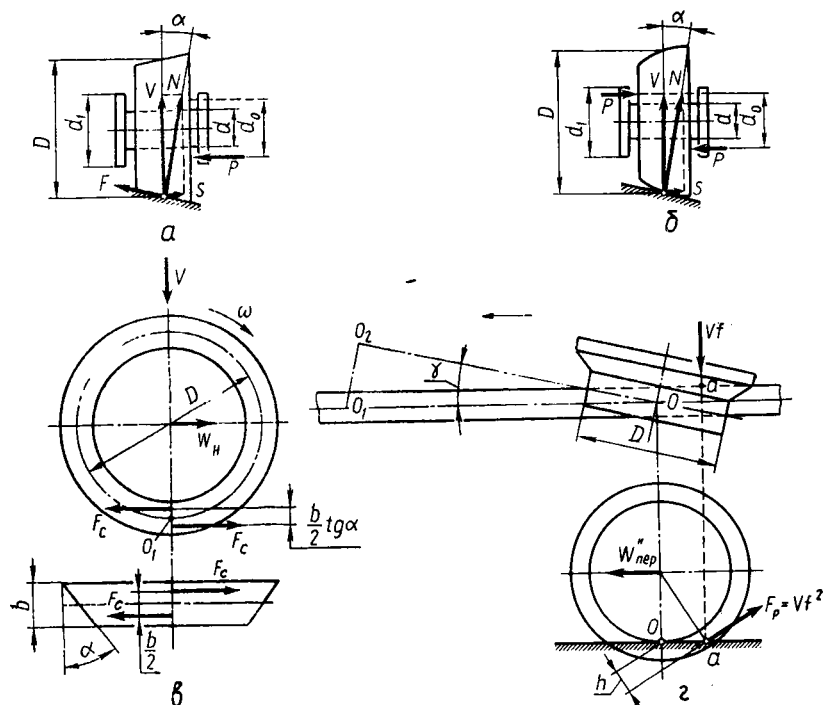


Рис. 9.13. Схемы для определения силы сопротивления передвижению

то

$$S_1 = G \frac{\eta^2}{1 + \eta}$$

и

$$W_{\kappa, \tau} = G \frac{\eta^2}{1 + \eta} \frac{1 - \eta^3}{\eta^3} = \frac{G}{\eta} \frac{1 - \eta^3}{1 + \eta}. \quad (9.17)$$

Сопротивление при качении конических, бочкообразных ходовых колес. Сила сопротивления качению

$$W_{\kappa} = W_{\kappa_1} + W_{\kappa_2} + W_{\kappa_3} + W_{\kappa_4}, \quad (9.18)$$

где W_{κ_1} , W_{κ_2} , W_{κ_3} , W_{κ_4} — составляющие этой силы от сопротивлений в опоре, на ободе, в торце ступицы, от конусности ходового колеса соответственно.

Для конического ходового колеса (рис. 9.13, а)

$$W_{\kappa_3} = Pf \frac{d}{D}, \quad (9.19)$$

где осевая нагрузка

$$P = S - F \cos \alpha = V \operatorname{tg} \alpha - N f_1 \cos \alpha = V \operatorname{tg} \alpha - (V f_1 / \cos \alpha) \cos \alpha = V (\operatorname{tg} \alpha - f_1). \quad (9.20)$$

Здесь f — коэффициент трения на торце ступицы колеса; $f_1 = 0,05 \dots 0,1$ — коэффициент трения при поперечном скольжении колеса [8]; $d = 0,5 (d + d_1)$ — приведенный диаметр торца ступицы.

Для бочкообразного колеса (рис. 9.13, б)

$$W_{\kappa_3} = 2Pf d_0/D, \quad (9.21)$$

где P — сила прижатия ступиц ходового колеса к раме тележки, определяющаяся с учетом возможного поворота ходового колеса силой S при поперечном качении.

$$SD/2 = Pd_0. \quad (9.22)$$

Следовательно,

$$W_{\kappa_3} = Sf = Vf \operatorname{tg} \alpha. \quad (9.23)$$

При установке ходовых колес на подшипниках качения сила S нагружает подшипник в осевом направлении. Поскольку бочкообразные ходовые колеса устанавливаются на двух подшипниках качения, то каждый подшипник дополнительно нагружается радиальными силами от момента сил Pd_0 . Вследствие разности окружных скоростей точек колеса, лежащих на разных диаметрах качения, на линии контакта колеса, нагруженной силой V , возникают силы трения $F_c = 0,5f_2$ (рис. 9.13, в), вызывающие дополнительное сопротивление W_{κ_4} . Оно определяется из уравнения моментов сил, действующих относительно точки O_1 :

$$W_{\kappa_4} \frac{D}{2} = 2 \frac{V}{2} f_2 \frac{b}{2} \operatorname{tg} \alpha, \quad (9.24)$$

откуда

$$W_{\kappa_4} = Vf_2 \frac{b}{D} \operatorname{tg} \alpha. \quad (9.25)$$

Коэффициент трения скольжения колеса по полкам ездовой балки $f_2 = 0,15 \dots 0,2$.

Сопротивление при перекосе тележки. При движении колеса с перекосом возникают два вида сопротивлений: в результате поперечного скольжения колеса, а также трения между ребордой и рельсом.

Схема движения колеса с перекосом, поясняющая возникновение указанных видов сопротивлений, показана на рис. 9.13, г. Пусть OO_2 — длина теоретического пути движения колеса, равная πD . Фактический путь его перемещения — OO_1 , так как реборда препятствует движению колеса по пути OO_2 . Отрезок O_1O_2 есть путь поперечного скольжения колеса в течение одного оборота.

Работа сил трения на этом пути

$$A = Vf_2 \pi D \operatorname{tg} \gamma. \quad (9.26)$$

Сила сопротивления от поперечного скольжения колеса

$$W' = A/\pi D = Vf_2 \operatorname{tg} \gamma. \quad (9.27)$$

Реборда колеса давит на кромку рельса в точке a с силой Vf_2 . Сила трения, приложенная в точке a ,

$$F = Vf_2 f_2 = Vf_2^2. \quad (9.28)$$

Соответствующая сила сопротивления, найденная из условия равенства моментов сил относительно точки O ,

$$W' = \frac{2Fh}{D} = 2Vf_2^2 \frac{h}{D}. \quad (9.29)$$

Суммарная сила сопротивления

$$W = W' + W'' = Vf_2 \left(\operatorname{tg} \gamma + 2f_2 \frac{h}{D} \right). \quad (9.30)$$

Учитывая сложность определения дополнительных сопротивлений при перекосах тележки и трение реборд о рельсовые направляющие, влияние этих сопротивлений на прямолинейном участке пути по отношению к полному сопротивлению можно учесть коэффициентом. Тогда полное сопротивление для случая передвижения монорельсовой тележки по подвесному пути определяется по формуле

$$W_k = k_T (W_{k_1} + W_{k_2} + W_{k_3} + W_{k_4}). \quad (9.31)$$

Коэффициент k_T приведен в табл. 9.6.

9.6. Значение коэффициента k_T

Конструкция		Подшипник	
тележки	колес	скольжения	качения
С жесткой базой	С наружными ребордами	1,0	0,7
	С внутренними ребордами	0,6	0,4
С шарнирным соединением колесных пар	С наружными ребордами	—	1,5

Сопротивления при проходе подвесных тележек по криволинейным путям. В этом случае возникает сопротивление, аналогичное рассмотренному выше при движении колеса с перекосом. Угол между плоскостью колес и направлением криволинейного рельса можно определить приближенно так:

$$\operatorname{tg} \gamma_{\text{пер}} \approx l_T / 2R_n, \quad (9.32)$$

где l_T — жесткая база тележки; R_n — радиус поворота криволинейного участка. Обычно принимают $R_n = 2 \dots 3$ м, а $l/R_n = 1,15 \dots$

...1,20. По аналогии с формулой (9.27) сопротивление движению на криволинейном участке пути без учета потерь в ребордах

$$W_{кр} = Vf_2 l_T / 2R_{п}. \quad (9.33)$$

9.5. Определение статической мощности двигателя

Статическая мощность двигателя, кВт, определяется по формуле

$$P_c = \frac{Wv}{1000\eta_m}, \quad (9.34)$$

где W — суммарная сила сопротивления передвижению, Н, при движении на подъем против ветра со скоростью v , м/с.

Передаточное число механизма

$$u_m = n_d / n_k, \quad (9.35)$$

где n_d , n_k — частота вращения ротора двигателя и ходового колеса в минуту соответственно

$$n_k = v / \pi D_{х.к.}, \quad (9.36)$$

где $D_{х.к.}$ — диаметр ходового колеса, м.

Статический момент на валу двигателя

$$M_c = WD_{х.к.} / 2u_m \eta_m. \quad (9.37)$$

При отсутствии ветра и уклона пути предварительный выбор мощности двигателя производится по формуле

$$P_c = \frac{[W + (1,1 \dots 1,3) / W_n] v}{1000\eta_m \varphi}, \quad (9.38)$$

где W_n — сила инерции массы крана с грузом, Н; φ — коэффициент перегрузки двигателя при разгоне, определяющий отношение максимального вращающего момента к номинальному при ПВ 25 %.

При выборе коэффициента φ можно пользоваться следующими данными [20]:

а) для двигателей с фазовым ротором мощностью до 5 кВт $\varphi = 2,3$; от 10 кВт $\varphi = 2,5$; свыше 19 кВт $\varphi = 2,8$;

б) для двигателей с короткозамкнутым ротором мощностью до 8 кВт $\varphi = 2,5$; свыше 8 кВт $\varphi = 2,8$.

Сила инерции, Н,

$$W_n = m_k \frac{v}{t_p}, \quad (9.39)$$

где m_k — масса крана (тележки), кг; v — скорость передвижения, м/с; t_p — время разгона, с.

При вычислении W_n значение $v/t_p = a_p$ принимают: для кранов и тележек, транспортирующих жидкий металл, — 0,1 м/с²; для мостовых кранов общего назначения — 0,15 м/с² [20].

Время разгона, с, можно принимать также в пределах

$$t_p \geq (1,7 \dots 1,4) v, \quad (9.40)$$

где v — скорость передвижения крана или тележки, м/с.

При установившемся движении двигатель механизма передвижения крана, расположенного на открытом воздухе, проверяется на кратковременную перегрузку по формуле

$$M_{с\max} = \frac{(W_{т} + W_{кр} + W_{у} + W_{в}^{II}) D_{х.к}}{2u_{м}\eta_{м}} \leq M_{д\max}, \quad (9.41)$$

где $M_{с\max}$ — максимальный расчетный статический момент двигателя; $M_{в}^{II}$ — нагрузка от порыва ветра с наибольшей интенсивностью рабочего состояния $p_{в} = 125 \text{ Па}^*$; $M_{д\max}$ — наибольший момент двигателя, ограниченный электрической защитой.

На основании результатов исследований работы мостовых кранов с отдельным приводом, выполненных ВНИИГТМАШ, оказалось, что мощность каждого двигателя механизма передвижения с отдельными приводами следует принимать равной половине суммарной мощности, определенной для крана в целом.

Мощность двигателя опорной ходовой тележки козлового крана определяется при наибольшем давлении на ходовую тележку, когда грузовая тележка с наибольшим грузом располагается у рассчитываемой опоры.

У мостовых кранов, выбор двигателей которых определяется условиями разгона, мощность установившегося движения составляет около 50 % установленной. В этом случае целесообразно применять два двигателя на каждом приводе, один из которых автоматически отключается при достижении установившейся скорости.

9.6. Проверка двигателя на пусковой момент

Как и в механизмах подъема, момент двигателя при пуске (разгоне) расходуется на преодоление статического $M_{с}$ и динамического $M_{и}$ моментов сил сопротивления, Н · м, приведенных к ротору якоря двигателя, и определяется по формуле

$$M_{п} = M_{с} + M_{и} = M_{с} + (M_{и1} + M_{и2}), \quad (9.42)$$

где $M_{и1}$, $M_{и2}$ — моменты сил инерции поступательно двигающихся масс крана с грузом (тележки с грузом) и вращающихся масс механизма соответственно.

Для крана, расположенного на открытом воздухе, на наклонной площадке и криволинейном участке пути

$$M_{с} = \frac{M_{т} + M_{у} + M_{кр} + M_{в}^I}{u_{м}\eta_{м}}, \quad (9.43)$$

где $M_{т}$, $M_{у}$, $M_{кр}$, $M_{в}^I$ — моменты сил сопротивления качению ходовых колес, от уклона площадки, кривизны рельсового пути и ветра рабочего состояния (первый случай нагрузки) соответственно; $u_{м}$ — передаточное число механизма; $\eta_{м}$ — КПД передач механизма.

* Для кранов, устанавливаемых в портах, $p_{в} = 250 \text{ Па}$.

Числитель формулы (9.43) равен $(W_{\tau} + W_y + W_{\text{кр}} + W'_v) R_{\text{х.к}}$, где W_{τ} , W_y , $W_{\text{кр}}$, W'_v — силы сопротивления качению ходовых колес, от уклона площадки, кривизны рельсового пути, ветра рабочего состояния, определяющиеся по приведенным выше формулам; $R_{\text{х.к}}$ — радиус ходового колеса крана. Момент сил инерции поступательнодвигающихся масс груза, тележки и крана (груза и тележки для механизма передвижения тележки) с учетом допущений, принятых при расчете механизма подъема, для случая равноускоренного разгона, можно получить следующим образом:

$$M_{\text{и}_1} = (Q + m_{\tau} + m_{\text{к}}) \frac{v}{t_{\text{р}}} \frac{D_{\text{х.к}}}{2} = (Q + m_{\tau} + m_{\text{к}}) \times \times \frac{\pi D_{\text{х.к}} n_{\text{к}}}{60 t_{\text{р}}} \frac{D_{\text{х.к}}}{2}, \quad (9.44)$$

где Q , m_{τ} , $m_{\text{к}}$ — массы груза, тележки, крана соответственно, кг; v — скорость передвижения крана, м/с; $n_{\text{к}}$ — частота вращения ходового колеса, об/мин; $t_{\text{р}}$ — время разгона крана, с. Учитывая, что $n_{\text{к}} = n_{\text{д}}/u_{\text{м}}$ ($n_{\text{д}}$ — частота вращения ротора двигателя; $u_{\text{м}}$ — передаточное число механизма), находим

$$M_{\text{и}_1} = \frac{M_{\text{и}_1}}{u_{\text{м}} \eta_{\text{м}}} = \frac{Q + m_{\tau} + m_{\text{к}}}{u_{\text{м}} \eta_{\text{м}}} \cdot \frac{\pi D_{\text{х.к}} n_{\text{д}}}{60 t_{\text{р}} u_{\text{м}}} \frac{D_{\text{х.к}}}{2} = = \frac{\Sigma m_i D_{\text{х.к}}^2 n_{\text{д}}}{38,2 u_{\text{м}}^2 \eta_{\text{м}} t_{\text{р}}}, \quad (9.45)$$

где $\Sigma m_i = (Q + m_{\tau} + m_{\text{к}})$.

Момент сопротивления от сил инерции $M_{\text{и}_2}$ определяется точно так же, как и для механизмов подъема.

$$M_{\text{п}} = \frac{M_{\tau} + M_y + M_{\text{кр}} + M'_v}{u_{\text{м}} \eta_{\text{м}}} + \frac{\Sigma m_i D_{\text{х.к}}^2 n_{\text{д}}}{38,2 u_{\text{м}}^2 \eta_{\text{м}} t_{\text{р}}} + \frac{c (m D^2)_1 n_{\text{д}}}{38,2 t_{\text{р}}}. \quad (9.46)$$

Способность двигателя, выбранного из каталога по статической мощности, обеспечить разгон в заданное время проверяют путем сопоставления кратности расчетного пускового момента $\psi_{\text{п}}$ и кратности максимального момента двигателя $\psi_{\text{д макс}}$, осуществляемого по формуле

$$\psi_{\text{п}} = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{н}}} \leq \psi_{\text{д макс}} = \frac{M_{\text{п макс}}}{M_{\text{н}}}, \quad (9.47)$$

где максимальный пусковой момент $M_{\text{п макс}}$ и номинальный момент двигателя $M_{\text{н}}$ указываются в технической характеристике каталога двигателей. Этот момент, Н · м, может быть найден также по формуле

$$M_{\text{н}} = 9550 P_{\text{н}} / n_{\text{н}}, \quad (9.48)$$

где $P_{\text{н}}$ — мощность двигателя, кВт; $n_{\text{н}}$ — частота вращения ротора, об/мин. Проверку двигателя на пусковой режим можно свести и к сопоставлению времени разгона, обеспечиваемого при задан-

ных условиях нагрузки, с временем разгона, допустимым по условиям эксплуатации и ограничения пробуксовки приводных ходовых колес при пуске. Принимая, что

$$M_{\text{п}} < M_{\text{ср.п}}, \quad (9.49)$$

где $M_{\text{ср.п}}$ — средний пусковой момент двигателя, находим время разгона, с, по формуле

$$t_{\text{р}} \geq \frac{n_{\text{д}} \left[c(mD^2)_1 + \frac{\sum m_i D_{\text{х.к}}^2}{u_{\text{м}}^2 \eta_{\text{м}}} \right]}{38,2 \left[M_{\text{ср.п}} - \frac{M_{\text{т}} + M_{\text{у}} + M_{\text{кр}} + M_{\text{п}}^1}{u_{\text{м}} \eta_{\text{м}}} \right]}, \quad (9.50)$$

где моментные нагрузки измеряются в Н · м. Это время не должно быть меньше времени разгона, определенного в зависимости от ускорений, ограниченных условиями эксплуатации и пробуксовки ходовых колес.

Время разгона двигателя может быть найдено также по формуле

$$t_{\text{р}} \geq \frac{n_{\text{д}} [c(mD^2)_1 + \sum m_i D_{\text{х.к}}^2 / u_{\text{м}}^2 \eta_{\text{м}}]}{38,2 M_{\text{п}}} t_{\text{п.о.}}, \quad (9.51)$$

где $t_{\text{п.о.}}$ — относительное время разгона, определяемое с помощью кривых $t_{\text{п.о.}} = f(\alpha)$ для двигателей с фазовым ротором (рис. 9.14). Параметр $\alpha = M_{\text{с}}/M_{\text{п}}$ характеризует относительную загрузку электродвигателя в период пуска. Время пуска не должно превышать: для кранов — 8...10 с, для тележек — 5...6 с [24].

9.7. Проверка двигателя на нагрев

Проверка может быть произведена по методике, приведенной выше для механизмов подъема.

Средний эквивалентный момент, Н · м, может быть найден по формуле

$$M_{\text{э}} = \sqrt{\frac{M_{\text{п}}^2 (t_1 + t_2) + t_{\text{у}} (M_1^2 + M_2^2)}{t_{\text{ц.ПВ}}}}, \quad (9.52)$$

где $M_{\text{п}}$ — пусковой момент двигателя; M_1, M_2 — крутящие моменты на валу двигателя при движении нагруженного (M_1) и холостого (M_2) кранов; t_1, t_2 — соответствующие продолжительности разгона, с; $t_{\text{у}}$ — время установившегося движения, с; ПВ — относительная продолжительность включения, доли единицы.

$$t_{\text{у}} = \frac{t_{\text{ц.ПВ}} - t_1 - t_2 - 2t_{\text{т}}}{2}, \quad (9.53)$$

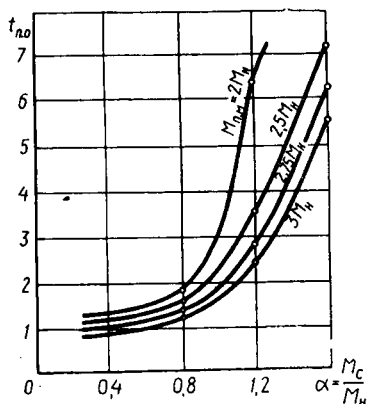


Рис. 9.14. График для определения относительного времени пуска электродвигателя с фазовым ротором

где t_T — время торможения, определяемое в зависимости от допустимого пути торможения.

Выбор двигателя считается удовлетворительным, если

$$P_9 < P_c. \quad (9.54)$$

9.8. Выбор тормоза

Если тормоз устанавливается на валу двигателя, то расчетный тормозной момент в общем случае определяют по формуле

$$M_T = (M'_{и_1} + M'_{и_2}) + M'_в + M_y - M'_с, \quad (9.55)$$

где $M'_{и_1}$, $M'_{и_2}$ — приведенные к валу тормоза моменты сил инерции поступательно двигающихся масс крана с грузом (тележки с грузом) и вращающихся масс механизма соответственно, найденные для случая торможения крана (тележки крана); $M'_с$ — статический момент сил сопротивления, приведенный к валу тормоза; $M'_в$, M_y — моменты сил от ветра рабочего состояния и от уклона рабочей площадки соответственно. При подстановке расчетных величин, найденных так же, как для состояния разгона, получим

$$M_T = \left\{ \frac{n_1}{38,2t_T} \left[c(mD^2)_1 + \frac{\Sigma m_i D_{x,k}^2 \eta_m}{u_m^2} \right] \right\} + \frac{M'_в + M_y}{u_m} \eta_m - \frac{M'_с \eta_m}{u_m}, \quad (9.56)$$

где $M'_с$ — момент сил сопротивления качению ходовых колес, определенный без учета влияния коэффициента реборд k_p по причине возможного торможения при отсутствии дополнительных сил сопротивления движению крана.

В формуле (9.56) знак КПД механизма η_m располагается в числителе, так как учитывает потери от сил трения в кинематической цепи механизма, способствующие процессу торможения.

Тормозной момент должен быть достаточным для удержания крана на уклоне при действии ветра максимальной интенсивности рабочего состояния $M''_в$, если противоугонные устройства отсутствуют.

Для мостовых кранов и тележек, работающих на открытом воздухе без противоугонных устройств при достаточном сцеплении приводных колес с рельсом,

$$M_T \geq 1,25 \frac{M'_в + M_y - M'_с}{u_m} \eta_m, \quad (9.57)$$

где $M'_в$ — момент нагрузки от ветра нерабочего состояния.

С практической точностью время торможения может быть найдено по формулам

$$t_T \geq 2 [s_T]/v, \quad (9.58)$$

или

$$t_{\tau} \geq v/[a], \quad (9.59)$$

где $[s_{\tau}]$ — допустимый путь торможения; $[a_{\tau}]$ — допустимое замедление.

Допустимый путь торможения определяется из следующих соображений. Во избежание скольжения ходовых колес по рельсам в период торможения сила сцепления должна быть больше силы инерции крана (тележки крана), т. е.

$$\frac{m_G g n_0 f_0}{n} \geq m_G a, \quad (9.60)$$

где m_G — масса крана (тележки), кг; f_0 — коэффициент сцепления приводных ходовых колес с рельсами; n_0, n — число заторможенных и всех ходовых колес соответственно; a — замедление, м/с².

Работа силы инерции на допустимом пути торможения

$$m_G a [s_{\tau}] = m_G v^2 / 2, \quad (9.61)$$

откуда

$$m_G a = m_G v^2 / 2 [s_{\tau}]. \quad (9.62)$$

Подставляя значение $m_G a$ в формулу (9.60), получим

$$\mu_0 \geq v^2 n / 2g [s_{\tau}] n_0. \quad (9.63)$$

Если подставить v , м/мин, то имеем

$$[s_{\tau}] \geq \frac{v^2 n}{7200 g n_0 f_0}. \quad (9.64)$$

Принимая $f_0 = 0,12$, находим при

$$n_0/n = 1 \quad [s_{\tau}] \geq v^2 / 6500; \quad (9.65)$$

$$n_0/n = \frac{1}{2} \quad [s_{\tau}] \geq v^2 / 3250; \quad (9.66)$$

$$n_0/n = \frac{1}{4} \quad [s_{\tau}] \geq v^2 / 1625. \quad (9.67)$$

Соответствующее время торможения, с, при

$$n_0/n = 1 \quad [t_{\tau}] \geq 60v / 3250; \quad (9.68)$$

$$n_0/n = \frac{1}{2} \quad [t_{\tau}] \geq 60v / 1625; \quad (9.69)$$

$$n_0/n = \frac{1}{4} \quad [t_{\tau}] \geq 60v / 812,5. \quad (9.70)$$

Изложенная методика имеет ряд допущений: кинетическая энергия вращающихся масс — незначительная по сравнению с кинетической энергией поступательно движущихся масс; давление ходовых колес одинаково; потери от сил трения в ведомых ходовых колесах не влияют на тормозной путь; коэффициент сцепления — постоянен. Следствием этих допущений могут быть значительные

ошибки. Более обоснованной является методика, согласно которой тормозной момент, Н · м,

$$M_T \leq \frac{G_{\text{сц}} D_{\text{х.к}}}{2u_m} \left(f_0 - \frac{fd + 2\mu}{D_{\text{х.к}}} \right) \eta_m, \quad (9.71)$$

где $G_{\text{сц}}$ — сцепной вес крана тележки, т. е. вес, приходящийся на тормозные ходовые колеса, Н.

9.9. Проверка запаса сцепления приводных ходовых колес крана с рельсами при пуске и торможении крана

Проскальзывание (пробуксовка) приводных ходовых колес относительно рельсовых путей при пуске, как правило, сопровождается нарушением нормальной работы механизмов передвижения, повышенным неравномерным износом реборд, поверхностей качения ходовых колес, рельсов, разрушениями крановых и опорных металлоконструкций.

Чтобы свести к минимуму отрицательное действие этого явления, проводят расчет на пробуксовку приводных ходовых колес с рельсовыми путями. Обычно расчетом определяют запас сцепления φ приводных ходовых колес с рельсами сопоставлением силы сцепления этих колес $Z_{\min}$ с суммарной наибольшей силой внешнего сопротивления движению крана тележки крана $W_{\text{с max}}$ в разгруженном состоянии по формуле

$$\varphi = \frac{Z_{\min}}{W_{\text{с max}}} = \frac{N_{\text{пр min}} f_0}{W_{\text{с max}} + W_n} \geq [\varphi] = 1,1 \dots 1,2, \quad (9.72)$$

где $N_{\text{пр min}}$ — минимальная нагрузка на приводные ходовые колеса с учетом действия горизонтальных сил; f_0 — коэффициент сцепления приводного колеса с рельсом (0,12 — для кранов, работающих на открытом воздухе; 0,15 — для кранов, установленных в закрытом помещении; 0,25 — для кранов с песочницами); $W_{\text{с. max}} = W'_T + W_{\text{кр}} + W_y + W''_в$ — суммарная наибольшая внешняя сила сопротивления движению крана на подъем при действии встречного ветра рабочего состояния наибольшей интенсивности и при расположении на криволинейном участке пути; W_n — сила инерции при разгоне крана.

Сила сопротивления W'_T определяется без учета сопротивления в опорах приводных ходовых колес, являющегося внутренним сопротивлением, по формуле

$$W'_T = k_p \left[P_1 \mu + P_2 \left(f \frac{d}{2} + \mu \right) \right] \frac{2}{D_{\text{х.к}}}, \quad (9.73)$$

где P_1 и P_2 — нагрузки на приводные и не приводные ходовые колеса крана в разгруженном состоянии.

Принимая с целью простоты изложения равномерную передачу вертикальных нагрузок на все ходовые колеса кранов без поворотных стрел, находим

$$N_{\text{пр min}} = G_k \frac{n_0}{n}, \quad (9.74)$$

где n_0 , n — число приводных и общее число ходовых колес крана соответственно. Для крановых мостов, опорных тележек кранов с поворотными стрелами минимальная нагрузка на приводные ходовые колеса определяется расчетом для наиболее неблагоприятных случаев расположения стрелы, тележки без груза и с грузом. При индивидуальном приводе следует проверять сцепление колес каждой опоры.

Используя формулу (9.72), можно определить необходимое число приводных ходовых колес либо допустимое ускорение (пусковой момент) при движении крана против ветра по формуле

$$a \leq \frac{N_{\text{пр. min}} f_0 - (W_y + W_n^{\text{II}} + W_{\text{кр}} + W'_T) [\varphi]}{m_k [\varphi]}. \quad (9.75)$$

Значения рекомендуемых максимальных ускорений при пуске и торможении крановых механизмов передвижения с учетом характера выполняемых работ указаны в табл. 9.7.

9.7. Рекомендуемые значения максимальных ускорений a_{max} при пуске и торможении крановых механизмов передвижения

Назначение крана	Грузоподъемность, т		
	до 3,2	3,2—12,5	свыше 3,2
Монтажные работы	0,1	0,07	0,05
Транспортировка жидких металлов и других опасных грузов	0,1	0,1	0,1
Перегрузка грузов:			
штучных	0,2	0,15	0,1
насыпных	0,25	0,25	0,25

Определить запас сцепления приводных ходовых колес при пуске можно также по формуле [9]

$$\varphi = \frac{M_z}{M'_{\text{п max}} - (M_1 + M_2)} \geq [\varphi] = 1,1 \dots 1,2, \quad (9.76)$$

где $M_z = N_{\text{пр min}} f_0 \frac{D_{\text{х.к}}}{2}$ — момент сил сцепления приводных ходовых колес с рельсовыми путями; $M'_{\text{п max}}$ — максимальный пусковой момент установленного двигателя, приведенный к приводным ходовым колесам; M_2 — момент трения в подшипниках ведущих колес:

$$M_2 = N_{\text{пр min}} f_{\text{п}} \frac{d}{2}, \quad (9.77)$$

где f_p — приведенный коэффициент трения; d — диаметр беговой дорожки подшипника качения.

$$M_1 = c J_1 u_m^2 \eta_m \frac{\omega_k}{t_p}, \quad (9.78)$$

где J_1 — момент инерции вращающихся элементов привода, расположенных на первом валу редуктора; $c = 1,15 \dots 1,25$ — коэффициент, учитывающий влияние масс привода, расположенных на последующих валах; ω_k — угловая скорость вращения ходовых колес.

$$M'_{\text{п max}} = M_{\text{п max}} u_m \eta_m. \quad (9.79)$$

С целью повышения точности остановки и, следовательно, производительности крана уменьшают время и путь торможения.

Однако при этом увеличиваются силы инерции, может наступить потеря сцепления ходовых колес с рельсами, т. е. «юз», влекущий быстрый износ ходовых колес и рельсов, перекос, заклинивание разрушение металлических конструкций кранов. Поэтому, как и в случае разгона крана, ведется проверка сцепления заторможенных ходовых колес крана путем определения запаса сцепления, который определяется отношением силы сцепления заторможенных ходовых колес к силе, движущей кран при торможении. При движении крана под уклон на прямолинейном пути при действии попутного ветра рабочего состояния максимальной интенсивности кран приводится в движение силой инерции $W_{\text{и}}$, от уклона пути W_y , ветра $W_{\text{в}}^{\text{II}}$. В этом случае запас сцепления φ определяется по формуле

$$\varphi = \frac{N_{\text{пр min}} f_0}{(W_{\text{и}} + W_y + W_{\text{в}}^{\text{II}}) - M_{\text{т}}''} \geq [\varphi] = 1,1 \dots 1,2, \quad (9.80)$$

где сила сопротивления передвижению крана от сил трения

$$W_{\text{т}}'' = \left[P_1 f + P_2 \left(f \frac{d}{2} + \mu \right) \right] \frac{\eta_m}{D_{\text{х.к}}}$$

находится без учета коэффициента реборд при отсутствии груза. Расчетное замедление при торможении

$$a_{\text{т}} \leq \frac{N_{\text{пр min}} f_0 - (W_y + W_{\text{в}}^{\text{II}} - W_{\text{т}}'') [\varphi]}{m_{\text{к}} [\varphi]}. \quad (9.81)$$

Как и в случае пуска, коэффициент запаса сцепления можно определить по формуле

$$\varphi = \frac{M_2}{(k_{\text{д}} M_{\text{т}} - M_1) \frac{u_m}{\eta_m} - M_{\text{т}}''}, \quad (9.82)$$

где $M_{\text{т}}$ — тормозной момент установленного тормоза; $k_{\text{д}}$ — коэффициент динамичности тормоза, зависящий от конструкции тормоза.

Для тормозов с короткоходовыми электромагнитами $k_d = 2,5 \dots 3,0$; с длинноходовыми электромагнитами $k_d = 2$; с гидротолкателями $k_d = 1,25$. Для электромагнитных порошковых тормозов $k_d = 1,0$.

Как видно из формул, повысить запас сцепления можно увеличением коэффициента сцепления; повышением нагрузки на приводные ходовые колеса (сцепного веса или веса конструкции); применением более совершенной конструкции пусковых и тормозных устройств.

С учетом влияния упругих колебаний и зазоров в элементах передач коэффициент запаса сцепления можно определить по формуле

$$\varphi = \frac{N_{\text{пр min}} f_0 D_{\text{х.к}} / 2}{M'_{\text{п max}} + \sqrt{M_{\text{п max}} (M_{\text{п max}} + 2c\varphi)}} \geq 1,0, \quad (9.83)$$

где c — приведенный к трансмиссионному валу коэффициент жесткости упругих элементов привода, Н · м; φ — приведенный зазор между элементами кинематических пар передач.

9.10. Новые механизмы передвижения кранов

С целью снижения перегрузок при пуске и торможении кранов, повышения запаса сцепления приводных ходовых колес с рельсовыми путями, уменьшения амплитуды раскачивания груза, снижения вредных вибраций, улучшения условий работы крановщика и повышения производительности кранов в механизмах передвижения кранов и крановых тележек применяют передачи и тормозные устройства бесступенчатого действия, гидравлические муфты, гидравлические приводы, электромагнитные порошковые муфты и тормоза.

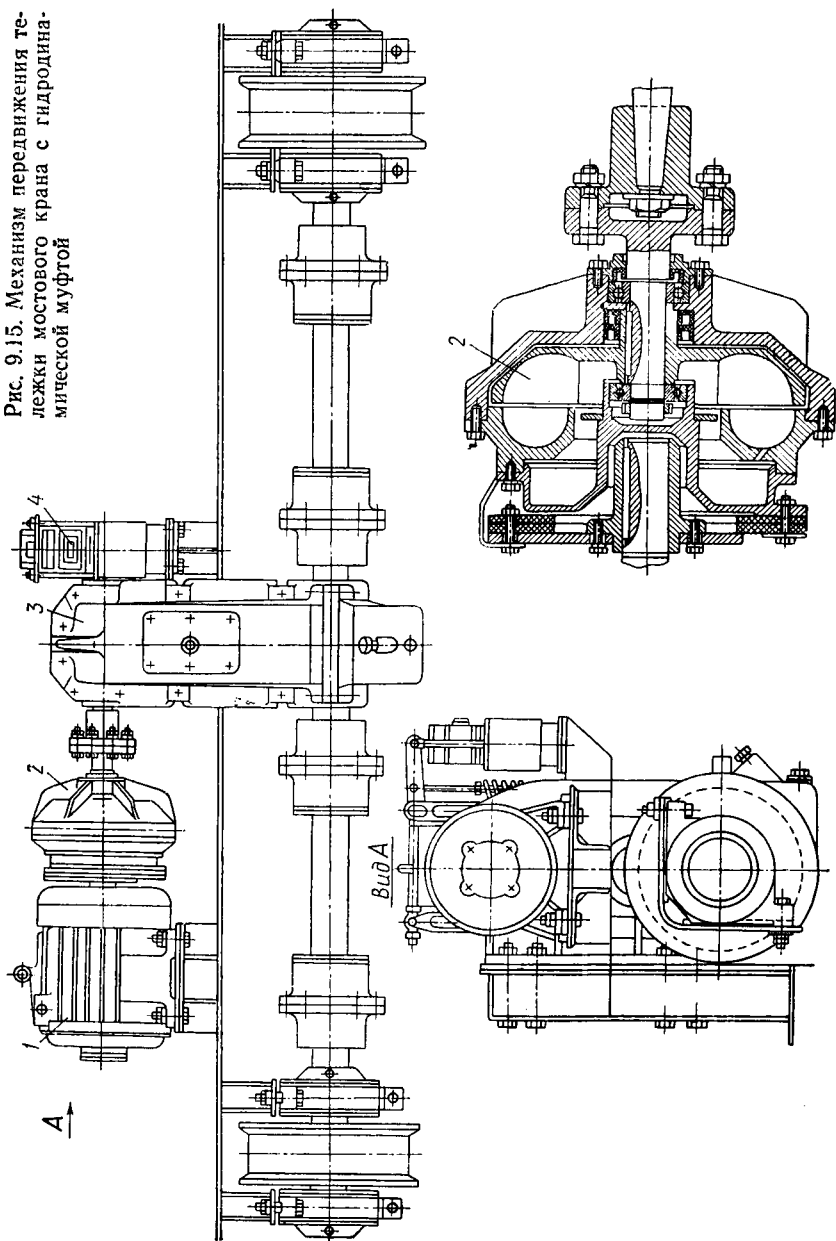
Привод механизма мостового крана с гидродинамической муфтой (рис. 9.15) состоит из короткозамкнутого двигателя 1, редуктора 3, тормоза 4 и гидродинамической муфты 2.

В последнее время для кранов легкого и среднего режимов применяют блочные механизмы передвижения с навесными редукторами. Эти механизмы можно разделить на смонтированные на концевой балке (навешенные на вал ходового колеса); с блоками (двигатель, редуктор, тормоз, ходовое колесо), закрепленными к концевой балке; смонтированные на торцевой части концевой балки.

Общий вид механизма передвижения тележки мостового крана с навесным редуктором 2, к которому прикреплен фланцевый электродвигатель 1, изображен на рис. 9.16. Тормозной шкив 4 установлен на промежуточном валу редуктора, тормоз 3 крепится к кронштейну 5. Ходовые колеса 9 соединяются валом 6 и муфтами 7. Редуктор имеет полый выходной вал 8. Положение редуктора регулируется упорными болтами 10.

Механизмы с навесными редукторами применяют для кранов сравнительно небольшой грузоподъемности, так как в противном случае масса и размеры редуктора становятся большими.

Рис. 9.15. Механизм передвижения тележки мостового крана с гидродинамической муфтой



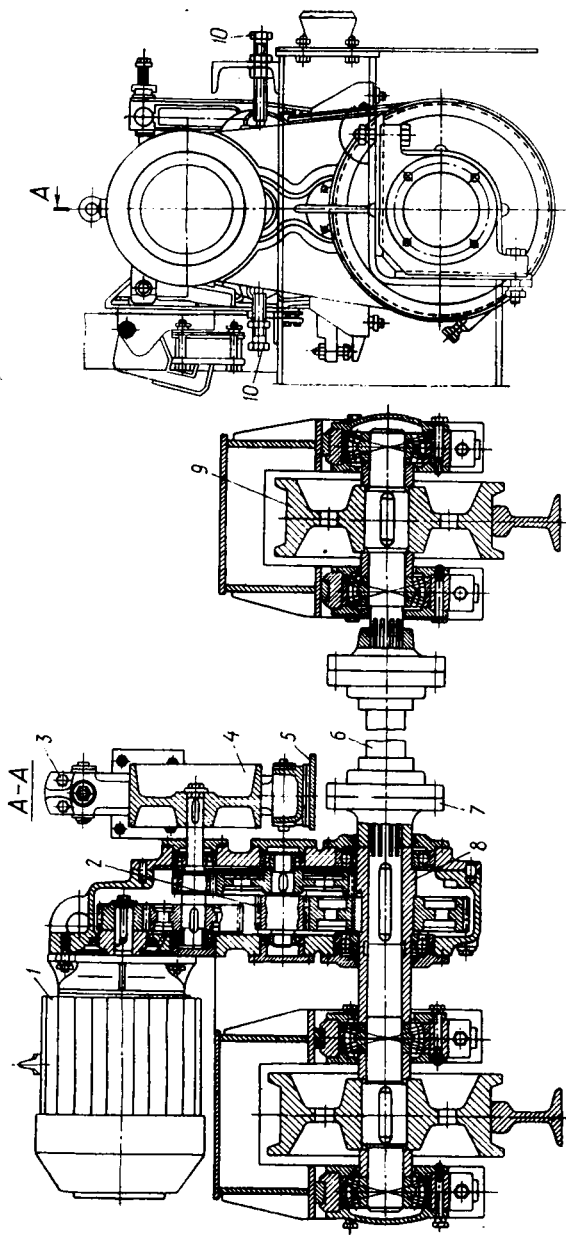


Рис. 9.16. Механизм передвижения тележки с навесным редуктором

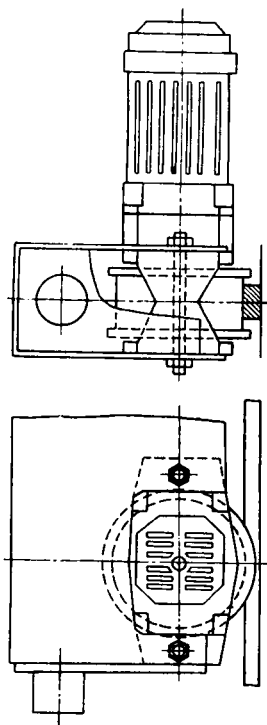


Рис. 9.17. Механизм передвижения мостового крана фирмы «Kone»

Механизм передвижения мостового крана фирмы «Копе» (рис. 9.17) представляет собой конструктивно законченный блок (двигатель, редуктор, корпус с приводным колесом), который болтами крепится к вертикальной стенке концевой балки и конструктивно от нее независим. Такими механизмами комплектуются мостовые краны грузоподъемностью 3,2...16 т пролетом 4...30 м. Тормоза этих механизмов встроены в двигатели.

?

1. Классифицируйте механизмы передвижения кранов.
2. Опишите устройство рельсовых механизмов передвижения.
3. Опишите конструкцию металлических ходовых колес, катков, кранов и рельсовых путей.
4. Как изготовляют и устанавливают крановые ходовые колеса? Опишите области их применения.
5. Изложите методики расчета на контактную прочность и долговечность металлических ходовых колес.
6. Как определяется сила сопротивления передвижению кранов, расположенных на рельсовых путях в закрытых помещениях и на открытом воздухе?
7. Изложите методику определения расчетной мощности двигателя и расчетного тормозного момента.
8. Как осуществляется проверка двигателя на пусковой момент и нагрев?
9. Как определяется расчетное значение времени разгона и торможения механизма?
10. Как определяется расчетное значение допустимого тормозного пути?
11. Как проверяют запас сцепления приводных ходовых колес с рельсами при пуске и торможении крана?
12. Изложите методику расчета механизмов передвижения крановых тележек с канатной (цепной) тягой.
13. Опишите конструкцию и преимущество новых механизмов передвижения кранов и крановых тележек.

10.1. Конструкция

Механизмы поворота служат для вращения поворотной части кранов или крановых тележек относительно вертикальной оси. В зависимости от места расположения привода различаются механизмы с приводом, расположенным на поворотной или неподвижной частях крана и вне крановой конструкции.

Механизм поворота (рис. 10.1, а, б) состоит из двигателя 1, соединительной муфты 2, тормоза 3, червячного редуктора 4, передающего движение шестерне 5, зубья которой входят в зацепление с зубьями неподвижного зубчатого колеса 6. При большом диаметре зубчатого колеса применяют цевочное, или штыревое, колесо, обеспечивающее передаточное число 8...16 при числе зубьев шестерни 9...12. Цевочное колесо представляет собой конструкцию (рис. 10.1, а), состоящую из двух плоских колец, соединенных между собой штырями (цевками). Вместо колец может применяться изогнутый швеллер. Преимущества цевочного зацепления: возможность реализации большого передаточного числа; удобство монтажа и эксплуатации.

Вместо червячного редуктора может применяться цилиндрический редуктор в сочетании с открытой конической передачей.

Механизм поворота состоит из двигателя 1, соединительной тормозной муфты 2, цилиндрического редуктора 3, открытой пары конических зубчатых колес 4, шестерни 5 и неподвижного цилиндрического зубчатого колеса 6. Необходимость применения сложной цепи передач с большим передаточным числом объясняется малой частотой вращения крана, не превышающей 1...3,5 об/мин. При частоте вращения ротора двигателя $n_d = 790 \dots 1000$ об/мин необходимо реализовать систему передач с передаточным числом $u = 200 \dots 1000$.

Механизм поворота, расположенный вне крановой конструкции (рис. 10.1, в), состоит из двигателя 3, тормозной муфты 2, червячного редуктора 1, открытой зубчатой передачи 4, зубчатое колесо которой приводит в движение поворотную часть крана. Механизм поворота (рис. 10.1, г) состоит из следующих основных элементов: двигателя 1, тормоза 2, редуктора 3, барабана 4, тягового каната 5, направляющих блоков 6 и приводного колеса 7. Такой механизм применяют преимущественно в башенных и мачтово-стреловых кранах при углах поворота до 400° . Основное преимуще-

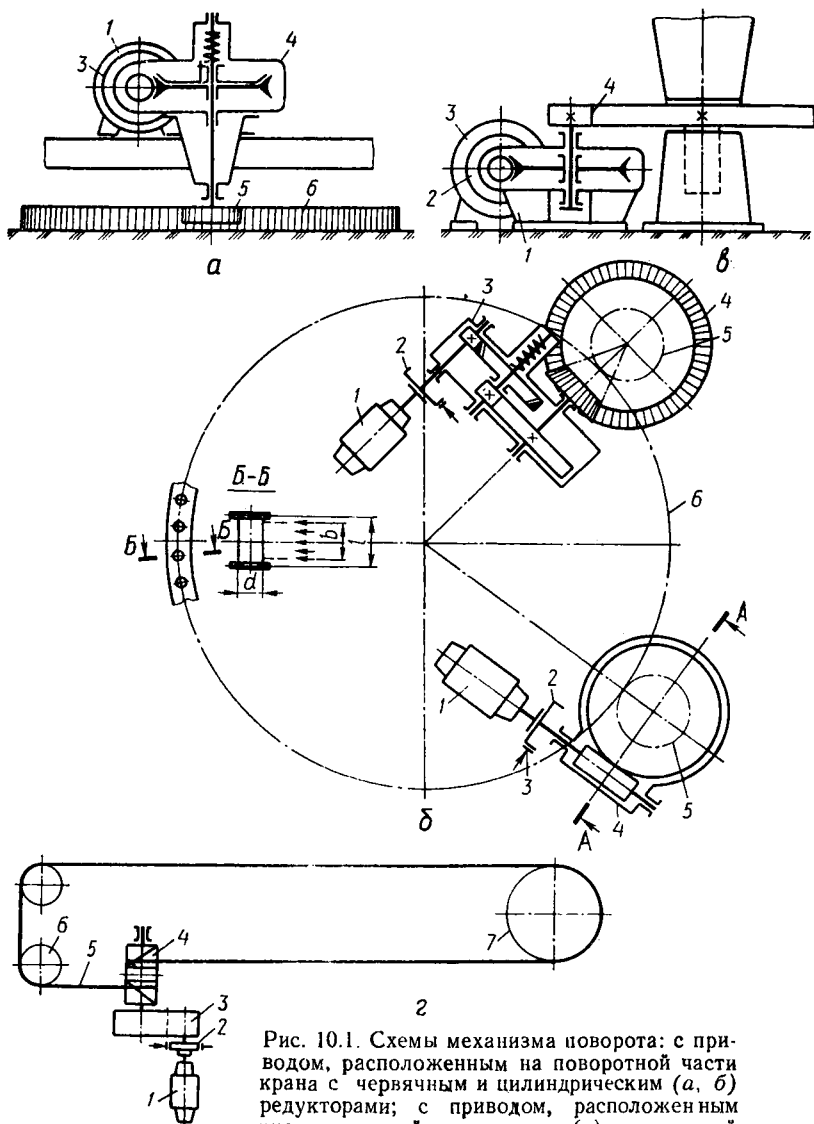


Рис. 10.1. Схемы механизма поворота: с приводом, расположенным на поворотной части крана с червячным и цилиндрическим (а, б) редукторами; с приводом, расположенным вне поворотной части крана (в); с канатной тягой (г)

щество канатной тяги — возможность смягчения ударных нагрузок. Недостатки: большой габарит; вытяжка канатов, устраняемая применением подпружиненных направляющих блоков.

В поворотных грузовых тележках используют механизмы поворота с опорными приводными колесами (рис. 10.2). Механизм состоит из двигателя 7, тормоза 6, редуктора 5, открытой пары зубчатых передач 4, приводного конического колеса 3, опорного круго-

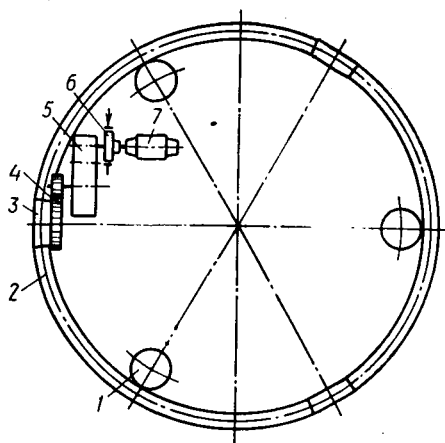


Рис. 10.2. Механизм поворота тележки крана с опорно-приводным катком

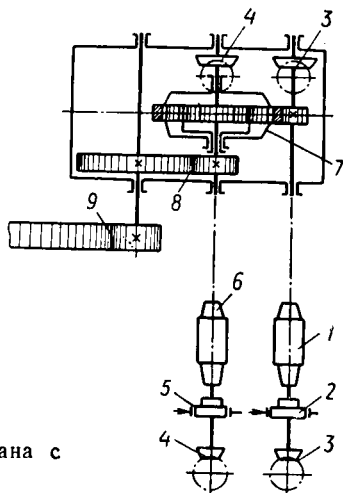


Рис. 10.3. Двухскоростной механизм поворота с планетарным редуктором

вого рельса 2 и упорных роликов 1. Весьма компактны механизмы с вертикальными фланцевыми двигателями и планетарными редукторами.

Механизм поворота с планетарным редуктором (рис. 10.3) состоит из двигателей 1; 6; двух тормозов 2; 5; конических зубчатых передач 3; 4; планетарной передачи 7; зубчатых передач 8 и 9. Двух- и многоскоростные механизмы поворота, обеспечивающие различные скорости вращения крана в зависимости от вылета, применяют с целью повышения производительности. Для достижения плавного пуска и торможения, бесступенчатого регулирования скорости можно использовать приводы с гидравлическими и электромагнитными передачами и тормозами [4].

С целью ограничения инерционных нагрузок, возникающих при пуско-тормозных режимах, в состав червячных или цилиндрических редукторов вводят конические или пластинчатые муфты предельного момента, рассчитанные на передачу момента, равного 110...120 % пускового момента на данном валу. В качестве тормозных устройств обычно применяют автоматически действующие замкнутые колодочные тормоза для кранов, расположенных в зданиях; открытые управляемые тормоза для кранов, работающих вне помещений. В последнем случае тормоз должен иметь устройство для фиксации его в замкнутом положении, устанавливающееся на рычагах или педалях управления. Применение управляемых тормозов обеспечивает плавное торможение машины в условиях резкого изменения нагрузок от ветра, сил инерции.

10.2. Расчет мощности двигателя

Передаточное число механизма. Мощность двигателя, кВт, при установившемся движении

$$P = \frac{M_{\omega} n_{\kappa}}{9550 \eta_{\kappa}}, \quad (10.1)$$

где M_{ω} — момент сопротивления повороту, Н · м; n_{κ} — частота вращения крана, об/мин.

$$M_{\omega} = M_{\tau} + M'_{\gamma} + M'_{\nu}, \quad (10.2)$$

где M_{τ} — момент сопротивления от сил трения; M'_{γ} , M'_{ν} — среднеквадратические моменты сопротивления от наклона оси вращения крана и ветра соответственно.

Момент сопротивления вращению от давления ветра на груз и поворотную часть крана при произвольном угле поворота φ последнего (рис. 10.4) определяется по формуле

$$M_{\nu} = M_{\nu \max} \sin \varphi. \quad (10.3)$$

При $\varphi = \pi/2$

$$M_{\nu \max} = P_{\nu G} a + \sum P_{\nu, \kappa} a_{i\kappa}, \quad (10.4)$$

где $P_{\nu G}$ — сила ветра на груз; $P_{\nu, \kappa}$ — сила ветра на элемент крана; $a_{i\kappa}$ — плечо приложения нагрузки от ветра на элемент конструкции крана. Среднеквадратический момент сопротивления от давления ветра

$$M_{\nu} = \sqrt{\frac{\int_0^{\pi/2} M_{\nu}^2 d\varphi}{\frac{\pi}{2}}} = M_{\nu \max} \sqrt{\frac{\int_0^{\pi/2} \sin^2 \varphi d\varphi}{\frac{\pi}{2}}} = 0,7 M_{\nu \max}. \quad (10.5)$$

Момент сопротивления вращению от крена крана

$$M_{\gamma} = M_{\text{опр}} \sin \alpha \sin \varphi, \quad (10.6)$$

где $M_{\text{опр}}$ — суммарный опрокидывающий момент от вертикальных сил, действующих на поворотную часть крана; α — угол наклона рабочей площадки; φ — угол поворота поворотной части крана. При $\varphi = \pi/2, 3/2\pi$

$$M_{\gamma \max} = M_{\text{опр}} \sin \alpha. \quad (10.7)$$

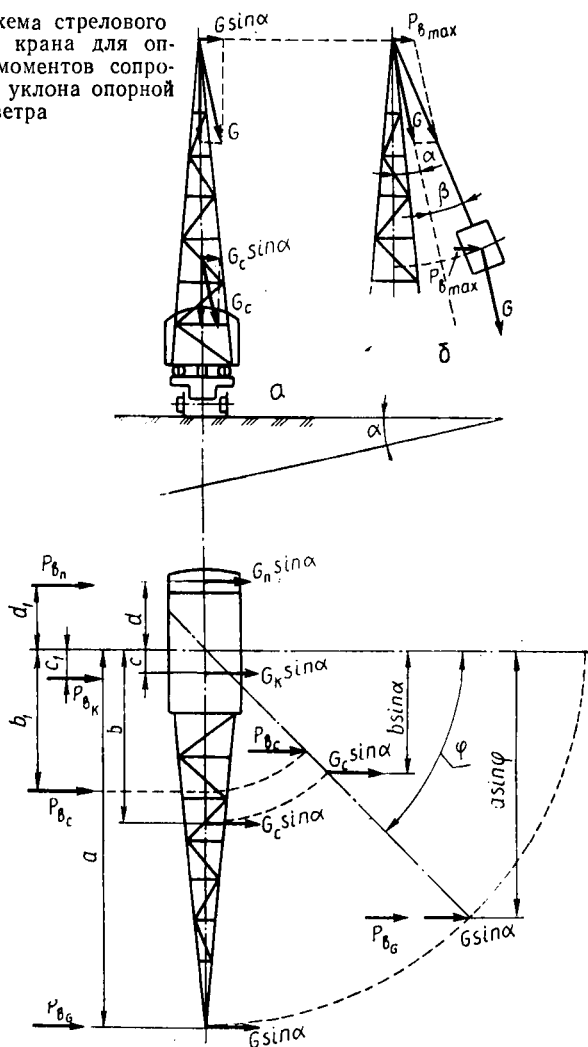
По аналогии среднеквадратический момент сопротивления от наклона оси вращения

$$M'_{\gamma} = 0,7 M_{\gamma \max}. \quad (10.8)$$

При отсутствии ветра и крена (наклона) крановой конструкции мощность двигателя определяется по формуле

$$P = \frac{[M_{\tau} + 1,1 \dots 1,3] M_{\nu} n_{\kappa}}{9550 \eta_{\kappa}}, \quad (10.9)$$

Рис. 10.4. Схема стрелового поворотного крана для определения моментов сопротивления от уклона опорной площади и ветра



где $\psi = 1,5 \dots 1,6$ — коэффициент перегрузки для двигателя переменного тока с фазовым ротором; M_n — момент сопротивления от сил инерции поворотной части крана с грузом при равноускоренном движении, Н · м.

По аналогии с работой двигателя механизма подъема при равноускоренном движении в период разгона

$$M_n = \frac{\Sigma (mD^2)_{ik} n_k}{38,2 t_p}, \quad (10.10)$$

где $\Sigma (mD^2)_{ik}$ — сумма маховых моментов элементов крана.

$$\Sigma (mD^2)_{ik} = (m_G D_G^2 + m_{G_n} D_{G_n}^2 + \Sigma m_{G_{im}} D_{G_{im}}^2), \quad (10.11)$$

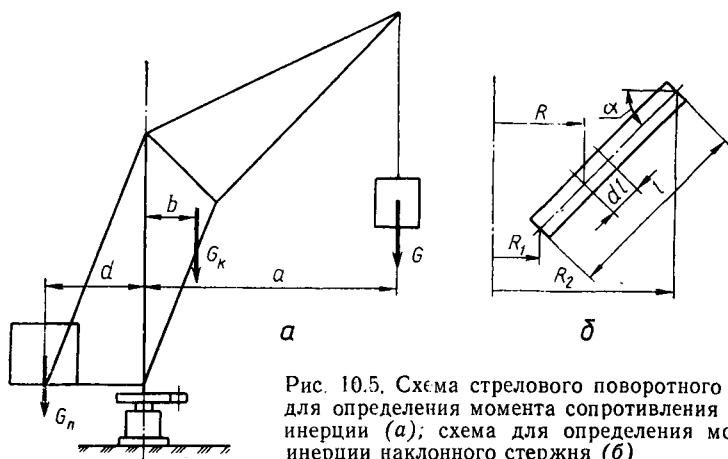


Рис. 10.5. Схема стрелового поворотного крана для определения момента сопротивления от сил инерции (а); схема для определения момента инерции наклонного стержня (б)

где m_G , m_{G_n} , $m_{G_{im}}$ — массы груза, противовеса и i -го элемента металлоконструкций крана; D_G , D_{G_n} , $D_{G_{im}}$ — диаметры инерции этих элементов соответственно; так как $D_G = 2R_G$, $D_{G_n} = 2R_{G_n}$ и т. д., то

$$\Sigma (mD^2)_{ik} = 4 (J_G + J_{G_n} + J_{G_{im}}), \quad (10.12)$$

где J_G , J_{G_n} , $J_{G_{im}}$ — моменты инерции груза, противовеса, i -го элемента фермы крана. Для стрелового поворотного крана (рис. 10.5) $R_G = a$, $R_{G_n} = b$. В общем случае момент инерции наклонного стержня фермы относительно вертикальной оси (рис. 10.5, б)

$$\begin{aligned} J &= \int dJ = \frac{\rho \gamma}{g \cos \alpha} \int_{R_1}^{R_2} dR = \frac{F \gamma}{\cos \alpha} \frac{R_2^3 - R_1^3}{3g} = \\ &= \frac{m}{3} (R_2^2 + R_2 R_1 + R_1^2), \end{aligned} \quad (10.13)$$

где m — масса стержня длиной l , кг; F — площадь поперечного сечения стержня, м^2 ; γ — плотность, кг/м^3 ; R_1 и R_2 — расстояния нижней и верхней частей стержня от оси вращения.

Выбранный двигатель проверяется на время разгона с учетом сопротивлений от крена крана и ветра средней величины рабочего состояния; кратковременную перегрузку в момент преодоления порывов ветра максимальной силы при наличии сопротивлений от крана, отклонения груза от вертикали, установившегося движения.

Расчетное значение пускового момента M_n , Н · м, приведенного к ротору двигателя,

$$\begin{aligned} M_n &= \frac{M_{\tau} + M_{в \max} + M_{у \max}}{u_m \eta_m} + \frac{c (mD^2)_1 n_1}{38,2 t_p} + \\ &+ \frac{(mD^2)_k n_1}{38,2 u_m^2 t_p \eta_m} \leq M_{ср.п}, \end{aligned} \quad (10.14)$$

откуда легко определить t_p .

В этих формулах при определении моментных составляющих учитывается случай нормальных нагрузок рабочего состояния крана, для которого расчетное давление ветра $q_b = 125$ Па для всех кранов, за исключением работающих в портах, на реках, на берегу моря, на судостроительных, судоремонтных заводах, место работы которых неизвестно или меняется, и т. д. Для этих кранов в рабочем нормальном состоянии $q_b = 250$ Па.

В формуле (10.14) передаточное число механизма $u_m = n_d/n_k$, где n_d — частота вращения вала двигателя, об/мин.

Проверка на кратковременную перегрузку производится по формуле

$$\frac{M_T + M_{B_{\max}} + M_{Y_{\max}} + M_r}{u_m \eta_m} \leq M_{d_{\max}}, \quad (10.15)$$

где $M_{d_{\max}}$ — максимальный момент двигателя, ограниченный электрической защитой; $M_{B_{\max}}$ — максимальный момент от ветра рабочего состояния, определяемый с учетом $q_b = 250$ Па для обычных стреловых кранов и $q_b = 400$ Па для кранов, входящих в названный выше перечень; M_r — момент от отклонения груза от вертикали на максимальный угол.

$$M_r = Ga \operatorname{tg} \beta_{\max}, \quad (10.16)$$

где G — вес груза; a — вылет стрелы крана; $\beta_{\max}$ — максимальный угол отклонения груза в плоскости, перпендикулярной к плоскости стрелы;

$$\operatorname{tg} \beta_{\max} = P_{B_{\max}}/G, \quad (10.17)$$

где $P_{B_{\max}}$ — максимальная сила ветра рабочего состояния крана.

При практических расчетах можно принимать $t_p = 3 \dots 5$ с в случае отсутствия ветра и $4 \dots 10$ с при наличии ветра. Для монтажных кранов принимают большие значения t_p во избежание сильного раскачивания грузов.

Момент муфты предельного момента, Н · м, определяют по формуле

$$M_{m.p.m.} = 1,1 \left[M_{d_{\max}} - \frac{(mD^2)_1 n_1}{38,2 t_p} \right] u'_m \eta'_m, \quad (10.18)$$

где u'_m , η'_m — передаточное число и КПД передач между валами двигателя и муфты.

10.3. Выбор тормоза

Тормозной момент на валу двигателя, Н · м,

$$M_T = \left[\frac{c (mD^2)_1 n_1}{38,2 t_T} + \frac{M_i + M_{Y_{\max}} + M_{B_{\max}}}{u_m} \eta_m \right] - M_c \frac{\eta_m}{u_m}, \quad (10.19)$$

где t_T — время торможения.

При наличии муфты предельного момента

$$M_{\tau} = \left[\frac{c (mD^2)_1 n_1}{38,2 t_{\tau}} + \frac{M_{\text{м.п.м.}}}{u'_m} \eta'_m \right] - M_0 \frac{\eta_m}{u_m}. \quad (10.20)$$

Для кранов, у которых грузоподъемность не зависит от вылета крана,

$$t_p = t_{\tau} = \frac{60\beta}{\pi n_k}, \quad (10.21)$$

где $\beta = \pi/6$, $\beta = \pi/9$, $\beta = \pi/12$ — рекомендуемый угол поворота крана соответственно для тяжелого, среднего и легкого режимов работы.

?

1. Как устроены механизмы поворота кранов и крановых тележек?
2. Как определить расчетное значение момента сопротивления повороту крановой конструкции?
3. Как найти расчетную мощность двигателя?
4. Как определить расчетное значение пускового момента двигателя и время разгона механизма?
5. Как найти необходимый момент муфты предельного момента?
6. Как определить необходимый тормозной момент тормоза?
7. Как определить передаточное число механизма?

11.1. Классификация

В стреловых поворотных кранах перемещение груза в радиальном направлении относительно оси вращения крана осуществляется с помощью механизмов изменения вылета. В зависимости от способа осуществления этой операции механизмы изменения вылета делятся на две группы:

а) изменяющие вылет с помощью тележки, перемещающейся по горизонтальному или наклонному поясу фермы стрелы крана;

б) изменяющие вылет посредством подъема или опускания стрелы крана.

Первую группу механизмов применяют в простых поворотных, башенных и консольных кранах; вторую — в автомобильных, гусеничных, башенных железнодорожных, порталных и т. д.

В зависимости от конструкции устройств, обеспечивающих изменение вылета стреловых кранов, соответствующие механизмы делятся на следующие виды: полиспастные, гидроплунжерные, винтовые с шарнирно-сочлененными укуси́нами. Первый вид механизмов применяют в автомобильных, башенных, железнодорожных, второй — в автомобильных, третий — в железнодорожных, порталных, плавучих, четвертый — в порталных кранах.

11.2. Механизмы изменения вылета башенного крана с канатной тягой

Тяговый канат 1 механизма передвижения грузовой тележки 3 (рис. 11.1), огибая направляющие блоки 2, 4, 6, закреплен на барабане лебедки 5 механизма передвижения так, что при навивке одной ветви на барабан другая ветвь свивается. Это обеспечивает возможность поступательного перемещения тележки в обоих направлениях. Методика определения момента сопротивления перемещению тележки изложена в гл. 9. Следует отметить, что при определении мощности двигателя в рассматриваемом случае необходимо учитывать сопротивления от ветра рабочего состояния.

11.3. Механизмы изменения вылета с канатным полиспастом

Устройство. Полиспастный механизм изменения вылета (рис. 11.2) состоит из стреловой лебедки 1, отклоняющих блоков 2, стрелового полиспаста 3, неподвижная обойма которого крепится на раме по-

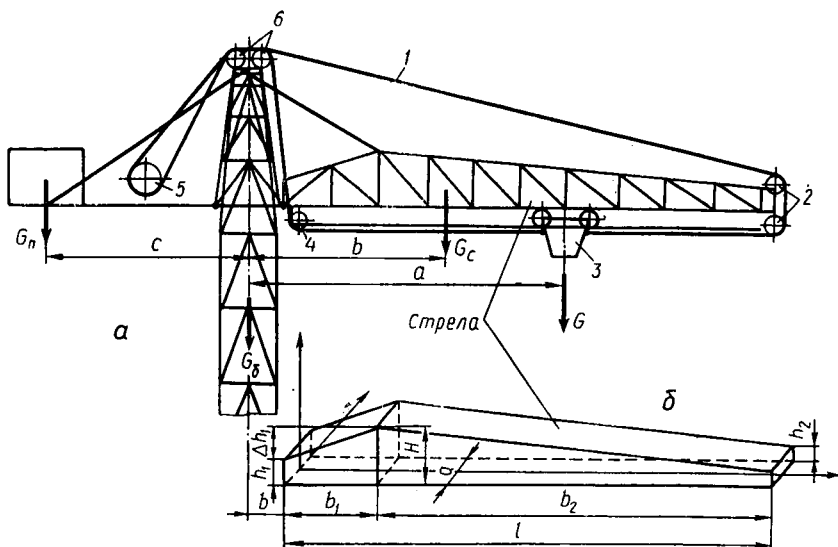


Рис. 11.1. Механизм изменения вылета башенного крана с канатной тягой

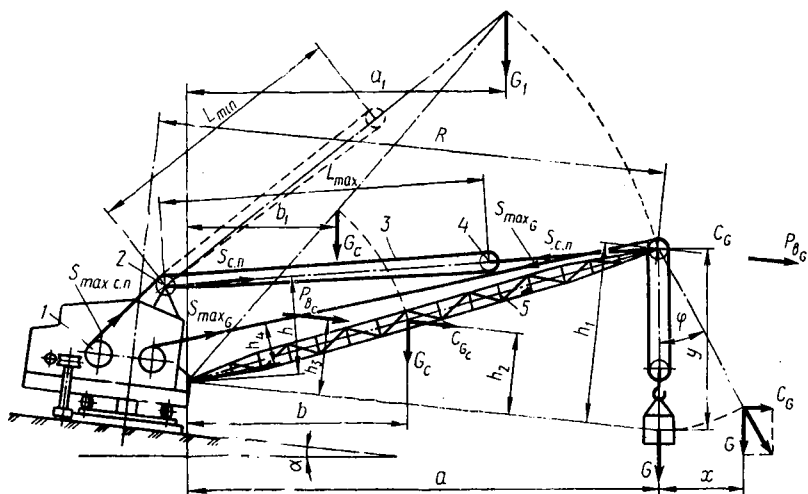


Рис. 11.2. Полиспастный механизм изменения вылета

воротной части крана, подвижная обойма 4 с помощью жесткой тяги крепится к стреле крана 5.

Расчет механизма изменения вылета сводится к определению натяжения стрелового полиспаста, мощности электродвигателя, к проверке двигателя по времени разгона, определению расчетного значения тормозного момента и выбору тормоза.

В общем случае натяжение стрелового полиспаста, H , определяют по формуле

$$S_{c.п} = \frac{Ga + G_c b + (P_{вГ} + C_G) h_1 + C_{Gc} h_2 + P_{вс} h_3 - S_{maxG} h_4}{h}, \quad (11.1)$$

где G — вес груза; G_c — вес стрелы; $P_{вГ}$, $P_{вс}$ — нагрузка от ветра на груз и соответственно стрелу; S_{maxG} — натяжение сбегающей ветви грузового каната; h_2 — расстояние от силы C_{Gc} до оси вращения стрелы; α — угол наклона площадки или крена крана; h_1 , h_3 — расстояния точек приложения ветровых нагрузок до оси вращения стрелы; h_4 , h — расстояния от сбегающей ветви грузового каната и оси стрелового полиспаста соответственно до оси вращения стрелы. Нетрудно видеть, что натяжение стрелового полиспаста переменное: от действия вертикальных статических нагрузок и центробежных сил инерции при наибольшем вылете стрелы оно максимально; при наименьшем вылете стрелы — минимально. Наоборот, от ветра при наибольшем вылете стрелы натяжение стрелового полиспаста минимальное, а при наименьшем вылете — максимальное, так как в последнем случае увеличиваются подветренная площадь стрелы и расчетная высота конструкции. Чтобы учесть переменное натяжение стрелового полиспаста, строят диаграмму этого натяжения или диаграмму моментов на валу двигателя и определяют среднеквадратичное эквивалентное значение. Так, среднеквадратичное натяжение стрелового полиспаста можно определить по формуле

$$F_{c.пэ} = \sqrt{\Sigma F_{c.пi}^2 \Delta t_i / \Sigma \Delta t_i}, \quad (11.2)$$

где $F_{c.пi}$ — усилие в стреловом полиспасте при i -м положении стрелы; Δt_i — продолжительность времени прохождения отрезков пути ΔS_i между i -ми положениями подвижных блоков стрелового полиспаста:

$$\Delta t_i = \Delta S_i / v_{п}, \quad (11.3)$$

где $v_{п}$ — скорость сокращения длины, м/с, стрелового полиспаста

$$v_{п} = (L_{max} - L_{min}) / t_n, \quad (11.4)$$

где L_{max} , L_{min} — максимальная и минимальная длины полиспаста; t_n — заданное время изменения вылета.

Для практических расчетов статической мощности двигателя можно пользоваться средним натяжением стрелового полиспаста $F_{c.п ср}$, которое определяется как полусумма максимального $F_{c.п max}$ и минимального $F_{c.п min}$. Эквивалентная мощность, кВт, двигателя

$$P_э = F_{c.пэ} v_{п} / 1000 \eta_m \eta_c, \quad (11.5)$$

где η_m — КПД механизма (с учетом полиспаста); η_c — КПД стрелы, учитывающий потери в шарнирах. Если для опоры стрелы и других шарниров применены подшипники качения, то $\eta_c \approx 0,98$; при

опорах скольжения $\eta_c = 0,95 \dots 0,96$. При предварительных расчетах статическая мощность, кВт, двигателя

$$P_c = \frac{F_{с.п.ср} v_{п}}{1000 \eta_m \eta_o} \quad (11.6)$$

Время разгона двигателя может быть определено по формуле [20]

$$t_p = \frac{1,2 (mD^2)_1 n_1}{38,2 (M_{ср.п} - M_{с\max})} + \frac{60E}{\pi n_1 \eta_m (M_{ср.п} - M_{с\max})}, \quad (11.7)$$

где $(mD^2)_1$ — маховой момент ротора двигателя и тормозного шкива, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $M_{ср.п}$ — средний пусковой момент двигателя, $\text{Н} \cdot \text{м}$; $M_{с\max}$ — максимальный момент статического сопротивления на валу двигателя, соответствующий первому (нормальному рабочему) состоянию нагрузок; E — кинетическая энергия стрелового устройства, Дж; n_1 — частота вращения двигателя, об/мин .

Кинетическая энергия стрелового устройства

$$E = \frac{Q v_r^2}{2} + \frac{m_c L_c^2 \omega_c^2}{3}, \quad (11.8)$$

где Q — масса груза, кг ; v_r — скорость горизонтального перемещения груза, м/с ; m_c — масса стрелы, кг ; L_c — длина стрелы, м ; $\omega_c = \alpha_c / t_n$ — средняя угловая скорость вращения стрелы, рад/с (α_c — расчетный угол поворота стрелы; t_n — заданное время изменения вылета).

Средняя скорость горизонтального перемещения груза

$$v_r = \frac{a_{\max} - a_{\min}}{t_n}, \quad (11.9)$$

где $a_{\max}$ и $a_{\min}$ — максимальный и минимальный вылеты крана.

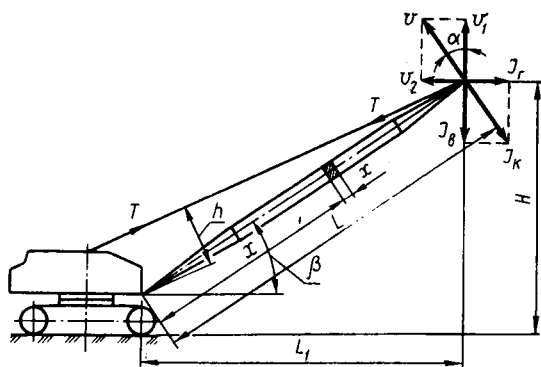
Выбор тормоза следует производить так, чтобы он был в состоянии удержать стрелу в любом ее положении в рабочем и нерабочем состояниях крана.

Коэффициент запаса тормозного момента k_t при действии максимальных нагрузок рабочего состояния для стрел с негоризонтальным перемещением груза следует принимать равным не менее 1,5 (для механизмов режимных групп 1М...3М) и 1,75 (для режимных групп 4М...6М). Для нерабочего состояния кранов $k_t \geq 1,15$. Время торможения может быть найдено по формуле (11.7) при подстановке вместо $(M_{ср.п} - M_{с\max})$ величины $(M_t + M'_{с\max})$ (M_t — тормозной момент тормоза; $M'_{с\max} = M_{с\max} \eta_m^2$) и $E \eta_m$ вместо E .

При стреле, поднятой в крайнее верхнее положение, производится проверка устойчивости последней с учетом действия максимальных ветровых нагрузок рабочего состояния и сил инерции, действующих при торможении стрелы, движущейся по направлению к оси вращения крана. При этом натяжение стрелового полиспаста должно быть положительным.

В нерабочем состоянии крана устойчивость стрелы обеспечивается тем, что момент от ее собственного веса относительно оси вра-

Рис. 11.3. Схема стрелового крана к определению касательных сил инерции



щения должен быть больше момента от сил ветра нерабочего состояния. Натяжение стрелового полиспаста в рабочем состоянии крана от сил инерции в период пуска механизма подъема стрелы (рис. 11.3)

$$T = J_k L / h. \quad (11.10)$$

Здесь J_k — приведенная к оголовку стрелы касательная сила инерции, Н, возникающая при ускоренном подъеме груза и стрелы.

$$J_k = (m_g + m_c) \frac{v_c}{t_p}, \quad (11.11)$$

где m_g — масса груза, кг; m_c — масса стрелы, приведенная к оголовку, кг; v_c — средняя окружная скорость конца стрелы; t_p (т) — время неустановившегося движения механизма изменения вылета при разгоне или торможении.

Горизонтальная и вертикальная составляющие касательной силы инерции

$$J_{k.г} = J_k \sin \beta; \quad J_{k.в} = J_k \cos \beta,$$

где β — угол наклона стрелы к опорной поверхности крана.

Массу стрелы, приведенную к концу оголовка m'_c , определяют следующим образом.

Момент инерции dM силы инерции элемента стрелы длиной dx относительно оси вращения стрелы (рис. 11.3)

$$dM = \varepsilon dJ = \varepsilon x^2 dm = \frac{v_c}{L t_\tau} x^2 m_c \frac{dx}{L}, \quad (11.12)$$

где $\varepsilon = v_c / L t_\tau$ — среднее угловое ускорение стрелы, рад/с²; dJ — момент инерции участка стрелы длиной dx ; m_c — масса стрелы.

Момент силы инерции всей стрелы, Н · м, относительно оси вращения стрелы

$$M = \frac{m_c v_c}{L^2 t_\tau} \int_0^L x^2 dx = \frac{m_c v_c L}{3 t_\tau}. \quad (11.13)$$

Момент силы инерции приведенной массы стрелы

$$M = J_{\text{пр}} \varepsilon = m_c L^2 \frac{\ddot{\varphi}}{L \dot{t}_r}. \quad (11.14)$$

Приравнивая правые части выражений (11.3) и (11.4), получим

$$m_c = m_c/3. \quad (11.15)$$

Аналогично определяется момент инерции стрелы непрямолинейной конструкции. Особенностью соответствующего расчета является деление всей длины стрелы на отдельные участки, в пределах которых погонный вес принимается равномерно распределенным по длине каждого участка [7].

Центробежную силу инерции от массы груза m_Q , отклонившегося от вертикали на значение x при вращении поворотной части крана с частотой n_k , об/мин, определяют по формуле (см. рис. 11.2)

$$C_G = m_G \omega_k^2 (R + x) = m_G \frac{n_k^2}{91,2} (R + x). \quad (11.16)$$

Поскольку

$$x = C_G \frac{y}{m_{Gg}},$$

то

$$C_G = \frac{m_Q n_k^2 R g}{91,2 g - n_k^2 y} \quad (11.17)$$

и

$$x = \frac{n_k^2 R y}{91,2 g - n_k^2 y}. \quad (11.18)$$

Аналогично ветровой нагрузке центробежную силу, действующую на груз, прикладывают к оголовку стрелы.

11.4. Механизмы изменения вылета с винтовым приводом

Устройство и работа. Перемещение стрелы в рассматриваемом случае производится с помощью винтового механизма, состоящего из гайки или гаечной тележки 3, перемещающейся в направляющих 2, и винта 4, приводимого во вращательное движение приводом 1 (рис. 11.4). Винт обычно изготавливают из стали, гайку — из бронзы. Винт и гайка имеют квадратную или трапециевидную резьбу. Гайка 3 соединена тягой 5 со стрелой (укосиной) 6, шарнирно соединенной с рамой поворотной части крана. Винтовой механизм изменения вылета обычно применяют в машинах большой грузоподъемности (например, в плавучих кранах).

Расчет. Натяжение тяги

$$T = \frac{Ga + G_c b - S_{\text{гвах}}}{h}, \quad (11.19)$$

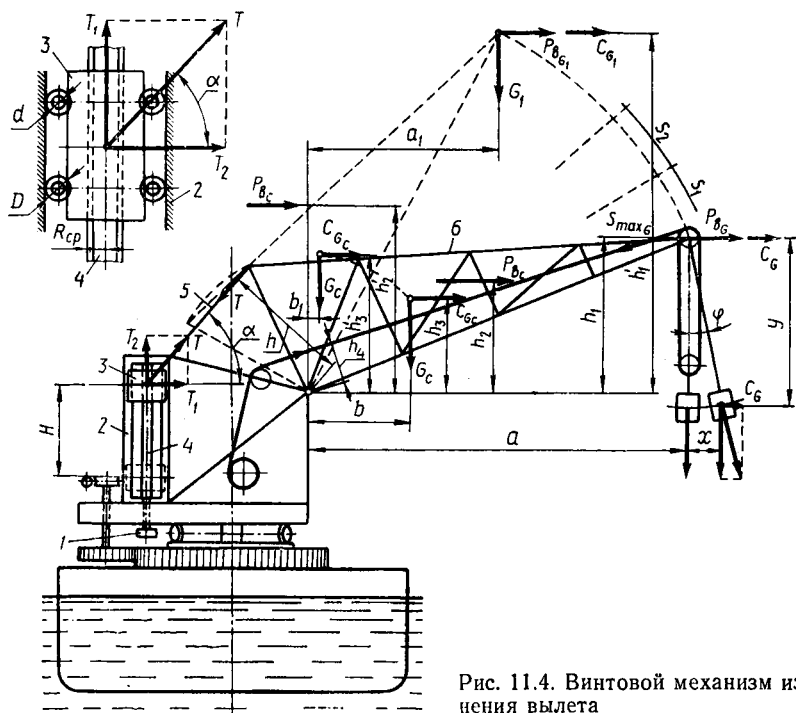


Рис. 11.4. Винтовой механизм изменения вылета

где G — вес груза; G_c — вес стрелы; $S_{\text{пнх}}$ — натяжение сбегающей ветви грузового полиспаста.

Вертикальное усилие, действующее на гайку,

$$P_0 = T_1 + kT_2 = T(\sin \varphi + k \cos \varphi), \quad (11.20)$$

где k — коэффициент сопротивления передвижению гайки.

При опорах скользящего трения $k = f$, при опорах качения

$$k = k_p(fd + 2f) \frac{1}{D}.$$

Крутящий момент на винте при подъеме стрелы

$$M_b = P_0 \operatorname{tg}(\alpha + \rho) R_{\text{ср}}, \quad (11.21)$$

где α — угол подъема винтовой резьбы; ρ — угол трения в резьбе; $R_{\text{ср}}$ — средний радиус винтовой резьбы.

Скорость хода гайки

$$v = H/t_n, \quad (11.22)$$

где H — длина пути перемещения гайки, м; t_n — время изменения вылета, с.

Частота вращения винта, об/мин, при шаге нарезки t_b

$$n_b = 60 v/t_b. \quad (11.23)$$

Наибольшая статическая мощность, кВт, двигателя

$$P_{\max} = \frac{P_{0 \max} v}{1000 \eta_{в.м} \eta_M}, \quad (11.24)$$

где $P_{0 \max}$ — максимальное усилие, действующее на гайку винта при крайнем нижнем положении стрелы, Н; $\eta_{в.м}$ — КПД винтового механизма; η_M — КПД привода.

Мощность, кВт, двигателя можно определить также по формуле

$$P_{\max} = M_v \omega_v / 1000 \eta_M, \quad (11.25)$$

где $\omega_v = \pi n_v / 30$ — угловая скорость винта в 1 с; M_v — момент сил сопротивления вращению крана, Н · м.

Тормозное устройство выбирается так же, как и в предыдущем случае.

?

1. Как классифицируются механизмы изменения вылета?
2. Как устроены механизмы изменения вылета с канатной тягой?
3. Опишите устройство и изложите методику расчета механизмов изменения вылета стреловых кранов с канатным полиспастом.
4. Как устроены и рассчитываются механизмы изменения вылета с винтовым приводом?

12.1. Общие сведения

К кранам мостового типа относятся: однобалочные мостовые кран-балки, двух- и однобалочные мостовые краны общего назначения, крюковые козловые и полукозловые краны, консольные краны с тележкой, мостовые краны-штабелеры, краны-манипуляторы и т.д.

12.2. Конструкция и применение

Однобалочные мостовые краны. В зависимости от типа привода различают однобалочные мостовые краны с ручным и электрическим приводом.

В ручных опорных и подвесных мостовых кранах (ГОСТ 7075—80 и ГОСТ 7413—80) в качестве механизмов подъема применяют подвесные цепные тали. Однобалочный опорный мостовой кран (рис. 12.1) состоит из моста 2, выполненного в виде двутавровой балки, опирающейся на две концевые балки 1, ручного механизма передвижения 6, приводимого в движение цепью 3, и ручной тележки 4 с цепным приводом 5. Грузоподъемность этих кранов — 8 т, пролет — 16,5 м; грузоподъемность подвесных кранов — 5 т, пролет — 11,4 м.

Однобалочные мостовые краны с электрическим приводом разделяются на опорные и подвесные. Грузоподъемность опорных кранов — 5 т, пролет — 25,5 м. Грузоподъемность однобалочных подвесных мостовых кранов — 5 т, пролет — 34,8 м. Краны грузоподъемностью до 5 т оборудуются электроталиями, управляемыми с пола: на кранах большей грузоподъемности устанавливаются обычные механизмы подъема мостовых кранов опорной конструкции и управляют с неподвижной или подвижной кабины. Скорость передвижения кранов, управляемых с пола, не превышает 0,53 м/с; скорость передвижения кранов, управляемых с кабины, достигает 1 м/с.

В качестве несущей балки однобалочных кранов подвесной конструкции (рис. 12.2) применяют, как правило, двутавр. В необходимых случаях несущую балку усиливают вертикальной шпренгельной конструкцией и горизонтальной фермой. Балки подвешивают к ходовым кареткам, которые перемещаются по подкрановым двутавровым направляющим. Половина опорных кареток — приводные. Стыковку несущих балок соседних пролетов осуществляют

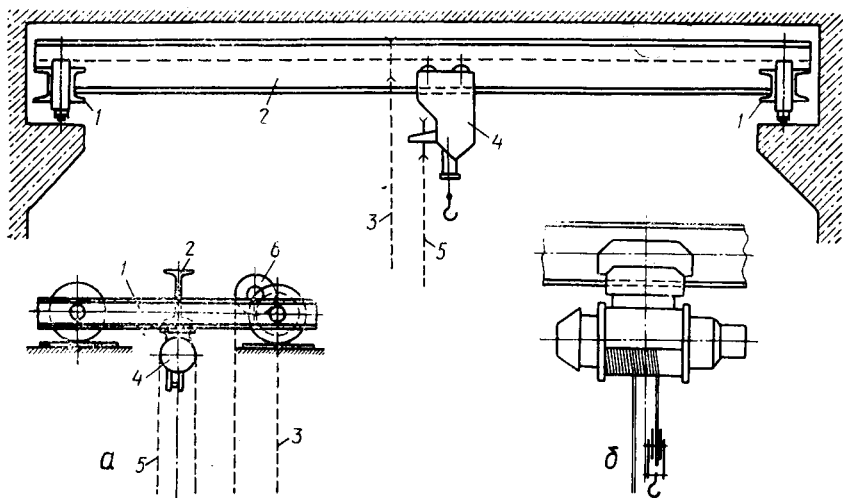


Рис. 12.1. Однобалочный мостовой кран с ручной цепной талью

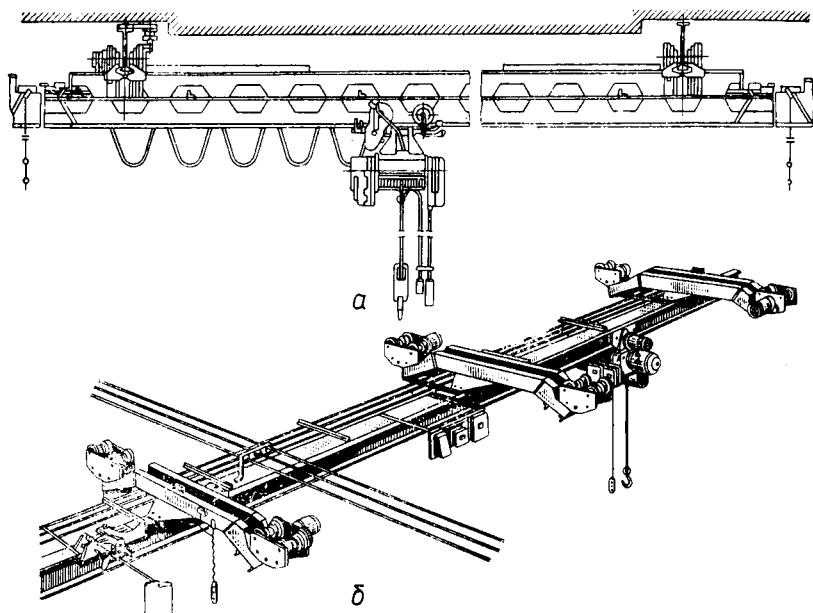


Рис. 12.2. Однобалочные мостовые краны подвесной конструкции: двухопорный (а); трехопорный (б)

с помощью специальных замков, предотвращающих переход тележки на соседний пролет при открытом замке. Подвесные мостовые краны существенно легче опорных мостовых кранов той же грузоподъемности. К тому же они позволяют использовать практически всю полезную площадь производственного помещения.

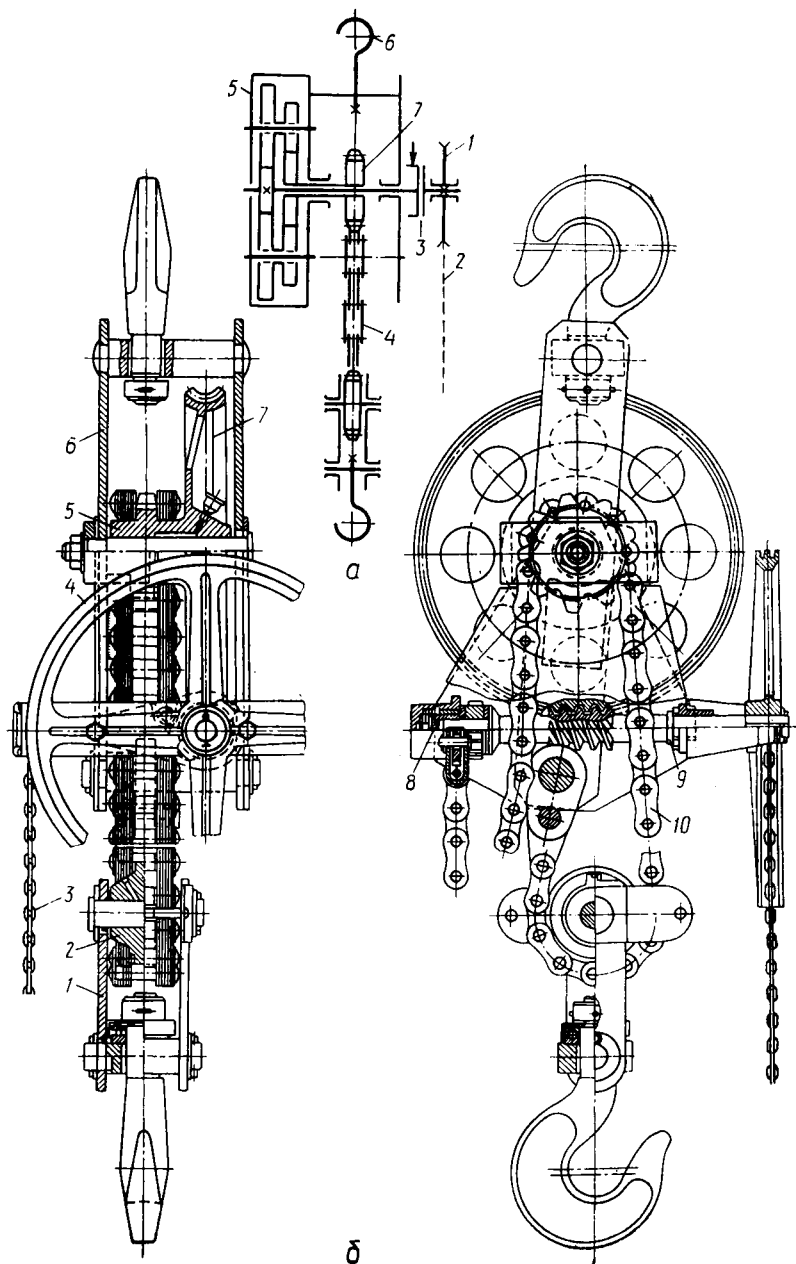
Тали. Тальями называются подвесные подъемные механизмы небольшой грузоподъемности. В зависимости от вида привода они делятся на ручные, электрические и пневматические (рис. 12.3). Ручные тали делятся на червячные и шестеренчатые. В этих тальях в качестве гибких элементов используются пластинчатые или сварные калиброванные цепи, образующие полиспагт кратностью 2, 3 и реже 4. Шестеренчатая ручная таль, кинематическая схема которой показана на рис. 12.3, а, состоит из следующих основных элементов: тягового колеса 1, приводимого сварной цепью 2; дискового тормоза 3, замыкающегося под действием веса груза; зубчатых передач 5; звездочки 7 для навивки грузовой пластинчатой цепи 4. Ступица тягового колеса 1 выполняется в виде гайки, зажимающей храповое колесо при подъеме груза. Собачка храпового колеса крепится на корпусе тали. Таль подвешивается с помощью крюка 6. Грузоподъемность шестеренчатых электроталей находится в пределах 0,25...8 т, червячных — 0,25...12,5 т. Червячная ручная таль (рис. 12.3, б) состоит из крюковой подвески 1, звездочки 2, тяговой цепи 3, тягового колеса 4, звездочки 5, корпуса 6, червяка 9, червячного колеса 7, дискового грузоупорного тормоза 8, грузовой цепи 10. Грузоподъемность таких талей составляет 0,5...10 т.

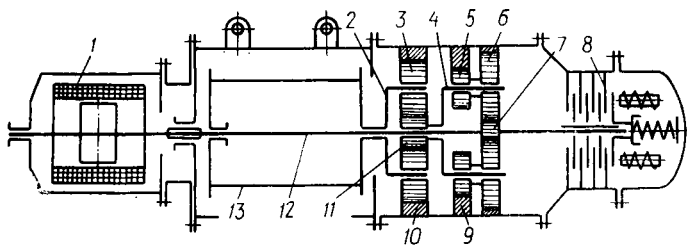
Электрические тали представляют собой компактный подъемный механизм, неподвижно установленный или перемещающийся по монорельсовому пути с помощью специальной тележки. Грузоподъемность современных электроталей составляет 0,1...15 т, высота подъема — 30 м, скорость подъема — 0,05...15 м/с.

В зависимости от взаимного расположения двигателя и барабана различают электротали с соосным расположением фланцевого двигателя и барабана (рис. 12.3, в); с параллельной установкой последних; с двигателем, встроенным в барабан (рис. 12.3, г).

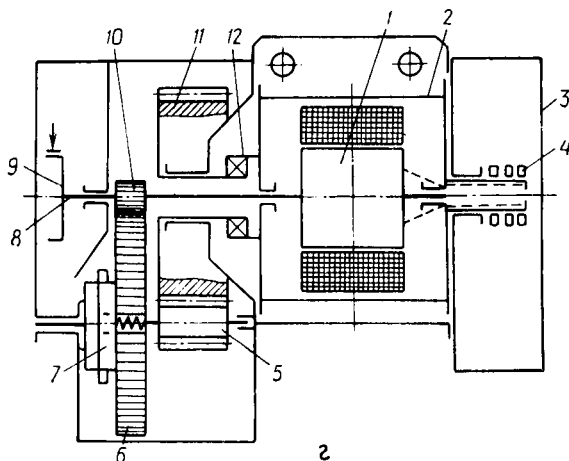
У электроталей с соосным расположением двигателя и барабана вращение от короткозамкнутого асинхронного двигателя 1 с помощью вала 12 передается шестерне 7 и далее с помощью двойных сателлитов 5—6 водилу 4, шестерне 11, водилу 2 с помощью сателлитов второй планетарной передачи и, наконец, — барабану 13. С целью стопорения груза применяют стопорные дисковые 8 или колодочные пружинные тормоза с электромагнитным приводом. Электротали грузоподъемностью более 1 т снабжаются дополнительным грузоупорным тормозом, обеспечивающим остановку груза с постоянным замедлением, не зависящим от веса груза.

Электротали серии ТЭ имеют грузоподъемность 0,25...5 т и электродвигатель, встроенный в барабан (рис. 12.3, г, д). Движение от вала асинхронного короткозамкнутого двигателя 1, встроенного в барабан 2, передается через двухступенчатый редуктор с зубчатыми парами 10—6, 5—11. На валу 8 барабана 2 расположен колодоч-





б



2

Рис. 12.3. Тали: кинематическая (а) и конструктивная (б) схемы ручных талей; кинематические схемы электрических талей с соосным расположением двигателя и барабана (в), со встроеным двигателем (г)

ный электромагнитный тормоз 9, ниже — винтовой грузоупорный тормоз 7. Передача движения от зубчатого колеса 11 к барабану 2 осуществляется с помощью зубчатой муфты 12. Справа от барабана размещается шкаф 3 с электроаппаратурой и кольцевым токоподводом 4. С целью обеспечения постоянного коэффициента трения диски грузоподъемного тормоза помещены в ванну, заполненную маслом.

Электротали серии Т грузоподъемностью 1 и 2 т выполняют с параллельным расположением барабана и двигателя. Такие электротали характеризуются минимальными размерами по высоте, но имеют значительные размеры по ширине. Для работы во взрывоопасных средах применяют электротали с пневматическим приводом.

С целью получения микроскоростей, необходимых для транспортирования опасных грузов или выполнения монтажных операций,

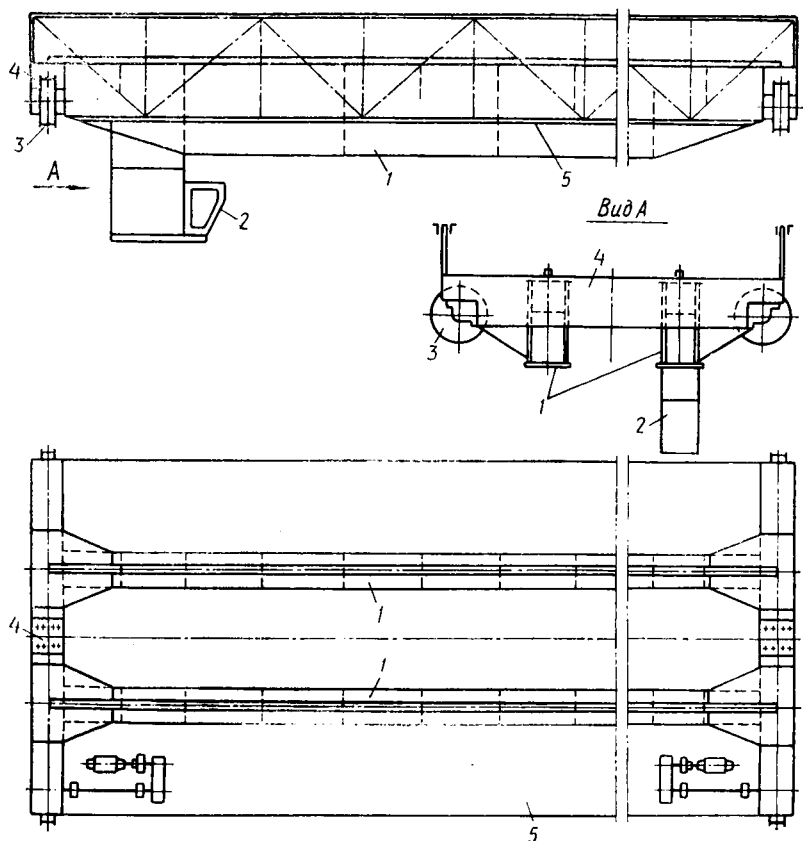


Рис. 12.4. Схема мостового крана с коробчатыми главными балками

тали снабжают микроприводом, соединенным с валом механизма подъема.

При включении двигателя микропривода одновременно включаются электромагнитная муфта, электромагнит стопорного тормоза и отключается от источника тока основной двигатель.

Тележки, к которым подвешивают тали, могут быть приводными и не приводными. Неприводные тележки перемещаются вручную или с помощью специального тягача. Тягач имеет два приводных нажимных ролика, создающих силу прижатия с помощью пружин.

Двухбалочные мостовые краны. В зависимости от типа привода различают двухбалочные мостовые краны с ручным и электрическим приводом. Мостовые краны бывают с коробчатыми, сплошнотенчатыми главными балками, с решетчатыми главными и вспомогательными балками. Наиболее распространены мостовые краны с коробчатыми главными балками. Такой кран (рис. 12.4) представляет собой конструкцию, состоящую из двух главных балок 1 замкну-

того профиля, опирающихся на концевые балки 4, к которым крепятся ходовые колеса 3. Для обслуживания крана, размещения механизмов передвижения троллеев предусматривают консольные площадки 5. К мосту крепится кабина крановщика 2.

Общие виды мостовых кранов конструкции ВНИИПТМАШ показаны на рис. 12.5.

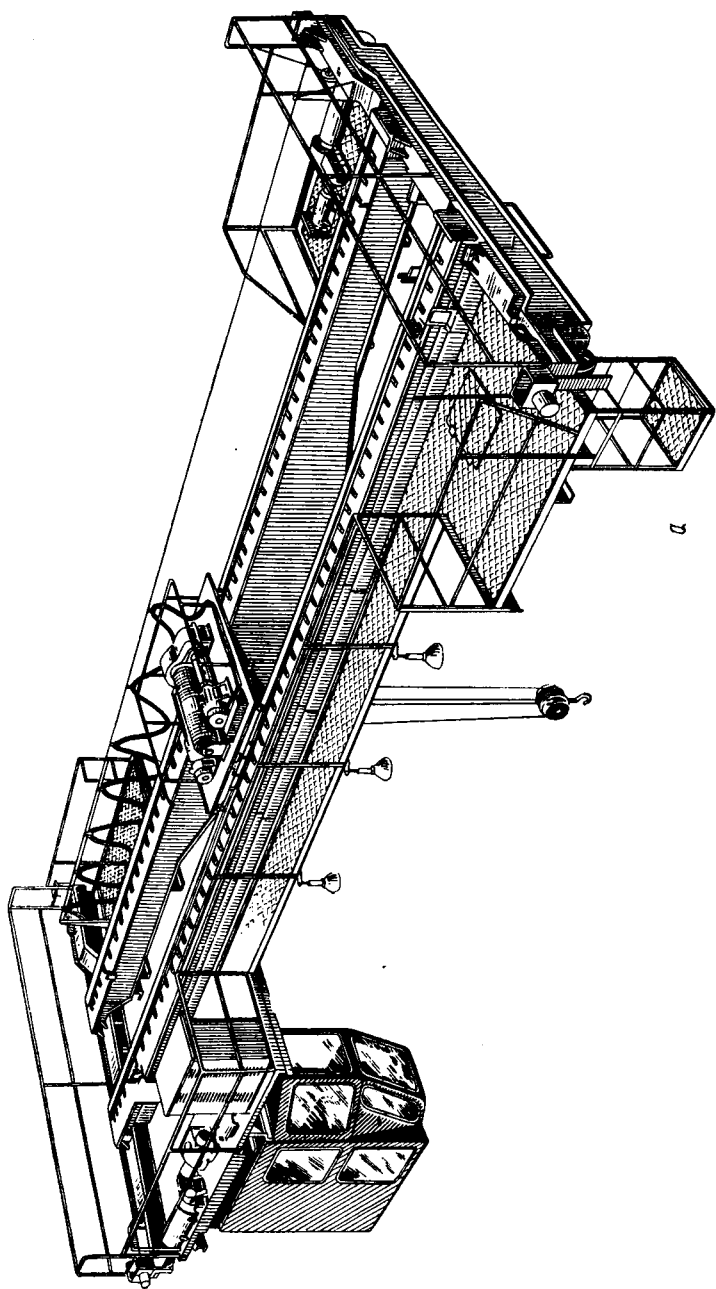
Крановые решетчатые мосты изготавливают с помощью ручной сварки, а сплошностенчатые — автоматической или полуавтоматической сварки.

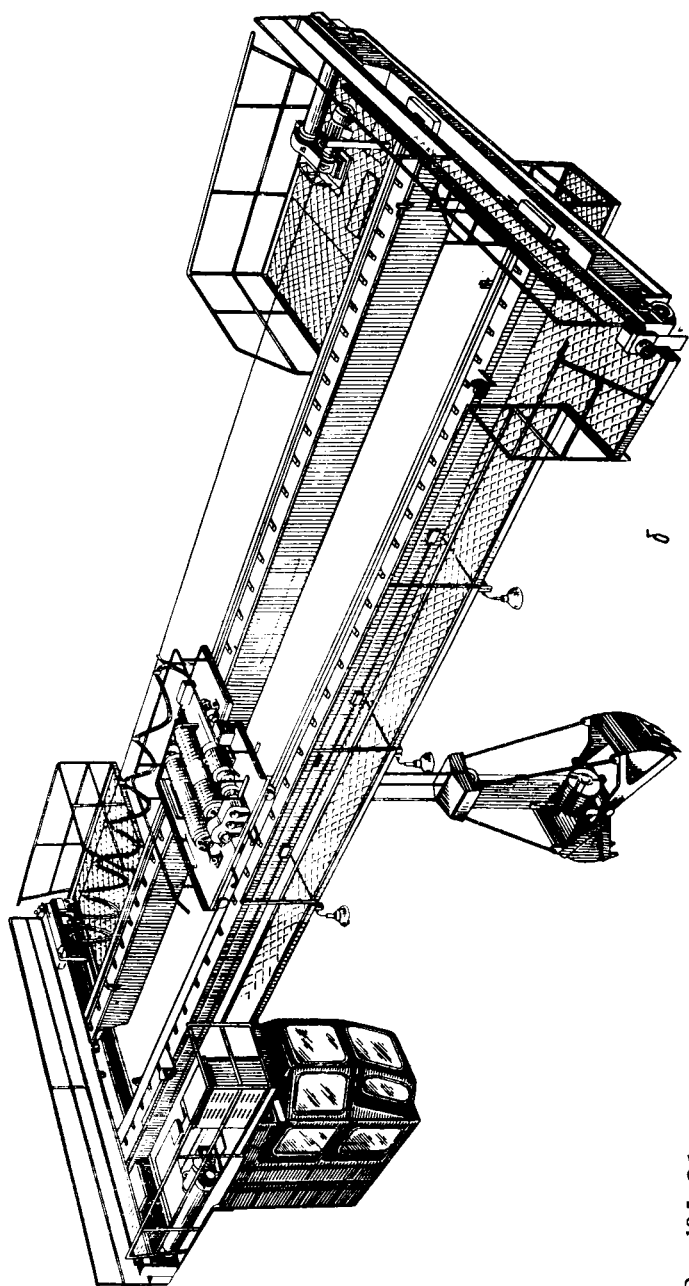
Тележка представляет собой конструкцию, состоящую из сварной рамы, одного или двух механизмов подъема, механизма передвижения. На рис. 12.6 показаны тележки мостовых кранов с одним и двумя механизмами подъема. Двигатель механизма подъема соединяется с редуктором обычно с помощью промежуточного вала. Это обеспечивает более равномерное распределение давлений на ходовые колеса тележки. Механизмы передвижения, как правило, выполняются по схеме с тихоходным валом. Питание механизмов тележки осуществляется с помощью специальных токоведущих шин троллеев или гибкого кабеля.

Грузоподъемность мостовых двухбалочных кранов общего назначения — $Q = 5 \dots 500$ т.

Новые конструкции мостовых кранов. Стремление повысить надежность крановых конструкций, срок службы и одновременно снизить собственный вес последних приводит к разработке новых конструктивных решений — к применению однобалочных мостов, трехопорных и облегченных тележек, конструкций из гнутых, трубчатых, гофрированных профилей, обрешиненных ходовых колес, механизмов передвижения с гидравлическими передачами, электромагнитными порошковыми тормозами, шарнирных соединений главных балок с концевыми и т. д.

Рис. 12.7 иллюстрирует шарнирное соединение главной балки 4 с концевой 2, выполненное с помощью штырей 1 и 3. На рис. 12.8 показан мост статически определимой конструкции, который состоит из двух полумостов 1 и 4, соединенных между собой с помощью опорных 2 и упорных 3 роликов. Листы ограничивают возможность вертикального смещения балок. Однобалочные конструкции (рис. 12.9) позволяют в ряде случаев существенно (на 40...70%) снизить вес и стоимость изготовления кранов. Новые конструкции малогабаритных тележек изображены на рис. 12.10. Тележки с электротельферами фирмы «Копе» (Финляндия) имеют грузоподъемность до 40 т. Одна из таких тележек состоит из двух продольных балок 1, соединенных поперечной балкой 2 и электротельфером 4, навесного механизма передвижения 3. Подобные тележки фирмы «Stahl» (ФРГ) имеют грузоподъемность до 50 т. Облегченные безрамные грузовые тележки фирмы «Копе» имеют грузоподъемность до 250 т. Такая тележка состоит из двух продольных балок 1, соединенных одной поперечной. На одной из продольных балок установлен механизм подъема, состоящий из двигателя 3, наклонного редуктора 2, открытой зубчатой пары. Зубчатое колесо 7 последней





δ

Рис. 12.5. Общий вид мостового крана общего назначения: с крюком (а); с грейфером (б)

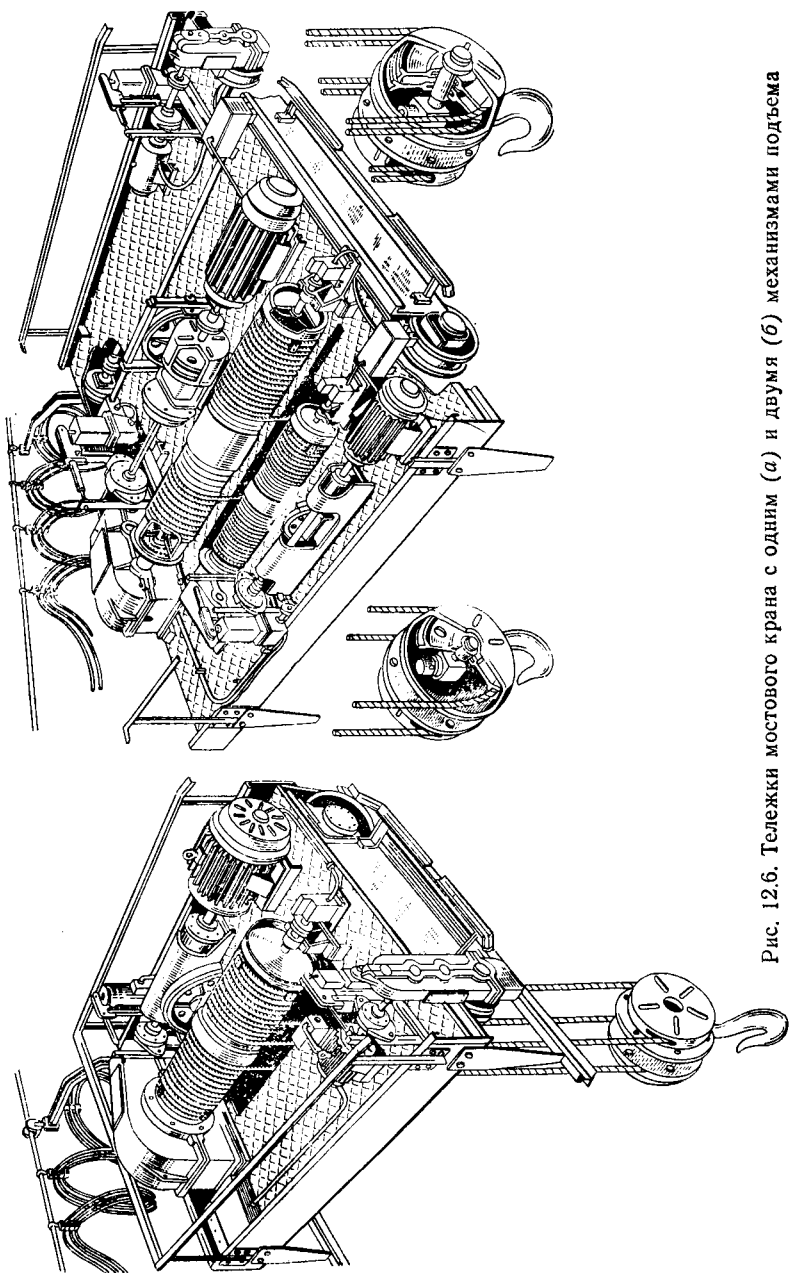


Рис. 12.6. Тележки мостового крана с одним (а) и двумя (б) механизмами подъема

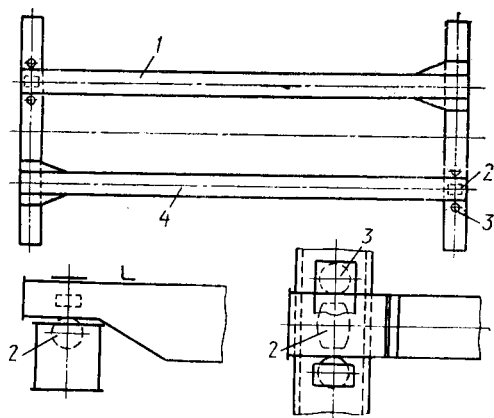
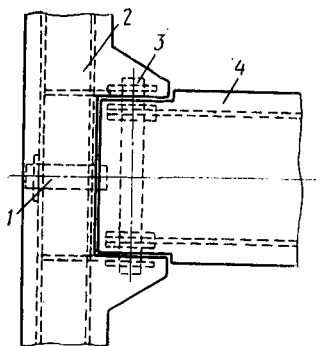


Рис. 12.7. Шарнирное соединение главной и концевой балок

Рис. 12.8. Схема моста статически определенной конструкции

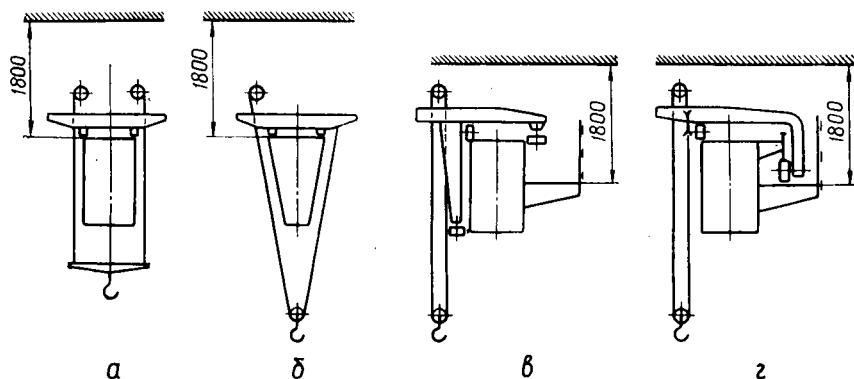


Рис. 12.9. Схемы однобалочных мостов и тележек: (а, б) с симметричным подвесом груза; (в, г) с боковым подвесом груза

соединяется с барабаном 6, установленным на продольных балках. Механизм передвижения 5 имеет навесную конструкцию.

Козловые краны. Крюковые козловые краны общего назначения являются основным средством механизации погрузочно-разгрузочных работ на открытых складах штучных и лесных грузов, электростанциях, предприятиях промышленности строительных материалов, при монтаже промышленных и гражданских сооружений. Наиболее широко применяют козловые краны грузоподъемностью 1...50 т с пролетом до 32 м по ГОСТ 7352—81.

Козловой кран (рис. 12.11) представляет собой конструкцию, состоящую из мостовой части 1, опирающейся на жесткую 8 и гибкую 5 опоры, соединенные с ходовыми тележками 7 и 6 соответственно.

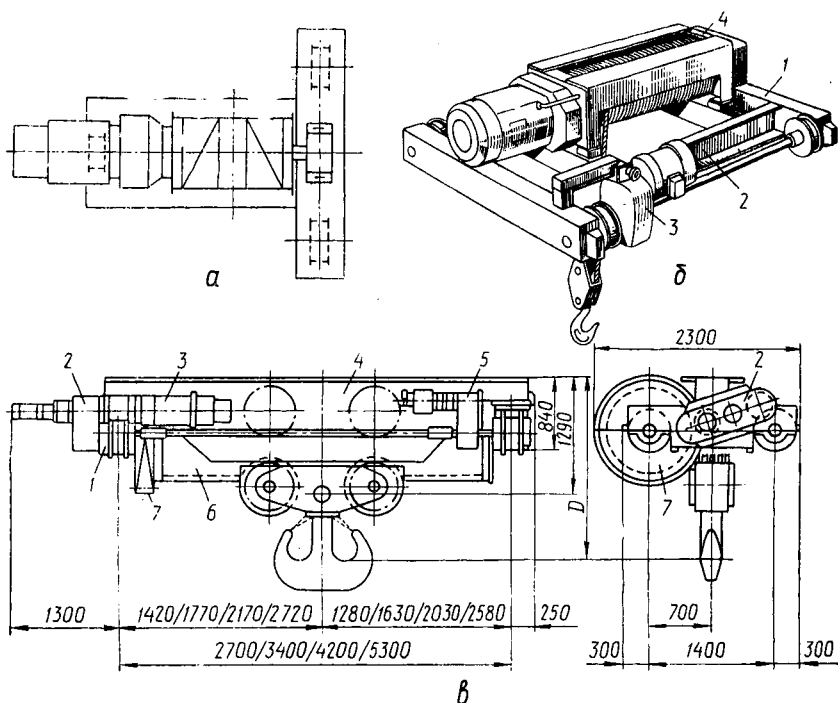


Рис. 12.10. Облегченные тележки мостовых кранов: трехколесная с планетарным редуктором (а); с электроталью (б) на механизме подъема; безрамная (в)

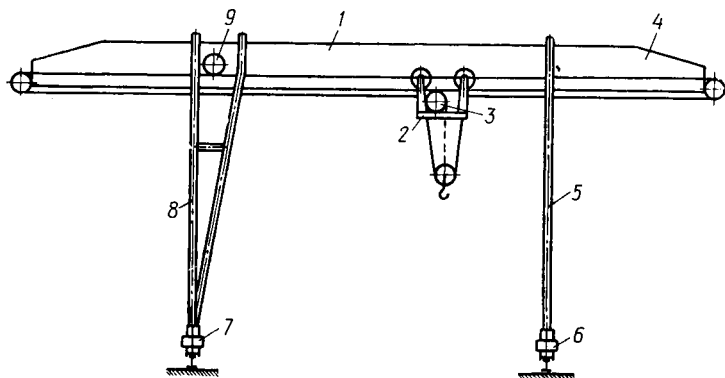


Рис. 12.11. Козловой кран

Применение гибкой опоры понижает чувствительность к погрешностям укладки путей, длины моста, к термическим воздействиям, уменьшает распорные усилия и целесообразно при пролетах более 20...25 м. Вдоль моста 1 перемещается грузовая тележка 2 с приводом подъема 3. Передвижение тележки осуществляется тяговым канатом 4, навивающимся на барабан 9 механизма передвижения.

Козловые краны с жесткими опорами конструктивно проще, отличаются меньшими перекосными нагрузками.

Для монтажных работ обычно применяют краны с бесконсольными мостами, для перегрузочных — с одной или двумя консолями, обеспечивающими необходимую рабочую площадь над водной частью портов и над железнодорожными путями.

Металлические конструкции изготовляют из профильного проката, труб, листов. Трубчатые конструкции повышают трудоемкость сварки по сравнению с конструкциями из угловой стали ориентировочно на 40 %, но обеспечивают снижение веса на 25 ...30 % из-за меньшей толщины труб и большего радиуса инерции сечений при равной площади последних. К тому же поверхность трубчатой фермы примерно на 30 % меньше поверхности фермы из проката, что снижает сопротивление ветровым нагрузкам и уменьшает площадь под окраску.

При грузоподъемности до 5 т и 4-й режимной группе работы в качестве тележки используют обычные электрические тали, перемещающиеся по монорельсу, до 20...30 т — монорельсовые самоходные или канатные тележки, перемещающиеся с помощью механизма передвижения. Раму тележки козлового крана ККС-10 шарнирно подвешивают к двум четырехколесным ходовым тележкам. К раме грузовой тележки шарнирно крепят двухколесную тележку кабины. Механизм подъема состоит из электродвигателя МТВ-412-8, редуктора и барабана диаметром 400 мм. В отличие от обычной схемы, каждый из двух концов грузового каната закрепляют в средней части барабана. Груз массой 10 т подвешивают к крюку траверсы, по концам которой располагают скобы для перегрузки длинномерных грузов. Лебедка механизма передвижения устанавливается на мосту возле гибкой опоры и состоит из двигателя МТ-112-6, редуктора типа РМ, нарезанного барабана. Низкая износостойчивость монорельсов, поперечное раскачивание тележки — основные недостатки кранов с монорельсовыми тележками. Эти недостатки устранены в конструкциях кранов с грузовыми тележками, ходовые колеса которых перекатываются по двум укрепленным на мосту подтележечным балкам либо по внешним полкам двутавров нижнего пояса.

На козловых кранах с двухбалочными мостами часто применяют опорные грузовые тележки обычных мостовых кранов, оборудованные кожухами, защищающими механизмы от атмосферных осадков. Опорные тележки бесконсольных кранов изготавливают обычно в виде плоской рамы, на которой устанавливают блоки грузовых канатов. Существуют конструкции опорных монорельсовых тележек с подвесной рамой грузовой лебедки, выполненных для кранов с однобалочным мостом. Механизмы передвижения выполняют с отдельным электроприводом от асинхронных двигателей с фазовым ротором. Особенностью работы механизмов передвижения козловых кранов является возникновение больших ветровых нагрузок, вызывающее необходимость применения двигателей и тормозов со значительным запасом мощности. В этих условиях при отсутствии

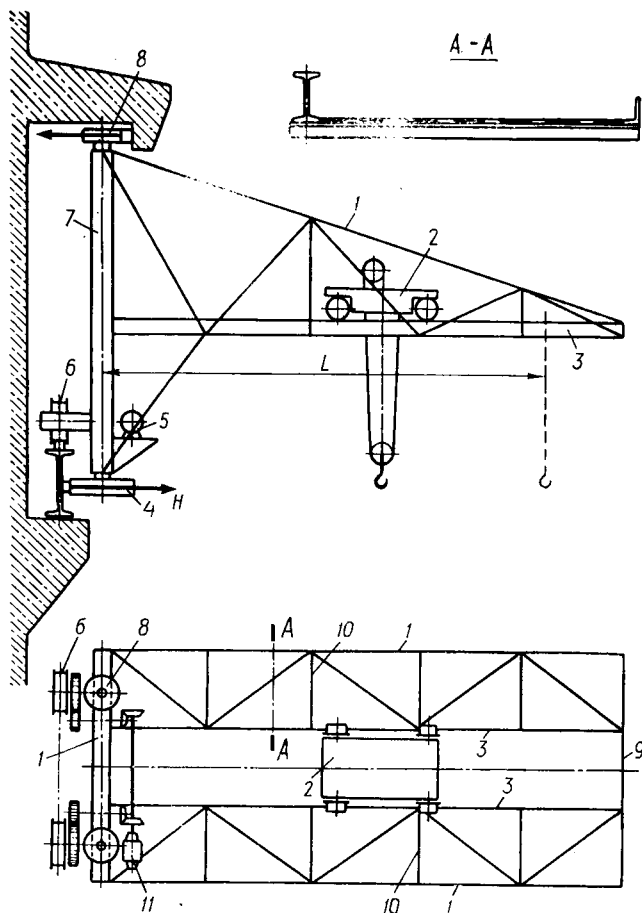


Рис. 12.12. Консольный кран с ездой тележки по нижнему поясу

ветра кран быстро разгоняется и тормозится, что приводит к повышенным динамическим нагрузкам, интенсивному раскачиванию груза, затрудняет управление, снижает производительность крана, уменьшает срок службы. Поэтому на практике тормоза механизмов передвижения регулируются произвольно, что вызывает повышенные нагрузки от перекоса мостов, угоны кранов даже при действии слабого ветра. Устранение такого недостатка возможно только с помощью систем, обеспечивающих избирательное торможение. Хорошие результаты дают системы бесступенчатого торможения с помощью электромагнитных порошковых тормозов.

Консольные мостовые краны. Кран представляет собой конструкцию (чаще решетчатую), состоящую из жесткой вертикальной несущей рамы консольного моста, тележки (рис. 12.12). Существуют два типа ферм консольных мостовых кранов для тележек, перемещающихся по нижнему или верхнему поясам.

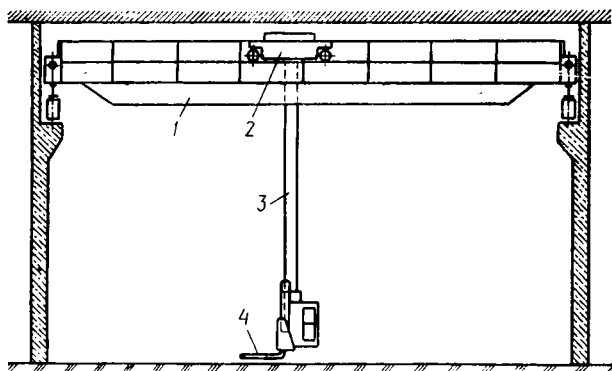


Рис. 12.13. Мостовой кран-штабелер

В первом случае две вертикальные фермы 1 воспринимают нагрузки от тележки 2, передающиеся через ездовые балки 3 на поперечную балку 4, расположенную в конце консоли. Для восприятия сил инерции консольные краны имеют горизонтальные фермы 10. К вертикальной раме 7 крепятся ходовые колеса 6 механизма перемещения крана 5 и горизонтальные упорные ролики 4 и 8. Эту раму выполняют из швеллеров, соединенных диагональными связями. Механизм подъема установлен на самоходной тележке, подобной тележкам мостовых кранов. В качестве подъемного устройства можно применять электротельфер, перемещающийся по нижнему поясу двутавровой ездовой балки, прикрепленной к нижней части консоли треугольной конструкции. Механизм передвижения 11 консольного крана устанавливают на нижней площадке. Он состоит из двигателя, тормоза, трансмиссионного вала, червячных или конических редукторов, передающих вращающий момент двум приводным ходовым колесам.

Грузоподъемность консольных кранов составляет 2...10 т, вылет — 4...10 м, максимальный грузовой момент — 240 кН · м. Эти краны обслуживают грузоподъемные операции непосредственно у стен здания.

Краны-штабелеры. Для обслуживания обычных и автоматизированных складов, полуфабрикатов, инструмента, рабочих материалов, хранящихся на высоких стеллажах, на машиностроительных предприятиях широко применяют краны-штабелеры, позволяющие эффективно использовать площадь заводских помещений. Краны-штабелеры имеют грузоподъемность 0,1...30 т, высоту подъема — до 16 м. Угол поворота вилочного захвата составляет 360°. Скорость передвижения моста обычно не превышает 1 м/с, подъема груза — достигает до 0,2 м/с; передвижения тележки — не более 0,33 м/с. Частота поворота колонны, как правило, не превышает 0,066 об/с.

В зависимости от назначения краны-штабелеры делятся на мостовые (рис. 12.13) и стеллажные (рис. 12.14).

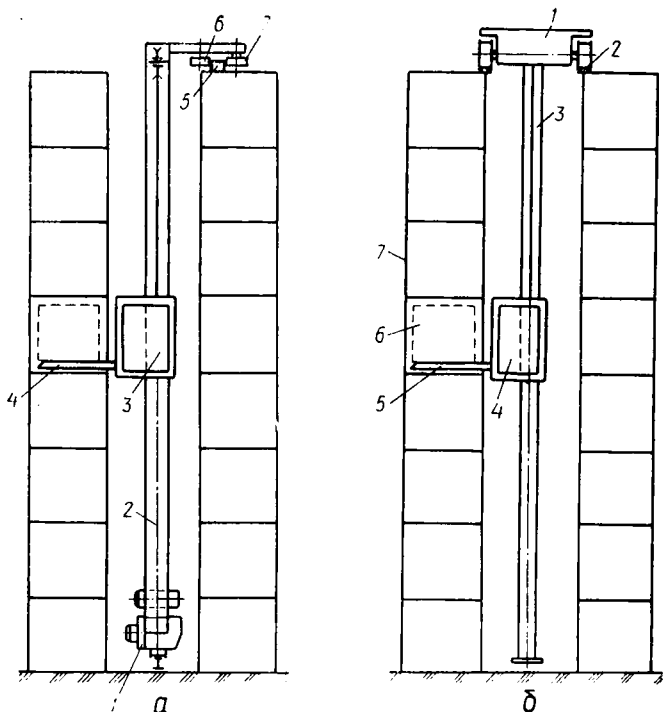


Рис. 12.14. Стеллажный кран-штабелер

Мостовой кран-штабелер состоит из моста 1, тележки 2, колонны 3, захватного устройства 4. Отечественные мостовые опорные краны-штабелеры имеют грузоподъемность — 0,125...12,5 т, пролет — 5,1...28,5 м, высоту подъема — 4,8...13,2 м, скорость подъема — 0,125...0,3 м/с.

Стеллажные краны, в отличие от мостовых, обслуживают только один пролет. Различают опорные (рис. 12.14, а) и подвесные (рис. 12.14, б) краны. Их грузоподъемность — 0,16...12,5 т, наибольшая высота подъема — 18 м, скорость подъема — 0,2...0,5 м/с, скорость передвижения крана — 1...2,5 м/с, выдвижения захвата — 0,125...0,25 м/с.

Подвесной стеллажный штабелер (рис. 12.14, б) состоит из тележки 1, перемещающейся вдоль стеллажей по рельсам 2; неподвижной колонны 3; подъемной рамы 4, к которой крепятся выдвижные захваты 5. На захватах помещается груз 6, устанавливающийся в ячейку стеллажа 7.

Управление кранами-штабелерами осуществляют с пола, из кабины (при высоте подъема большей 4 м) или автоматически. Опорный кран-штабелер (рис. 12.14, а) имеет опорную тележку 1 и горизонтальные упорные ролики 6, 7, фиксирующие кран относительно рельса 5.

Колонна 2, подвижная рама 3, захваты 4 устроены так же, как и в кране подвесной конструкции. Тележки мостовых кранов-штабелеров, в отличие от тележек мостовых кранов общего назначения, имеют опорно-поворотное устройство и механизм поворота. Колонны кранов — жесткие или телескопические. Механизмы подъема — канатные цепные. Чаще применяют канатные механизмы подъема, как более надежные. Для передвижения кранов и тележек широко применяют тягачи с обрешиненными ходовыми колесами. Регулирование тягового усилия в них осуществляется пружиной, прижимающей приводное колесо к балке моста для тележек или к полке подвесного пути для кранов. В качестве грузонесущих устройств обычно используются вилочные захваты.

С целью получения малых установочных скоростей (для механизмов подъема — не более $0,05 \dots 0,067$ м/с, передвижения крана — $0,2$ м/с) механизмы подъема и передвижения часто оборудуют с двухскоростными электродвигателями.

На рис. 12.15 показаны две конструкции телескопических колонн: с удлиненной кареткой (а); с подъемной секцией, уравновешенной противовесом (б).

Телескопическая колонна с удлиненной кареткой состоит из направляющей 6 и подъемной 3 частей. К подъемной части прикреплен вилочный захват 4. Направляющая часть колонны крепится к раме 1, на которой установлен привод подъема с барабаном 7. Подъемная часть каретки перемещается с помощью грузового каната 2, огибающего блок 5 и закрепленного на раме тележки.

В конструкции телескопической колонны по рис. 12.15, б подъемная часть колонны 3 уравновешена противовесом 6 с помощью каната 7, огибающего блок 8. Подъем вилочного захвата 4 осуществляют грузовым канатом 2, навивающимся на барабан 9 механизма подъема.

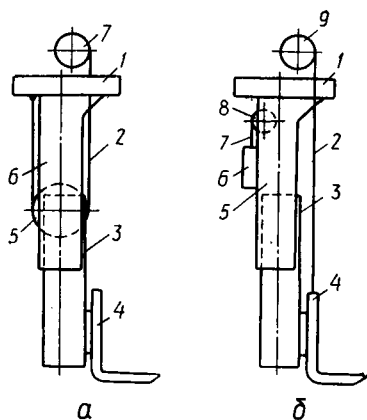


Рис. 12.15. Телескопические колонны

12.3. Общая характеристика нагрузок

Как известно, расчет мостов мостовых кранов производится на прочность и выносливость. При этом учитывается действие статических и динамических нагрузок. К статическим нагрузкам относят нагрузки от силы тяжести груза G , силы тяжести тележки G_t , элементов моста, к динамическим — нагрузки, возникающие при работе механизма подъема, механизмов передвижения тележки и моста.

По направлению действия эти нагрузки делят на вертикальные и горизонтальные. Источником их являются колебания крановых металлических конструкций и груза.

При практических расчетах влияние вертикальных динамических нагрузок определяют с помощью динамических коэффициентов, учитывающих влияние силы тяжести моста k_T и динамических нагрузок, имеющих место при работе механизма подъема ψ . Вертикальные динамические нагрузки, возникающие из-за неровностей пути и других причин при передвижении крана или тележки, зависят от скорости передвижения v и находятся при расчетах на прочность с помощью следующих значений k_T [6]:

$k_T \dots$	1,0	1,1 (1,05)	1,2 (1,1)	1,3 (1,15)
$v, \text{ м/мин}$	60	60...90	90...150	150

(В скобках указаны значения k_T для случаев передвижения по рельсам, не имеющим стыков или имеющим хорошо заваренные стыки.)

При расчетах на выносливость

$$k'_T = 1 + 0,5(k_T - 1). \quad (12.1)$$

Динамический коэффициент при работе механизмов подъема определяется по формуле

$$\psi = 1 + \zeta av, \quad (12.2)$$

где коэффициент $\zeta = 1 \dots 2$ учитывает конструкцию устройств, обеспечивающих пуск механизма подъема; коэффициент a зависит от соотношения массы моста, груза, а также других характеристик моста и канатов полиспаста; v — скорость отрыва груза от пола.

При расчетах на прочность принимают $v = v_n$ (v_n — номинальная скорость подъема). При расчетах на выносливость $v = \alpha v_n$, где $\alpha = 0,35 \dots 0,5$ для кранов среднего режима работы и $0,5 \dots 0,8$ для кранов тяжелого и весьма тяжелого режимов.

По М. М. Гохбергу [6],

$$a = \frac{1}{y_{ст} + \lambda_{ст}} \sqrt{\frac{m_m - m_r}{c_m}}. \quad (12.3)$$

Здесь m_m — масса моста, приведенная к месту подвеса груза, находящегося в середине пролета*; m_r — масса груза; c_m — коэффициент жесткости моста; $\lambda_{ст}$ — статическое удлинение каната; $y_{ст}$ — статический прогиб моста.

$$\lambda_{от} = G/c_k, \quad (12.4)$$

где G — вес груза; c_k — жесткость канатов полиспаста.

Горизонтальные силы инерции определяются по формуле

$$P_m = \alpha(m_m + \beta m_r)a, \quad (12.5)$$

*. Под приведенной к середине пролетного строения массой моста принимают массу, при которой кинетическая энергия приведенной системы равна кинетической энергии реальной системы. В теории колебаний доказывается, что для балочных конструкций $m_m = \frac{17}{35} M_m$, где M_m — масса реальной балки.

где m_m — приведенная к месту подвеса груза масса конструкции крана; m_r — масса груза; a — ускорение при разгоне (замедление при торможении); $\alpha = 1...2$ — коэффициент, учитывающий характер переходного процесса (при плавной работе $\alpha = 1$, резкой — $\alpha = 2$); $\beta < 1$ — коэффициент, учитывающий влияние гибкого подвеса груза ($\beta = 1$ при жестком подвесе груза, высоко поднятом грузе и при времени переходного процесса, равном половине периода колебаний низшей частоты конструкции).

$$a = P_0 / (M + m_r), \quad (12.6)$$

где P_0 — движущее (тормозное) усилие; M — масса крана.

При расчетах на прочность принимается случай резкого разгона при $\alpha = 2$ и $\beta = 1$, на выносливость — плавного разгона (торможения) при $\alpha = 1$ и $\beta < 1$ [6].

Наибольшее ускорение при пуске (замедлении при торможении) ограничивается условиями сцепления колес с рельсами и определяется по формуле

$$a_{\max} \leq f_0 g \frac{N_{\Pi}}{N}, \quad (12.7)$$

где f_0 — коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами; g — ускорение земного притяжения, м/с^2 ; N_{Π} — нагрузка на приводные колеса; N — нагрузка на все ходовые колеса, Н .

12.4. Определение вертикальных динамических нагрузок при работе механизмов подъема

Общие сведения. Как показывают исследования, наиболее неблагоприятными режимами работы крановых механизмов подъема являются режимы подъема груза, лежащего на полу, и стопорного торможения груза, опускающегося с номинальной скоростью или скоростью, существенно превышающей номинальную. Последний случай может иметь место при работе тормоза с электрогидравлическим толкателем вследствие запаздывания тормозного процесса, приводящего к повышению скорости спуска груза на 40...50 % против номинальной.

Очень опасным является также режим периодического стопорного торможения с частотой включений контроллера через 0,5...2 с, совпадающей с частотой собственных колебаний конструкции, когда наблюдается сильный рост амплитуд динамических нагрузок и возможен вход системы в резонансное состояние.

Подъем груза с пола. Процесс подъема груза с пола состоит из трех этапов: выбора избыточной длины, напуска канатов полиспаста, зазоров между элементами кинематических пар механизма; натяжения канатов полиспаста, прогиба моста, деформации упругих элементов механизма до момента, когда нагрузка на мост станет равной весу груза; отрыва от пола и колебательного движения моста с грузом. Напуск канатов полиспаста может быть такой, что работа механизма подъема в течение второго этапа протекает при полной номинальной скорости подъема. Этот случай соответствует

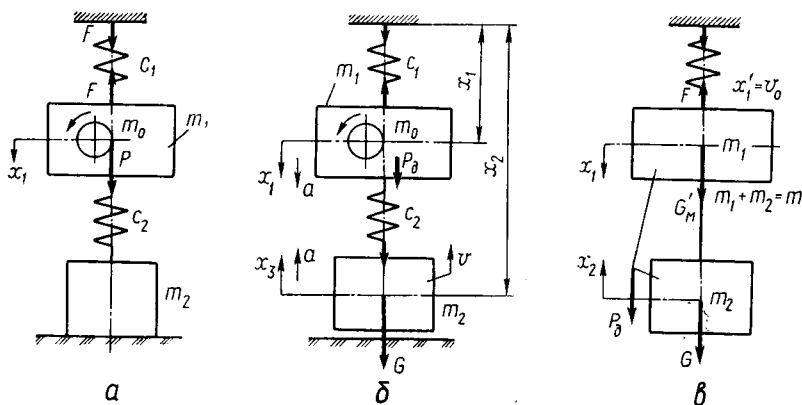


Рис. 12.16. Динамические схемы работы механизма подъема мостового крана при подъеме груза с пола в периоды: доотрывный (а); послеотрывный (в, б)

подъему груза с «подхватом», имеющим место при неумелом управлении механизмом подъема и запрещенном правилами технической эксплуатации. Учитывая практическую возможность данной ситуации, рассмотрим вопрос определения динамических нагрузок на элементы крана при подъеме груза с «подхватом».

Соответствующие расчетные схемы показаны на рис. 12.16 для второго (а) и третьего (б) этапов. На схемах: m_1 , m_2 — приведенная масса тележки, моста крана и соответственно груза, кг; c_1 , c_2 — коэффициенты жесткости моста и канатов полиспаста, Н/м*; P — усилие в канатах полиспаста, Н.

Полагая, что масса m_0 вращающихся частей механизма подъема на движение массы m_1 существенного влияния не оказывает, перемещение последней в доотрывный период работы механизма подъема представим следующим дифференциальным уравнением (рис. 12.16, а):

$$m_1 x_1'' + c_1 x_1 = P, \quad (12.8)$$

где x_1 — перемещение массы m_1 . Усилие в канатах полиспаста

$$P = c_2 (vt - x_1), \quad (12.9)$$

где v — скорость сокращения длины канатов полиспаста.

Подставляя значение P в уравнение (12.8), получим

$$m_1 x_1'' + (c_1 + c_2) x_1 = c_2 vt. \quad (12.10)$$

Разделив все части этого уравнения на m_1 , находим

$$x_1'' + \frac{c_1 + c_2}{m_1} x_1 = c_2 \frac{v}{m_1} t. \quad (12.11)$$

* Под коэффициентом жесткости моста понимают силу, Н, вызывающую прогиб моста посередине пролета, равный 1 м, под коэффициентом жесткости канатов полиспаста — силу, Н, вызывающую линейную деформацию канатов, равную 1 м. Для канатов полиспаста жесткость $c_2 = E\bar{F}/l \cdot 10^{-6}$, где $E = 80000 \dots 100000$ МПа; $\bar{F}$ — площадь поперечного сечения всех канатов полиспаста, м²; l — длина полиспаста, м.

Пусть $(c_1 + c_2)/m_1 = \omega^2$; $c_2 v/m_1 = b$. Тогда

$$x_1'' + \omega^2 x_1 = bt. \quad (12.12)$$

Примем общее решение уравнения (12.12) в виде

$$x_1 = A \cos \omega t + B \sin \omega t + Nt. \quad (12.13)$$

После подстановки значений x_1 и x_1' в уравнение (12.12) находим

$$N = b/\omega^2. \quad (12.14)$$

Следовательно,

$$x_1 = A \cos \omega t + B \sin \omega t + bt/\omega^2. \quad (12.15)$$

Скорость

$$x_1' = -A\omega \sin \omega t + B\omega \cos \omega t + b/\omega. \quad (12.16)$$

Полагая, что при $t = 0$ $x_1 = x_1' = 0$, получим $A = 0$, $B = -b/\omega^2$. Таким образом,

$$x_1 = \frac{b}{\omega^2} \left(t - \frac{\sin \omega t}{\omega} \right) = \frac{c_2 v}{c_1 + c_2} \left(t - \sqrt{\frac{m_1}{c_1 + c_2}} \sin \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m_1}} t \right). \quad (12.17)$$

Нагрузка на мост

$$F = c_1 x_1. \quad (12.18)$$

При каком-то времени $t = \tau_0$ $F = G$. Следовательно,

$$G = \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} v (\tau_0 - \sin \omega \tau_0 / \omega). \quad (12.19)$$

Пользуясь этим трансцендентным выражением, нетрудно определить время τ_0 , при котором наступает отрыв груза от пола. Это можно сделать методом последовательного приближения или, менее точно, разлагая синусоидальную функцию в ряд.

Поскольку

$$\sin \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m_1}} \tau_0 \approx \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m_1}} \tau_0 - \frac{\left(\sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m_1}} \tau_0 \right)^3}{6},$$

то

$$G = \frac{c_1 c_2}{m_1} \frac{v}{6} \tau_0^3,$$

откуда время τ_0 , c_1

$$\tau_0 = \sqrt[3]{\frac{G m_1}{c_1 c_2 v}}. \quad (12.20)$$

Скорость деформации моста в момент отрыва груза от пола

$$v = x_1' = \frac{c_2 v}{c_1 + c_2} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m_1}} \tau_0 \right) \quad (12.21)$$

Амплитуда деформации моста крана в момент отрыва груза от пола и соответствующая скорость определяются скоростью навивки

каната на барабан механизма подъема и соотношением жесткостей моста и канатов полиспаста. Уменьшения этих величин можно достигнуть путем уменьшения v и c_2 или увеличения c_1 . Увеличение жесткости моста c_1 связано с увеличением габарита и веса последнего.

Снижение жесткости канатов полиспаста и веса элементов механизма подъема ограничивается условиями прочности и качества эксплуатации последних при длительно незатухающих колебаниях груза. Поэтому на практике отрыв груза от пола стремятся осуществлять при малой скорости подъема, обеспечивающейся работой на первых ступенях пускорегулирующих аппаратов, обладающих мягкими рабочими характеристиками. Для смягчения рабочих характеристик двигателей в механизмах подъема, где это возможно, целесообразно применять гидравлические трансформаторы или другие устройства.

После отрыва груза от пола массы m_1 и m_2 приходят в колебательное движение. Соответствующая динамическая схема изображена на рис. 12.16, б. Используя закон Ньютона, систему дифференциальных уравнений, описывающих движение масс m_1 и m_2 , представим в следующем виде:

$$m_1 x_1'' + c_2(x_1 - x_2) + c_1 x_1 = P_d; \quad (12.22)$$

$$m_2 x_2'' - c_2(x_1 - x_2) = G, \quad (12.23)$$

где $P_d = \text{const}$ — движущее усилие двигателя, приведенное к грузу в послеотрывный период.

Несмотря на относительную простоту такой системы, практическая целесообразность ее решения не вызывается необходимостью. Результаты тензометрических испытаний различных кранов показывают, что при высоте подъема до 20 м после отрыва груза от основания и после торможения опускающегося груза колебания второй высшей частоты в конструкции мало заметны. В канатах эти колебания проявляются более интенсивно, однако здесь они быстро затухают и груз совершает колебания с частотой, соответствующей частоте колебаний металлоконструкции. В этом случае влиянием канатов полиспаста, обладающих жесткостью, можно пренебречь, массу металлоконструкции m_1 и массу груза m_2 можно совместить в единую массу m .

При этих допущениях движение массы m можно описать следующим дифференциальным уравнением (рис. 12.16, в):

$$m x_1'' + c_1 x_1 = (P_d + mg), \quad (12.24)$$

или

$$x_1'' + \frac{c_1}{m} x_1 = \frac{P_d + mg}{m}. \quad (12.25)$$

Пусть $c_1/m = \omega^2$. Тогда

$$x_1'' + \omega^2 x_1 = \frac{P_d + mg}{m} = a. \quad (12.26)$$

Найдем решение этого уравнения, принимая, что при $t = 0$

$$\bar{x}_n = \frac{mg + P_d}{c_1}, \quad \dot{x}_1 = v_0.$$

Изображающее вспомогательное уравнение имеет вид

$$\bar{x}_1(p)(p^2 + \omega^2) = \frac{mg + P_d}{c_1} + v_0 + \frac{a}{p}, \quad (12.27)$$

откуда

$$\bar{x}_1(p) = \frac{\frac{mg + P_d}{c_1} p^2 + a + v_0 p}{p(p^2 + \omega^2)}. \quad (12.28)$$

Полагая, что

$$\frac{\frac{mg + P_d}{c_1} p^2 + v_0 p + a}{p(p^2 + \omega^2)} = \left(\frac{A}{p} + \frac{Bp + C}{p^2 + \omega^2} \right),$$

находим

$$A + B = \frac{P_d + mg}{c_1} = x_n; \quad C = v_0; \quad A = x_n; \quad B = 0.$$

Следовательно,

$$\bar{x}_1(p) = \frac{x_n}{p} + \frac{v_0}{p^2 + \omega^2} = \frac{x_n}{p} + \frac{v_0}{\omega} \frac{\omega}{p^2 + \omega^2}. \quad (12.29)$$

Прогиб

$$x_1(t) = x_1 = x_n + v_0 \sqrt{\frac{m}{c_1}} \sin \sqrt{\frac{c_1}{m}} t. \quad (12.30)$$

Максимальный прогиб

$$x_{1 \max} = x_n + v_0 \sqrt{m/c_1}. \quad (12.31)$$

Динамический коэффициент

$$\psi_{\max} = \frac{x_{1 \max}}{x_n} = 1 + \frac{v_0}{x_n} \sqrt{\frac{m}{c_1}} = 1 + a_0 v_0, \quad (12.32)$$

где

$$a_0 = \frac{1}{x_n} \sqrt{\frac{m}{c_1}}.$$

Наибольшая нагрузка на мост

$$F_{\max} = x_{1 \max} c_1.$$

Действительное значение $\psi_{\max} = 1 + \alpha a_0 v_0$, где $\alpha > 1$ — коэффициент, зависящий от напуска канатов полипаста, способа управления, конструктивных особенностей механизма подъема и аппаратуры управления.

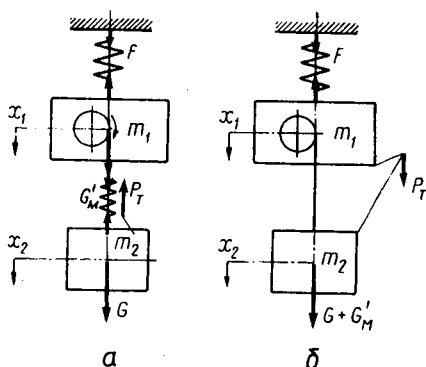


Рис. 12.17. Динамические схемы работы механизма подъема мостового крана при торможении опускающегося груза

Как видно, поэтапное рассмотрение процесса подъема груза с пола достаточно сложно даже при простейшей постановке задачи. Обратимся к более простому решению, основанному на использовании формул упругого удара.

Дифференциальное уравнение движения массы m при свободных колебаниях имеет вид

$$mx_1'' + c_1 x_1 = mg. \quad (12.33)$$

Общее решение

$$x_1 = A \cos \sqrt{c_1/m} t + B \sin \sqrt{c_1/m} t + mg/c_1. \quad (12.34)$$

Скорость

$$x_1' = -A \sqrt{c_1/m} \sin \sqrt{c_1/m} t + B \sqrt{\frac{c_1}{m}} \cos \sqrt{\frac{c_1}{m}} t. \quad (12.35)$$

В соответствии с законом упругого удара

$$m_2 v = m v_0,$$

где v_0 — скорость движения массы m после удара. Поскольку при $t = 0$ $x_1 = mg/c_1$, $x_1' = v_0 = m_2 v/m$, то из (12.34), (12.35) находим, что $A = 0$, $B = m_2 v \sqrt{m/c_1} : m$. Следовательно,

$$x_1 = \frac{mg}{c_1} + \frac{m_2}{m} v \sqrt{\frac{m}{c_1}} \sin \sqrt{\frac{c_1}{m}} t. \quad (12.36)$$

Динамический коэффициент

$$\psi_{\max} = \frac{x_{1 \max}}{x_1} = \left(1 + \frac{c_1 m_2}{m^2 g} v \sqrt{\frac{m}{c_1}} \right) = 1 + a_0 v. \quad (12.37)$$

Значение a_0 , полученное по формуле (12.37), при одном и том же v больше a_0 , найденного из формулы (12.32).

Торможение опускающегося груза. Как видно из схемы (рис. 12.17, а), динамическая составляющая тормозного усилия приложена к грузу и направлена в сторону действия силы тяжести груза. Дифференциальные уравнения движения масс m_1 и m_2 под действием постоянного тормозного усилия имеют вид

$$m_1 x_1'' + c_2 (x_1 - x_2) + c_1 x_1 = 0; \quad (12.38)$$

$$m_2 x_2'' - c_1 (x_1 - x_2) = G + P_T. \quad (12.39)$$

Объединяя для простоты рассмотрения задачи массы m_1 и m_2 , получаем расчетную динамическую схему, изображенную на рис. 12.17, б. На схеме направления действия сил G , P_T , G_m (G_m — приведен-

ный к середине пролета крана вес моста и тележки) совпадают; $m = m_1 + m_2$. В этом случае дифференциальное уравнение движения массы m имеет вид

$$x_1'' + \omega^2 x_1 = (P_T + P)/m, \quad (12.40)$$

где $\omega^2 = c_1/m$; $P = G + G'_m$.

Общее решение уравнения (12.40) имеет вид

$$x_1 = A \cos \omega t + B \sin \omega t + N. \quad (12.41)$$

Первая и вторая производные

$$x_1' = -A \omega \sin \omega t + B \omega \cos \omega t; \quad (12.42)$$

$$x_1'' = -A \omega^2 \cos \omega t - B \omega^2 \sin \omega t. \quad (12.43)$$

Подставляя значение x_1 и x_1'' в формулу (12.40), получим

$$N = (P_T + P)/c_1 = x_n. \quad (12.44)$$

Следовательно, $x_1 = x_n + A \cos \omega t + B \sin \omega t$. Значения постоянных A и B определим из условия: при $t = 0$ $x_1 = x_n$, $x_1' = v_0$. Из уравнений (12.41) и (12.42) находим $A = 0$, $B = v_0 \sqrt{c_1/m_1}$. Таким образом,

$$x_1 = x_n \left(1 + \frac{v_0}{x_n} \sqrt{\frac{m}{c_1}} \sin \omega t \right). \quad (12.45)$$

Динамический коэффициент, как и в случае подъема груза с подхватом,

$$\psi_{\max} = 1 + \frac{v_0}{x_n} \sqrt{\frac{m}{c_1}}. \quad (12.46)$$

Дифференциальное уравнение движения массы m при торможении механизма электромагнитным порошковым тормозом имеет вид

$$m x_1'' + c_1 x_1 = (G + G'_m) + P_T (1 - e^{-t/T}), \quad (12.47)$$

где T — электромагнитная постоянная электромагнитного порошкового тормоза; P_T — максимальное значение динамической (избыточной) составляющей тормозного усилия.

По аналогии

$$x_1'' + \omega^2 x_1 = \frac{P}{m} + \frac{P_T}{m} (1 - e^{-t/T}), \quad (12.48)$$

где $P = (G + G'_m)$; $\omega^2 = c_1/m$. Поскольку при $t = 0$ $x_1 = x_n = P/c_1$, $x_1' = v_0$, то L — изображение уравнения (12.48) — имеет вид

$$\bar{x}_1(p) (p^2 + \omega^2) = p x_n + \frac{N}{p} - \frac{R}{(p + \alpha)} + v_0, \quad (12.49)$$

где $N = (P + P_T)/m$.

Следовательно,

$$\begin{aligned} \bar{x}_1(p) = & \frac{p x_n}{(p^2 + \omega^2)} + \frac{N}{p (p^2 + \omega^2)} - \frac{R}{(p + \alpha) (p^2 + \omega^2)} + \\ & + \frac{v_0}{(p^2 + \omega^2)}; \end{aligned} \quad (12.50)$$

$$\frac{p^2 x_{11} (p + \alpha) + N (p + \alpha) - R p + v_0 p (p + \alpha)}{p (p + \alpha) (p^2 + \omega^2)} = \frac{A}{p} + \frac{B}{p + \alpha} + \frac{C p + D}{p^2 + \omega^2};$$

$$A = \frac{N}{\omega^2} = \frac{P + P_T}{m \omega^2}; \quad B = -\frac{P_T}{m (\alpha^2 + \omega^2)};$$

$$C = \left[x_{ст} - \frac{P + P_T}{m \omega^2} + \frac{P_T}{m (\alpha^2 + \omega^2)} \right]; \quad D = \left[v_0 - \frac{\alpha P_T}{m (\alpha^2 + \omega^2)} \right].$$

Значит,

$$\bar{x}_1(p) = \frac{A}{p} + \frac{C p}{p^2 + \omega^2} + B \left(\frac{1}{p + \alpha} + \frac{1}{\omega} \frac{\alpha \omega}{p^2 + \omega^2} \right) + \frac{v_0}{p^2 + \omega^2}.$$

Пользуясь таблицей L -изображений, находим

$$\begin{aligned} x_1(t) &= \frac{P + P_T}{m \omega^2} + P_T \left[\frac{1}{m (\alpha^2 + \omega^2)} - \frac{1}{m \omega^2} \right] \cos \cot + \\ &+ \frac{v_0}{\omega} \sin \omega t - \frac{P_T}{m (\alpha^2 + \omega^2)} \left(e^{-\alpha t} + \frac{\alpha}{\omega} \sin \omega t \right) = \quad (12.51) \\ &= \frac{P + P_T}{m \omega^2} + \frac{v_0}{\omega} \sin \omega t - \frac{P_T}{m (\alpha^2 + \omega^2)} \left(e^{-\alpha t} + \frac{\alpha}{\omega} \sin \omega t - \cos \omega t \right), \end{aligned}$$

где $\frac{P + P_T}{m \omega^2} + \frac{v_0}{\omega} \sin \omega t - \frac{P_T}{m \omega^2} \cos \omega t = x_1(t)_\Phi$.

При $T = 0$ $\alpha = \infty$ и $x_1(t) = x_1(t)_\Phi$.

Таким образом, составляющая амплитуды $x_1(t)_\Phi$ корректируется в сторону уменьшения работой порошкового тормоза. Этим подтверждается полезность экспоненциальной тормозной характеристики.

При необходимости опустить груз с возможно меньшей скоростью с помощью привода, оборудованного асинхронным двигателем и фрикционным тормозом, прибегают к периодическому толчкообразному включению тормоза. При этом наблюдается сильное раскачивание груза и металлической конструкции крана. При обычном контроллерном управлении толчки могут следовать через 0,5...2,0 с и частота их может совпадать с частотой собственных колебаний конструкции. Избежать такого крайне нежелательного явления можно путем плавного регулирования скорости посадки груза.

При посадке груза толчками динамическую составляющую тормозного усилия P_T можно представить себе изменяющейся по закону ступенчатой функции, состоящей из некоторого числа отрезков прямых, параллельных оси времени t (рис. 12.18).

Дифференциальное уравнение движения массы опускающегося груза под действием ступенчатого тормозного усилия имеет вид

$$m_1 x_1'' + c_1 x_1 = G + P_T f(t), \quad (12.52)$$

где $f(t)$ — функция, имеющая скачки $+P_T$ при $t = 0, 2\tau, 4\tau, 6\tau$ и 0 при $t = \tau, 3\tau, 5\tau$ и т. д. Эта функция

$$f(t) = f(t + 2\tau) = \begin{cases} +P_T & \text{при } 2n\tau < t < (2n + 1)\tau; \\ 0 & \text{при } t < 0 \text{ и } (2n + 1)\tau < t < (2n + 2)\tau, \end{cases} \quad (12.53)$$

где $n = 0, 1, 2, \dots$.

Изображение этой периодической функции по Лапласу имеет вид [4]

$$F(p) = \frac{P_\tau}{p(1 - e^{-\tau p})}. \quad (12.54)$$

Уравнение (12.52) можно привести к виду

$$x_1'' + \omega^2 x_1 = \frac{G}{m} + \frac{P_\tau}{m} f(t), \quad (12.55)$$

где $\omega^2 = c_1/m$. Принимая, что при $t = 0, x_1 = 0$ и $x_1' = v$, вспомогательное уравнение представим в виде

$$\bar{x}(p)(p^2 + \omega^2) = v + \frac{G}{mp} + \frac{P_\tau}{mp(1 - e^{-\tau p})}, \quad (12.56)$$

откуда следует

$$\begin{aligned} \bar{x}(p) = \bar{x}(p)_1 + \bar{x}(p)_2 + \bar{x}(p)_3 = & \frac{v}{p^2 + \omega^2} + \frac{G}{mp(p^2 + \omega^2)} + \\ & + \frac{P_\tau}{mp(p^2 + \omega^2)(1 - e^{-\tau p})}. \end{aligned} \quad (12.57)$$

Оригиналы первого и второго слагаемых могут быть найдены обычным способом и имеют значения

$$\bar{x}(t)_1 = \frac{v}{\omega} \sin \omega t; \quad (12.58)$$

$$\bar{x}(t)_2 = \frac{G}{m\omega^2} (1 - \cos \omega t). \quad (12.59)$$

Оригинал третьего слагаемого может быть найден с помощью теоремы разложения мероморфной функции вида $F_1(p)/F_2(p)$ с простыми полюсами (в этом выражении $F_1(p)$ и $F_2(p)$ — целые функции). Согласно теореме,

$$F(p) = \frac{F_1(p)}{F_2(p)} \rightarrow x(t)_3 = \frac{F_1(0)}{F_2(0)} + \sum_{k=2}^{k=n} \frac{F_1(p_k) e^{p_k t}}{p_k F_2'(p_k)}. \quad (12.60)$$

В этих формулах

$$F_1(p) = P_\tau/m; \quad F_3(p) = F_2(p)/p,$$

где

$$F_2(p) = p(p^2 + \omega^2)(1 + e^{-\tau p}), \quad (12.61)$$

k — количество корней $F_3(p)$; n — число ступенчатых операций.

Корни (полюсы) знаменателя $F_2(p)$

$$p_0 = 0; \quad p_{1,2} = \pm i\omega; \quad p_3 = -\frac{\pi i}{\tau} (2n + 1). \quad (12.62)$$

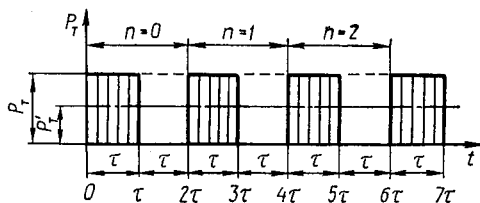


Рис. 12.18. Схема изменения тормозного усилия по закону ступенчатой функции

Первое слагаемое формулы (12.60)

$$\frac{F_1(0)}{F_3(0)} = \frac{P_T}{2m\omega^2}. \quad (12.63)$$

Второе слагаемое найдем после подстановки $F_3'(p_k)$:

$$\sum_{k=2}^{k=4} \frac{P_T e^{p_k t}}{mp_k [2p_k (1 + e^{-\tau p_k}) - \tau e^{-\tau p_k} (\omega^2 + p_k^2)]}. \quad (12.64)$$

Решение уравнения (12.52) получим в виде

$$x_1(t) = \frac{v}{\omega} \sin \omega t + \frac{G}{m\omega^2} (1 - \cos \omega t) - \frac{P_T}{2m\omega^2} \frac{\cos \omega(t + \tau/2)}{\cos \frac{\omega\tau}{2}} + \\ + \frac{P_T}{2m\omega^2} + \frac{P_T}{m} \sum_{n=0}^{n=\infty} \frac{\tau^2 \sin \pi(2n+1) \frac{t}{\tau}}{\pi(2n+1) [(\omega t)^2 - \pi^2(2n+1)^2]}. \quad (12.65)$$

Амплитуды динамических колебаний груза зависят не только от кинематических и динамических характеристик привода, но и от соотношения продолжительности включения тормоза τ , соотношения частот собственных и вынужденных колебаний конструкции. Так, при $\omega\tau = \pi(2n+1)$ наступает резонансное состояние, недопустимое по условиям прочности конструкции и производительности крана.

При $\tau = 0$, т. е. при постоянном значении тормозного усилия $P_T' = P_T/2$,

$$x_1(t) = \frac{v}{\omega} \sin \omega t + \frac{GP_T'}{m\omega^2} (1 - \cos \omega t). \quad (12.66)$$

12.5. Определение вертикальных динамических нагрузок при передвижении кранов и крановых тележек

При передвижении кранов и крановых тележек возникают дополнительные динамические нагрузки, причиной которых являются различные несовершенства пути и ходовых колес — плохое состояние стыков, наличие выбоин на рельсах и поверхностях катания ходовых колес, неровностей на боковых поверхностях рельсов и на ребрах, вмятин, лысок, неправильной формы ходовых колес и т. д.

Рассмотрим работу моста крана при качении ходовых колес грузовой тележки по рельсам с выступами. Рис. 12.19 иллюстрирует соответствующую расчетную схему. Здесь $m_0 = m_T + m_2$ — масса тележки и груза; $m = m_0 + m_1$ — приведенная масса крана; h — высота выступа.

В соответствии с законом упругого удара скорость движения массы m определится из выражения

$$mv_1 = m_0 v_n, \quad (12.67)$$

Рис. 12.19. Схемы для определения динамических нагрузок, возникающих при соскоке ходового колеса нагруженной тележки с выступа высотой h : расположение ходового колеса до соскока (а); динамическая схема (б)

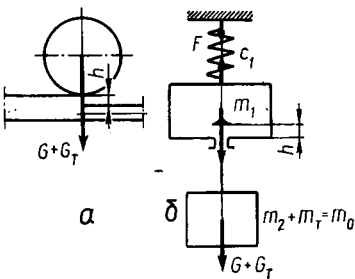
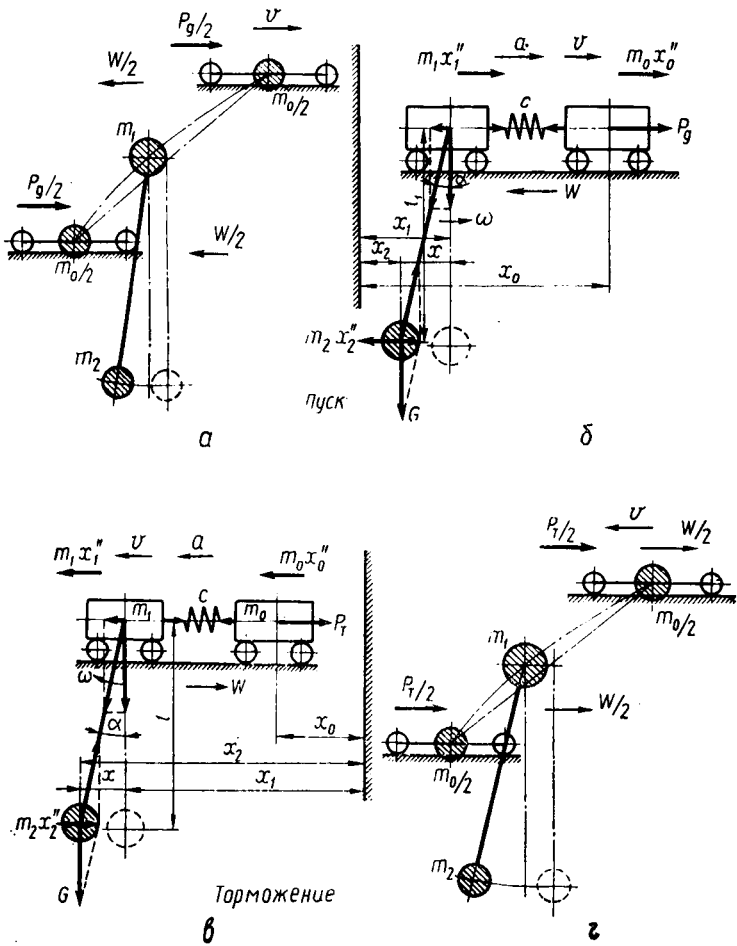


Рис. 12.20. Схемы для определения динамических нагрузок от гибкого подвеса груза



где $v_h = \sqrt{2gh}$ — скорость движения массы m_0 к концу периода падения с высоты h .

Из формулы (12.67) имеем

$$v_1 = v_h(m_0/m). \quad (12.68)$$

Поскольку при $t = 0$ $x_1 = mg/c_1$ и $x' = v_1 = v_h(m_0/m)$, то из выражения (12.34) находим, что коэффициент $A = 0$. На основании формулы (12.35) следует, что при $t = 0$ $(m_0/m)v_h = B\sqrt{c_1/m}$, откуда $B = m_0\sqrt{2gh/mc_1}$. Следовательно, прогиб моста

$$x = mg/c_1 + m_0\sqrt{2gh/mc_1} \sin \sqrt{c_1/m} t. \quad (12.69)$$

Максимальный прогиб

$$x_{\max} = mg/c_1 + m_0\sqrt{2gh/mc_1}. \quad (12.70)$$

Динамический коэффициент

$$\psi = \frac{x_{\max}}{x_{\text{ст}}} = 1 + \frac{m_0}{m} \sqrt{\frac{2c_1 h}{mg}}. \quad (12.71)$$

В рассматриваемом случае динамический коэффициент определяется не только конструктивными параметрами, жесткостью, весом моста, весом поднимаемого груза и тележки, но и точностью укладки подкрановых путей.

Замечая, что для крана $m_0 = m$, получаем формулу для определения соответствующего динамического коэффициента.

12.6. Определение горизонтальных динамических нагрузок на краны с гибким подвесом груза

На схемах (рис. 12.20) имеют место следующие обозначения: G , m_2 , l — вес, масса и длина подвеса груза соответственно; m_1 — приведенная масса моста; m_0 — остальная часть массы моста, сосредоточенная в месте расположения концевых балок (с учетом приведенной массы механизма передвижения); x_1 , x_2 , x_0 — координаты положения масс m_1 , m_2 , m_0 соответственно; x , α — амплитуда и угол отклонения груза от вертикали; a — ускорение (замедление); P_d , P_T — движущее усилие двигателя и тормозное усилие тормоза соответственно; W — сила сопротивления передвижению крана; S — горизонтальная составляющая натяжения грузовых канатов при отклонении груза; c — коэффициент жесткости металлической конструкции моста в плане.

Дифференциальные уравнения движения для периода разгона имеют вид

$$m_0 x_0'' = (P_d - W) - c(x_0 - x_1); \quad (12.72)$$

$$m_1 x_1'' = c(x_0 - x_1) - \frac{x_1 - x_2}{l} G; \quad (12.73)$$

$$m_2 x_2'' = (x_1 - x_2) G/l. \quad (12.74)$$

Для периода торможения

$$m_0 \ddot{x}_0 = -P_\tau + c(x_1 - x_0); \quad (12.75)$$

$$m_1 \ddot{x}_1 = -W - c(x_1 - x_0) + \frac{x_2 - x_1}{l} G; \quad (12.76)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -\frac{x_2 - x_1}{l} G. \quad (12.77)$$

Решение этих уравнений в общем виде возможно, однако имеет определенные неудобства для исследования. Учитывая незначительную амплитуду $(x_1 - x_0)$ в сравнении с амплитудой $(x_2 - x_1)$, уравнения (12.72)...(12.77) можно упростить.

Для периода пуска

$$x_1'' + \lambda_1^2 (x_1 - x_2) = P_0/m; \quad (12.78)$$

$$x_2'' - \lambda_2^2 (x_1 - x_2) = 0, \quad (12.79)$$

где $\lambda_1^2 = k/m$; $\lambda_2^2 = k/m_2$; $k = G/l$; $m = m_0 + m_1$; $P_0 = P_d - W$.

Для периода торможения

$$x_1'' = \lambda_1^2 (x_1 - x_2) = -T_0/m; \quad (12.80)$$

$$x_2'' - \lambda_2^2 (x_1 - x_2) = 0, \quad (12.81)$$

где $T_0 = P_\tau + W$.

Преобразуя уравнения (12.78), (12.79), получим

$$(x_1'' - x_2'') + (\lambda_1^2 + \lambda_2^2) (x_1 - x_2) = P_0/m, \quad (12.82)$$

или

$$x'' + \omega^2 x = P_0/m, \quad (12.83)$$

где $x = (x_1 - x_2)$; $\omega^2 = k \frac{m + m_2}{mm_2}$.

Нетрудно найти, что при начальных условиях $x = x' = 0$

$$x = \frac{P_0}{m\omega^2} (1 - \cos \omega t). \quad (12.84)$$

Точно так же для периода торможения

$$x = \frac{T_0}{m\omega^2} (1 - \cos \omega t). \quad (12.85)$$

Поскольку $\omega = 2\pi/T_c$, где T_c — период собственных колебаний груза, то уравнение (12.85) можно представить в виде

$$x = T_0 \left(1 - \cos 2\pi \frac{t}{T_c} \right) / m\omega^2. \quad (12.86)$$

При $t = T_0 \cos 2\pi = 1$ и $x = 0$. Это значит, что, приняв время торможения равным периоду собственных колебаний груза, можно обеспечить устойчивое положение последнего в процессе торможения крана. Учитывая, что период собственных колебаний груза — величина переменная, зависящая от веса и длины подвеса, то, во избежание чрезмерного раскачивания последнего, желательно иметь тормоз с регулируемым тормозным моментом.

Из уравнения (12.80) следует, что ускорение

$$x_1'' = -T_0/m - \lambda_1^2 (x_1 - x_2) = -T_0/m + \lambda_1^2 x = -\frac{T_0}{m} + \frac{k}{m} \frac{T_0}{m\omega^2} (1 - \cos \omega t) = -\frac{T_0}{m+m_2} \left(1 + \frac{m_2}{m} \cos \omega t\right). \quad (12.87)$$

Скорость движения моста

$$\dot{x}_1 = -\frac{T_0}{m_2+m} \int \left(1 + \frac{m_2}{m} \cos \omega t\right) dt = -\frac{T_0}{m_2+m} \left[t + \frac{m_2}{m} \frac{\sin \omega t}{\omega}\right] + C_1.$$

При $t = 0$ $\dot{x}_1 = v$. Поэтому $C_1 = v$ и

$$\dot{x}_1' = -\frac{T_0}{m_2+m} \left[t + \frac{m_2}{m} \frac{\sin \omega t}{\omega}\right] + v. \quad (12.88)$$

Скорость движения моста при торможении складывается из установившейся части v и переменной, зависящей от тормозного усилия T_0 , соотношения масс m_2/m и угловой частоты колебаний ω . Переменная составляющая способствует неравномерному движению моста.

Путь перемещения

$$\begin{aligned} x_1 &= -\frac{T_0}{m_2+m} \int \left[t + \frac{m_2}{m} \frac{\sin \omega t}{\omega}\right] dt + \int v dt = \\ &= -\frac{T_0}{m_2+m} \left[\frac{t^2}{2} - \frac{m_2}{m} \frac{\sin \omega t}{\omega^2}\right] + vt + C_2. \end{aligned} \quad (12.89)$$

При $t = 0$ $x_1 = 0$ и $C_2 = \frac{T_0}{m_2+m} \frac{m^2}{m\omega^2}$. Следовательно,

$$\begin{aligned} x_1 &= -\frac{T_0}{m_2+m} \left[\frac{t^2}{2} - \frac{m_2}{m} \frac{\cos \omega t}{\omega^2}\right] + vt - \frac{T_0}{m_2+m} \frac{m_2}{m\omega^2} = \\ &= -\frac{l_0}{m_2+m} \left[\frac{t^2}{2} - \frac{m_2}{m} \frac{\cos \omega t}{\omega^2}\right] + vt - \frac{m_2}{m\omega^2} \frac{l_0}{m_2+m} = \\ &= \left(vt - \frac{at^2}{2}\right) - \frac{al}{g} \frac{m_2}{m_2+m} (1 - \cos \omega t), \end{aligned} \quad (12.90)$$

где $a = T_0/(m_2+m)$. Таким образом, путь перемещения моста зависит от амплитуды совместных колебаний крана и груза. Амплитуда этих колебаний отличается от амплитуды колебаний груза величиной $m_2/(m+m_2)$.

Максимальная амплитуда колебаний моста

$$x_{1 \max} = 2a \frac{l}{g} \frac{m_2}{m_2+m}. \quad (12.91)$$

При $l = 0$ вторая составляющая формулы (12.90) равна нулю, и кран движется равнозамедленно по закону

$$x_1 = vt - \frac{T_0}{m+m_2} \frac{t^2}{2}. \quad (12.92)$$

При большой длине подвеса груза $l \rightarrow \infty$ $\omega^2 = \frac{g}{l} \frac{m+m_2}{m} \rightarrow 0$. Это значит, что при малых значениях ω можно принять [13]

$$1 - \cos \omega t = 2 \sin^2 \frac{\omega t}{2} \approx 2 \left(\frac{\omega t}{2}\right)^2 = (\omega t)^2/2.$$

Тогда из формулы (12.90) следует

$$x_1 = vt - T_0 \frac{t^2}{2(m+m_2)} - \frac{T_0}{m+m_2} \frac{m_2}{m} \frac{t^2}{2} = vt - \frac{T_0 t^2}{2m}, \quad (12.93)$$

т. е. кран движется с замедлением, а влияние груза при этом не ощущается.

К концу процесса торможения скорость передвижения крана $x'_1 = 0$. Поэтому на основании формулы (12.88) получим

$$v = \frac{T_0}{m+m_2} \left(t + \frac{m_2}{m} \frac{\sin \omega t}{\omega} \right), \quad (12.94)$$

откуда следует

$$\frac{v(m+m_2)}{T_0} = t + \frac{m_2}{m} \frac{\sin \omega t}{\omega}.$$

Поскольку $v(m_2+m)/T_0 = t_{\text{ж}}$ — время торможения крана при жестком подвесе груза, а $t = t_r$ — время торможения при гибком подвесе груза, то

$$t_{\text{ж}} = t_r + \frac{m_2}{m} \frac{\sin \omega t}{\omega}. \quad (12.95)$$

Тормозное усилие

$$T_0 = \frac{v(m+m_2)}{t_r + \frac{m_2}{m} \frac{\sin \omega t}{\omega}}. \quad (12.96)$$

При малых отклонениях груза $\sin \omega t_r \approx \omega t_r$. Поэтому в данном случае

$$t_{\text{ж}} \approx t_r + (m_2/m) t_r = t_r (1 + m_2/m). \quad (12.97)$$

Тормозное усилие

$$T_0 = \frac{v(m+m_2)}{t_r(1+m_2/m)} = v(m/t_r). \quad (12.98)$$

Следовательно, при гибком подвесе груза время торможения

$$t_r \approx t_{\text{ж}}/(1 + m_2/m). \quad (12.99)$$

На рис. 12.21 показана зависимость $t_r = f(m_2/m_1)$ при $t_{\text{ж}} = 5$ с, длине подвеса груза $l = 10$ м. С увеличением массы груза время торможения крана уменьшается, а тормозное усилие соответственно увеличивается.

12.7. Определение нагрузок на козловые краны

Предельные значения сил инерции при резком торможении кранов. Особенностью конструкции козловых кранов является высокое расположение мостовой части, определяющее положение ее центра тяжести. Это оказывает существенное влияние на возможные предельные силы инерции при пуско-тормозных операциях. Рассмотрим особенности определения этих нагрузок, приняв, что мост крана

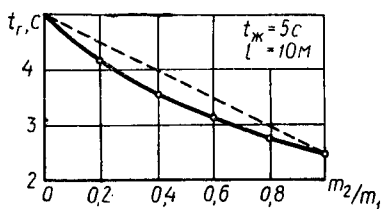
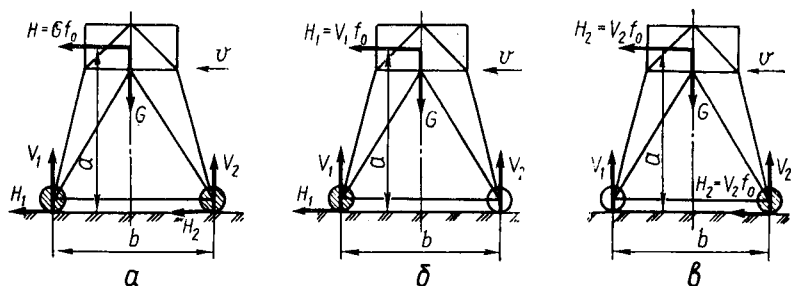


Рис. 12.21. Зависимость времени торможения крана при гибком подвесе груза от соотношения масс m_2/m_1

Рис. 12.22. Схемы козлового крана для определения сил инерции при торможении ходовых колес: всех (а); передних (б); задних (в)



в горизонтальной плоскости обладает бесконечно большой жесткостью.

1. Все ходовые колеса тормозятся одновременно (рис. 12.22, а). Максимальная сила инерции, приложенная в центре тяжести крана,

$$H = Gf_0, \quad (12.100)$$

где G — сила тяжести крана вместе с грузом; f_0 — коэффициент сцепления. Предельное значение силы инерции, приложенной к левому колесу,

$$H_1 = \left(\frac{G}{2} + H \frac{a}{b} \right) f_0 = \left(\frac{G}{2} + Gf_0 \frac{a}{b} \right) f_0 = Gf_0 \left(\frac{1}{2} + f_0 \frac{a}{b} \right). \quad (12.101)$$

Сила инерции, приложенная к правому колесу,

$$H_2 = Gf_0 \left(\frac{1}{2} - f_0 \frac{a}{b} \right). \quad (12.102)$$

Нагрузки на левые и правые колеса:

$$V = H_1/f_0; \quad V_2 = H_2/f_0.$$

При $a = b/2f_0$ $V_2 = 0$, и кран при достижении силы инерции, равной Gf_0 , может перейти в состояние опрокидывания.

2. Тормозятся только левые приводные колеса (рис. 12.22, б). Для этого случая действительно выражение

$$H_1 = \left(\frac{G}{2} + H_1 \frac{a}{b} \right) f_0, \quad (12.103)$$

откуда

$$H_1 = Gf_0/2 \left(1 - \frac{a}{b} f_0 \right). \quad (12.104)$$

Давление на левые ходовые колеса

$$V_1 = \frac{H_1}{f_0} = G/2 \left(1 - \frac{a}{b} f_0 \right). \quad (12.105)$$

Давление на правые ходовые колеса

$$V_2 = \left(\frac{G}{2} - H_1 \frac{a}{b} \right) = \frac{G}{2} \frac{1 - 2f_0 \frac{a}{b}}{1 - f_0 \frac{a}{b}}. \quad (12.106)$$

$V_2 = 0$, когда $a = b/2f_0$. Другими словами, при этом значении a возможно опрокидывание крана. Тогда $H_1 = Gf_0$.

3. Тормозятся только правые приводные ходовые колеса. В этом случае силы инерции приложены только к этим ходовым колесам (рис. 12.22, в). Находим, что

$$H_2 = Gf_0/2 \left(1 + \frac{a}{b} f_0 \right). \quad (12.107)$$

Следовательно,

$$V_2 = \frac{H_2}{f_0} = \frac{G}{2 \left(1 + \frac{a}{b} f_0 \right)}; \quad (12.108)$$

$$V_1 = \frac{G}{2} + H_2 \frac{a}{b} = \frac{G}{2} \frac{1 + 2 \frac{a}{b} f_0}{1 + \frac{a}{b} f_0}; \quad (12.109)$$

$V_2 = 0$ только при $a = \infty$ или $b = 0$. Следовательно, в данном случае кран обладает наибольшей устойчивостью и наименьшей расчетной силой инерции.

Нагрузки при перекосе мостов. Перекос кранов — следствие ряда причин, например проскальзывания ведущих ходовых колес относительно рельсовых путей, разницы в диаметрах ведущих колес, неправильной установки от дефектов ходовых колес и подкрановых путей, различия механических характеристик двигателей, тормозов, расположения тележки с грузом и т. д.

При центральном приводе механизма передвижения крана основное влияние на перекосы оказывает разница в диаметрах ходовых колес и упругих деформациях кручения трансмиссионных валов; при отдельном приводе главное влияние на перекосы кранов оказывает отличие механических характеристик двигателей и тормозных моментов тормозов.

Во всех случаях силы перекоса воспринимаются ребрами ходовых колес, рельсами подкрановых путей и металлическими конструкциями мостов. Эти силы особенно значительны при пуске и торможении кранов с отдельным приводом.

Задача определения нагрузок при перекосе мостов — весьма сложная, и потому в практике инженерных расчетов ограничиваются сравнительно простыми решениями.

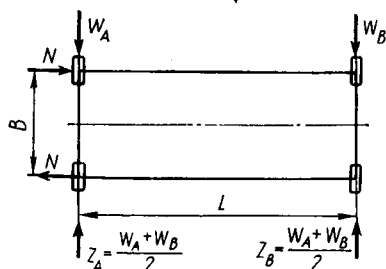


Рис. 12.23. Схемы мостового крана для определения сил перекоса и поперечных нагрузок

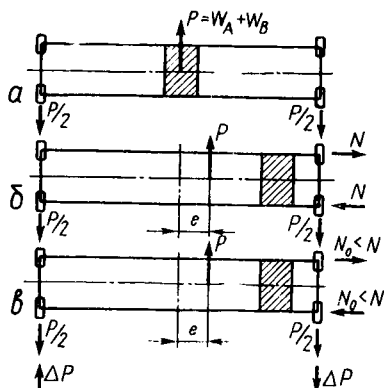


Рис. 12.24. Схемы сил, действующих на мост мостового крана в плане:

а) при симметрично расположенной тележке; б) при несимметрично расположенной тележке и раздельном приводе передвижения крана; в) при несимметрично расположенной тележке и центральном приводе передвижения

Простейший способ определения сил перекоса заключается в следующем [6]. Пусть W_A и W_B — силы сопротивления перемещению опор A и B , при этом $W_A > W_B$ (рис. 12.23). Тогда усилие перекоса

$$T = (W_A - W_B)/2. \quad (12.110)$$

Поперечные нагрузки

$$N = TL/B, \quad (12.111)$$

где L — пролет; B — база моста. При этом тяговые усилия, вызываемые ходовыми колесами обеих опор,

$$P_A = P_B = \frac{1}{2} (W_A + W_B). \quad (12.112)$$

Наибольшее усилие возникает в случае, когда нагруженная тележка размещается над опорой бесконсольного крана или в конце консоли крана с консолями.

На основе данных экспериментов установлено, что $N \approx 0,1V$. Для козловых кранов с малыми скоростями передвижения $N < 0,1V$, где V — вертикальная нагрузка на ходовое колесо.

В соответствии с Правилами расчета подъемных устройств Европейской Федерации по погрузочным машинам $N = \lambda V$, где $\lambda = 0,05; 0,1; 0,2$ при $L/B = 2; 4; \geq 8$ соответственно.

Боковые силы существенно зависят от конструкции механизма передвижения, особенно при несимметричном расположении тележки с грузом, создающим вращающий момент. При раздельном приводе этот момент, равный $(W_A + W_B)e$, вызывает горизонтальную пару сил N (рис. 12.24), нагружающую мост. При центральном при-

воде кроме этой пары сил $N_0 < N$ будет возникать еще горизонтальная пара сил ΔP . При отсутствии тягового усилия на одной из опор (например, на опоре B) усилие перекоса $T = W_A$. При отсутствии тормозного усилия на той же опоре сила перекоса $T = W_A$, где $T = P_{TA}$ — окружное усилие на заторможенном ходовом колесе.

Предельная сила перекоса соответствует состоянию, при котором имеет место пробуксовка или же юз приводных заторможенных ходовых колес. При этом наибольшая динамическая боковая сила может достигать существенно больших значений. Однако эта сила не может превысить удвоенной силы сцепления ходового колеса с рельсом.

Силы перекоса, возникающие при работе двигателей (тормозов) одной из опор, следует рассматривать как силы особого аварийного состояния.

Существует и иной подход к вопросу определения усилия перекоса. Пусть в силу различных причин скорость передвижения опоры A при разгоне крана больше скорости передвижения опоры B , т. е. $V_A > V_B$ (рис. 12.25, a). В этом случае будет наблюдаться пробуксовка приводных ходовых колес опоры A . Следовательно, за время Δt работа A_T силы перекоса T должна быть равна работе силы скольжения $A f_0$ от вертикальной нагрузки на опору A , т. е.

$$TV_B \Delta t = V_A \frac{n_0}{n} f_0 \Delta t (V_A - V_B), \quad (12.113)$$

где n и n_0 — числа всех и приводных ходовых колес.

Из (12.113)

$$T = V_A \frac{n_0}{n} \left(\frac{V_A}{V_B} - 1 \right) = V_A \frac{n_0}{n} \beta, \quad (12.114)$$

где $\beta = \left(\frac{V_A}{V_B} - 1 \right)$.

При положении тележки в средней части пролета $\beta = 0,06$; вблизи опор $\beta = 0,08$; на консолях козловых кранов и т. д. $\beta = 0,1$. Аналогичные результаты получим, рассматривая состояние торможения крана (рис. 12.25, b).

Нагрузки при перекосе крановых мостов при пуско-тормозных режимах, вызванные неравенством движущих или тормозных усилий противоположных опор длиннопролетных мостовых и в особенности козловых кранов, являются наиболее опасными и могут служить причиной серьезных аварий. Они весьма вероятны в усло-

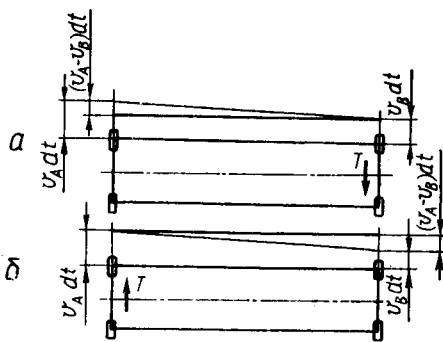


Рис. 12.25. Схемы для расчетного определения сил перекоса мостового крана при разгоне (a) и торможении (b)

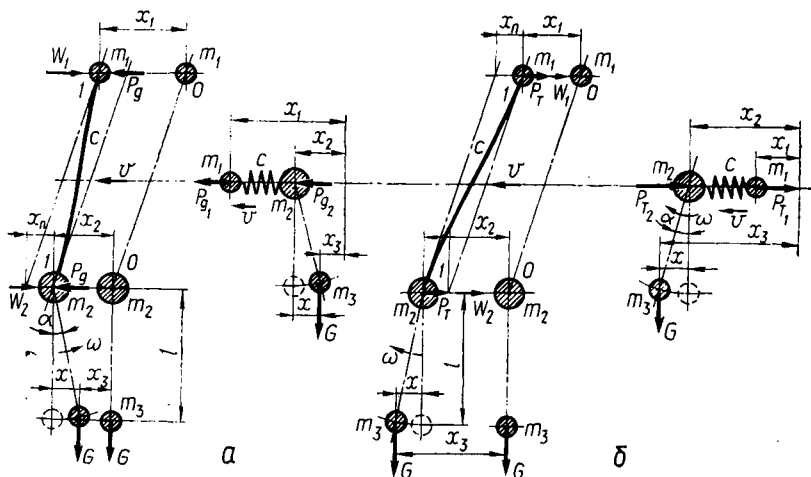


Рис. 12.26. Схемы для определения сил перекоса козлового крана при разгоне (а) и торможении (б) с учетом влияния сил упругости моста и колебаний груза

виях совместного действия низких температур и повышенных нагрузок от сил инерции, упругости и ветра.

Рассмотрим это на примере козлового крана, приняв следующие основные допущения: эквивалентность рабочих характеристик двигателей и тормозов; равенство диаметров ходовых колес противоположных опор; постоянство статических сил сопротивления передвижению; отсутствие сил перекоса в начальный период движения конструкции. В качестве упругой связи примем мост и опоры крана. Полагаем, что тележка с грузом расположена над жесткой опорой крана [4].

На рис. 12.26 показаны расчетные схемы для случаев разгона и торможения крана. Здесь имеют место следующие обозначения: $m_1 > m_2$ — массы мостовой конструкции, приведенные к опорам; $P_{д1}$, $P_{д2}$ — движущие усилия двигателей, приведенные к осям ходовых колес; $P_{т1}$, $P_{т2}$ — тормозные усилия одного и другого тормозов, приведенные к осям ходовых колес; W_1 , W_2 — силы сопротивления передвижению крана, отнесенные к одной и другой опорам; G , l — вес и длина подвеса груза; m_3 — масса груза; x_1 , x_2 , x_3 — пути перемещения масс m_1 , m_2 , m_3 соответственно; x_n , x — деформация моста при перекосе и амплитуда отклонения груза; c — коэффициент жесткости металлической конструкции моста в плане.

Полагая $P_{д1} = \text{const}$, $P_{д2} = \text{const}$, $W_1 = \text{const}$, $W_2 = \text{const}$, представим дифференциальные уравнения движения масс m_1 , m_2 , m_3 при разгоне в виде

$$x_1'' + \frac{c}{m_1}(x_1 - x_2) = \frac{P_{д1}}{m_1}; \quad (12.115)$$

$$x_2'' - \frac{c}{m_2}(x_1 - x_2) + \frac{k}{m_2}(x_2 - x_3) = \frac{P_{д_2}}{m_2}; \quad (12.116)$$

$$x_3'' - \frac{k}{m_3}(x_2 - x_3) = 0. \quad (12.117)$$

Для процесса торможения эти уравнения записываются так:

$$x_1'' + \frac{c}{m_1}(x_1 - x_2) = -\frac{P_{т_1}}{m_1}; \quad (12.118)$$

$$x_2'' - \frac{c}{m_2}(x_1 - x_2) + \frac{k}{m_2}(x_2 - x_3) = -\frac{P_{т_2}}{m_2}; \quad (12.119)$$

$$x_3'' - (x_2 - x_3)\frac{k}{m_3} = 0. \quad (12.120)$$

В них $P_{д_1} = P_{д_1} - W_1$; $P_{д_2} = P_{д_2} - W_2$; $P_{т_1} = P_{т_1} + W_1$; $P_{т_2} = P_{т_2} + W_2$; $k = G/l$. Решение уравнений приводит к достаточно сложным формулам. Для частного случая отсутствия груза, жесткой его подвески дифференциальные уравнения движения крана при разгоне можно представить так:

$$m_1 x_1'' + c(x_1 + x_2) = P_{д_1}; \quad (12.121)$$

$$m_2 x_2'' - c(x_1 - x_2) = P_{д_2}. \quad (12.122)$$

Для торможения крана

$$m_1 x_1 + c(x_1 - x_2) = -P_{т_1}; \quad (12.123)$$

$$m_2 x_2 - c(x_1 - x_2) = -P_{т_2}. \quad (12.124)$$

Разделив уравнение (12.121) на m_1 , уравнение (12.122) на m_2 и вычитая из первого второе, находим

$$x_{п}'' + \omega^2 x_{п} = \frac{P_{д_1} m_1 + P_{д_2} m_2}{m_1 m_2}, \quad (12.125)$$

где $\omega^2 = c(m_1 + m_2)/m_1 m_2$. Решение этого уравнения можно представить в виде

$$x_{п} = A \cos \omega t + B \sin \omega t + \frac{P_{д_1} m_2 - P_{д_2} m_1}{m_1 m_2} \int_0^t \sin \omega(t - \tau) d\tau. \quad (12.126)$$

Учитывая, что при $t = 0$ $x_{п} = x_{п}' = 0$, можно найти, что

$$x_{п} = \left(\frac{P_{д_1}}{c} \frac{m_2}{m_1 + m_2} - \frac{P_{д_2}}{c} \frac{m_1}{m_1 + m_2} \right) (1 - \cos \omega t). \quad (12.127)$$

Если $P_{д_1} = P_{д_2} = P_{д_1}$, то

$$x_{п} = \frac{P_{д_1} m_2 - m_1}{c m_2 + m_1} (1 - \cos \omega t). \quad (12.128)$$

Соответствующая нагрузка на мост

$$F_{п} = x_{п} c. \quad (12.129)$$

Максимальная нагрузка

$$F_{\text{п max}} = x_{\text{п max}} c. \quad (12.130)$$

Аналогично упругий перекося при торможении

$$x_{\text{п}} = \left(\frac{P_{\tau_1}}{c} \frac{m_2}{m_1 + m_2} - \frac{P_{\tau_2}}{c} \frac{m_1}{m_1 + m_2} \right) (1 - \cos \omega t). \quad (12.131)$$

$x_{\text{п}} = 0$ при $P_{\tau_1} m_2 = P_{\tau_2} m_1$, т. е. тогда, когда тормозные усилия пропорциональны значениям инерционных масс m_1 и m_2 . Это свидетельствует о целесообразности использования таких пусковых и тормозных устройств, которые давали бы возможность изменять тормозные усилия в зависимости от движущихся инерционных масс. Использование их позволило бы в случае необходимости увеличить тормозной момент, приложенный к приводу забегающей стороны крана при его торможении, и, наоборот, уменьшать тормозной момент отстающей стороны. Такими свойствами обладают электромагнитные порошковые муфты и тормоза.

Рассмотрим работу крана при торможении электромагнитными порошковыми тормозами. Система дифференциальных уравнений, описывающих движение масс m_1 , m_2 , m_3 , и в данном случае имеет вид

$$m_1 x_1'' + c(x_1 - x_2) = -[P_{\tau}(1 - e^{-t/T}) + W_1]; \quad (12.132)$$

$$m_2 x_2'' - c(x_1 - x_2) + k(x_2 - x_3) = -[P_{\tau}(1 - e^{-t/T}) + W_2]; \quad (12.133)$$

$$m_3 x_3'' - k(x_2 - x_3) = 0. \quad (12.134)$$

Исключая по тем же соображениям влияние отклонения груза, получим

$$m_1 x_1'' + c(x_1 - x_2) = -[P_{\tau}(1 - e^{-t/T}) + W_1]; \quad (12.135)$$

$$m_2 x_2'' - c(x_1 - x_2) = -[P_{\tau}(1 - e^{-t/T}) + W_2]. \quad (12.136)$$

Сравнительно несложные преобразования приводят к формуле следующего вида:

$$x_{\text{п}} = \left(\frac{P_{\tau_1}}{c} \frac{m_2}{m_1 + m_2} - \frac{P_{\tau_2}}{c} \frac{m_1}{m_1 + m_2} \right) (1 - \cos \omega t) - \frac{P_{\tau}}{c} \frac{m_1 - m_2}{m_1 m_2 \omega^2} \left[\frac{e^{-t/T}}{1 + \frac{1}{(\omega T)^2}} + R \sin(\omega t - \delta) \right], \quad (12.137)$$

где $\delta = \arctg \omega T$; $R = \frac{\omega T}{\sqrt{1 + (\omega T)^2}}$.

Здесь T — электромагнитная постоянная тормозной характеристики, с; P_{τ} — максимальный тормозной момент тормоза; $P_{\tau_1} = P_{\tau} + W_1$, $P_{\tau_2} = P_{\tau} + W_2$ — тормозные усилия; $\omega = \sqrt{c(m_1 + m_2)/m_1 m_2}$ — угловая скорость колебаний моста в плане.

Сравнивая формулы (12.127) и (12.136), видим, что перекосяная динамическая деформация моста крана при работе электромагнитных порошковых тормозов меньше на значение второй составляющей формулы (12.136), имеющей отрицательный знак. $x_{\text{п}}$ увеличи-

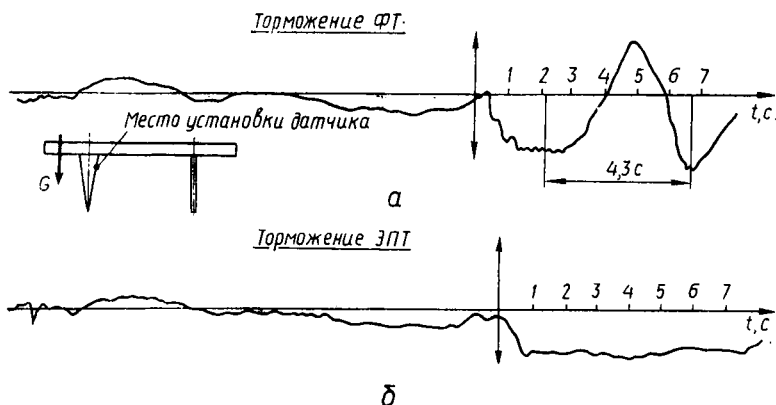


Рис. 12.27. Осциллограммы напряжений в стержне жесткой опоры козлового крана ККС-10 при торможении тормозами: фрикционными (а); порошковыми (б)

вается с уменьшением T и, наоборот, с увеличением T уменьшается. При $T = 0$ работа порошкового тормоза ничем не отличается от работы тормоза фрикционного.

Осциллограммы (рис. 12.27) свидетельствуют о существенно положительном влиянии экспоненциальной тормозной характеристики порошкового тормоза на развитие перекосных динамических нагрузок в элементах металлической конструкции крана.

12.8. Безопасность эксплуатации козловых кранов

Общие сведения. Тормозные системы механизмов передвижения козловых кранов должны удовлетворять противоречивым требованиям [4]: с одной стороны, они должны удерживать кран на месте при действии ветра с $p = 150$ Па и наличии нормированного уклона подкранового пути; с другой стороны, они же должны обеспечить плавную остановку машины с замедлением не более $0,12 \text{ м/с}^2$ для монтажного и $0,25 \text{ м/с}^2$ для перегрузочного крана при действии попутного ветра со скоростным напором $p = 60$ Па и наличии того же уклона пути. При отсутствии ветра или скорости ветра, меньшей $10 \dots 12 \text{ м/с}$ ($p = 60$ Па), происходит резкое торможение крана фрикционными тормозами, сопровождающееся интенсивными колебаниями груза и всей металлоконструкции моста. Это затрудняет производство строительно-монтажных и перегрузочных работ, увеличивает продолжительность рабочего цикла, вынуждает производить производственную регулировку тормозов. Часто на практике тормоза полностью бездействуют или приведены в негодность. Имеются случаи установки тормозов с различным тормозным моментом, что приводит к возникновению больших перекосных нагрузок. Эксплуатация кранов с частично затянутыми или полностью распушенными тормозами очень опасна, т. е. приводит к угону кранов даже слабым ветром рабочего состояния.

Обследование пятидесяти козловых кранов типа ККУ, К-4 и К-6, проведенное ВНИИПТМАШ, показало, что 30 % машин работали с частично отрегулированными тормозами, 55 % — без тормозов, 15 % — с одним нормально затянутым и одним неотрегулированным тормозом. Этим обследованием также установлено, что шесть кранов из пятидесяти подверглись угону, частично или полностью сходили с рельсовых путей и разрушались. За период 1960—1970 гг. на Норильском горнометаллургическом комбинате по этой причине были угнаны и разрушены 8 козловых кранов [4]. Устранение этого недостатка возможно путем применения тормозных систем, обеспечивающих многоступенчатое или регулируемое торможение.

Выбор тормозов. Условие безопасности. По Эрнсту, тормозной момент определяется по формуле

$$M_T = k_T M_n \eta_m^2, \quad (12.138)$$

где $k_T = 0,5 \dots 1,5$ — запас торможения; M_n — номинальный момент двигателя; η_m — КПД механизма.

С целью обеспечения допустимого замедления крана при торможении окружное тормозное усилие на ходовых колесах должно быть

$$P_T = [a(m_k + m_m) - W \pm P_B] = [\beta a(G_k/g) - W + P_B], \quad (12.139)$$

где P_B — сила ветра; W — сила статического сопротивления передвижению крана; m_k , m_m — массы крана и вращающихся элементов механизма передвижения соответственно; G_k — вес крана; β — коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода.

С другой стороны, с целью защиты крана от угона ветром рабочего состояния между P_T , P_B и W должна существовать зависимость

$$P_T = k_T (P_B - W). \quad (12.140)$$

На основании формулы (12.139) можно установить допустимое замедление при торможении [25]:

а) при попутном ветре

$$a_1 = \frac{P_T - P_B + W}{G} \frac{g}{\beta}; \quad (12.141)$$

б) при встречном ветре

$$a_2 = \frac{P_T + P_B + W}{G} \frac{g}{\beta}; \quad (12.142)$$

в) при отсутствии ветра

$$a_3 = \frac{P_T + W}{G} \frac{g}{\beta}. \quad (12.143)$$

Запас торможения для тормозов, обеспечивающих противоугонное действие, находим на основании уравнений (12.139) и (12.140):

$$k_T = 1 + \beta \frac{a}{g} \frac{G}{P_B - W}. \quad (12.144)$$

Как видно, минимальное замедление имеет место при действии попутного ветра, большее — при отсутствии ветра, еще большее — при встречном ветре. С учетом этого a_1 не должна превышать 0,05...0,1, так как в остальных случаях замедления могут быть еще большими. Эти значения замедлений достаточны для скоростей 0,33...1,3 м/с. Во избежание угона крана ветром рабочего состояния необходимо, чтобы соблюдалось следующее неравенство:

$$1,1P_v \leq (W + P_T). \quad (12.145)$$

С учетом формулы (12.141) легко найти, что нижняя граница замедления

$$a_1 \geq 0,1 \frac{g}{\beta} \frac{P_T + W}{G}. \quad (12.146)$$

12.9. Виброзащитные устройства

Неизбежным следствием процесса снижения собственного веса мостовых и козловых кранов, продолжительности их эксплуатации является уменьшение жесткости металлических конструкций. Это приводит к увеличению продолжительности колебательного процесса, уменьшению долговечности кранов, ухудшению качества выполнения грузоподъемных, монтажных операций и санитарно-гигиенических условий работы. Поэтому в последние годы ведутся научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы, направленные на создание виброзащитных устройств для демпфирования колебаний металлических конструкций. Известные крановые ограничители колебаний можно разделить на активные и пассивные.

К числу активных устройств, ограничивающих колебания крановых конструкций и их элементов, относятся гидродинамические передачи и электромагнитные (в том числе порошковые) муфты и тормоза [4].

К числу пассивных виброзащитных устройств принадлежат динамические виброгасители и различные демпферы, действие которых основано на использовании сухого, вязкого трения или упругого гистерезиса (внутреннего неупругого сопротивления).

Эффект влияния процесса торможения козлового крана ККС-10 с помощью электромагнитных порошковых тормозов виден на примере осциллограмм напряжений в пояском уголке жесткой опоры (рис. 12.27). Опытами установлено, что в данном случае имеется возможность уменьшить динамические нагрузки при перекосе мостов в 2...5 раз, существенно сократить продолжительность их действия. Вертикальные колебания моста можно уменьшить с помощью динамических гасителей колебаний, расположенных на тележке крана или на главной балке.

Динамический гаситель колебаний представляет собой некоторую дополнительную массу m , присоединенную к основной массе M посредством упругой связи. Роль его сводится к уменьшению продолжительности колебаний основной системы. Наиболее целесообразно его применение при резонансной настройке системы

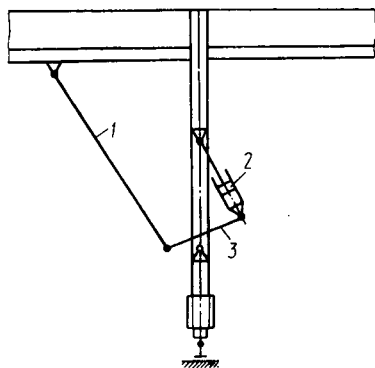


Рис. 12.28. Схема рычажно-гидравлического демпфера на козловом кране

затухания колебаний. Подобный эффект дают установка подкрановых путей на резиновых прокладках, применение ходовых колес с внутренним резиновым диском (по предложению немецкой фирмы «Демаг»).

Ориентировочно на 20 % можно получить уменьшение величины и продолжительности горизонтальных колебаний крановых мостов путем применения подпружиненных боковых роликов. Виброзащита может быть осуществлена с помощью упругодемпфирующей подвески уравнительного блока крановой тележки. Процесс демпфирования осуществляется посредством гидравлического цилиндра, соединенного с рычагом блока.

Такие устройства хорошо работают при наличии груза, однако могут оказаться недостаточно эффективными для грейферных, магнитных кранов при внезапной их разгрузке. Виброзащитное устройство (рис. 12.28) состоит из штанги 1, гидравлического демпфера 2, рычага 3. Такие устройства, как предлагает И. И. Абрамович (ВНИИПТМАШ), целесообразно применять для козловых кранов с достаточно высокой податливостью металлоконструкции моста и опорных ног. По данным литературы, эти устройства способствуют гашению продольных колебаний моста, вызываемых работой механизма передвижения грузовой тележки, и колебаний при движениях моста с перекосом.

Ориентировочную эффективность этого демпфера колебаний можно оценить путем сопоставления потенциальной энергии крана E_k при его деформации и энергии E_d , рассеиваемой в демпфере.

$$E_k = Gf_{\max}/2, \quad (12.147)$$

где G — вес груза; $f_{\max}$ — максимальный прогиб моста под грузом.

$$E_d = nPs/2, \quad (12.148)$$

где n — число циклов колебаний до их затухания; P — сила сопротивления амортизатора; s — ход штока амортизатора в начале ко-

в случае перемещения грузов одной и той же массы. Так, с помощью такого гасителя на мостовом кране грузоподъемностью 20 т, пролетом 31,5 м удалось уменьшить время затухания колебаний моста в 4 раза.

Весьма эффективным способом гашения колебаний крана является установка подтележного рельса на регулируемых упругих прижимах, обеспечивающих проскальзывание рельса по поясу при прогибах балки. Возникающие при этом силы трения увеличивают внутреннее сопротивление системы и значительно уменьшают время за-

лебательного процесса. Сравнивая выражения (12.47), находим

$$P = Gf_{\max}/ns. \quad (12.149)$$

Поскольку P зависит от скорости перемещения штока амортизатора, то приближенно можно принять, что в интервале скоростей 1,0...12 см/с сила сопротивления амортизатора, КН, численно равна скорости, $n \approx 5...8$.

?

1. Опишите конструкцию однобалочных мостовых кранов.
2. Опишите устройство ручных и электрических талей.
3. Опишите конструкцию двухбалочных мостовых кранов, козловых, консольных кранов и кранов-штабелеров.
4. Дайте общую характеристику динамических нагрузок на мостовые краны.
5. Как учитываются действия вертикальных динамических нагрузок?
6. Как определяются горизонтальные силы инерции?
7. Как находится наибольшее ускорение при разгоне механизма передвижения грузоподъемной машины? Чем оно ограничивается?
8. Проанализируйте работу механизма подъема при подъеме груза с пола в доотрывный и послеотрывный периоды. Изложите вывод формулы для определения соответствующего динамического коэффициента.
9. Как определяют динамические нагрузки при торможении опускаемого груза при постоянном тормозном усилии?
10. Охарактеризуйте динамические нагрузки, возникающие при передвижении кранов и крановых тележек, и определите величину соответствующих динамических коэффициентов.
11. Составьте и поясните систему дифференциальных уравнений для определения динамических нагрузок с учетом влияния гибкого подвеса для периодов пуска и торможения крана (тележки крана).
12. Как определить амплитуду отклонения груза при торможении (разгоне) крана (тележки крана)?
13. Как определяются силы инерции при торможении козловых кранов?
14. Охарактеризуйте способы определения нагрузок при перекосе мостов козловых кранов.
15. Проанализируйте формулы, определяющие нагрузки при перекосе козловых кранов в случае постоянных тормозных усилий и тормозных усилий, изменяющихся по экспоненциальному закону.
16. Опишите недостатки существующих тормозных систем козловых кранов.
17. Как осуществить выбор тормозов механизмов передвижения козловых кранов с учетом безопасной эксплуатации?

СТРЕЛОВЫЕ ПОВОРОТНЫЕ КРАНЫ

13.1. Стационарные стреловые поворотные краны с двумя внешними опорами

Устройство. Кран (рис. 13.1, а) состоит из металлической фермы 1, верхнего 4 и нижнего 3 опорно-поворотных устройств, механизма подъема 5 и фундамента 2. Ферма может быть выполнена в виде треугольной стрелы с постоянным вылетом или в виде решетчатой конструкции с горизонтальным поясом, вдоль которого перемещается грузовая тележка с канатной тягой или тельфер (рис. 13.1, б). В последнем случае кран имеет переменный вылет. Кран, как правило, оборудуется механизмом подъема и может иметь механизмы поворота и передвижения тележки. Опоры крана могут выполняться на подшипниках скольжения или качения (рис. 13.1, в, г, д, е). Верхняя опора (рис. 13.1, г, в) воспринимает только горизонтальную нагрузку и крепится к элементам здания. Нижняя опора (рис. 13.1, д, е) воспринимает горизонтальную и вертикальную нагрузки. Она устанавливается на конструкциях здания или на фундаменте.

Момент крана обычно ограничен $10 \text{ кН} \cdot \text{м}$ и зависит от прочности опорных конструкций. В соответствии с ГОСТ 19811—82 краны такого рода могут выполняться в виде напольной или настенной конструкции (рис. 13.2), состоящей из опорной колонны 1, горизонтальной балки 3 и тельфера 4 для подъема и перемещения груза, механизма поворота 2.

Особенности расчета. Вертикальное усилие, действующее на нижнюю опору (рис. 13.1, а),

$$V = G + G_k, \quad (13.1)$$

где G — вес груза; G_k — вес металлоконструкции крана.

Горизонтальные нагрузки на верхнюю и нижнюю опоры

$$H = (Ga + P_k b) / h. \quad (13.2)$$

Момент сопротивления в опорах относительно оси колонны

$$M_c = M_{c_1} + M_{c_2} + M_{c_3}, \quad (13.3)$$

где M_{c_1} — момент сопротивления от сил трения, вызванных вертикальной нагрузкой; M_{c_2} , M_{c_3} — моменты сопротивления от сил трения, вызванных горизонтальными силами H , действующими в верхней и соответственно в нижней опорах.

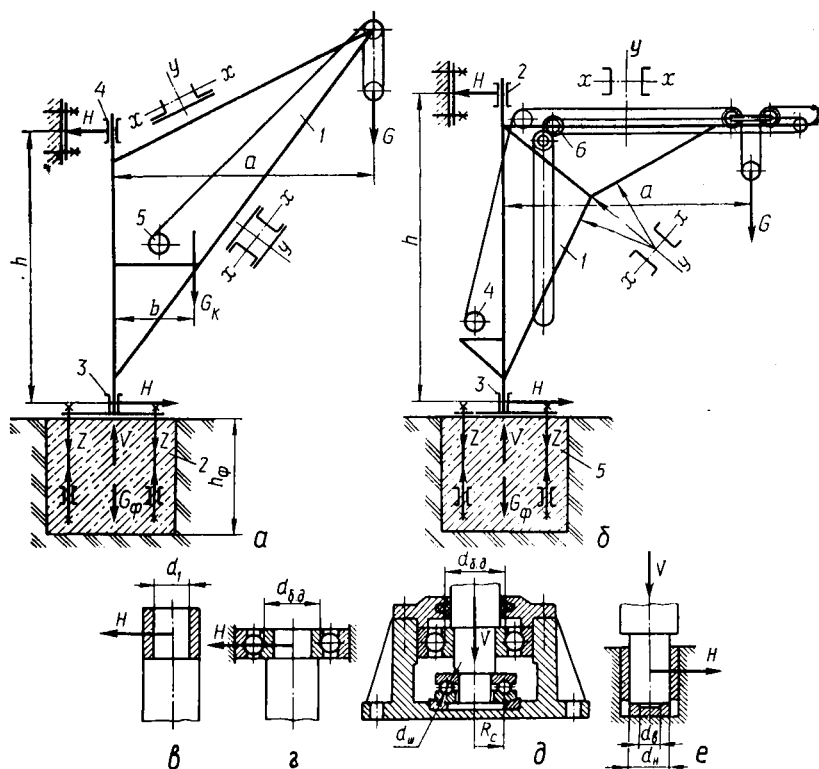


Рис. 13.1. Стационарный стреловой поворотный кран решетчатой конструкции с внешними опорами и переменным вылетом стрелы

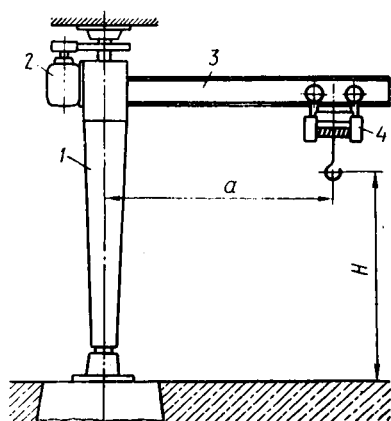


Рис. 13.2. Стационарный поворотный кран с внешними опорами и тельфером

При сплошной пята диаметром d

$$M_{c_1} = V f \frac{d}{3}. \quad (13.4)$$

При кольцевой пята (см. рис. 13.1, e)

$$M_{c_1} = V f \frac{d_n + d_b}{4}, \quad (13.5)$$

где d_n , d_b — наружный и внутренний диаметры поверхности трения; f — коэффициент трения скольжения.

Расчет этого момента сопротивления возможно выполнить также по формуле

$$M_{c_1} = V \frac{f}{3} \frac{d_n^3 - d_b^3}{d_n^2 - d_b^2}. \quad (13.6)$$

Формула (13.5) приведена в предположении, что в любой точке поверхности трения $pv = \text{const}$; формула (13.6) получена при условии, что в любой точке давление $p = \text{const}$. При наличии в пята упорного шарикового подшипника (рис. 13.1, $д$)

$$M_{c_1} = 2V\mu(R_c d_w), \quad (13.7)$$

где μ — коэффициент трения качения, см; R_c — средний радиус беговой дорожки подшипника, d_w — диаметр шарика.

Момент сопротивления в верхней скользящей опоре (рис. 13.1, $е$)

$$M_{c_1} = H f d_1 / 2,$$

где d_1 — диаметр опоры.

При использовании подшипника качения (рис. 13.1, $з$)

$$M_{c_1} = H d_{б.д} f_n / 2, \quad (13.8)$$

где $d_{б.д}$ — диаметр беговой дорожки; f_n — приведенный коэффициент трения.

Вес фундамента G_f определяют из условия устойчивости последнего при действии смещающей силы H в предположении отсутствия активного (лобового) и пассивного (бокового) сопротивления грунта на основании формулы

$$kH = (G + G_k + G_f) f, \quad (13.9)$$

где $k = 1,5 \dots 2,0$ — запас устойчивости фундамента; $f = 0,5 \dots 0,6$ — коэффициент трения между основанием фундамента и грунтом.

Из формулы (13.9)

$$G_f = kH/f - (G + G_k). \quad (13.10)$$

По аналогии для фундаментных болтов

$$k_1 H_1 = (G + G_k + nZ) f_1, \quad (13.11)$$

где k_1 — запас устойчивости крана против смещения горизонтальной силой H ; f — коэффициент трения между фундаментом и нижней

опорой крана; n — число фундаментных болтов; Z — натяжение одного болта.

Нетрудно найти, что

$$nZ = \frac{k_1 H}{f} - (G + G_k). \quad (13.12)$$

Если $k = k_1$ и $f = f_1$, то $nZ = G_\Phi$, откуда $Z = G_\Phi/n$.

Давление между грунтом и фундаментом

$$p = (G + G_k + G_\Phi)/F^{100} \leq [p], \quad (13.13)$$

где $[p]$ — допускаемое давление, равное: 3 МПа — для гранитного основания; 1...1,5 МПа — для песчаника или известняка; 0,6 МПа — для щебенки; 0,2...0,3 МПа — для глинистого суглинистого грунта; 0,025...0,05 МПа — для болотного грунта.

13.2. Стационарные стреловые поворотные краны с одной опорной колонной

Устройство. Различают краны с неподвижной и поворотной колонной. Отличительная особенность кранов с неподвижной колонной (рис. 13.3) — наличие стальной литой или ковanej колонны 8, на которую с помощью верхней 7 и нижней 5 опор опирается металлоконструкция крана 1. Неподвижная колонна крепится к фундаментной плите 2, которая с помощью болтов 3 соединяется с фундаментом 4. Опоры воспринимают горизонтальные нагрузки. Вертикальная нагрузка воспринимается верхней или нижней опорой. В последнем случае колонна разгружается от продольного сжимающего усилия. С целью уменьшения момента, опрокидывающего кран, нагружающего колонну, применяют противовес 6, устанавливающийся обычно на соответствующем вылете фермы крана. Верхнюю опору выполняют в виде траверсы с опорными подшипниками скольжения или качения. Траверсу соединяют с металлоконструкцией с помощью цапф. Нижнюю опору изготавливают чаще всего в виде двух-, четырех- (рис. 13.4, а) или многороликовой коробки (рис. 13.4, б).

Двухроликовую коробку обычно применяют в кранах без противовеса, многороликовую — в тяжело нагруженных кранах. Катки имеют бочкообразную форму, компенсирующую влияние возможных перекосов металлической конструкции. Максимальный диаметр колонны $d_k = 300...350$ мм, высота $h = (0,45...0,6) a$ м (a — вылет крана) и всегда $h \leq 3$ м (лучше $h = 1,5...2$ м). При $d_k \leq 150$ мм колонна делается сплошной (литой или ковanej), при $d_k \geq 150$ мм — полый (из стального литья). Конический хвостовик колонны имеет угол наклона $\alpha = 2,2 \dots 3,4^\circ$ ($\operatorname{tg} \alpha = 1/15 \dots 1/20$). Длина конического хвостовика $l = (0,9 \dots 1,5) d_{cp}$, где $d_{cp} = \frac{d_{\max} + d_{\min}}{2}$ — средний диаметр хвостовика колонны. Механизмы поворота и подъема чаще всего располагаются на поворотной части крана.

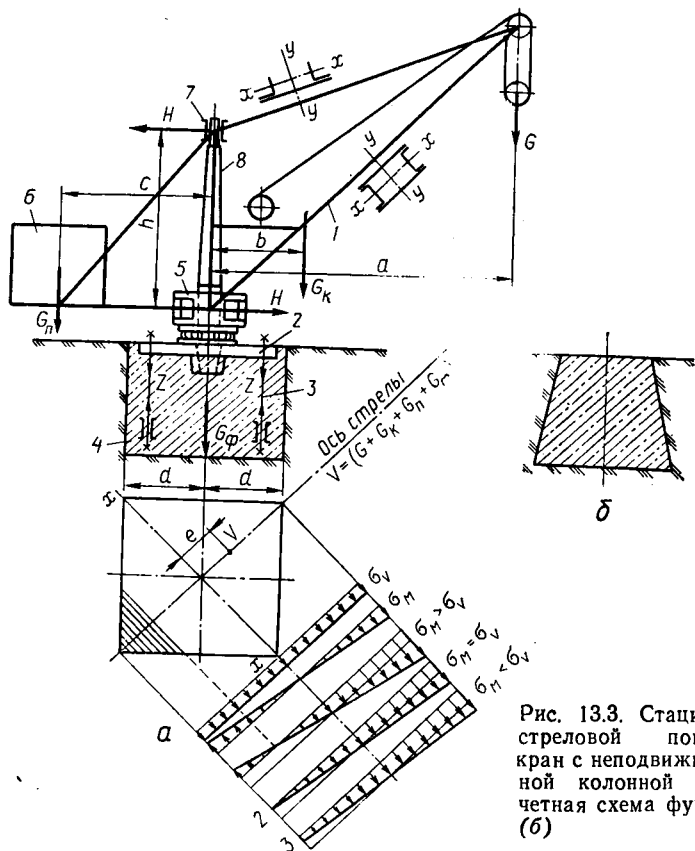
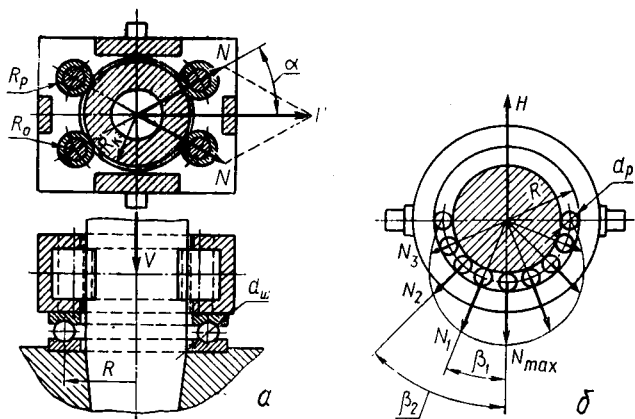


Рис. 13.3. Стационарный стреловой поворотный кран с неподвижной опорной колонной (а); расчетная схема фундамента (б)

Рис. 13.4. Конструктивные схемы нижних опор: четырехроликовой (а); многороликовой (б)



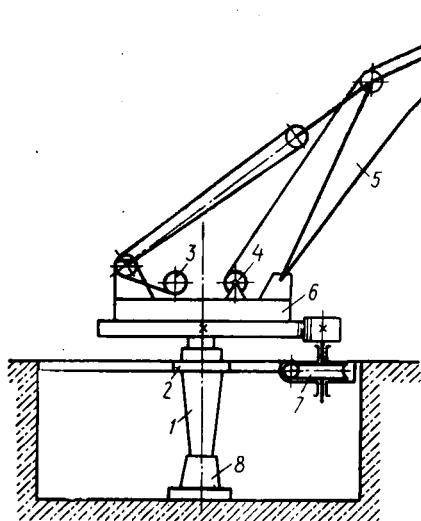


Рис. 13.5. Стационарный стреловой поворотный кран с вращающейся опорной колонной

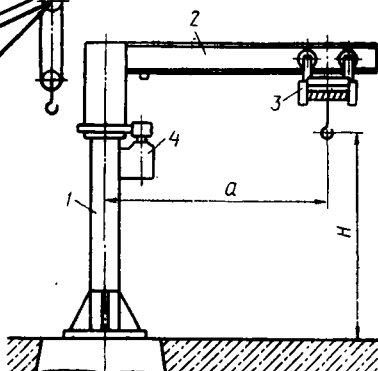


Рис. 13.6. Стационарный кран с поворотной колонной и тельфером

Кран с вращающейся колонной состоит из вращающейся колонны 1, опирающейся на верхнюю 2 и нижнюю 3 опоры, поворотной части 6 со стрелой 5, механизмом подъема 4, вращения 7, изменения вылета 3 (рис 13.5). Механизмы подъема и поворота могут размещаться на поворотной части крана.

Подобные краны часто применяют на палубах судов. Близки по конструкции краны типа порталных.

Применяют свободно стоящие краны на неподвижной колонне 1 со стрелой 2, оборудованные тельфером 3, с ручным и электрическим приводом поворота (рис. 13.6). Грузоподъемность этих кранов составляет 0,5; 1; 2 и 3,2 т.

Особенности расчета. Момент сопротивления вращению поворотной части крана относительно оси колонны в четырехроликовой нижней опоре (рис. 13.4, а) определяется по формуле

$$M_w = 2N \left(\frac{R_p + R_k}{R_p} \mu + \frac{R_o}{R_p} R_k f \right), \quad (13.14)$$

где R_p , R_o , R_k — радиусы ролика, оси ролика и колонны соответственно; N — нагрузка на один ролик:

$$N = \frac{H}{2} \cos \beta, \quad (13.15)$$

где $\beta = 60^\circ$.

Горизонтальная нагрузка на опору

$$H = (Ga + G_k b + G_n c) / h, \quad (13.16)$$

где G_n — вес противовеса; c — плечо расположения противовеса относительно оси колонны.

Принимая конусоидальный закон распределения нагрузки между роликами (см. рис. 13.4, б), находим нагрузку N_i на произвольный ролик многороликовой опоры по формуле

$$N_i = N_{\max} \cos \beta_i, \quad (13.17)$$

где $N_{\max}$ — наибольшая нагрузка на средний ролик; β_i — угловая координата расположения i -го ролика.

Проецируя все силы на ось, проходящую через средний ролик, находим

$$H = N_{\max} + 2N_i \cos \beta_i = N_{\max} (1 + 2 \sum_1^n \cos^2 \beta_i), \quad (13.18)$$

откуда

$$N_{\max} = H / (1 + 2 \sum_1^n \cos^2 \beta_i). \quad (13.19)$$

Момент сопротивления вращению всей роликовой опоры

$$M_w = k \left(M_{w \max} + 2 \sum_1^n M_{wi} \right) = k \left(N_{\max} 2f \frac{R}{d_p} + \right. \\ \left. + 2 \sum_1^n N_i 2f \frac{R}{d_p} \right) = k N_{\max} 2f \frac{R}{d_p} \left(1 + 2 \sum_1^n \cos \beta_i \right), \quad (13.20)$$

где $k = 1,25$ — коэффициент, учитывающий возможный перекося роликов; R — радиус наружной дорожки качения опоры; d — диаметр ролика; n — количество роликов в четверти окружности роликовой опоры.

Вес противовеса целесообразно принимать из условия равенства алгебраических сумм моментов, действующих на кран в нагруженном M_n и разгруженном M_p состояниях. Так как $M_n = Ga + G_{\kappa}b - G_n c$, $M_p = G_n c - G_{\kappa}b$, то, принимая $M_n = M_p$, находим:

$$G_n c = G_{\kappa}b + 0,5 Ga. \quad (13.21)$$

Это значит, что момент противовеса уравнивает момент от собственного веса крана и половину момента от полезного груза. Необходимый вес фундамента определяется из условия устойчивости свободно стоящего крана без учета влияния активного и пассивного сопротивления грунта по формуле

$$k = \frac{\sum M_n}{\sum M_o} = \frac{G_n (c + d) + G_{\Phi} d}{G (a - d) + G_{\kappa} (b - d)} \geq [k] = 1,8 \dots 2,0, \quad (13.22)$$

где k — запас устойчивости крана; $\sum M_n$ — сумма моментов сил, восстанавливающих кран от опрокидывания; $\sum M_o$ — сумма моментов сил, опрокидывающих кран с фундаментом; $[k]$ — допустимый запас устойчивости.

Определив необходимый вес фундамента, задаются его размерами. При этом глубину фундамента принимают в пределах 1,2...2 м, но на 0,2...0,25 м больше предельной глубины промерзания грунта. Размеры верхнего основания фундамента принимают на 200...400 мм больше размеров опорной плиты крана. Обычно фундамент выполняют в виде прямоугольной или многоугольной бетонной конструкции. С целью повышения устойчивости нижнее основание фундамента может иметь большие размеры (рис. 13.3, б). Эти размеры должны быть такими, чтобы в месте стыка фундамента с грунтом давление на грунт не превышало допустимого и не происходило раскрытие стыка.

Проверка грунта под фундаментом на допустимое давление производится по формуле

$$p = p_v \pm p_m = \left(\frac{V}{F} \pm \frac{Ve}{W_x} \right)^{10^6} \leq [p], \quad (13.23)$$

где p , $[p]$ — суммарное давление и допустимое; p_v — давление от вертикальной нагрузки V со стороны крана и фундамента; p_m — давление от опрокидывающего момента; F — площадь основания фундамента; e — эксцентриситет приложения силы V относительно оси вращения крана; W_x — момент сопротивления основания фундамента относительно оси, перпендикулярной к плоскости действия момента (ось x на рис. 13.3, а). Если подошва фундамента квадратная, минимальный момент сопротивления $W_x \approx 0,12 (2d)^3$.

При построении суммарных эпюр давлений могут иметь место три случая: 1) на части подошвы фундамента давления отрицательны; 2) давления по всей подошве фундамента положительны, однако минимальное давление равно нулю; 3) давления во всех точках подошвы положительны. Последний случай свидетельствует о правильном выборе размеров фундамента; первый — о наличии раскрытия стыка подошвы фундамента с грунтом.

Во избежание разрушения грунта под фундаментом необходимо соблюдать условие

$$p = [p]/k, \quad (13.24)$$

где $k = 1,5$ — коэффициент запаса.

Допускаемые давления (МПа) на грунт следует принимать:

- 3 — для гранита, базальта, диабазы;
- 1...1,5 — для известняка и песчаника;
- 0,3...0,6 — для щебенки (галечного грунта);
- 0,2...0,3 — для суглинка, глины, мелкого песка;
- 0,35...0,45 — для песка с гравием;
- 0,25...0,35 — для песка средней крупности;
- 0,1...0,2 — для влажного песка;
- 0,05...0,2 — для мокрой глины;
- 0,025...0,05 — для болотистого грунта, торфа.

13.3. Передвижные стреловые поворотные краны (настенные консольные, универсальные стреловые)

Настенные, велосипедные краны. Настенные стреловые поворотные краны предназначены для обслуживания производственных участков, расположенных непосредственно возле стен здания. На рис. 13.7 показана конструкция настенного консольного передвижного поворотного крана. Кран состоит из двух основных частей: опорной неповоротной в виде тележки 1, перемещающейся вдоль подкранового пути 9, и поворотной. В поворотную часть входят: поворотная колонна 3, опирающаяся на несущие балки тележки 1 с помощью опорно-поворотного устройства 2; стрела 5, прикрепленная к поворотной колонне; кабина 8, где установлены аппараты управления краном; верхнее опорное устройство 4. Кран оборудован тремя механизмами: подъема 6, располагающегося на поворотной стреле; поворота 7 и передвижения, установленных на неповоротной части. Угол поворота стрелы этих кранов не превышает 180° .

Грузоподъемность достигает 5 т, вылет — до 8 м. Недостатки: ограниченные грузоподъемность и площадь обслуживания.

Велосипедные краны применяют в производственных помещениях с габаритными размерами, исключающими возможность применения настенных консольных или мостовых кранов. В зависимости от устройства несущей металлоконструкции различают краны прямоугольной, ромбической и молотовидной конструкции.

Универсальные стреловые передвижные поворотные краны (железнодорожные, пневмоколесные, гусеничные, автомобильные, тракторные). Железнодорожные краны применяют для выполнения перегрузочных, строительно-монтажных и аварийных работ. На рис. 13.8 показана схема железнодорожного крана, состоящего из платформы 1, поворотной части 2, стрелы 3. Платформы этих кранов выполняют двухосными при грузоподъемности Q до 10 т, четырехосными при $Q = 15...25$ т, шестиосными при $Q = 50$ т. При поднятии грузов более 15 т краны обязательно устанавливают на выносные опоры, а меньших грузов рессоры должны выключаться. Наибольшая нагрузка на одно колесо крана при подъеме груза не должна превышать 20 т, а скорость передвижения крана с поднятым грузом должна быть не больше 5 км/ч. В двухосных кранах с центральным приводом передача движения ходовым колесом производится с помощью цепного привода. При индивидуальном электрическом приводе она осуществляется с помощью зубчатых передач.

В четырех- или шестиосных кранах с групповым приводом передача движения приводным ходовым колесом осуществляется также с помощью зубчатых передач — цилиндрических или конических.

Скорость передвижения железнодорожных кранов с групповым приводом самоходом не превышает 10 км/ч. При индивидуальном электроприводе эта скорость может быть значительно увеличена.

В пневмоколесных кранах (рис. 13.9) поворотную часть устанавливают на специальной раме, опирающейся на пневмошины боль-

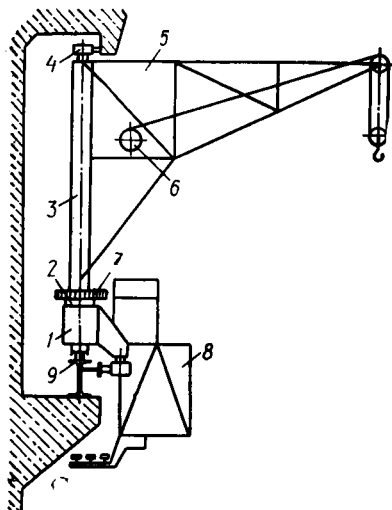


Рис. 13.7. Настенный консольный передвижной поворотный кран

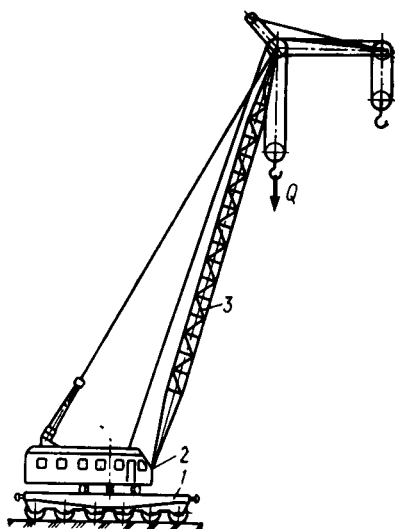


Рис. 13.8. Железнодорожный кран

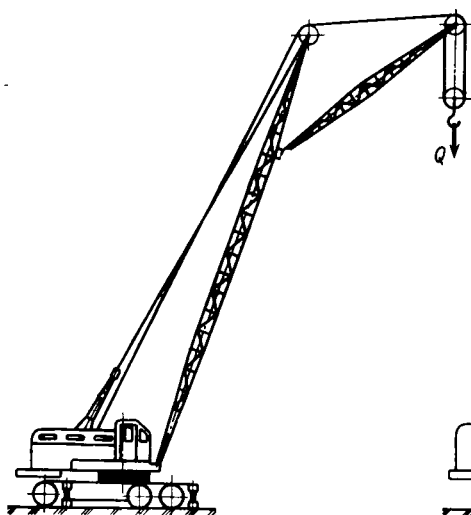


Рис. 13.9. Пневмоколесный кран

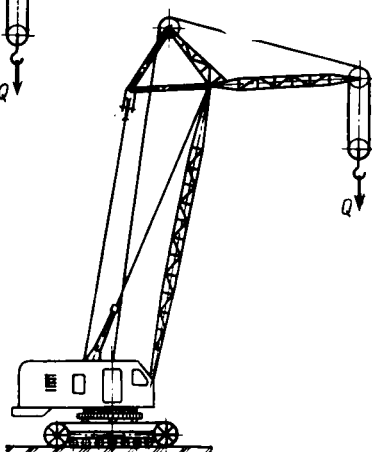


Рис. 13.10. Гусеничный кран

ших размеров с наружным диаметром покрышки 1000...1800 мм, шириной 250...500 мм. Эти колеса выполняют приводными и не приводными. Задние ходовые колеса устанавливают на жесткой оси, передние — на балансирующей или, реже, рессорной подвеске.

В зависимости от грузоподъемности крана ходовая часть выполняется двух-, трех- или четырехосной. Пневматические ходовые колеса, как правило, сдвоенные, среднего давления, с большой не-

сущей способностью. С целью обеспечения хорошей проходимости при движении по бездорожью и на большие подъемы обе оси двухосных кранов выполняют приводными. При этом для привода колес используют ведущие мосты грузовых автомобилей. В трехосных кранах приводными являются только задние оси. Поэтому у таких кранов меньшая проходимость. Четырехосные шасси пневмоколесных кранов имеют два ведущих моста и две оси с поворотными колесами. В трех- и четырехосных шасси мосты и оси подвешивают к раме с помощью балансиров, облегчающих движение крана по дороге с неровным профилем. Привод ведущих мостов всегда осуществляется от одного двигателя. Между двигателем и мостами устанавливается двух- или трехскоростная коробка передач. В большинстве пневмоколесных кранов применяют гидравлическую насосную систему управления, рабочие гидроцилиндры которой действуют на рабочую трапецию. Пневмоколесные краны благодаря значительной ширине поперечной базы при малых и средних грузах могут работать без выносных опор. Это обеспечивает большую маневренность и производительность кранов, так как исключаются затраты времени на установку и устранение этих устройств.

Для обеспечения безопасности подъема грузов при разрыве пневмокамеры некоторые конструкции ходовых колес снабжаются стальными дисками с диаметром, меньшим диаметра колеса ориентировочно на 100 мм.

Грузоподъемность отечественных пневмоколесных кранов достигает 100 т. Примером таких кранов является пневмоколесный кран КС-8471 грузоподъемностью 100 т, являющийся одним из самых мощных кранов такого типа в мире.

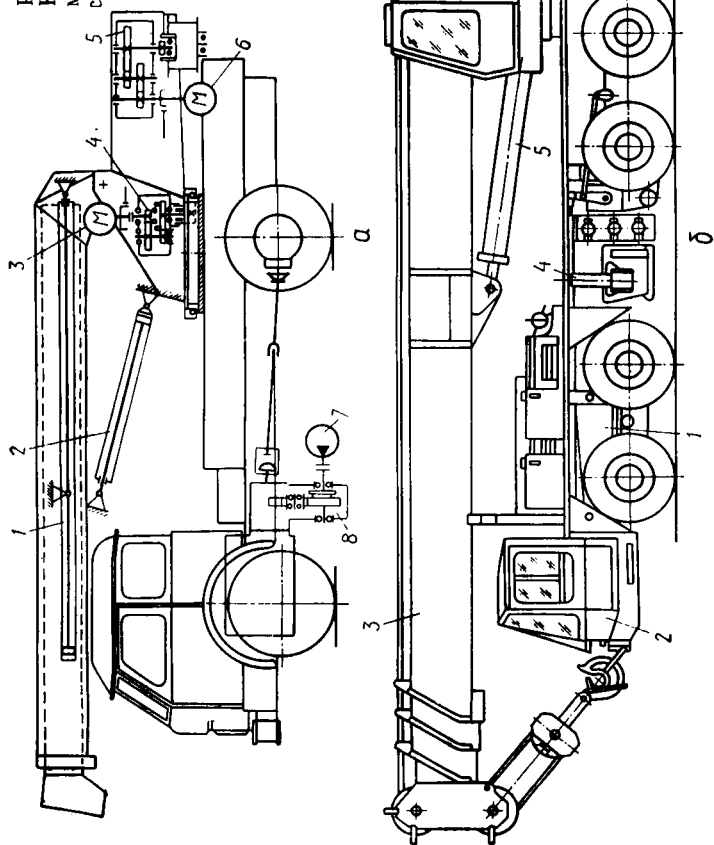
Благодаря хорошей проходимости и маневренности гусеничные краны широко применяют в жилищном и промышленном строительстве при выполнении перегрузочных и строительно-монтажных работ. Как самостоятельный вид оборудования эти краны изготовляют редко. Обычно их выпускают как краны-экскаваторы, имеющие в качестве сменного рабочего оборудования крюк и грейфер.

В случае применения кранового оборудования частота вращения поворотной части крана снижается с 4...6 до 1,2...1,5 об/мин введением дополнительной зубчатой передачи в механизм поворота или установкой двухскоростного редуктора. Одновременно при крановом оборудовании применяют принудительный спуск груза на двигательном режиме и нормально замкнутые тормоза в составе механизма подъема вместо нормально открытых тормозов и свободного спуска груза.

Достигается это реверсированием одного из подъемных барабанов с помощью реверсивной цепной передачи. На рис. 13.10 показана общая схема гусеничного крана. Кран состоит из ходовой и поворотной частей. К основной стреле шарнирно крепится вторая стрела (клюв) достаточно большой длины.

Применяемый в этих кранах двухгусеничный ход состоит из двух бесконечных лент из шарнирно связанных между собой гусеничных звеньев (пластин, траков).

Рис. 13.11. Автомобильный кран
КС-3571 с гидроприводом (а); авто-
мобильный кран КС7-471 на спецшас-
си (б)



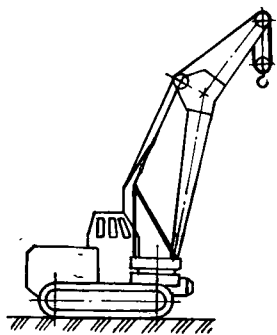


Рис. 13.12. Поворотный стреловой тракторный кран

Нагрузка на звенья (траки) гусеницы передается через опорные ролики. На концах гусеничного хода установлены ведущая и ведомая звездочки. При групповом приводе ведущая звездочка соединяется с приводным валом кулачковой муфтой. При индивидуальных электроприводах привод ведущих звездочек осуществляется от отдельных двигателей. Включение одной гусеницы при заторможенной второй обеспечивает поворот крана относительно заторможенной гусеницы. Включение двигателей в противоположные стороны обеспечивает разворот гусеничного крана на месте. Верхняя ветвь гусеничной цепи опирается на ролики.

Натяжение гусеничной ленты обеспечивается натяжением не приводной звездочки.

Грузоподъемность гусеничных кранов достигает 100 т. Краны грузоподъемностью 50 т и больше изготовляют в виде самостоятельных монтажных машин.

Автомобильные краны — наиболее распространенные стреловые передвижные краны, часто применяющиеся для выполнения строительно-монтажных и перегрузочных работ в условиях городского строительства. В настоящее время освоен серийный выпуск автомобильных кранов грузоподъемностью 4; 6; 3; 10 и 16 т. Ведется работа по созданию автомобильного крана грузоподъемностью 25 т.

В кооперации с заводами ПНР в нашей стране выпускаются автомобильные краны на специальном шасси грузоподъемностью 25, 40, 63 и 100 т. Создаются краны грузоподъемностью 160 и 250 т на семи- и восьмиосных шасси. По типу привода автомобильные краны делятся на краны с одномоторным приводом от двигателя внутреннего сгорания автомобиля и краны с многомоторным индивидуальным приводом (электрическим или гидравлическим). На рис. 13.11, а показан автомобильный кран КС-3571 с гидравлическим приводом. Движение от коробки отбора мощности 8 передается гидронасосу 7 и далее гидромоторами 6, 3 механизма подъема 5 и поворота 4, гидроцилиндрам 2, 1 механизмов изменения вылета и выдвижения стрелы соответственно. При подъеме больших грузов применяют выносные опоры (аутригеры). На рис. 13.11, б показан гидравлический автомобильный кран КС-5473 на специальном семиосном шасси грузоподъемностью 100 т. На шасси 1 установлены кабина 2, выносные опоры 4 и 9, поворотная платформа 7 с кабиной 6, противовесом 8, стрелой 3, гидроцилиндром 5 подъема стрелы.

Поворотная или неповоротная часть тракторных кранов обычно монтируется на гусеничных тракторах. При этом тракторы несколько реконструируются: рессорная часть подвески заменяется жесткой, гусеничный ход иногда удлиняется.

На рис. 13.12 показан поворотный стреловой тракторный кран с индивидуальным приводом всех механизмов. Поворотная часть крана размещается на месте кабины, а кабина с рычагами управления располагается сбоку трактора над гусеницей. Существуют конструкции с поворотной частью, располагающейся над кабиной трактора. Широко применяют краны-трубоукладчики. Грузоподъемность их — 15 т при вылете от края трактора, равном 1 м, и 3 т — при вылете 4,5 м.

При необходимости увеличить вылет применяют противовес или упор стрелы со стороны траншеи.

13.4. Устойчивость передвижных стреловых поворотных кранов

Общие сведения. Все передвижные стреловые поворотные краны должны обладать определенным запасом устойчивости в нагруженном и разгруженном состояниях, обеспечивающим известную степень надежности против опрокидывания. Для башенных кранов определение запаса устойчивости сводится к определению соответствующих коэффициентов для рабочего и нерабочего состояний, т. е. коэффициентов грузовой и собственной устойчивости.

Под коэффициентом грузовой устойчивости понимают отношение суммы моментов сил, действующих на кран в рабочем состоянии, составленной относительно ребра опрокидывания, к моменту от веса груза, определенному относительно того же ребра. Под коэффициентом собственной устойчивости понимают отношение суммы моментов сил, действующих на кран в нерабочем состоянии, составленной относительно ребра опрокидывания, к моменту от сил ветра, определенному относительно того же ребра. Моменты сил, восстанавливающие устойчивое состояние крана, отмечаются положительным знаком, моменты сил, опрокидывающих кран, — отрицательным.

При проверке устойчивости стрелового крана со стрелой, направленной поперек подкранового пути, в качестве ребра опрокидывания принимается середина головки рельса. При проверке такой же устойчивости гусеничного крана за ребро опрокидывания применяют линию, проходящую через среднюю часть опорных дисков. Если ведется проверка устойчивости крана, поддерживаемого аутриггерами, то в качестве ребра опрокидывания принимают линию, проходящую через середины опорных дисков аутриггеров.

Коэффициенты грузовой устойчивости. Расчетные условия (рис. 13.13, а): кран находится в неподвижном состоянии. Опорная площадка — наклонная с углом наклона $\alpha = 3^\circ$ при работе без аутриггеров и $\alpha = 1,5^\circ$ при работе с аутриггерами*. Стрела опущена в крайнее нижнее положение. К ней подвешен номинальный груз, опущенный в крайнее нижнее положение. Поворотная часть крана, находящаяся в состоянии вращательного движения, тормозится с максимальной интенсивностью $t_t = 0,5$ с в момент, когда стрела

* Для башенных кранов, работающих на временных путях, $\alpha = 2^\circ$.

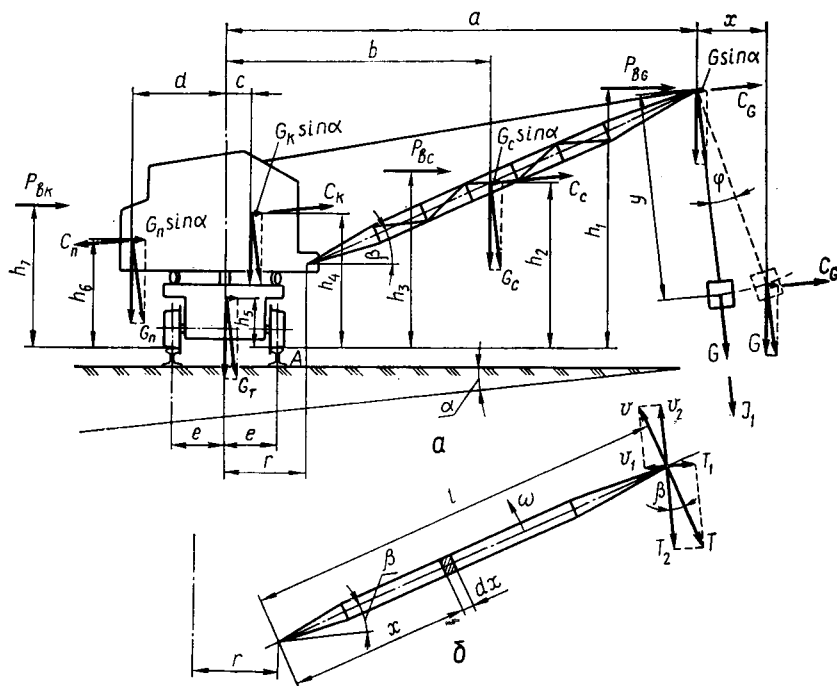


Рис. 13.13. Схемы для определения коэффициента грузовой устойчивости стрелового поворотного крана в неподвижном состоянии

занимает положение, перпендикулярное подкрановому пути. Груз опускается со скоростью, в 1,5 раза большей скорости подъема (при реверсивных лебедках эти скорости равны). На кран в сторону его возможного опрокидывания действует нагрузка от ветра рабочего состояния. Баки для топлива предполагаются свободными; стрела крана осуществляет подъем при пусковом состоянии механизма вылета.

Коэффициент грузовой устойчивости определяется по формуле

$$k_1 = \frac{\sum M_1}{G(a-e) \cos \alpha} \geq 1,15, \quad (13.25)$$

где сумма моментов относительно ребра опрокидывания А (рис. 13.13, а)

$$\begin{aligned} \sum M_1 = & [G_n(d+e) + G_k(e-c) + G_r e] \cos \alpha - (G_n h_6 + G_r h_5 + \\ & + G_k h_4 + G_c h_2 + G h_1) \sin \alpha - (P_{в.к} h_7 + P_{в.с} h_3 + P_{в.г} h_1) - \\ & - (-C_n h_6 + C_k h_4 + C_c h_2 + C_g h_1) - [T_2(a-e) + T_1 h_1] - \\ & - [I_1(a-e) \cos \alpha + I_1 h_1 \sin \alpha]. \end{aligned} \quad (13.26)$$

Здесь G_n — сила тяжести противовеса; G_k — сила тяжести поворотной части крана; G_r — сила тяжести неповоротной части крана; $P_{в.к}$ — нагрузка от ветра на кран; $P_{в.с}$ — нагрузка от ветра на

стрелу; $P_{вГ}$ — нагрузка от ветра на груз; C_n , C_k , C_c , C_G — центробежные силы инерции, действующие на противовес, кран, стрелу и груз соответственно; T_2 и T_1 — составляющие касательной силы инерции от груза при подъемно-пусковом движении стрелы; I_1 — сила инерции при торможении опускающегося газа.

Если допустить, что масса противовеса сосредоточена в центре тяжести этой части крана, то соответствующую центробежную силу инерции C_n , Н, можно определить по формуле

$$C_n = m_n \omega_k^2 d = m_n (\pi n_k / 30)^2 d \approx m_n n_k^2 d / 91,2. \quad (13.27)$$

Здесь m_n — масса противовеса, кг; ω_k , n_k — угловая скорость, рад/с, и частота вращения поворотной части крана, об/мин.

По аналогии центробежная сила инерции от силы тяжести крана

$$C_k = m_k n_k^2 c / 91,2. \quad (13.28)$$

Здесь m_k — масса крана, кг.

С учетом отклонения груза на значение x при вращении поворотной части крана, как установлено ранее,

$$C_G = m_G g a n_k^2 / (91,2g - n_k^2 y); \quad (13.29)$$

$$x = a n_k^2 y / (91,2g - n_k^2 y). \quad (13.30)$$

Формулы (13.29) и (13.30) дают удовлетворительные результаты при $n_k \leq 3$ об/мин и длине подвески груза $y \leq 50$ м.

Центробежная сила инерции стрелы

$$C_c = m_c n_k^2 b / 91,2, \quad (13.31)$$

где m_c — масса стрелы, кг.

Сила инерции при торможении опускающегося груза, Н,

$$J_1 = m_G 1,5v/t_r, \quad (13.32)$$

где t_r — время торможения механизма подъема, с, определенное расчетом с учетом особенностей привода и рабочей характеристики тормозного устройства.

Касательная сила инерции, Н, при разгоне механизма подъема стрелы от веса груза (рис. 13.13, б).

$$T = m_G l \omega / t_p, \quad (13.33)$$

где l — длина стрелы, м; ω — угловая скорость стрелы, с⁻¹, t_p — время разгона механизма изменения вылета стрелы, с.

Составляющие этой силы

$$T_2 = T \cos \beta; T_1 = T \sin \beta.$$

Влияние касательной силы инерции от силы тяжести стрелы при разгоне механизма подъема может быть учтено формулой

$$T_c = m_{с.пр} l \omega / t_p, \quad (13.34)$$

где $m_{с.пр}$ — приведенная к оголовку стрелы масса стрелы. Ранее найдено, что $m_{с.пр} = m/3$.

Предполагается, что нагрузки от ветра имеют статический характер. При учете только статических вертикальных нагрузок коэффициент грузовой устойчивости определяется по формуле

$$k_1 = \frac{\sum M_1}{1,25 (G - e)} \geq 1,4, \quad (13.35)$$

где $\sum M_1 = [G_{\text{п}}(d + e) + G_{\text{к}}(e - c) + G_{\text{т}}e]$ — коэффициент 1,25 учитывает перегрузку крана при первичном статистическом испытании.

Коэффициент грузовой устойчивости крана с учетом касательных сил инерции, вызванных работой механизма поворота крана. При необходимости принять во внимание воздействие касательных сил инерции, вызванных работой механизма поворота, стрелу крана устанавливают под углом 45° к направлению ребра опрокидывания в сторону уклона рабочей площадки (рис. 13.14).

Если предположить, что поворотная часть крана находится в состоянии торможения, то в этом случае на кран действуют касательные силы инерции: от груза — $T_{\text{г}}$; от стрелы — $T_{\text{с}}$; от крана — $T_{\text{к}}$; от противовеса — $T_{\text{п}}$.

Каждую из этих сил можно разложить на две составляющих: одну, действующую в плоскости опрокидывания ($T'_{\text{г}}$, $T'_{\text{с}}$, $T'_{\text{к}}$, $T'_{\text{п}}$); другую, действующую в перпендикулярной плоскости. Силы $T'_{\text{г}}$, $T'_{\text{с}}$, $T'_{\text{к}}$ способствуют опрокидыванию крана, сила $T'_{\text{п}}$ препятствует этому движению. Следовательно,

$$T'_{\text{г}} = T_{\text{г}} \cos 45^\circ \approx 0,7 T_{\text{г}}; \quad T'_{\text{с}} = 0,7 T_{\text{с}}; \quad T'_{\text{п}} \approx 0,7 T_{\text{п}}; \quad (13.36)$$

$$T'_{\text{к}} \approx 0,7 T_{\text{к}},$$

где

$$T_{\text{г}} = m_{\text{г}}(a + x) \pi n_{\text{к}} / 30 t_{\text{т}} = m_{\text{г}}(a + x) n_{\text{к}} / 9,54 t_{\text{т}};$$

$$T_{\text{п}} = m_{\text{п}} d n_{\text{к}} / 9,54 t_{\text{т}}; \quad T_{\text{к}} = m_{\text{к}} c n_{\text{к}} / 9,54 t_{\text{т}}.$$

Здесь отклонение груза x определяется по формуле (13.30); $t_{\text{т}}$ — время торможения крана.

Используя понятие приведенной массы стрелы, можем учесть ее влияние по формуле

$$T_{\text{гс}} = m_{\text{пр.с}} a n_{\text{к}} / 9,54 t_{\text{т}},$$

где $m_{\text{пр.с}} \approx m_{\text{с}}/3$.

Более точно влияние массы стрелы можно учесть, приняв равномерное распределение последней по длине из следующих соображений.

Элементарная масса стрелы

$$dm = (m_{\text{с}}/l) dx. \quad (13.37)$$

Соответствующая сила инерции

$$dT = \frac{m_{\text{с}}}{l} dx (r + x \cos \beta) \frac{\pi n_{\text{к}}}{30 t_{\text{т}}} = \frac{m_{\text{с}} n_{\text{к}}}{9,54 l t_{\text{т}}} (r + x \cos \beta) dx, \quad (13.38)$$

где r — расстояние от оси вращения крана до оси вращения стрелы (рис. 13.14 и 13.13, б).

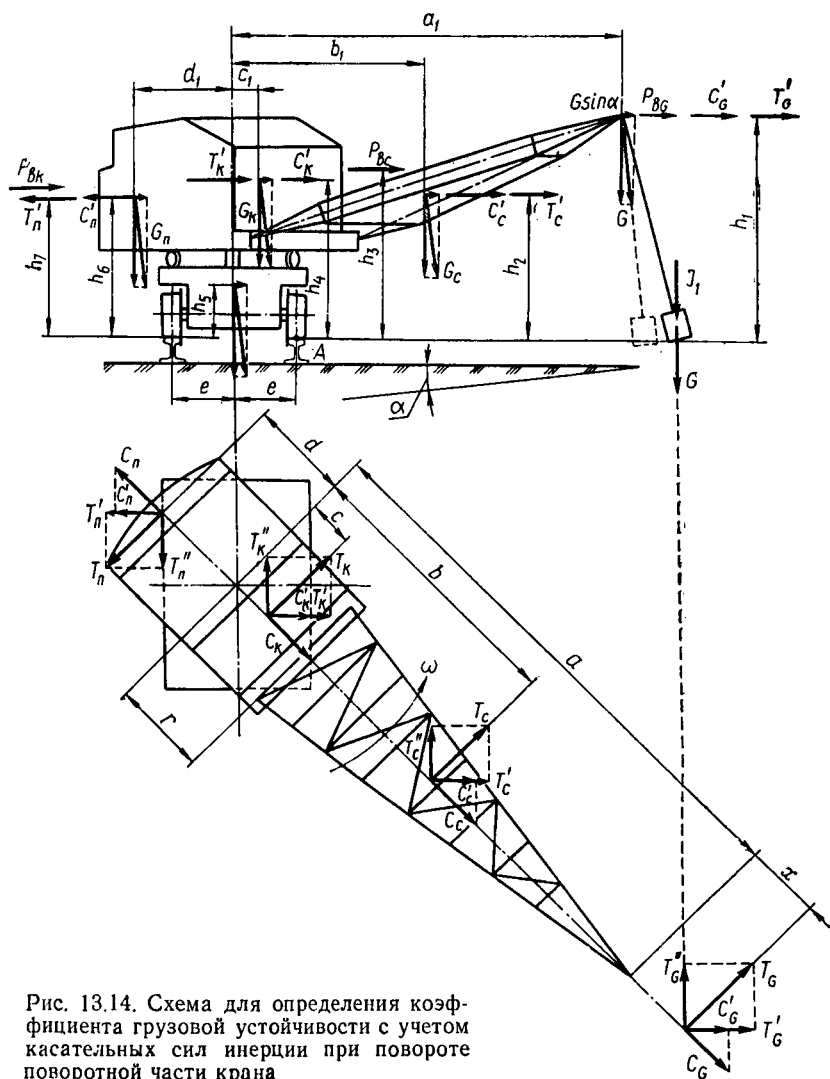


Рис. 13.14. Схема для определения коэффициента грузовой устойчивости с учетом касательных сил инерции при повороте поворотной части крана

Сила инерции от массы стрелы

$$T = \frac{m_c n_k}{9,54 l t_r} \int_0^l (r + x \cos \beta) dx = \frac{m_c n_k}{9,54 t_r} \left(r + \frac{l \cos \beta}{2} \right). \quad (13.39)$$

Момент касательных сил инерции элемента стрелы относительно оси вращения крана

$$dM_r = \frac{m_c n_k}{9,54 l t_r} (r + x \cos \beta)^2 dx. \quad (13.40)$$

Суммарный момент для всей стрелы

$$M_T = \frac{m_c n_k}{9,54 l t_T} \int_0^l (r + x \cos \beta)^2 dx = \frac{m_c n_k}{9,54 l t_T} \left(r^2 + r l \cos \beta + \frac{l^2}{3} \cos^2 \alpha \right). \quad (13.41)$$

Координата R приложения равнодействующей силы инерции T

$$R = M_T / T.$$

Следовательно, коэффициент грузовой устойчивости с учетом касательных сил инерции можно определить по формуле

$$k_2 = \frac{\sum M_2}{G(a-e) \cos \alpha} \geq 1,15, \quad (13.42)$$

где

$$\begin{aligned} \sum M_2 = & [G_n(d_1 + e) + G_k(e - c_1) + G_T e] \cos \alpha - (G_n h_8 + G_T h_5 + \\ & + G_k h_4 + G_c h_2 + G h_1) \sin \alpha - (P_{вк} h_7 + P_{вс} h_3 + P_{вГ} h_1) + \\ & + C_n h_8 - (C_k h_4 + C_c h_2 + C_G h_1) - [I_1(a_1 - e) \cos \alpha + I_1 h_1 \sin \alpha] - \\ & - (T'_G h_1 + T'_c h_2 + T'_k h_3) + T'_n h_6. \end{aligned} \quad (13.43)$$

Коэффициент грузовой устойчивости крана при стреле, направленной вдоль подкранового пути. Расчетные условия (рис. 13.15): кран находится в подвижном состоянии. Опорная площадка с углом наклона $\alpha = 3^\circ$ при работе без аутриггеров и $\alpha = 1,5^\circ$ при работе с аутриггерами. Стрела опущена в крайнее нижнее положение. К стреле подвешен в неподвижном состоянии номинальный груз, опущенный в крайнее нижнее положение. Поворотная часть крана не вращается. На кран в сторону его возможного опрокидывания действует нагрузка от ветра рабочего состояния. Баки для топлива и котел парового крана для воды предполагаются свободными. Кран тормозится с максимальной интенсивностью торможения.

Коэффициент грузовой устойчивости определяется по формуле

$$k_3 = \frac{\sum M_3}{G(a-e) \cos \alpha} \geq 1,15. \quad (13.44)$$

Все моменты определяются относительно ребра опрокидывания, проходящего через точку B (рис. 13.15).

Коэффициент собственной устойчивости крана. Расчетные условия (рис. 13.16): кран находится в неподвижном состоянии и своей наименьшей базой обращен в сторону наклона пути. Опорная площадка — наклонная. Стрела поднята в крайнее верхнее положение и разгружена. Поворотная часть крана не вращается. На кран в сторону наклона пути действует нагрузка от ветра нерабочего состояния. Баки для топлива (котел парового крана для воды) предполагаются предельно заполненными.

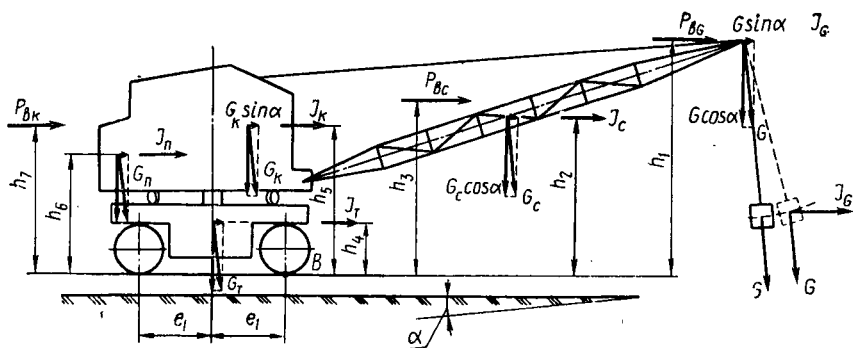


Рис. 13.15. Схема для определения коэффициента грузовой устойчивости стрелового поворотного крана при передвижении крана

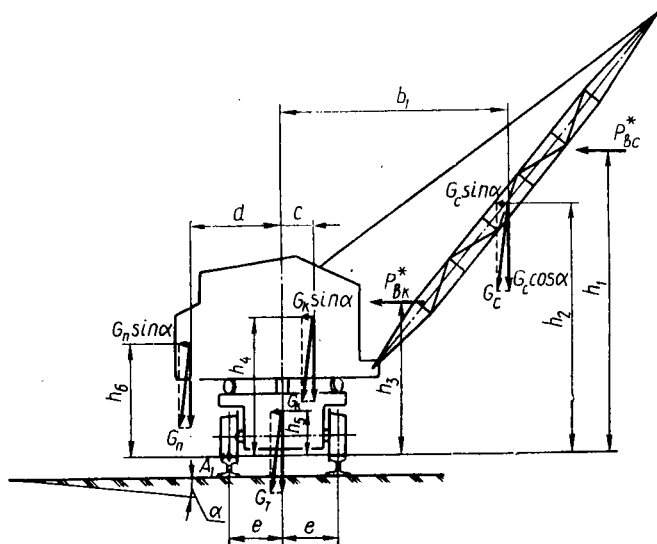


Рис. 13.16. Схема для определения коэффициента собственной устойчивости стрелового крана

Коэффициент собственной устойчивости определяется по формуле

$$k_4 = \frac{\sum M_{\text{в}}}{\sum M_0} = \frac{G_c (b_1 + e) \cos \alpha + G_T e \cos \alpha + G_K (e + c) \cos \alpha}{P_{\text{вс}}^* h_1 + P_{\text{вк}}^* h_3 + (G_T h_6 + G_K h_4 + G_C h_2) \sin \alpha}, \quad (13.45)$$

где $\sum M_{\text{в}}$ — сумма моментов сил, восстанавливающих кран от опрокидывания; $\sum M_0$ — сумма моментов сил, опрокидывающих кран. В составе $\sum M_0$ находятся моменты сил ветра нерабочего состояния, действующих на стрелу $P_{\text{вс}}^*$ и кран $P_{\text{вк}}^*$.

13.5. Нагрузки на опорные ходовые колеса стреловых поворотных кранов

Существуют два способа определения расчетных нагрузок на опорные ходовые колеса стреловых поворотных кранов. Согласно первому способу, полагают, что рама тележки представляет собой жесткую конструкцию; согласно второму способу, принимают, что элементы рамы соединены между собой шарнирами.

Случай жесткой опорной рамы. В большинстве случаев опорные тележки стреловых поворотных кранов, тележки мостовых кранов и т. д. являются статически неопределимыми конструкциями относительно опорных реакций. При отсутствии шарниров, соединяющих элементы тележек, распределение нагрузок между ходовыми колесами зависит от дефектов подкранового пути, разности диаметров колес, упругих характеристик опорного основания и элементов тележки.

Дополнительные нагрузки, вызванные погрешностями пути и опорных конструкций крана, создающие отклонение одной из опор на значение $\pm h$, зависят от приведенного коэффициента жесткости пути крана c . Определение этих нагрузок представляет достаточно сложную статически неопределимую задачу. Поэтому при практических расчетах нагрузок на ходовые колеса в случае достаточно жестких опорных тележек предполагают, что рама опорной тележки полностью передает на опоры момент от вращающейся части крана; все точки соприкосновения ходовых колес с рельсами находятся в одной плоскости, податливость подкрановых рельсоопорных конструкций и грунта очень малая.

Соответствующая расчетная схема показана на рис. 13.17, а. Пусть стрела, центр вращения которой расположен от центра симметрии опорной конструкции на расстоянии t , направлена под углом φ к продольной оси x ; центр тяжести вращающейся части крана находится в точке O_1 на расстоянии R от оси вращения крана O ; в точке O_1 приложена равнодействующая всех вертикальных нагрузок V , приложенных к поворотной части крана; в плоскости стрелы действует также сумма моментов M от ветра, центробежных сил инерции, сил уклона пути.

Тогда, разлагая моменты $(VR + M)$ на составляющие в плоскостях x и y , для определения нагрузок на ходовые колеса A, B, C, D получим формулы

$$P_A = \frac{G + V}{4} + \frac{V(R \cos \varphi + t) + M \cos \varphi}{4a} + \frac{(VR + M) \sin \varphi}{4b}; \quad (13.46)$$

$$P_B = \frac{G + V}{4} + \frac{V(R \cos \varphi + t) + M \cos \varphi}{4a} - \frac{(VR + M) \sin \varphi}{4b}; \quad (13.47)$$

$$P_C = \frac{G + V}{4} - \frac{V(R \cos \varphi + t) + M \cos \varphi}{4a} - \frac{(VR + M) \sin \varphi}{4b}; \quad (13.48)$$

$$P_D = \frac{G + V}{4} - \frac{V(R \cos \varphi + t) + M \cos \varphi}{4a} + \frac{(VR + M) \sin \varphi}{4b}; \quad (13.49)$$

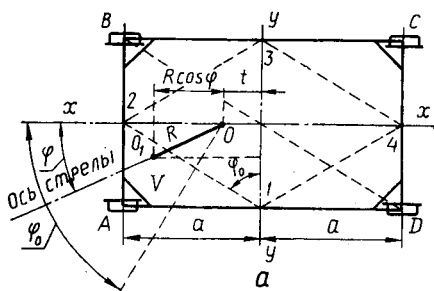
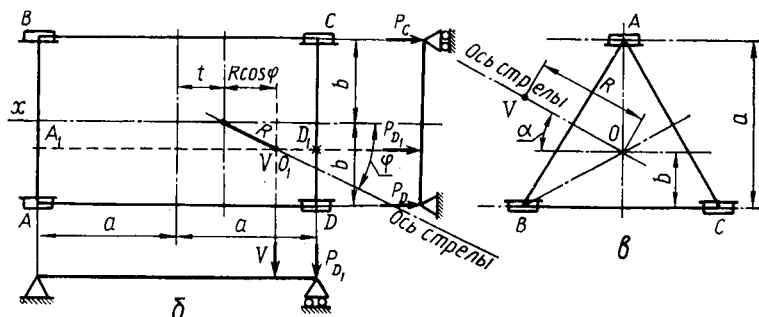


Рис. 13.17. Схемы расчета опорных рам стрелового поворотного крана: четырехопорной жесткой (а) и податливой (б); трехопорной (в)



где G — собственный вес неповоротной части крана, приложенный в геометрическом центре опорной рамы.

Приравняв к нулю первую производную нагрузки P_A по углу поворота стрелы, получим

$$\frac{dP_A}{d\varphi} = -\frac{VR + M}{4a} \sin \varphi + \frac{VR + M}{4b} \cos \varphi = 0, \quad (13.50)$$

откуда находим

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{a}{b} = \operatorname{tg} \varphi_0. \quad (13.51)$$

Это значит, что ходовое колесо A будет нагружено наибольшей нагрузкой тогда, когда стрела крана станет перпендикулярной к линии 1—2 опорного контура крана. Ходовое колесо C в этом случае будет нагружено минимальной нагрузкой.

При небольших неровностях пути одна из опор может потерять контакт с рельсом и передача нагрузки происходит на три ходовых колеса. В таких условиях работают, как правило, башенные краны.

Пусть в этом случае нагрузку воспринимают ходовые колеса A , B , D , а схема нагружения сохраняется той же. Поскольку опора C в работе участия не принимает, момент $(VR + M) \cos \varphi$, действующий в плоскости x , будет восприниматься только опорами A и D , а момент, действующий в плоскости y , — только опорами A и B . Поэтому нагрузки на опоры A , B , D будут определяться формулами

$$P_A = \frac{G}{3} + \left[\frac{V(R \cos \varphi + t) + M \cos \varphi}{2a} + \frac{(VR + M) \sin \varphi}{2b} \right]; \quad (13.52)$$

$$P_B = \frac{G}{3} + \left[\frac{V}{2} - \frac{(VR + M) \sin \varphi}{2b} \right]; \quad (13.53)$$

$$P_D = \frac{G}{3} + \left[\frac{V}{2} + \frac{V(R \cos \varphi + t) + M \cos \varphi}{2a} \right]. \quad (13.54)$$

Приравнявая к нулю первую производную от P_A наиболее нагруженной опоры A , получим

$$\frac{dP_A}{d\varphi} = -\frac{VR + M}{2a} \sin \varphi + \frac{VR + M}{2b} \cos \varphi, \quad (13.55)$$

откуда

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{a}{b} = \operatorname{tg} \varphi_0.$$

Возможен и следующий способ определения нагрузок на ходовые колеса трехопорной рамы стрелового поворотного крана (рис. 13.17, е).

Нагрузка на ходовое колесо, расположенное в точке A ,

$$P_A = \frac{Vb + (VR + M) \sin \alpha}{a} + \frac{G}{3}. \quad (13.56)$$

Наибольшая нагрузка имеет место при $\alpha = 90^\circ$, наименьшая — при $\alpha = 180^\circ$. Аналогично определяются нагрузки на опоры B и C .

Случай податливой четырехопорной рамы. Полагая, что элементы опорного контура соединены между собой шарнирно, задачу решаем путем разложения сил между отдельными частями конструкции и точками опоры (рис. 13.17, б). Принимая такое же расположение сил, как и в предыдущем случае, проведем через точку O_1 линию A_1D_1 и определим давление в точках A_1 и D_1 . Используя результаты расчета, определим давления в точках D , C и A , B .

Нагрузки в точках D_1 и A_1

$$P_{A_1} = \frac{V(a - t - R \cos \varphi) - M \cos \varphi}{2a}; \quad (13.57)$$

$$P_{D_1} = \frac{V(R \cos \varphi + a + t) + M \cos \varphi}{2a}. \quad (13.58)$$

Нагрузка на ходовое колесо D

$$P_D = P_{D_1} (b + R \sin \varphi) / 2b + G/4. \quad (13.59)$$

Приравнявая к нулю первую производную от P_D по углу φ , получим

$$\begin{aligned} \frac{dP_D}{d\varphi} = \frac{1}{4ab} \{ [1 - (VR + M)(b + R \sin \varphi) \sin \varphi] + \\ + [(VR + M) \cos \varphi + V(a + t)] \times R \cos \varphi \} = 0, \end{aligned}$$

откуда находим

$$(VR + M)(b + R \sin \varphi) \sin \varphi = [(VR + M) \cos \varphi + V(a + t)] R \cos \varphi,$$

или

$$\operatorname{tg} \varphi = R \frac{(VR + M) \cos \varphi + V(a + t)}{(VR + M)(b + R \sin \varphi)}. \quad (13.60)$$

При заданных значениях a, b, t, R путем подбора можно найти угол $\varphi = \varphi_0$, при котором нагрузка на ходовое колесо D будет наибольшей.

13.6. Давления на гусеницы гусеничных и тракторных кранов

В гусеничных кранах ось вращения совпадает с осью симметрии гусеничного хода.

Применяя изложенный выше метод, можно определить максимальное давление, действующее в зоне контакта гусениц с грунтом. При произвольном положении стрелы, определяемом углом α между осью y и стрелой, получим формулу для определения давления (рис. 13.18):

$$p = p_1 + p_2 + p_3 = \Sigma V / 2aB + M \cos \varphi / 2W_x + M \sin \varphi / W_y, \quad (13.61)$$

где p_1 — давление от всех вертикальных нагрузок ΣV ; p_2, p_3 — давление от момента M , действующего в плоскости y и соответственно x .

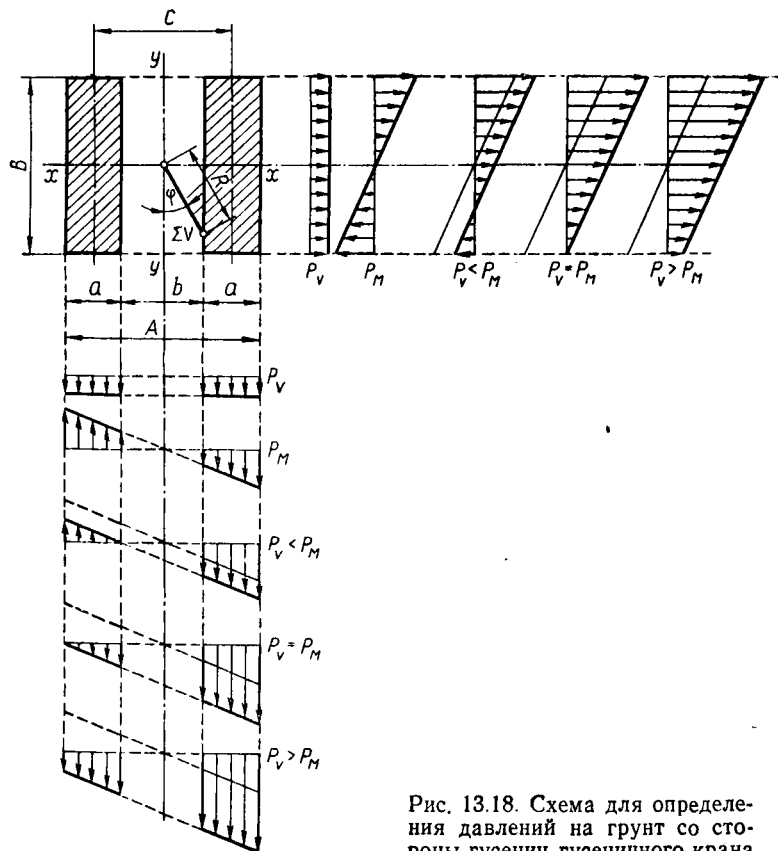


Рис. 13.18. Схема для определения давлений на грунт со стороны гусениц гусеничного крана

Момент $M = VR + \sum W_i H_i$, где W_i — составляющая горизонтальной нагрузки, действующей на кран; H_i — расстояние от точки ее приложения до основания крана. Угол, при котором p имеет максимальное значение, определим из выражения

$$dp/d\varphi = -M \sin \varphi / 2W_x + M \cos \varphi / W_y = 0, \quad (13.62)$$

$$\text{откуда } \operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \varphi_0 = 2W_x / W_y, \quad (13.63)$$

где $W_x = aB^2/6$, $W_y = B(A^3 - a^3)/6A$.

Среднее давление $p_{cp} = \Sigma V^{10-6}/2B$ не должно превышать: 0,3...0,5 МПа — для песчаных грунтов; 0,6...0,8 МПа — для суглинка; 0,8...1 МПа — для глины; до 1,5 МПа — для твердых покрытий. Гусеничные опоры обеспечивают относительно равномерное распределение давлений. Действительная эпюра давлений имеет волнообразный характер.

Эпюры давлений от вертикальных нагрузок и момента при положении стрелы крана вдоль осей x и y показаны на рис. 13.18. Там же изображены суммарные эпюры удельных давлений при $p_v < p_m$, $p_v = p_m$, $p_v > p_m$.

Во избежание отрыва от грунта минимальное давление p_{min} должно быть положительным, т. е. $p_{min} > 0$.

13.7. Сопротивления повороту кранов в опорно-поворотных устройствах

Конструкция и применение. Опорно-поворотные устройства современных башенных, порталных, железнодорожных, автомобильных, пневмоколесных, гусеничных, тракторных кранов в зависимости от конструкции опорных деталей делятся на три типа: катковые (рис. 13.19), роликовые (рис. 13.20), шариковые (рис. 13.21).

Катковые опорно-поворотные устройства состоят из нижнего опорного кругового рельса 1, расположенного на неповоротной части крана и изготовленного отдельно или совместно с зубчатым венцом 2, по которому обкатывается шестерня 3 механизма поворота, установленного на поворотной раме 7. К поворотной раме 7 крепятся катки 5. В кранах малой и средней грузоподъемности обычно делают четыре катка. При больших грузоподъемностях катки объединяют в балансирные группы (рис. 13.19, в).

Катки обычно выполняют безребордными, так как возможность горизонтального смещения поворотной части устраняется центральной цапфой 4.

Восприятие «отрывающего усилия», появляющегося вследствие действия моментной нагрузки, производится контроликами 6 (рис. 13.19, а) или упорными подшипниками 8 центральной цапфы (рис. 13.19, б). Поскольку катки имеют малый диаметр, опорно-поворотные устройства каткового типа применяют только в кранах грузоподъемностью не более 10 т.

В кранах большей грузоподъемности применяют многороликовые опорно-поворотные устройства, состоящие из некоторого коли-

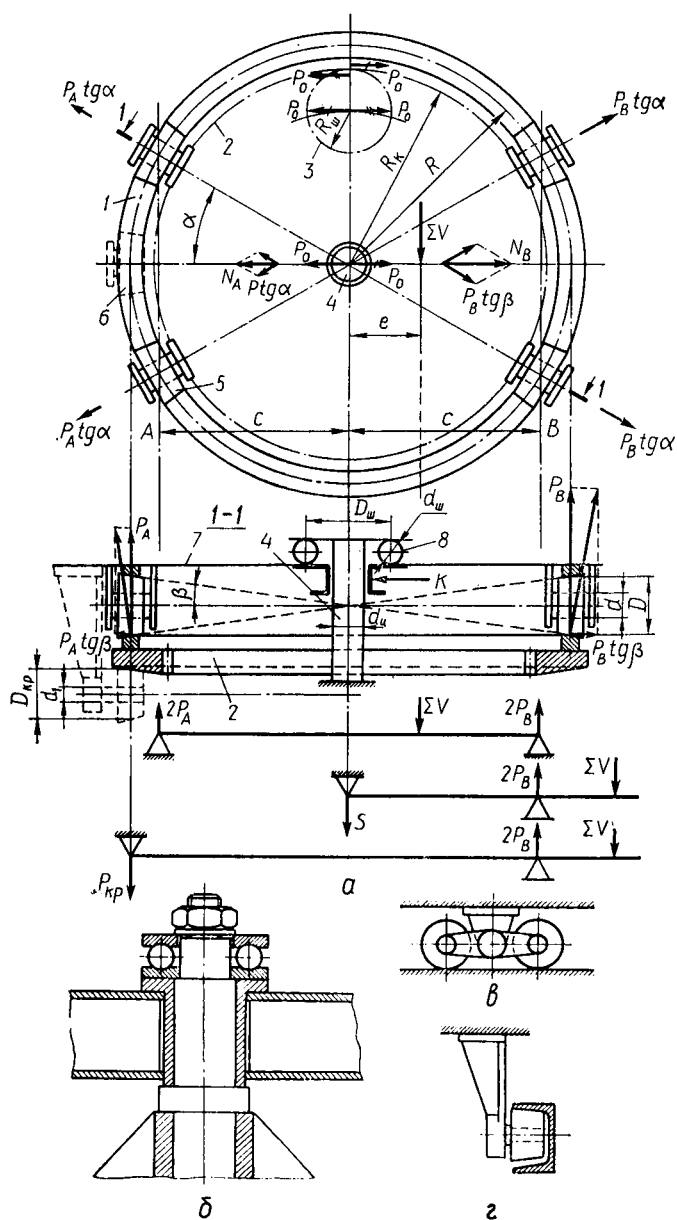


Рис. 13.19. Схема каткового опорно-поворотного устройства

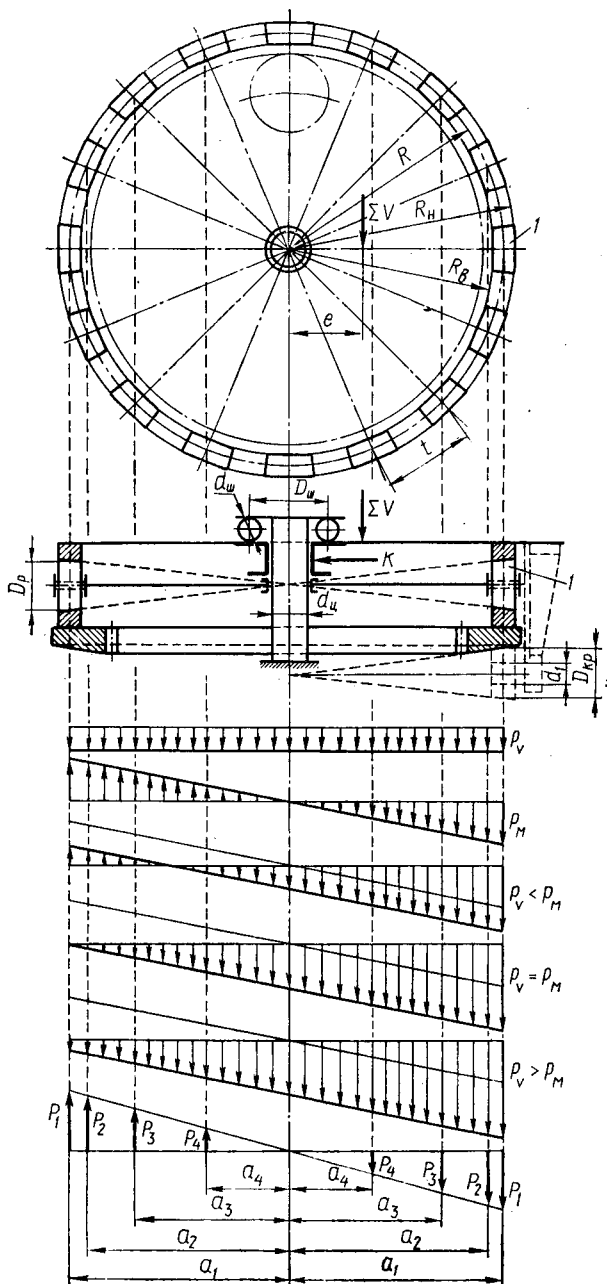


Рис. 13.20. Схема роликового опорно-поворотного устройства

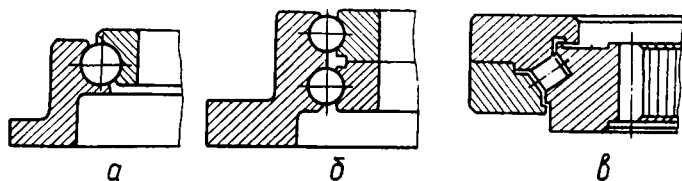


Рис. 13.21. Схемы опорно-поворотных устройств: а — однорядного шарикового; б — двухрядного шарикового; в — роликового

чества конических роликов, расположенных между нижним и верхним круговыми рельсами.

Дальнейшее совершенствование этих устройств привело к созданию компактных шариковых и роликовых опорно-поворотных конструкций (рис. 13.21). Опорно-поворотные устройства шарикового (роликового) типа отличаются меньшими габаритными размерами, меньшими зазорами между опорными элементами, что способствует устойчивому положению поворотной части крана относительно неповоротной. Поэтому в большинстве современных кранов применяют двухрядные шариковые опорно-поворотные устройства, состоящие из наружного или внутреннего цельного стального кольца с наружным или внутренним зубчатым венцом, двух рядов стандартных шариков, нижнего и верхнего колец, соединенных болтами. Дальнейшее повышение несущей способности этих устройств при одновременном снижении габарита достигается с помощью одно-рядных роликовых опор (13.21, в).

Шариковые и роликовые опорно-поворотные устройства хорошо центрируют поворотную часть относительно неповоротной. Последнее исключает необходимость применения центральной цапфы.

Катковое опорно-поворотное устройство. Момент сопротивления вращению крана (рис. 13.19)

$$M_w = M_c + M_b + M_y + M_n, \quad (13.64)$$

где M_c — статический момент сопротивления от сил трения в элементах опорно-поворотного устройства; M_b , M_y , M_n — моменты сопротивления от ветра, уклона пути, сил инерции соответственно.

$$M_c = M_{c_1} + M_{c_2} + M_{c_3}, \quad (13.65)$$

где M_{c_1} , M_{c_2} , M_{c_3} — моменты сопротивления в катках, в центральной цапфе и контрольных соответственно.

Рассмотрим следующие возможные случаи работы опорно-поворотного устройства:

1. Равнодействующая вертикальных нагрузок ΣV находится между опорными линиями А и В. При этом эксцентриситет e приложения равнодействующей вертикальных нагрузок V меньше s . Момент сопротивления

$$M_0 = \Sigma V k_d \left(f \frac{d}{2} + \mu \right) \frac{2R}{D} + K f_1 \frac{d_n}{2}, \quad (13.66)$$

где k_d — коэффициент неучтенных дополнительных сопротивлений; f — коэффициент трения в опорах катков; μ — коэффициент трения качения; K — радиальная нагрузка на центральную цапфу; f_1 — коэффициент трения в радиальной опоре центральной цапфы.

Радиальная нагрузка на цапфу

$$K = K_y + K_v + K_n + K_k + K_o, \quad (13.67)$$

где K_y , K_v , K_n , K_k , K_o — осевые нагрузки от уклона пути, ветра, сил инерции, от конусности поверхности качения катков, от окружного усилия в зубчатом зацеплении.

$$K_n = K_{n.ц} + K_{n.к}, \quad (13.68)$$

где $K_{n.ц}$ — радиальная нагрузка от центробежной силы инерции; $K_{n.к}$ — радиальная нагрузка от касательной силы инерции.

$$K_k = N_B - N_A, \quad (13.69)$$

где $N_B = 2P_B \operatorname{tg} \beta \cos \alpha$, $N_A = 2P_A \operatorname{tg} \beta \cos \alpha$.

В этих формулах вертикальная нагрузка P_B на катки, располагающиеся соответственно опорной линии B , больше вертикальной нагрузки P_A на катки, соответствующие опорной линии A . Определение этих нагрузок ведется в зависимости от расположения равнодействующей вертикальных нагрузок ΣV на поворотную часть кра-на с учетом расчетных схем (рис. 13.19).

Радиальная нагрузка от окружного усилия в зубчатом зацеплении

$$K_o = P_o = M_w / (R_k - R_w). \quad (13.70)$$

Момент сопротивления в центральной цапфе от радиальной нагрузки

$$M_k \approx (1,05 \dots 1,07) M_{c.1}. \quad (13.71)$$

Момент от окружного усилия в зубчатом зацеплении

$$M_{P_o} \approx (1,03 \dots 1,05) M_{c.1}. \quad (13.72)$$

2. Равнодействующая вертикальных нагрузок находится вне опорных линий. При этом «отрывающее» усилие воспринимается упорным подшипником центральной цапфы.

$$M_c = 2k_d P_B \left(f \frac{d}{2} + \mu \right) \frac{2R}{D} + K f_1 \frac{d_n}{2} + S \mu \frac{D_w}{d_w}, \quad (13.73)$$

где S — нагрузка на упорный подшипник.

Если «отрывающее» усилие воспринимается контроликами, то

$$M_c = 2k_d P_B \left(f \frac{d}{2} + \mu \right) \frac{2R}{D} + K f_1 \frac{d_n}{2} + k'_d P_{кр} \times \left(f \frac{d_1}{2} + \mu \right) \frac{2R}{D_{кр}}, \quad (13.74)$$

где k'_d — коэффициент дополнительных сопротивлений в контролике.

Роликовые опорно-поворотные устройства. Для определения нагрузок на ролики, необходимых для вычисления статических моментов сопротивления, примем следующие допущения:

диаметры всех роликов одинаковы; опорные кольца имеют одинаковую поперечную жесткость; опорные поверхности этих колец — строго параллельны; давления на опорные ролики распределяются по закону прямой линии; опорные кольца представляют собой соприкасающиеся между собой кольцевые пяты. Если при этих условиях определить распределение давлений p , P_a , то при шаге t размещения роликов нагрузки на ролик (рис. 13.20)

$$\Sigma V = ptb, \quad (13.75)$$

где b — ширина опорного кольца.

В рассматриваемом случае, как и в случае расчета давлений фундаментов поворотных стреловых кранов,

$$p = p_v + p_m, \quad (13.76)$$

где $p_v = \Sigma V / \pi (R_n^2 - R_b^2)$ — давление от вертикальной нагрузки ΣV ;

$p_v = \Sigma V e / \frac{\pi}{4} \left(\frac{R_n^4 - R_b^4}{R_n} \right)$ — давление от момента $\Sigma V e$.

На рис. 13.20 показаны эпюры распределения этих давлений, а также эпюры распределения суммарных давлений в случаях $p_v < p_m$, $p_v = p_m$, $p_v > p_m$. Отрицательные значения давлений при $p_v < p_m$ указывают на наличие «отрывающего» усилия и необходимость применения устройств, воспринимающих это усилие.

Эксцентриситет e приложения вертикальной нагрузки определяется из условия

$$\Sigma V / \pi (R_n^2 - R_b^2) < \Sigma V e / \frac{\pi}{4} \frac{R_n^4 - R_b^4}{R_n}, \quad (13.77)$$

откуда легко найти, что «отрывающее» усилие появляется при $e > R_c/2$.

Если предположить, что опорные кольца нагружены сосредоточенными силами в местах размещения роликов, то, приняв, как и ранее, линейное распределение этих сил, получим график их распределения. Тогда

$$\Sigma V e = 2a_1 P_1 + 2a_2 P_2 + 2a_3 P_3 + \dots \quad (13.78)$$

Поскольку $P_2/P_1 = a_2/a_1$, то $P_2 = P_1 a_2/a_1$. Аналогично $P_3 = P_1 a_3/a_1$ и т. д. Следовательно, §

$$\Sigma V e = \frac{2P_1}{a_1} (a_1^2 + 2a_2^2 + 2a_3^2 + \dots). \quad (13.79)$$

В этих формулах a_1, a_2, a_3 — расстояния до оси вращения крана от роликов, расположенных вдоль опорных линий 1, 2, 3.

Нагрузка на ролик

$$P_{\max} = P_0 + P_1. \quad (13.80)$$

Здесь $P_0 = \Sigma V/z$, где z — количество роликов.

$$P_1 = \Sigma V e a_1 / 2 (a_1^2 + 2a_2^2 + 2a_2^2 + 2a_3^2 + \dots). \quad (13.81)$$

Момент сопротивления в опорно-поворотном устройстве от сил трения можно определить, как и в предыдущем случае.

1. $e < R_c/2$.

$$M_c = k_d \Sigma V \frac{2\mu}{D_p} S + K f_1 \frac{d_u}{2}. \quad (13.82)$$

2. $e > R_c/2$.

Если «отрывающее» усилие воспринимается центральной цапфой, то

$$M_c = k_d \Sigma P_i \frac{2f}{D_p} R + K f_1 \frac{d_u}{2} + R \frac{2\mu}{D_{ш}} \frac{D_{ш}}{2}. \quad (13.83)$$

Если «отрывающее» усилие воспринимается контрроликами, то

$$M_c = k_d \Sigma P_i \frac{2\mu}{D_p} R + K f_1 \frac{d_u}{2} + k_d P_{кр} \left(f \frac{d}{2} + \mu \right) \frac{2R}{D_{кр}}. \quad (13.84)$$

В этих формулах ΣP_i — сумма вертикальных нагрузок на ролики; i — количество опорных роликов.

Шариковое опорно-поворотное устройство. Задача определения нагрузок на шарики или ролики опорных кругов отличается большой сложностью, так как опорно-поворотный круг представляет собой многократно статически неопределимую систему. Распределение давлений на шарики или ролики зависит от точности изготовления и податливости опорных колец, рамы, поворотной части крана, упругих деформаций тел качения, их размеров, зазоров между ними.

Момент трения в опорно-поворотном устройстве

$$M_c = \Sigma P_i (2fR/d_{ш}), \quad (13.85)$$

где ΣP — сумма вертикальных нагрузок на i -е количество нагруженных шариков; $d_{ш}$ — диаметр шарика; R — радиус беговой дорожки; $f = 0,01 \dots 0,03$ — коэффициент трения качения шариков по беговой дорожке.

13.8. Вес противовеса кранов, расположенных на открытом воздухе

Для кранов со стационарными опорными колоннами, башенных кранов с неповоротной башней вес противовеса определяют из условия равенства моментов, действующих на кран в нагруженном и в разгруженном состояниях, что ограничивает нагрузки на опорные конструкции, для остальных кранов — из условия устойчивости крана в рабочем и нерабочем состояниях. Для рабочего состояния при действии ветра в сторону возможного опрокидывания крана (рис. 13.22) условие устойчивости имеет вид

$$G_k \frac{b}{2} + G_n \left(x_n + \frac{b}{2} \right) = M_r + M_{в.р}. \quad (13.86)$$

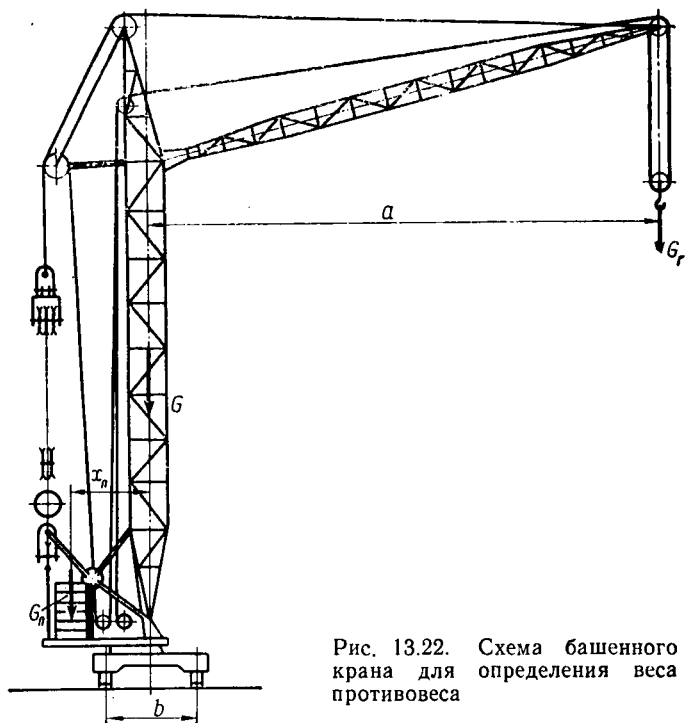


Рис. 13.22. Схема башенного крана для определения веса противовеса

Для нерабочего состояния при действии соответствующего ветра в сторону противовеса это же выражение выглядит так:

$$G_k \frac{b}{2} = G_n \left(x_n - \frac{b}{2} \right) + M_{в.н}, \quad (13.87)$$

где G_k — вес крана, приведенный к оси симметрии башни; b — колея опорной части; G_n — вес противовеса; x_n — расстояние от оси противовеса до оси башни крана; $M_{в.р}$, $M_{в.н}$ — моменты от сил ветра рабочего и нерабочего состояний; M_g — момент от груза.

Складывая формулы (13.86) и (13.87), получим формулу для определения минимального веса противовеса:

$$G_n = \frac{M_g + M_{в.р} + M_{в.н}}{b} - G_k = A - G_k. \quad (13.88)$$

Вычитая эти формулы, находим

$$x_n = 0,5 (M_g + M_{в.р} + M_{в.н}) / G_n. \quad (13.89)$$

Из формулы (13.88) находим, что противовес необходим лишь тогда, когда $A > G_k$.

Подставляя значение G_n в формулу (13.89), получим

$$x_n = \frac{b}{2} \frac{(M_g + M_{в.р}) - M_{в.н}}{(M_g + M_{в.р}) + M_{в.н} - bG_k}. \quad (13.90)$$

При малом значении $M_{в.н} x_{II} = 0,5\alpha b$, где $\alpha > 1$. Это значит, что в рассматриваемом случае противовес должен располагаться вне опорного контура, а при увеличении ветра нерабочего состояния — внутри его.

13.9. Динамические нагрузки крановых конструкций при работе механизмов поворота

На рис. 13.23 показаны расчетные динамические схемы механизма поворота стрелового поворотного крана для состояний разгона (а) и торможения (б).

Дифференциальные уравнения движения элементов привода при торможении имеют вид

$$\varphi_1'' + (\varphi_1 - \varphi_2) \frac{c}{J_1} = -\frac{M_T}{J_1}; \quad (13.91)$$

$$\varphi_2 - (\varphi_1 - \varphi_2) \frac{c}{J_1} + (\varphi_2 - \varphi_3) \frac{k}{J_2} = -\frac{M_w}{J_2}; \quad (13.92)$$

$$\varphi_3'' - (\varphi_2 - \varphi_3) \frac{k}{J_3} = 0. \quad (13.93)$$

Здесь J_1, J_2, J_3 — моменты инерции всех вращающихся масс привода, приведенных к оси крана, крана и груза соответственно; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ — перемещения масс J_1, J_2, J_3 в процессе разгона; c — коэффициент жесткости конструкции крана при кручении, приведенной к оси вращения крана; M_w — момент сопротивления вращению поворотной части крана от сил трения, уклона пути, ветра; k — коэффициент жесткости канатного полиспаста, приведенный к оси вращения крана.

Коэффициент жесткости канатного полиспаста

$$k = Ga^2/l, \quad (13.94)$$

где G — вес груза; l — длина канатного полиспаста; a — вылет стрелы крана.

Не учитывая влияния гибкого подвеса груза, имеем

$$\varphi_1'' + (\varphi_1 - \varphi_2) \frac{c}{J_1} = -\frac{M_T}{J_1}; \quad (13.95)$$

$$\varphi_1' - (\varphi_1 - \varphi_2) \frac{c}{J_2} = -\frac{M_T}{J_2}. \quad (13.96)$$

В этом случае деформация башни описывается уравнением

$$\varphi_0 + \varphi_0 \omega^2 = (M_T/J_1 - M_w/J_2), \quad (13.97)$$

где $\omega^2 = (J_1 + J_2)/J_1 J_2$, $\varphi_0 = (\varphi_2 - \varphi_1)$. Принимая, что при $t = 0$ $\varphi_0 = \varphi_0' = 0$, находим

$$\varphi_0 = \left(\frac{M_T}{c} \frac{J_2}{J_1 + J_2} - \frac{M_w}{c} \frac{J_1}{J_1 + J_2} \right) (1 - \cos \omega t), \quad (13.98)$$

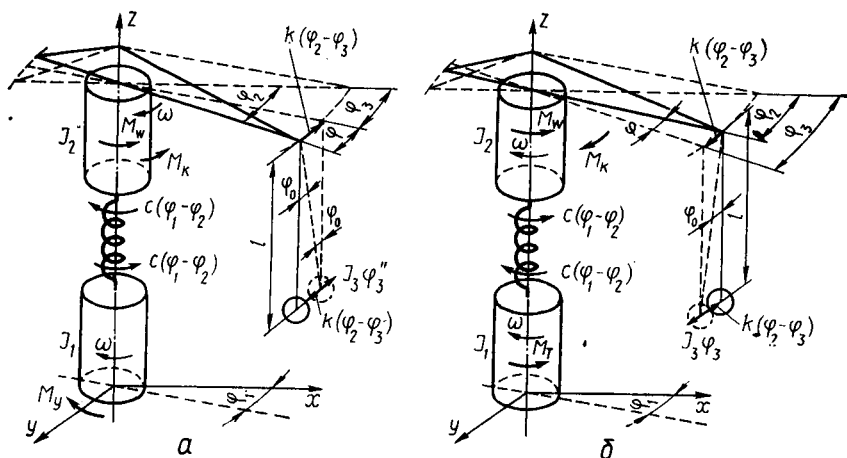


Рис. 13.23. Расчетные динамические схемы башенного крана для определения нагрузок при разгоне (а) и торможении (б) механизма поворота

где $\omega = \sqrt{c(J_1 + J_2)/J_1 J_2}$ — угловая частота колебаний масс J_1 и J_2 .

Формулу (13.98) можно представить также в таком виде:

$$\varphi_0 = [M_{\tau} J_2 / c (J_1 + J_2) - M_w J_1 / c (J_1 + J)] (1 - \cos 2\pi t / T_1), \quad (13.99)$$

где T_1 — период собственных колебаний масс J_1 и J_2 .

Динамическая моментная нагрузка

$$M_0 = c\varphi_0 = \frac{M_{\tau} J_2 - M_w J_1}{J_1 + J_2} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{T_1} t \right). \quad (13.100)$$

$M_0 = 0$ в двух случаях: а) при $M_w J_1 = M_{\tau} J_2$; б) если время торможения t равно периоду собственных колебаний конструкции T_1 .

Если учесть, что в реальных условиях эксплуатации M_w и T_1 — переменны, то обеспечить эти условия возможно только путем применения тормоза с переменным значением тормозного момента, изменяющимся в процессе эксплуатации.

При торможении крана электромагнитными порошковыми тормозами дифференциальные уравнения движения масс имеют вид

$$\varphi_1'' + (\varphi_1 - \varphi_2) \frac{c}{J_1} = -M_{\tau \max} (1 - e^{-t/T}); \quad (13.101)$$

$$\varphi_2'' - (\varphi_1 - \varphi_2) \frac{c}{J} = -\frac{M_w}{J_2}. \quad (13.102)$$

После несложных преобразований находим

$$\begin{aligned} (\varphi_1'' - \varphi_2'') + c \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} (\varphi_1 - \varphi_2) &= \frac{M_w J_1 - M_{\tau \max} J_2}{J_1 J_2} + \\ &+ \frac{M_{\tau \max}}{J_1} e^{-t/T}. \end{aligned} \quad (13.103)$$

Поскольку $\varphi_1 - \varphi_2 = -\varphi_0$, то

$$\varphi_0'' + c \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} \varphi_0 = \frac{M_{\tau \max} J_2 - M_{\omega} J_1}{J_1 J_2} - \frac{M_{\tau \max}}{J_1} e^{-t/T}. \quad (13.104)$$

Как и ранее (при тех же условиях), находим

$$\varphi_0 = \frac{M_{\tau \max} J_2 - M_{\omega} J_1}{J_1 J_2} (1 - \cos \omega t) - \frac{M_{\tau \max}}{J_1} \frac{T^2}{1 + (\omega T)^2} \left[e^{-t/T} + \frac{\sin \omega t}{\omega T} - \cos \omega t \right]. \quad (13.105)$$

?

1. Объясните устройство кранов с двумя внешними опорами.
2. Как определяются нагрузки на опоры и моменты сопротивлений в опорах кранов?
3. Как рассчитываются фундаменты и фундаментные болты?
4. Как устроены краны с опорной колонной?
5. Определите моменты сопротивления вращению поворотной части кранов при наличии двух-, четырех- и многоопорной опоры.
6. Изложите методику расчета противовеса, фундамента и фундаментных болтов кранов с опорной колонной.
7. Опишите конструкцию настенных консольных поворотных кранов.
8. Дайте общую характеристику универсальных стреловых передвижных поворотных кранов.
9. Как устроены железнодорожные, пневмоколесные, гусеничные, автомобильные, тракторные и башенные краны?
10. Что такое коэффициент запаса устойчивости передвижного стрелового поворотного крана?
11. Как определить коэффициенты грузовой и собственной устойчивости крана по методике Госгортехнадзора СССР?
12. Как определить давления на опорные ходовые колеса при наличии жесткой и шарнирной опорной рамы?
13. Как определить давления на гусеницы гусеничных и тракторных кранов?
14. Как определить нагрузки на катки и ролики катковых и роликовых опорно-поворотных устройств?
15. Определите момент сопротивления повороту в катковых и роликовых опорно-поворотных устройствах.
16. Как определить вес противовеса кранов, расположенных на открытом воздухе?
17. Как определить динамические нагрузки на кран при разгоне и торможении механизмов поворота с учетом влияния упругих элементов и гибкого подвеса груза?

14.1. Общие замечания и определения

Необходимость автоматизации технологических операций, связанных с установкой заготовок, съемом изделий при обработке на металлорежущих станках, сварке, ковке и т. д., выполнении разнообразных погрузочно-разгрузочных работ, привела к созданию механических систем, моделирующих движение рук человека и воспроизводящих их рабочие функции. Такие системы получили название промышленных манипуляторов, автооператоров, роботов. Они относятся к классу автоматизированных грузоподъемных машин.

Манипулятором называется механическое устройство, воспроизводящее двигательные или рабочие функции руки человека при выполнении производственной или транспортной операции, связанной с перемещением груза в пространстве, управляемое оператором или действующее автоматически. Слово «манипулятор» происходит от латинского слова «manus» — рука.

Автооператором называется манипулятор, работающий по определенной программе, записанной на программноносителях — перфокартах, магнитных лентах и т. д.

Промышленный робот — это автооператор с изменяемой программой и автономной системой управления. Основной задачей промышленных роботов при автоматизации подъемно-транспортных работ являются обеспечение связи между технологическим оборудованием и транспортными линиями, а также автоматизация процессов перемещения грузов.

14.2. Грузотранспортные манипуляторы

Классификация. В зависимости от способа управления манипулятором все манипуляторы делятся на три группы: биотехнические с ручным управлением; интерактивные со смешанным управлением; автоматические. Манипуляторы с ручным управлением делятся на дистанционно управляемые и управляемые за счет ручного перемещения рабочего органа.

В зависимости от типа задающего (управляющего) органа биотехнические манипуляторы делятся на следующие типы: копирующие, командные, полуавтоматические. В копирующем манипуляторе движение рабочего органа повторяет перемещение кисти руки

оператора, а управляющее устройство кинематически подобно исполнительному механизму.

В командном манипуляторе управление осуществляется с помощью кнопок, рукояток и т. д., а рабочий орган кинематически не связан с управляющим. В полуавтоматическом манипуляторе задающая (управляющая) система включает рукоятку, управляющую несколькими степенями свободы, и микроЭВМ, управляющую движениями рабочих органов. Все биотехнические манипуляторы не имеют устройств памяти. Их работой непрерывно управляет человек.

Структурная схема. Такая схема манипулятора включает следующие основные элементы: задающий (управляющий) орган, служащий для образования управляющих сигналов и движений; исполнительный орган (функциональная часть манипулятора), предназначенный для выполнения действий и сигналов от задающего органа; связывающий орган, применяющийся для передачи сигналов и движений; рабочий орган (захват), использующийся для реализации рабочей операции.

Устройство манипуляторов с ручным управлением. ВНИИПТ-МАШ разработал ряд конструкций шарнирно-балансирных манипуляторов с электрическим и пневматическим приводом и ручным управлением. Эти устройства выполняют грузотранспортные операции по перемещению различных грузов. По сравнению с традиционными грузотранспортными средствами (электроталями и т. д.) они обладают рядом преимуществ: отсутствием операций по подвязке грузов; большим диапазоном регулирования рабочих скоростей (от посадочных — 0,005 м/с до транспортных — 0,4 м/с); возможностью манипулирования и точной установки перемещаемых предметов (в том числе и в труднодоступных местах).

На рис. 14.1 показан общий вид манипулятора: 1 — исполнительное устройство; 2 — пульт управления; 3 — рабочий орган (захват); 4 — объект манипулирования (груз).

Ниже, в табл. 14.1, приведены основные данные манипуляторов с ручным управлением.

На рис. 14.2 показан общий вид шарнирно-балансирного манипулятора ШБМ-150 грузоподъемностью 150 кг, а на рис. 14.3 — его конструктивная схема.

Манипулятор состоит из следующих основных элементов: колонны 1; приводной головки 2; шарнирной стрелы, состоящей из плеча 3 и руки 4; головки схвата 5, прикрепленной к руке 4; грузозахватного устройства (схвата) 6. На приводной головке, установленной на опорно-поворотном устройстве 8, смонтирован привод механизма подъема, состоящий из электродвигателя, тормозной муфты, редуктора, реечного устройства, обеспечивающего перемещение головки схвата с грузом в вертикальном направлении. К головке крепится также шарнирно сочлененный рычажный механизм (плечо и рука) с закрепленным на руке грузозахватным органом, возле которого установлена рукоятка управления 7, связанная с потенциометром.

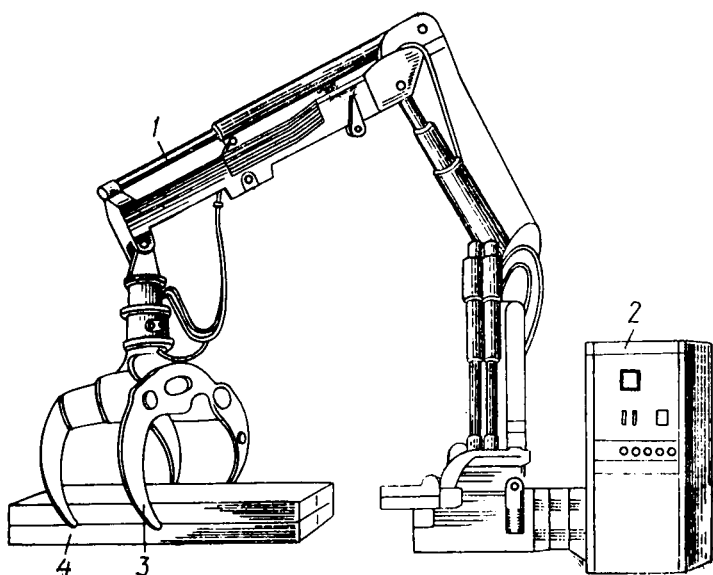


Рис. 14.1. Общий вид манипулятора

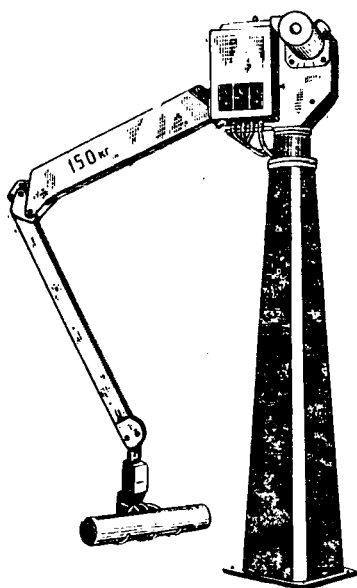


Рис. 14.2. Манипулятор ШБМ-150

Скорость подъема груза является функцией угла поворота рукоятки и массы груза; скорость опускания груза зависит только от угла поворота рукоятки. После прекращения воздействия на рукоятку она автоматически возвращается в нейтральное положение. При этом отключается электродвигатель и замыкается тормоз.

14.1. Технические характеристики манипуляторов с ручным управлением

Показатели	Тип манипулятора			
	ШБМ-150	КШ-160	Ш-8	М-250
Грузоподъемность, кг	150	150	125	250
Число степеней подвижности	4	3	3	3
Максимальный радиус обслуживания, м	3	2,2	2,2	3,15
Ход руки, м:				
вверх, вниз	1,75	1,7	1,7	1,7
вперед, назад	2,55	2,7	1,2	2,4
Угол поворота вокруг вертикальной оси,	360	360	360	360
Максимальная скорость подъема — опускания руки, м/мин	30	10	10	15
Тип привода	электрический	пневматический	электрический	пневматический
Масса, кг	380	485	500	500

Конструкция головки позволяет использовать различные быстро сменные грузозахватные устройства. Плечо манипулятора смонтировано на подвижных опорах и связано с рейкой, находящейся в зацеплении с ведомой шестерней редуктора. Оно выполнено в виде трех стержней, два из которых удерживают руку в заданном положении, третий — связан с корпусом. Такая система стержней представляет собой шарнирный пантограф с прямолинейными направляющими. Кинематическая схема этого пантографа, состоящего из четырех попарно параллельных линеек, соединенных между собой шарнирами A, B, C, D , показана на рис. 14.4. Точка A (полюс) — неподвижная. В точке F находится исполнительный орган, а в точке K расположено задающее устройство, перемещающееся с помощью катковой опоры вдоль горизонтальной направляющей. При этом точка F движется строго горизонтально. Если обозначить перемещение точки F через Δ_F , точки K через Δ_K , то $\Delta_K/\Delta_F = \overline{BF}/\overline{BD}$. Поскольку центр тяжести груза не перемещается по вертикали, то оператор, перемещающий груз вручную, расходует силу только на преодоление сил трения в опорных шарнирах.

Недостаток пантографа — тенденция груза к раскачиванию относительно оси подвеса. Если к пантографу добавить еще 6 звеньев, получим новую конструкцию, дающую возможность крепления груза произвольной формы, центр тяжести которого может не находиться на одной вертикали с осью подвеса.

При конструировании пантографа следует стремиться к тому, чтобы звенья BF , CD и AB имели одинаковую длину. При $\overline{BF} > \overline{CD}$ точка F будет перемещаться по вогнутой кривой, при $\overline{BF} < \overline{CD}$ — по выпуклой кривой. Плечо и рука уравновешены блоком пружин, обеспечивающих вертикальное перемещение центров

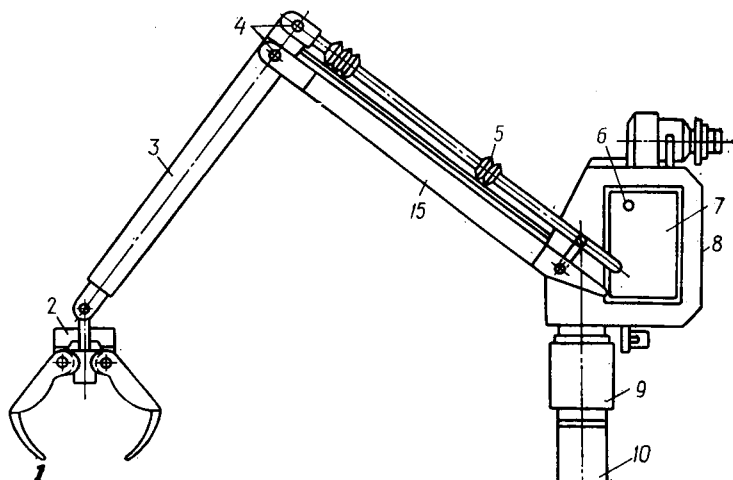
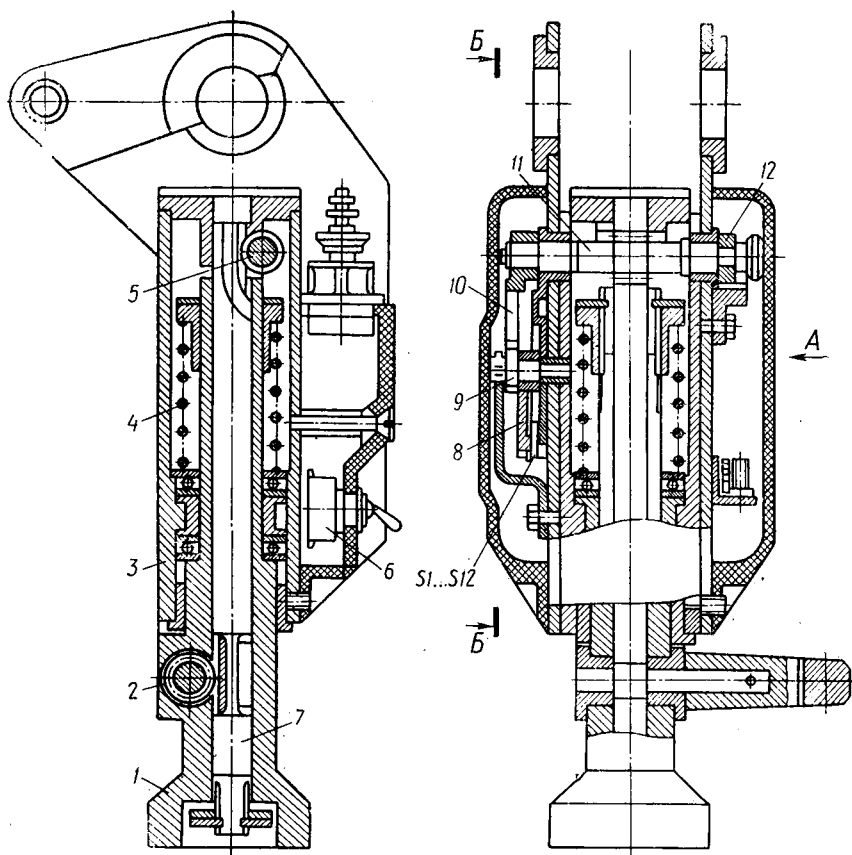


Рис. 14.5. Манипулятор Ш-8

тяжести рычагов шарнирного пантографа при радиальном перемещении груза. В ШБМ-150 этот блок выполнен в виде пакета треугольных или двух витых пружин. Привод механизма подъема выполнен на базе двигателя постоянного тока с тиристорным регулированием. Самопроизвольное движение руки с грузом вниз при обрыве цепи двигателя предохраняется тормозом автоматически. На лицевой стороне панели управления имеются специальные потенциометры, с помощью которых можно фиксировать головку схвата на необходимой высоте. Это позволяет значительно сократить время и точность перемещения изделий независимо от положения рукоятки управления. Информацию о положении груза выдает многооборотный потенциометр, кинематически связанный с редуктором механизма подъема. На рис. 14.5 изображена конструктивная схема манипулятора Ш-8 с электроприводом [21]: 1 — захват, 2 — рукоятка, 3 — рука, 4 — шарниры, 5 — уравнивающая пружина, 6 — лампа включения управления, 7, 11 — основной и дополнительный пульты, 8 — привод вертикальных перемещений, 9 — гнездо, 10 — стойка, 12 — заземление, 13 — штуцер, 14 — анкерный болт, 15 — стержень.

Рука 3 выполнена в виде четырехзвенного шарнирного механизма. Соотношения длин стержней 15 и расположение шарниров 4 выполнены так, что обеспечивается перемещение руки 3 манипулятора по вертикали и горизонтали. Масса руки уравнивается пружиной 5, установленной в верхнем стержне стрелы. Перемещение руки по вертикали обеспечивается приводом 8, по го-



ролика в вертикальных 12 и шарнирной 11 направляющих. Крайнее верхнее положение стрелы ограничивают упор и микровыключатель 25, крайнее нижнее — упор и микровыключатель 26. На горизонтальной направляющей 8 шарнирно закреплена направляющая 10, взаимодействующая с микровыключателем 26, отключающим привод при перемещении вниз и встрече с препятствием. Все элементы привода смонтированы на двух щеках 30, соединенных шпильками 29. Угол поворота руки ограничивают упоры 5 и фиксатор 27. Сжатый воздух к захватам 1 (рис. 14.5) подводится с помощью шланга 3.

Головка управления (рис. 14.7) состоит из корпуса 3, в котором установлен вращающийся внешний шток 1; внутреннего штока 7, перемещающегося внутри штока 1 с помощью шестерни 2, соединенной с поворотной рукояткой 13; пружины 4, настроенной на усилие, соответствующее весу предельного груза; вала 11 и шестерни 5, зубья которой входят в зацепление с зубьями рейки штока 7; зубчатого сектора 10, установленного на валу 11 и передающего движение на шестерню 9 и планку 8 с постоянным магнитом; кулачка 12,

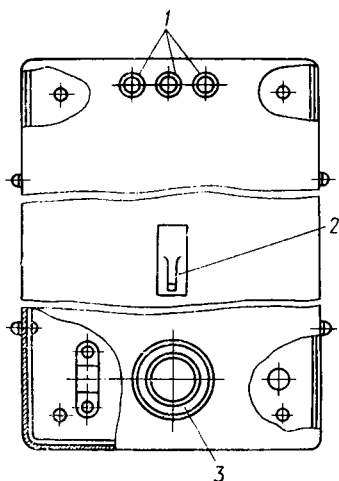


Рис. 14.8. Пульта управления манипулятора Ш-8:

1 — лампы сигнализации напряжения; 2 — автоматический выключатель «Сеть»; 3 — кнопка «Управление»

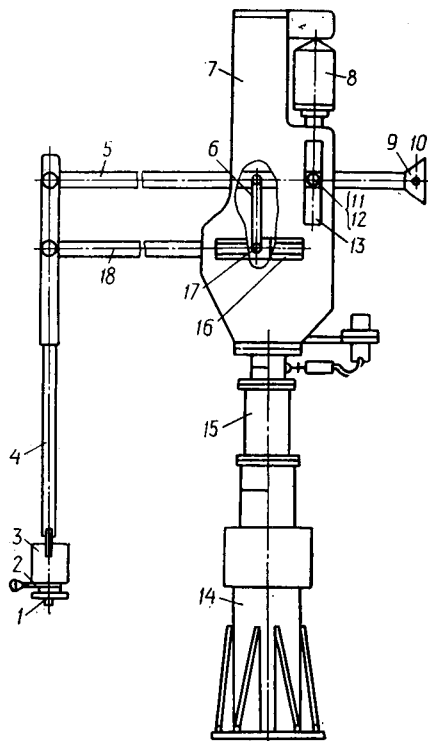


Рис. 14.9. Манипулятор КШ-160М:

1 — проушина; 2 — рукоятка управления; 3 — датчик; 4 — рука; 5 — стержень; 6 — распорка; 7 — корпус; 8 — пневмоцилиндр; 9 — гайка; 10 — противовес; 11 — ролик; 12, 17 — оси; 13, 16 — пазы; 14 — стойка; 15 — поворотная часть; 18 — тяга

Пульт управления (рис. 14.8) имеет лампы сигнализации напряжения 1, автоматический выключатель сети 2, кнопку управления 3. Напряжение на электрооборудование подается при установке выключателя 2 в положение «ВКЛ». При нажатии кнопки 3 «Управление» включается лампа включения управления (см. рис. 14.5).

На рис. 14.9 показана конструктивная схема манипулятора КШ-160М с пневмоприводом. Манипулятор состоит из следующих элементов: стойки 14, на которой закреплена поворотная часть манипулятора 15; корпуса 7, на котором установлен пневмоцилиндр 8 и рычажно-шарнирный механизм. Последний состоит из руки 4, стержня 5, тяги 18, распорки 6, соединенных между собой шарнирами. На конусе стержня 5 закреплен противовес 10. В горизонтальных пазах 16 и вертикальных пазах 13 могут перемещаться ролики шарниров 17 и 12 рычажно-шарнирного механизма. Грузозахватный орган подвешивают к проушине 1 датчика массы 3, расположенного на конце руки 4. Пневмосистему манипулятора включают рукояткой 2. Корпус 7 может осуществлять поворотное движение вокруг вертикальной оси.

В нерабочем состоянии рычажно-балансирный механизм манипулятора находится в равновесии в любом месте зоны обслуживания. При необходимости поднять груз рукояткой 2 подают дополнительное давление воздуха в пневмоцилиндр, которое обеспечивает разбаланс манипулятора и уравнивает груз.

Опускание груза обеспечивается движением рукоятки вниз, снижающим давление. При опускании рукоятки в пневмоцилиндре автоматически восстанавливается давление, а рукоятка и груз остаются в том месте, где была отпущена рукоятка, так как давление, необходимое для уравнивания груза, автоматически устанавливается датчиком массы 3. Работа манипулятора обеспечивается пневмоприводом, схема которого показана на рис. 14.10.

Пневмосхема состоит из следующих основных элементов: блока подготовки воздуха 20, датчика массы груза 3, повторителя-усилителя 13, пневмоцилиндра 18, рукоятки управления 22. Элементы схемы соединяются трубопроводами и вспомогательными устройствами. К последним относятся: поворотная муфта 21, обратный клапан 19, дроссели 8, 14, 17, сапун 16, клапаны 2, 9, 11, 15, мембраны 5, 12 и т. д. Воздух из сети через блок подготовки 20, муфту 21, обратный клапан 19 подается на входы А и В датчика массы 3 и повторителя-усилителя 13. Выход последнего соединен трубопроводом с рабочей (нижней по схеме) полостью пневмоцилиндра 18, штоковая полость которого соединена через сапун 16 с атмосферой. Нагрузка от груза, подвешенного к проушине 23, через поперечину 7 и толкатель 6 передается на мембрану 5. Воздух под мембраной 5 через сопло 4 воздействует на клапан 2, который открывает доступ воздуха в выходную часть В датчика массы 3 и под мембрану 5. Давление под мембраной 5 увеличивается до уравнивания нагрузки сверху со стороны груза и снизу со стороны сжатого воздуха.

В момент уравнивания клапан 2 под действием пружины 1 закрывается. Давление воздуха со стороны В датчика массы 3 нагружает сверху мембрану 12 повторителя-усилителя 13, толкатель 10, который открывает клапан 9. При этом воздух из полости В проходит в канал Г и в пневмоцилиндр 18, развивая нагрузку на шток последнего, необходимую для обеспечения равновесного состояния рычажно-шарнирного механизма с грузом.

При подъеме груза дополнительное усилие оператора, приложенное к рукоятке 22, передается на мембрану 5, открывается клапан 2, и давление воздуха на выходе В датчика массы 3 становится выше давления воздуха в полости В. Открывается также клапан 9, что повышает давление в пневмоцилиндре и обеспечивает подъем груза. При подъеме груза с массой, большей номинальной, срабатывает предохранительный клапан 11, ограничивающий давление воздуха на входе усилителя 13. При опускании груза усилие оператора, приложенное к рукоятке 22, перемещает раму 7 вверх и освобождает мембрану 5, которая под давлением воздуха снизу смещается вверх и открывает проход воздуха в атмосферу через внутренний канал сопла 4. Снижение выходного давления датчика 3 открывает клапан 15 повторителя-усилителя 13, давление в пнев-

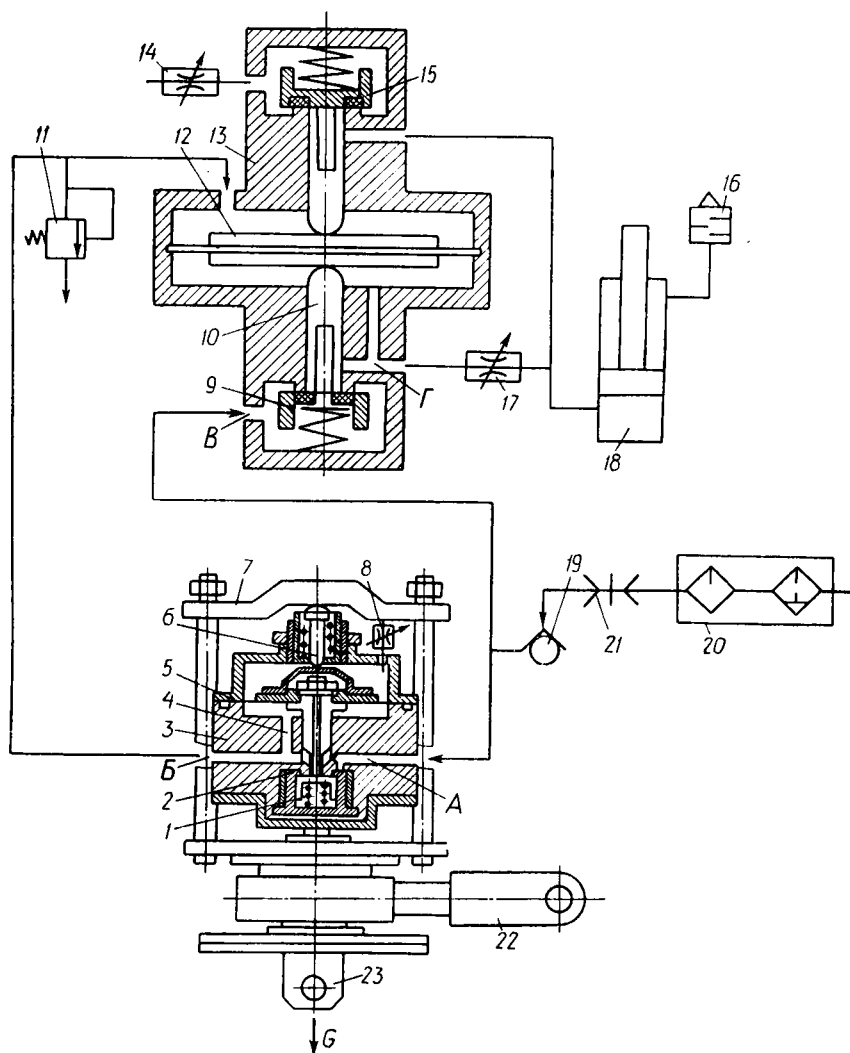


Рис. 14.10. Пневмосхема манипулятора КШ-160М:

1 — пружина; 2, 9, 11, 15, 19 — клапаны; 3 — датчик; 4 — сопло; 5, 12 — мембраны; 6, 10 — толкатели; 7 — рама; 8, 4, 17 — дроссели; 13 — повторитель-усилитель; 16 — сапун; 18 — пневмоцилиндр; 20 — блок подготовки воздуха; 21 — муфта; 22 — рукоятка управления; 23 — проушина

моцилиндре падает, груз опускается. Случайное падение давления воздуха в пневмосистеме во время работы манипулятора приводит к закрытию клапана 19, что предотвращает падение груза благодаря наличию в гидросистеме достаточного количества сжатого воздуха. При прекращении подачи воздуха груз медленно (в течение 30... 60 с) опускается. Дроссели 8, 14 регулируют плавность опускания груза, а дроссель 17 — скорость его подъема.

Применение. Универсальные шарнирно-балансирные манипуляторы применяют для механизации транспортно-складских и монтажных работ, грузотранспортных операций при обслуживании металлообрабатывающего оборудования и машин непрерывного транспорта. Грузоподъемность современных шарнирно-балансирных манипуляторов достигает 3 т, регулируемая скорость перемещения груза — 0,84 м/с. Преимущества их по сравнению с другими грузоподъемными машинами: жесткое крепление груза на руке; широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости; удобство управления и высокая точность установки грузов, что позволяет повысить производительность технологического оборудования при выполнении перегрузочных операций неквалифицированными рабочими.

Так, по данным американской фирмы «KONCO», применение шарнирно-балансирных манипуляторов при выполнении погрузочно-разгрузочных работ на стержневых участках литейного производства вместо обычных кранов и электроталей повышает производительность труда вдвое.

Для полной автоматизации производства серийной продукции разрабатываются новые многофункциональные манипуляторы блочно-модульной конструкции грузоподъемностью до 10 т.

На рис. 14.11 показан портално-модульный манипулятор, предназначенный для выполнения технологических и грузотранспортных операций на предприятиях железобетонных изделий. Манипулятор состоит из пяти модулей: 1 — портала; 2 — горизонтального передвижения; 3 — подъема; 4 — ориентации; 5 — захвата.

Скорость передвижения по portalу — 0,8 м/с, подъема — 0,5 м/с.

Модуль ориентации может иметь от одной до четырех степеней подвижности, обеспечивающих одно поступательное движение со скоростью 0,2 м/с и до трех вращательных с углами поворота до 180°. Модуль захвата может иметь механический, пневматический или гидравлический привод. Максимальная погрешность позиционирования — ± 20 мм, максимальный путь перемещения — 36 м.

Манипулятор управляется дистанционно, работает в трех режимах: ручном — для работы на нестандартных операциях, отработки команд, проверки работоспособности, при вынужденной остановке; полуавтоматическом — при основной работе; автоматическом — с целью повторения рабочего процесса по заданной программе.

Реализация позиционного управления от руки оператора в известных конструкциях ручных манипуляторов достигается специальными системами пневмо-, гидро- или электропривода, что приводит к усложнению конструкции и его эксплуатации по сравнению с традиционными грузоподъемными машинами (тельферами и т. д.).

На рис. 14.12 показана кинематическая схема ручного манипулятора с пружинным механизмом уравнивания груза. Механическая часть манипулятора состоит из шарнирно-балансирной стрелы 1, пружинного механизма 2 с постоянной отрицательной жестко-

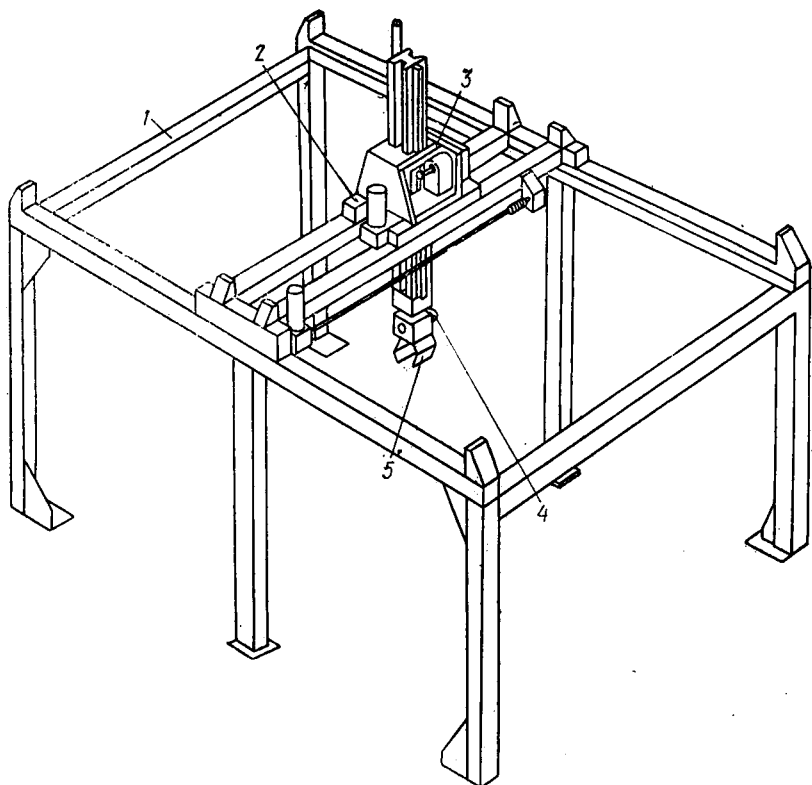


Рис. 14.11. Портальный модульный манипулятор

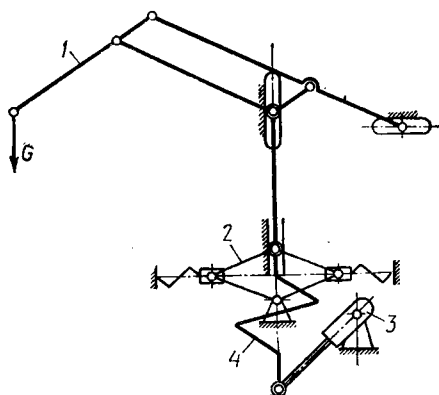


Рис. 14.12. Кинематическая схема РМ с пружинным механизмом уравновешивания груза (МУГ)

стью линейно-упругого элемента 4 и привода 3. Такое соединение упругих элементов при соответствующем подборе коэффициентов жесткости дает возможность получить механизм с постоянной силой упругости, не зависящий от положения груза. Постоянная сила упругости определяется начальным натяжением линейно-упругого элемента. Анализ уравнений, описывающих движение элементов

привода при переходных режимах, показывает, что введение пружинного механизма уравнивания груза позволяет минимизировать динамическую нагрузку.

Ручной манипулятор отличается высокой производительностью, хорошей управляемостью, универсальностью применения, простой конструкции и эксплуатации.

14.3. Промышленные роботы (ПР)

Общие сведения. В автоматических манипуляторах выполнение всех рабочих функций обеспечивается без участия оператора. К числу таких манипуляторов могут быть отнесены автооператоры с постоянной программой работы; промышленные роботы, имеющие возможность быстрого перепрограммирования.

К классу роботов могут быть отнесены также манипуляторы с интерактивным управлением.

Классификация. По характеру выполняемых операций все ПР подразделяют на три группы: технологические, подъемно-транспортные и универсальные. Технологические роботы выполняют основные операции технологического процесса, подъемно-транспортные — действия типа «взять — перенести — положить» при обслуживании основного технологического процесса, а также на транспортно-складских операциях. Универсальные роботы выполняют основные и вспомогательные операции.

По степени специализации подъемно-транспортные или производственные ПР делятся на целевые и многоцелевые. Целевые роботы выполняют определенную технологическую операцию или обслуживают конкретную модель основного технологического оборудования. Многоцелевые ПР выполняют различные основные или вспомогательные операции.

В зависимости от типа привода ПР делятся на электромеханические, пневматические, гидравлические, комбинированные. В зависимости от конструктивного исполнения их можно разделить на встроенные в оборудование, напольные и подвесные, в зависимости от грузоподъемности — на легкие (до 10 кг), средние (до 200 кг), тяжелые (до 1000 кг), сверхтяжелые (свыше 1000 кг). По признаку числа степеней подвижности они подразделяются на ПР, имеющие одну и больше степеней свободы. В зависимости от связи с областью обслуживания они делятся на стационарные и подвижные. (Более подробная классификация ПР изложена в литературе [12].)

Структурная схема. Структурная схема ПР изображена на рис. 14.13. Здесь показаны: 1 — путепровод; 2 — основание (тележка); 3 — корпус; 4 — рука; 5 — захватное устройство; 6 — рабочая зона и система координат основных движений ПР; x — x — направление движения руки вдоль продольной оси; y — y — направление движения корпуса робота по путям; z — z — направление движения руки вверх — вниз; φ_{xy} — угол поворота корпуса робота вокруг вертикальной оси; φ_{zx} — угол поворота руки в вер-

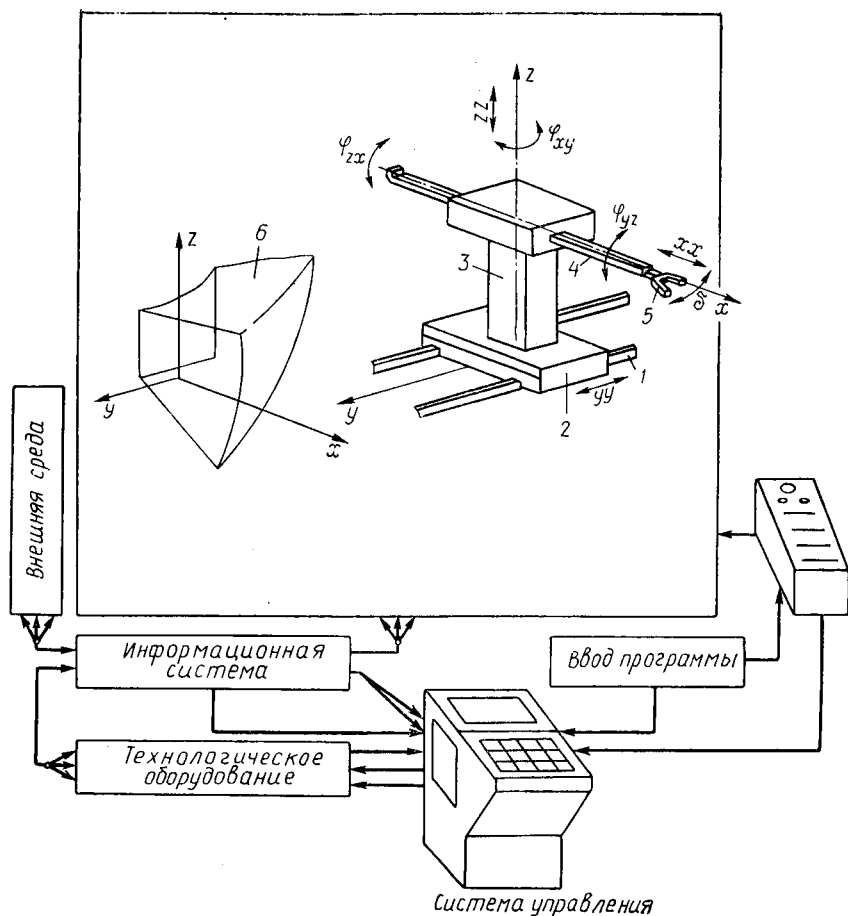


Рис. 14.13. Структурная схема РР

тикальной плоскости; φ_{yz} — угол поворота захвата относительно оси x — x ; δ — направление движения захвата детали.

Перемещения разделяют на следующие виды: ориентирующие (δ и φ_{yz}); транспортирующие (xx , zz , φ_{xy} , φ_{zx}); координатное (yy).

Механическая система (манипулятор). Конструктивно эта система состоит из несущих элементов, приводов, передач, исполнительных механизмов, захватных устройств.

Исполнительный механизм (ИМ) осуществляет транспортирующие и ориентирующие движения. Его называют рукой РР. Захватное устройство обеспечивает захват и удержание транспортируемого груза. Как правило, РР комплектуют набором типовых захватных устройств, которые можно менять в зависимости от требований конкретного рабочего задания.

Захватные устройства. На рис. 14.14 показаны отдельные конструкции механических схватов: с рычажно-кулисным приводом (а);

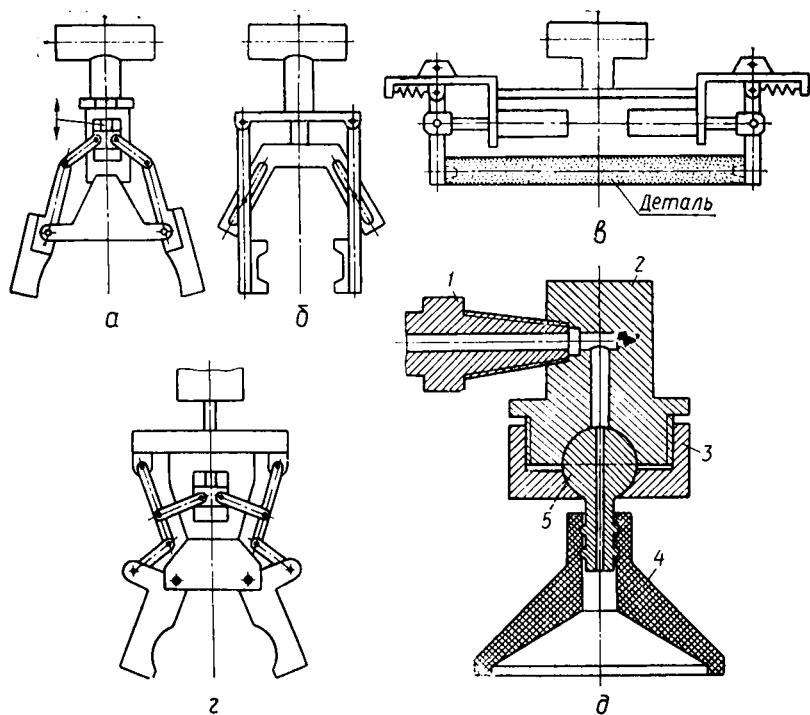


Рис. 14.14. Захватные устройства

для работы с тяжелыми деталями (б); для транспортировки длинных тонких труб (в); цилиндрических деталей (г).

В качестве приводов механических схватов используются гидро- и пневмоцилиндры, штоки которых с помощью системы рычагов приводят схваты в действие. Вакуумные схваты приводятся в действие вакуумным насосом. Они применяются преимущественно для транспортировки листового материала и труб.

На рис. 14.9, д показана наиболее распространенная конструкция вакуумного захвата, состоящая из штуцера 1, корпуса 2, присоска 4, гайки 3, шарнира 5. Широко применяют электромагнитные схваты. Их основные преимущества: простота конструкции, быстрота срабатывания, большая сила притяжения на единицу площади. Недостатки — невозможность работы с деталями из немагнитных материалов: наличие остаточного магнетизма на перемещаемых деталях.

Подъемно-транспортные роботы. Транспортирование грузов при транспортно-складских работах выполняется подвесными и напольными промышленными роботами.

Робот типа МАК-1-50 относится к числу подвесных [21]. Его применяют при перемещении грузов массой до 320 кг (рис. 14.15). Он состоит из механизма синхронизации 1, механизма вертикального перемещения 2, механизма передвижения 3, руки 4 и захвата 5.

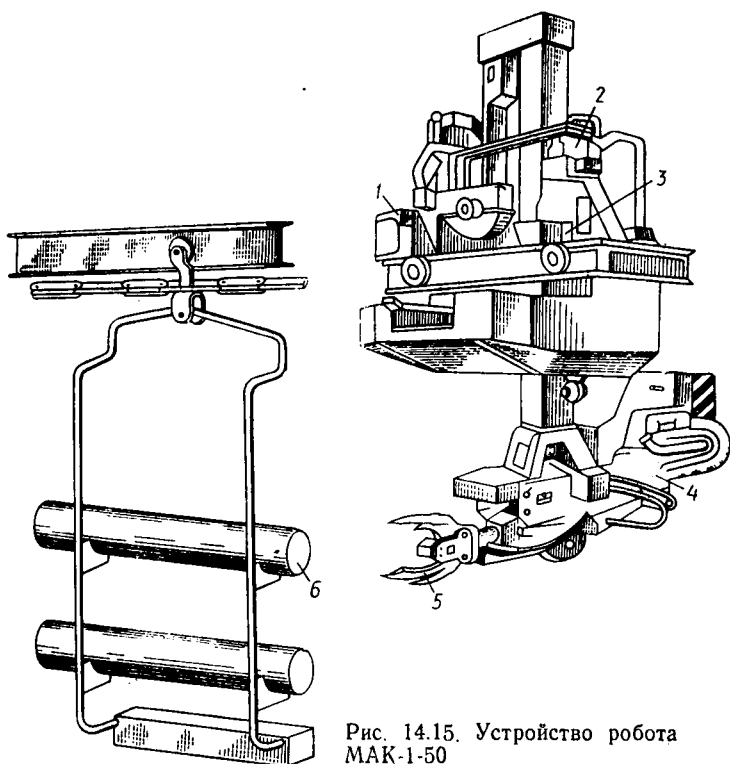


Рис. 14.15. Устройство робота МАК-1-50

Все механизмы робота установлены на тележке, которая перемещается параллельно конвейерной линии.

Механизмы робота приводятся в движение гидроприводами. Рука робота шарнирно связана с колонной. Она может совершать поворотные и поступательные движения. Манипулятор оборудован шаговым гидрораспределителем, обеспечивающим пусковые и тормозные режимы, остановку в заданном месте. Он имеет четыре степени свободы. Наибольшие перемещения схвата: поперек конвейера — 500 мм, вдоль — 8000 мм, вверх — 800 мм, при повороте — 90° .

Работа робота сводится к следующему. После получения сигнала о наличии груза выдвигаются водило механизма синхронизации и рука. После снятия заготовки с конвейерной линии в соответствии с программой управления устанавливает груз в заданное положение.

Аналогично работает робот МАК-2-320. Управление производится от микроЭВМ СМ-1800. Напольные передвижные грузонесущие тележки (трансроботы) на колесном или гусеничном ходу перемещаются по монорельсу или искусственно обозначенной трассе [12]. При передвижении по монорельсу остановки определяются командами датчиков релейного типа, приводимых в действие сигналами.

лами программы. Аналогично действуют сигналы и в том случае, когда тележка приводится в движение цепью или получает питание от троллея.

Для ориентации тележек используют также оптические, электромагнитные, ультразвуковые и другие системы стабилизации и определения курса. Наибольшее применение нашли тележки с электромагнитной системой стабилизации пути.

Грузонесущие тележки оборудуются следующими механизмами: передвижения (при отсутствии тягового элемента), подъема груза (или манипулирования грузом), переталкивания груза.

Широко используются промышленные роботы также для связи транспортно-грузовых потоков, осуществляемых с помощью конвейерных или транспортных линий. В этом случае могут применяться стационарные или передвижные ПР, обеспечивающие перенос деталей с одного транспортера в другой, укладку их в тару и т. д.

14.4. Автоматизация транспортно-складских работ

Складские работы на предприятиях железобетонных изделий могут быть автоматизированы с помощью манипуляторов грузоподъемностью до 25 т (рис. 14.16).

Манипулятор, находящийся в цехе 1, осуществляет захват изделия и укладывает его на транспортную тележку 6. Тележка перемещает груз на склад 4. На складе манипулятор 2 снимает груз 3 с тележки и переносит в штабель 5.

Дальнейшее перемещение изделия осуществляется другим манипулятором. Применение манипуляторов здесь позволяет осуществить замену мостовых кранов, оснащенных гибким подвесом груза; автоматизировать транспортно-складские операции и повысить производительность; сократить число работающих, так как только один оператор сможет вести управление всеми манипуляторами.

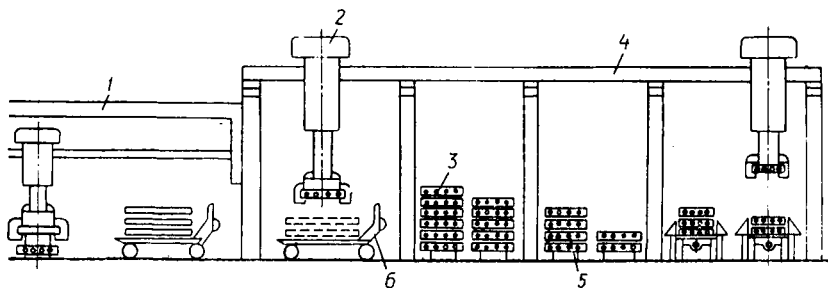


Рис. 14.16. Схема работы манипулятора для складских работ

?

1. Какие устройства называются промышленными манипуляторами, автооператорами и роботами?
2. Как классифицируются грузотранспортные манипуляторы?
3. Нарисуйте и объясните структурную схему грузотранспортного манипулятора.
4. Объясните преимущества и общее устройство грузотранспортного манипулятора.
5. Объясните устройство манипулятора ШБМ-150.
6. Какие требования предъявляются к пантографу манипулятора?
7. Объясните устройство манипуляторов Ш-8 и портально-модульного.
8. Классифицируйте промышленные роботы (ПР).
9. Нарисуйте структурную схему и объясните ее устройство, а также назначение элементов.
10. Как устроены захватные элементы манипуляторов и роботов?
11. Опишите конструкцию робота типа МАК-1-50.
12. Объясните схему автоматизации транспортно-складских работ на предприятии железобетонных изделий.

ОТДЕЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ОПТИМИЗАЦИИ И АВТОМАТИЗАЦИИ КОНСТРУИРОВАНИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН. ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОЙ ТЕХНИКИ

15.1. Общие замечания

Конструирование грузоподъемных машин всегда сопровождалось поиском оптимальных научных решений. Этот поиск до недавнего времени осуществлялся путем сопоставления различных вариантов деталей, сварочных единиц и машин в целом, использования специальных методик оптимальных расчетов по искомому (оптимальному) параметру. Так, известной является методика определения минимальной суммарной мощности двигателей крановой тележки, разработанная А. И. Дукельским. Широкое распространение получил способ определения оптимальной высоты балки мостового крана по условию ее минимальной массы, разработанный Н. С. Стрелецким и М. М. Гохбергом. Получили известность способы определения оптимальной скорости механизма подъема с учетом ограничения эксплуатационных расходов. Успешно применяют на практике способ определения оптимального передаточного числа механизма. Во всех этих и других подобных случаях поиск оптимального решения связывался с одним искомым параметром и сопровождался небольшим количеством вариантных решений. В последнее время в связи с широким применением ЭВМ в практике инженерных расчетов при разработке новых математических методов в области теории вероятностей, вариационного исчисления, линейного программирования и т. д. появилась возможность применения этих достижений науки и техники для оптимального и в дальнейшем автоматического проектирования грузоподъемных машин.

15.2. Цели, задачи и методы оптимизации

Задача оптимального проектирования грузоподъемной машины сводится к тому, чтобы из ряда ее конструктивных вариантов выбрать такой, которому соответствует экстремальное значение критерия оптимальности. В качестве критерия могут быть приняты: производительность, стоимость изготовления, масса машины, приведенные затраты, долговечность и т. д.

В ряде случаев в качестве общего критерия оптимизации могут быть приняты приведенные затраты, представляющие собой сумму текущих годовых расходов на эксплуатацию машины и первоначальных капитальных затрат, отнесенных к одному нормативному сроку эксплуатации.

В простейших случаях задачи оптимизации решаются путем несложных математических операций. Однако в случаях, когда целевая функция зависит от ряда переменных, используются более сложные методы, которые можно разделить на две группы: классические — дифференциального исчисления, множителей Лагранжа, вариационного исчисления; математического программирования — линейного, нелинейного, динамического, принцип максимума Понтрягина и др. Процесс поиска оптимального решения задачи сводится к следующему: создают математическую модель процесса или конструируемого объекта; назначают критерий оптимизации и определяют его связь с основными параметрами, характеризующими объект; определяют систему конструктивных, технологических, эксплуатационных, экономических ограничений; используя один из приведенных выше методов, решают задачу экстремального конструирования.

Пусть выбрана система обобщенных параметров, характеризующих исследуемую конструкцию.

Условие оптимальности целевой функции S можно представить в виде [11]

$$S = \varphi(k_1, k_2, \dots, k_n) = \min. \quad (15.1)$$

Поставленная задача в общем виде может быть сформулирована так: требуется найти значения переменных $k_1 \dots k_n$, которые минимизируют целевую функцию S и удовлетворяют условиям

$$f(k_1, k_2, \dots, k_n) = 0. \quad (15.2)$$

При двух переменных k_1 и k_2 следует найти их значения, которые минимизируют функцию

$$S = \varphi(k_1, k_2) \quad (15.3)$$

и удовлетворяют условиям

$$f(k_1, k_2) = 0. \quad (15.4)$$

Математический смысл задачи заключается в определении места расположения точки на линии пересечения этих двух поверхностей, которой соответствует минимум функции S . Поскольку сложно образовать функцию для нескольких параметров качества ввиду неясности сопоставимых достоинств конструкции, рассматривают условный минимум целевой функции S по одному из параметров k_i , полагая другие параметры качества k_j находящимися в допустимой области. Для нахождения безусловного экстремума задачу преобразуют с помощью множителей Лагранжа. Полагая, что k_2 зависит от k_1 , продифференцируем выражение (15.4). В результате получим

$$df/dk_1 = f_{k_1} + f_{k_2}(dk_2/dk_1) = 0, \quad (15.5)$$

где f_{k_1} и f_{k_2} — частные производные функции $f(k_1, k_2)$. Из уравнения (15.5) находим

$$dk_2/dk_1 = -f_{k_1}/f_{k_2}. \quad (15.6)$$

Первая производная φ по k_1

$$d\varphi/dk_1 = \varphi_{k_1} + \varphi_{k_2} (dk_2/dk_1) = 0 \quad (15.7)$$

С учетом (15.6) находим

$$\varphi_{k_1} - \varphi_{k_2} (f_{k_1}/f_{k_2}) = 0, \quad (15.8)$$

откуда следует, что

$$\varphi_{k_1}/f_{k_1} = \varphi_{k_2}/f_{k_2} = \text{const} = -\lambda. \quad (15.9)$$

Выражение (15.9) может быть представлено в форме системы уравнений:

$$\begin{aligned} \varphi_{k_1} + \lambda f_{k_1} &= 0; \\ \varphi_{k_2} + \lambda f_{k_2} &= 0. \end{aligned} \quad (15.10)$$

Эти уравнения представляют собой необходимые условия условного экстремума функции (15.3).

Полная система необходимых условий выглядит так:

$$\varphi_{k_1} + \lambda f_{k_1} = 0; \quad \varphi_{k_2} + \lambda f_{k_2} = 0; \quad f(x_1, x_2) = 0. \quad (15.11)$$

Уравнения выражают необходимое условие безусловного экстремума функции Лагранжа

$$L(k_1, k_2, \lambda) = \varphi(k_1, k_2) + \lambda f(k_1, k_2). \quad (15.12)$$

В результате выполненных преобразований первоначальное решение задачи по определению условного минимума функции S свелось к решению задачи нахождения безусловного минимума функции Лагранжа L .

15.3. Примеры оптимизации крановых конструкций и механизмов

Определение оптимальной высоты балки мостового крана. Определим оптимальную высоту h одностенчатой балки мостового крана таким образом, чтобы наибольшая высота $h_{\max}$ ограничивалась условием получения балки минимальной массы, а наименьшая $h_{\min}$ — условием ограничения прогиба от полезной нагрузки.

Вес единицы длины балки может быть выражен формулой

$$q = (q_n + q_c) \beta = 2 \gamma (B \delta_n + 0,5 h_1 \delta_c), \quad (15.13)$$

где q_n , q_c — погонный вес поясов и стенки; β — конструктивный коэффициент, зависящий от веса ребер жесткости; B , δ_n — ширина и толщина пояса; h_1 , δ_c — высота и толщина стенки; γ — удельный вес стали.

Прогиб балки в вертикальной плоскости от полезной нагрузки

$$f = PL^3/48Ej_x \ll [f], \quad (15.14)$$

где P — полезная нагрузка, расположенная посередине пролета L балки; E — модуль упругости материала; j_x — момент инерции поперечного сечения балки относительно горизонтальной оси, проходящей через центр его тяжести.

Момент инерции

$$J_x = 2B\delta_n \left(\frac{h_1 + \delta_n}{2} \right)^2 + 2 \frac{h_1}{2} \delta_c \left(\frac{h_1}{2} \right)^2 = 0,5 B\delta_n (h_1 + \delta_n)^2 + 0,25\delta_c h_1^3. \quad (15.15)$$

Следовательно,

$$f = \frac{PL^3}{48E[0,5B\delta_n(h_1 + \delta_n)^2 + 0,25\delta_c h_1^3]} \leq [f]. \quad (15.16)$$

Не учитывая влияния стенки и принимая $h_1 + \delta_n = h$, находим

$$f = A/B\delta_n h^2 \leq [f], \quad (15.17)$$

где $A = PL^3/24E$.

Таким образом, целевая функция имеет вид

$$\varphi(B, h) = 2\gamma(B\delta_n + 0,5 h\delta_c). \quad (15.18)$$

Функция ограничения

$$f(B, h) = A/B\delta_n h - [f] \geq 0. \quad (15.19)$$

Функция Лагранжа

$$L = \varphi + \lambda f(B, h) = 2\gamma(B\delta_n + 0,5 h\delta_c) + \lambda \{A/B\delta_n h - [f]\}. \quad (15.20)$$

Необходимые условия экстремума

$$\partial L / \partial h = \gamma\delta_c - \lambda A / B\delta_n h^2 = 0; \quad (15.21)$$

$$\partial L / \partial B = 2\gamma\delta_n - \lambda A / h\delta_n B^2 = 0; \quad (15.22)$$

$$\partial L / \partial \lambda = A / B h \delta_n - [f] \geq 0. \quad (15.23)$$

Из уравнений (15.22) и (15.21) следует, что

$$\delta_c h = 2\delta_n B, \quad (15.24)$$

откуда находим

$$h/B = 2\delta_n/\delta_c. \quad (15.25)$$

Следовательно, оптимальное отношение высоты балки к ширине поясов пропорционально удвоенному отношению толщины поясных листов и вертикального. Если $\delta_n = 2\delta_c$, что возможно, то в данном частном случае $h/B = 4$, или $B \approx 0,25h$, что, как правило, и принимается из практических соображений.

Подставляя значение B из формулы (15.24) в формулу (15.17), получаем возможность определить оптимальную высоту балки по формуле

$$h_0 \leq \sqrt[3]{PL^3/12E\delta_c [f]}. \quad (15.26)$$

Пусть $P = 100000$ Н; $L = 20$ м; $\delta_c = 0,01$ м; $[f] = 0,03$ м; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа. В этом случае $h_0 \leq 103$ см, т. е. меньше рекомендуемых данных, согласно которым

$$h = (1/15 \dots 1/17) L = (134 \dots 124) \text{ см.}$$

Выбор оптимальных скоростей крановых механизмов с учетом ограничения мощностей двигателей. Как известно, существует проблема выбора двигателя, при котором обеспечивалось бы необходимое число рабочих циклов в час при минимальной суммарной мощности. Рассмотрим работу тележки перегрузочного крана. Продолжительность рабочего цикла тележки

$$T = \frac{s_1}{v_1} + \frac{s_2}{v_2} + t_n, \quad (15.27)$$

где s_1 и s_2 — пути вертикального и горизонтального перемещений груза; v_1 и v_2 — соответствующие скорости. Если $k = v_2 v_1$, то $T - t_n = (s_2 + s_1 k) / v_2$, откуда

$$v_2 = (s_2 + s_1 k) / (T - t_n). \quad (15.28)$$

Суммарная мощность двигателей, кВт,

$$P = P_1 + P_2 = \frac{v_2}{1000} \left(\frac{W_1}{k} + W_2 \right) \quad (15.29)$$

где W_1, W_2 — сопротивления движению механизмов подъема и передвижения соответственно, Н.

Минимальная мощность $P_{\min}$ определяется из условия

$$\frac{dP}{dk} = \frac{1}{1000(T - t_n)} \left(W_2 s_1 - W_1 \frac{s_2}{k} \right) = 0, \quad (15.30)$$

т. е. при

$$k = k_0 = \frac{v_2}{v_1} = \sqrt{W_1 s_2 / W_2 s_1}. \quad (15.31)$$

Исследования А. И. Дукельского показывают, что при необходимости без существенного влияния на P можно отступить от условия $k = k_0$, если скорости v_1 и v_2 , найденные при полученном k_0 , неприемлемы по конструктивным или эксплуатационным соображениям. Действительно, при $k = 0,4 \dots 2,5$ суммарная мощность двух двигателей увеличивается не более чем на 20 % по сравнению с $P_{\min}$, соответствующей k_0 . Определить суммарную минимальную мощность двух двигателей можно также, используя метод неопределенных множителей Лагранжа. Поставленная задача в общем виде формулируется так: требуется найти значения двух переменных x_1 и x_2 , которые минимизируют целевую функцию

$$F_0 = f(x_1, x_2) \quad (15.32)$$

и удовлетворяют условию

$$F(x_1, x_2) = 0. \quad (15.33)$$

Уравнение (15.32) характеризует некоторую поверхность в трехмерном пространстве x_1, x_2, F_0 , а уравнение (15.33) — цилиндрическую поверхность с образующими, параллельными оси F_0 . Математический смысл задачи сводится к нахождению такой точки на линии пересечения этих двух поверхностей, которой соответствует наименьшее значение функции $f(x_1, x_2)$. В данном случае задача формулируется так: требуется найти значения мощностей двигателя подъема груза P_1 и передвижения тележки P_2 , при которых обеспе-

чивается наименьшая суммарная мощность механизмов подъема и передвижения $P = P_{\min}$.

В качестве критерия оптимизации скоростей принимают функцию [2]

$$f(P_1 + P_2) = (P_1 + P_2) \rightarrow \min. \quad (15.34)$$

В качестве уравнения связи принимают условие

$$F(P_1, P_2) = \frac{P_1 P_2}{k_1 P_1 + k_2 P_2 + k_3 P_1 P_2} - n = 0, \quad (15.35)$$

где количество циклов

$$n = \frac{3600}{T} = \frac{3600}{s_1/v_1 + s_2/v_2 + t_n} = \frac{3600}{s_1 W_1/P_1 + s_2 W_2/P_2 + t_n} = \frac{P_1 P_2}{k_1 P_2 + k_2 P_1 + k_3 P_1 P_2}.$$

Здесь

$$k_1 = s_1 W_1/3600; \quad k_2 = s_2 W_2/3600; \quad k_3 = t_n/3600.$$

Поиск локального экстремума функции (15.34) осуществляется при условии (15.35). В соответствии с методом неопределенных множителей Лагранжа точки безусловного экстремума новой целевой функции находим с помощью уравнения

$$f_1(P_1, P_2) = f(P_1, P_2) + \lambda F(P_1, P_2), \quad (15.36)$$

где λ — неопределенный множитель Лагранжа.

Продифференцировав функцию $f_1(P_1, P_2)$ и приравняв к нулю частные производные этой функции по переменным P_1 и P_2 , находим точки экстремума функции f из уравнений

$$\frac{\partial f_1}{\partial P_1} = 1 + \lambda k_1 / \left(k_1 + k_2 \frac{P_1}{P_2} + k_3 P_2 \right) = 0; \quad (15.37)$$

$$\frac{\partial f_1}{\partial P_2} = 1 + \lambda k_2 / \left(k_1 \frac{P_2}{P_1} + k_2 + k_3 P_1 \right) = 0. \quad (15.38)$$

Из уравнений (15.37) и (15.38) можно найти, что

$$P_1 = P_2 \sqrt{\frac{k_1}{k_2}} = P_2 \sqrt{\frac{s_1 W_1}{s_2 W_2}}. \quad (15.39)$$

Подставив значение P_1 в уравнение (15.35), находим оптимальную мощность двигателя механизма передвижения по формуле

$$P_2 = (k_2 + \sqrt{k_1 k_2}) n / (1 - k_3 n). \quad (15.40)$$

Оптимальная мощность двигателя механизма подъема

$$P_1 = (k_1 + \sqrt{k_1 k_2}) n / (1 - k_2 n). \quad (15.41)$$

Из уравнения связи (15.35) находим

$$P_2 = k_2 n P_1 / [(1 - k_3 n) P_1 - k_1 n]. \quad (15.42)$$

Подставив P_2 в уравнение (15.34), получим

$$f(P_1 + P_2) = P_1 + P_2 = P_1 \frac{k_2 n P_1}{(1 - k_3 n) P_1 - k_1 n}. \quad (15.43)$$

Вторая производная по P_1

$$f''(P) = 2(1 - nk_3)/n\sqrt{k_1 k_2}. \quad (15.44)$$

Если $z > 0$, то в точках экстремума функция f будет иметь минимальное значение. Поскольку $k_1 > 0$, $k_2 > 0$, и $k_3 > 0$, то $z > 0$ при $n < 1/k_3 = 3600/t_n$. Это значит, что верхняя граница допустимого числа рабочих циклов в час должна быть меньше $3600/t_n$.

Определение наилучшего значения установочной скорости передвижения крана (тележки крана). Количество дополнительных включений двигателя механизма передвижения крана (тележки крана), осуществляемых в заключительный период торможения механизма с целью правильной ориентировки положения машины относительно места установки груза, зависит от требующейся точности установки последнего и может быть найдено по формуле ошибок Гаусса. Сформулированная задача принадлежит к числу задач о нахождении вероятности попадания в полосу заданной ширины при производстве одного выстрела в случае, если рассеивание подчиняется нормальному закону и прицеливание производить на среднюю линию полосы. В рассматриваемом случае вероятность установки груза в центре рассеивания находится по формуле

$$p(-\Delta < x < \Delta) = \Phi\left(\frac{\Delta}{E}\right), \quad (15.45)$$

где $\Phi\left(\frac{\Delta}{E}\right)$ — приведенная функция Лапласа; Δ — половина области установки груза шириной 2Δ ; E — вероятное срединное отклонение или точность остановки движущейся конструкции.

Теоретическое число включений механизма n для установки груза с необходимой точностью Δ определяется по формуле

$$n = 1/\Phi\left(\frac{\Delta}{E}\right). \quad (15.46)$$

При жестком подвесе груза или небольшой высоте подъема срединное отклонение при остановке крана (тележки крана), характеризующее точность остановки, можно найти по формуле

$$E = \frac{1}{2}(S_{т0} - S_{тн}), \quad (15.47)$$

где $S_{т0}$, $S_{тн}$ — путь торможения нагруженного и соответственно разгруженного крана.

Полагая движение крана (тележки крана) при торможении равнозамедленным, а замедления одинаковыми, легко найти, что

$$E = v^2/4a, \quad (15.48)$$

где v — скорость передвижения при установившемся движении; a — замедление.

Требуемую установочную скорость передвижения крана (тележки крана), обеспечивающую необходимую точность наводки

груза при первом же торможении, можно получить из выражения

$$n = 1/\hat{\Phi} \left(\frac{\Delta}{E} \right) = 1/\hat{\Phi} \left(\frac{4a\Delta}{v^2} \right) = 1, \quad (15.49)$$

откуда следует, что

$$\hat{\Phi}(4\Delta a/v^2) = 1. \quad (15.50)$$

Пользуясь таблицей приведенной функции Лапласа и принимая $\hat{\Phi} = 0,9848 \approx 1$, находим, что

$$4a\Delta/v^2 = 3,6, \quad (15.51)$$

откуда получим формулу для определения установочной скорости передвижения тележки крана:

$$v = 1,05\sqrt{\Delta a}. \quad (15.52)$$

Пример. Мостовой кран имеет скорость передвижения 2 м/с. Необходимая точность установок монтажных блоков на железнодорожную платформу $\Delta = \pm 1$ см (0,01 м). Необходимая установочная скорость $v = 1,05 \sqrt{0,01 \cdot 2} = 0,147$ м/с (8,5 м/мин). Необходимый диапазон регулирования $120/8,5 = 14$.

15.4. Перспективы развития грузоподъемной техники

Перспективным планом народного хозяйства СССР до 2000 г. намечено развитие ряда направлений подъемно-транспортной техники, в том числе грузоподъемной. В первую очередь — это создание комплекса оборудования для гибких автоматизированных производственных участков, линий и цехов, работающих с ограниченным участием обслуживающего персонала. Чрезвычайно важным будет создание оборудования для транспортно-складских систем: кранов-штабелеров, стеллажей, тары, грузораспределительного оборудования и т. д. На крупных складах управление работой этой системы грузотранспортирующих машин будет осуществляться средствами микропроцессорной и вычислительной техники, объединенными общей системой АСУ.

Предполагается, что к 2000 г. будет налажен массовый выпуск кранов-штабелеров грузоподъемностью 0,5...12,5 т (стеллажных для тарно-штучных грузов, стеллажных комплекточных, мостовых опорных и т. д.) для автоматизированных складов, управляемых ЭВМ, которые освободят от тяжелого физического труда несколько тысяч рабочих, существенно сократят расход металла.

Будет также расширена номенклатура грузоподъемных машин общего назначения — мостовых, козловых, стреловых, поворотных кранов, освоены новые конструкции этих машин. Так, на заводах отрасли начнут выпускаться мостовые краны облегченной конструкции грузоподъемностью 16/3,2 т, 50/12,5 т. Будут созданы новые краны для работы во взрывоопасных, химически агрессивных

и радиоактивных средах, а для работы в условиях низких температур и в труднодоступных местах — специальные конструкции грузоподъемных машин, в том числе и на воздушной подушке. Для обеспечения строительно-монтажных работ во всех отраслях народного хозяйства увеличится выпуск стреловых поворотных кранов (в том числе башенных). Будут созданы новые конструкции этих кранов грузоподъемностью 250...300 т. Для нужд энергетического строительства продолжат создание и изготовление мощных козловых кранов грузоподъемностью до 1500 т, пролетом до 100 м, башенных строительных кранов большой грузоподъемности. С целью обеспечения комплексной механизации погрузочно-разгрузочных работ в океанских, морских и речных портах будут созданы новые конструкции портальных кранов грузоподъемностью до 160 т, судовых — грузоподъемностью до 500 т и т. д. Будут созданы новые виды кранов для перегрузки контейнеров, береговых консольных перегружателей, кранов для обслуживания ГЭС и АЭС, судовых кранов для подъема лихтеров и контейнеров.

Ведется интенсивная работа в области создания крановых роботов и манипуляторов и на их основе — работа в области автоматизации управления подъемно-транспортными машинами и комплексами этих машин. Так, в период до 2000 г. намечается организовать производство мостовых и козловых кранов-манипуляторов грузоподъемностью до 50 т (в том числе козловых кранов внутрицехового назначения) для применения в промышленности, строительстве, на транспорте и в системе материально-технического снабжения. Планируется также создание и освоение в производстве манипуляторов, в том числе автоматизированных, для загрузки-разгрузки автомобилей, железнодорожных вагонов тарно-штучными грузами.

Повысятся технико-экономические показатели грузоподъемных машин благодаря повышению грузоподъемности, скоростей механизмов, долговечности крановых конструкций при одновременном уменьшении их весовых показателей за счет применения новых методов расчета, новых материалов, новых профилей металла, прогрессивных производственных технологий, внедрения новых конструктивных решений, новых типов двигателей, тормозных устройств и т. д. Следовательно, технический прогресс в области производства средств грузоподъемной техники будет направлен на создание новых машин и их комплексов, на совершенствование и модернизацию существующих машин, необходимых народному хозяйству нашей страны.

15.5. Применение мини-, микроЭВМ и микропроцессорного оборудования в грузоподъемной технике

Значительное количество грузоподъемных машин будет производиться на базе использования мини-, микроЭВМ и микропроцессоров. Высоконадежные, дешевые и малогабаритные микропроцессоры и микроЭВМ обеспечивают возможность создания сравнительно

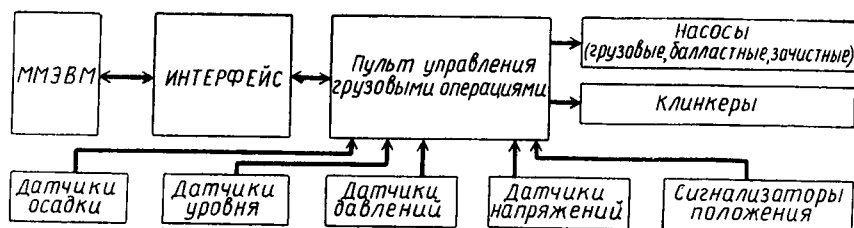


Рис. 15.1. Структурная схема системы автоматизации грузовых операций

простого машинного оборудования с высокими технико-экономическими показателями [14].

Наиболее широко микроЭВМ применяются в АСУ с непрерывными и полунепрерывными технологическими процессами в области металлургической, нефтехимической промышленности, в энергетике и т. д. Однако в последние годы наблюдается существенное увеличение количества микроЭВМ в АСУ с дискретными производственными процессами, осуществляемыми роботами, станочным оборудованием, средствами грузоподъемной техники и т. д. Так, в металлургической промышленности такие ЭВМ используются для получения информации о химических, металлургических и тепловых процессах в доменных печах. С их помощью для прокатных станов задается программа прокатки, определяются колодцы для нагрева слитков, регулируются режимы работы кранового оборудования. С успехом микроЭВМ используются для автоматизации процессов загрузки доменных печей с помощью скиповых подъемников, на морском транспорте с целью автоматизации судового оборудования. Здесь они используются для управления и обслуживания агрегатов машинного отделения, обработки грузов, управления движением судна, административного управления. Задача обработки грузов предусматривает оптимальное их распределение в целях минимизации времени погрузки и разгрузки и возникновения недопустимых напряжений в корпусе.

Рассмотрим кратко задачу автоматического управления процессов обработки грузов на примере грузовых систем танкеров. Объем автоматизации этих операций определяется их структурой и составом. Рациональное их выполнение обеспечивает минимальное время стоянки танкера, экономии электроэнергии и безопасность плавания. Особенность грузовых операций состоит в правильном выборе последовательности таких операций, при которой обеспечиваются устойчивость судна и прочность корпуса.

МикроЭВМ производит программирование грузовых операций и управление последними. Программа может изменяться в ходе ее выполнения в соответствии с текущими условиями работы. Структурная схема автоматизации этих операций показана на рис. 15.1. На схеме рядом с микроЭВМ расположено устройство интерфейса, предназначенное для организации логической связи между отдельными блоками ЭВМ. Отметим, что подобная схема может быть при-

менена для организации работы погрузочно-разгрузочных кранов в морских и речных портах, на железнодорожных станциях, на материально-технических складах и т. д.

15.6. Понятие о системах автоматизированного проектирования (САПР)

САПР применяют для решения следующих возможных задач проектирования объекта:

- скомпонованного из готовых элементов или блоков;
- не имеющего полного набора блоков (при наличии аналогичных);
- не имеющего аналогичных блоков, но для которого известны принципы их создания;
- не имеющего предыдущего опыта проектирования [17].

Во всех случаях с целью автоматизации проектирования используются ЭВМ. В первом случае масштаб использования ЭВМ наибольший. Во втором случае ЭВМ используется только для анализа и оценки вариантов решений и выбора оптимальных параметров, компоновки и т. д. Использование ЭВМ в третьем случае возможно при анализе математических моделей. В последнем случае ЭВМ применяется для моделирования различных явлений и физических процессов, для обработки данных эксперимента и т. д.

Различают четыре вида САПР:

- уникальные, применяющиеся для решения крупных народнохозяйственных задач;
- универсальные, обеспечивающие проектирование всей номенклатуры изделий отрасли с помощью крупной ЭВМ;
- специализированные, обслуживающие проектные организации и ориентированные с помощью средних ЭВМ на выполнение массовых проектных работ по конкретному виду изделия;
- индивидуальные, предназначенные для выполнения отдельных видов инженерных расчетов, проектных работ и выполняющиеся с помощью ЭВМ.

Типовая логическая схема процесса проектирования (рис. 15.2) состоит из следующих этапов: постановки задачи проектирования, ограниченной исходной формулировкой; определения направления поиска, так как поиск в случайном направлении может привести к ложному результату; предварительного проектирования, включающего выбор структуры объекта и материально-энергетических средств его реализации, определение характеристик объекта и его составляющих элементов; эскизного проектирования, инженерного синтеза и анализа, где производится уточнение и конкретизация структурной схемы объекта, анализ характеристик применяющихся технических средств и их оптимизация на основе математической или реальной модели (прототипа конструируемого объекта); оценки проекта и принятия компромиссного решения; технического проектирования, в процессе которого производится конструкторская и технологическая документация, необходимая для изготовления опытного изделия; оценки технического проекта, завершающейся уточнением задачи, коррекцией технической документации

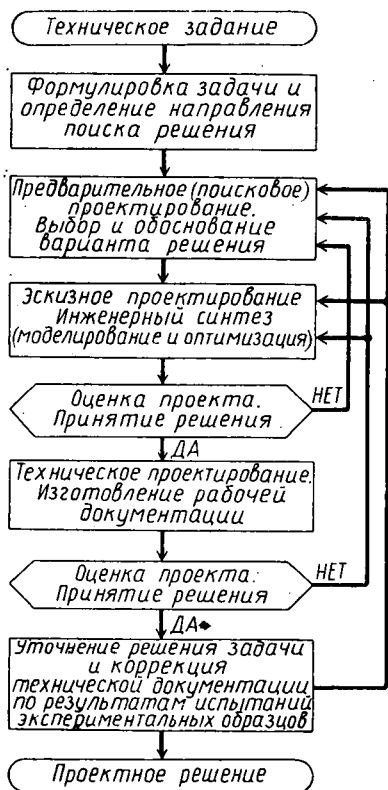


Рис. 15.2. Типовая логическая схема процесса проектирования

по результатам испытаний экспериментальных образцов и принятием окончательного решения.

Основными структурными элементами САПР являются подсистемы, которые обеспечивают выполнение определенной законченной проектной процедуры с получением необходимых проектных документов и решений. К числу подсистем относятся: информационная, обеспечивающая сбор, хранение, поиск, упорядочение, пополнение и выдачу всей информации; поиска решений технической задачи, ведущая отбор альтернативных вариантов перспективных технических решений; инженерного анализа, осуществляющая выполнение всех вычислительных работ, связанных с уточнением принятого варианта решения проектной задачи; ведения и изготовления проектно-конструкторской документации (чертежей, графиков, таблиц, технических описаний и т. д.), осуществляющаяся с помощью современных технических средств (графопостроителей, устройств репродуцирования, микрофильмирования и т. д.).

Одной из главных целей автоматизированного проектирования является оптимизация проектных решений, суть которой сводится к получению заданных показателей проектируемого объекта при наименьших материальных затратах или наилучших технико-экономических характеристиках последнего. Сущность оптимизации сводится, как правило, к нахождению (при принятых ограничениях) таких значений технических характеристик объекта, при которых имеет место минимум (максимум) определенной целевой функции, характеризующий его механическую или технико-экономическую эффективность.

Возможности автоматизированного проектирования грузоподъемных машин можно иллюстрировать структурными схемами алгоритмов оптимизации механизмов подъема и металлоконструкций мостовых кранов.

На рис. 15.3 показана укрупненная структурная схема алгоритма оптимизации механизмов подъема [15], реализованного на базе ЭВМ ЕС-1030 на языке ПЛ/1: n_{nt} — частота вращения двигателя; a_{min} , a_{max} — диапазон изменения кратности полиспафта; D_6 , $D_{6л}$ —

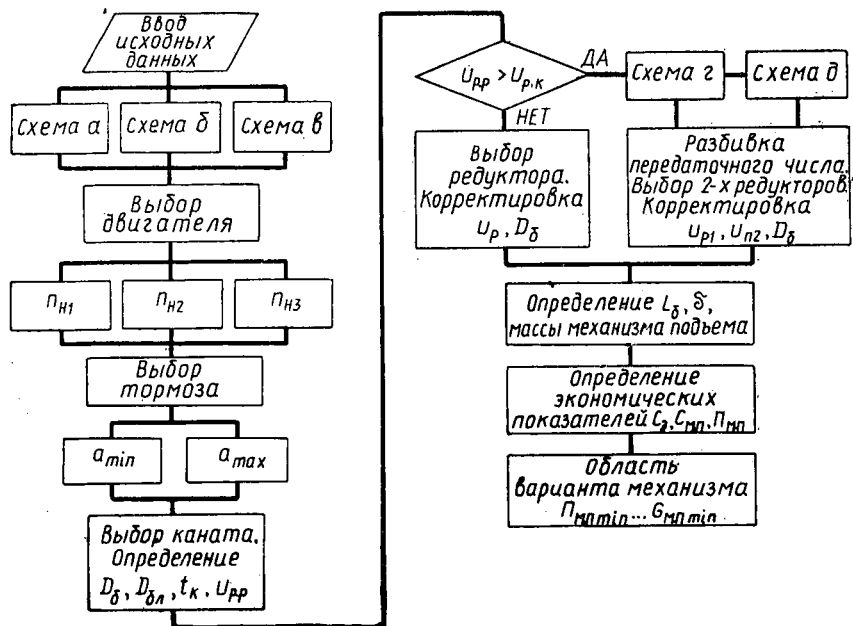


Рис. 15.3. Укрупненная структурная схема алгоритма автоматизированного проектирования механизмов подъема мостовых кранов

диаметр барабана и блока; t_k — долговечность каната; $u_{p.p}$ — расчетное передаточное число; $u_{p.k}$ — максимальное передаточное число редуктора по каталогу; L_δ — длина барабана; δ — толщина стенки барабана; C_ϵ — расход электроэнергии за срок службы механизма; $C_{м.п}$ — стоимость изготовления механизма; $П_{м.п}$ — приведенные затраты на изготовление и эксплуатацию механизма в течение заданного срока службы (целевая функция). Структурная схема алгоритма включает программы «VVOD» и «OPT».

Программы «VVOD» формируют информационную базу путем ввода последовательных файлов (набора данных), содержащих основные параметры стандартных узлов (двигателя, редуктора, тормоза, каната).

Программа «OPT» обеспечивает поиск оптимального варианта механизма подъема путем варьирования компоновочных схем и основных независимых параметров и распечатки результатов оптимизации.

Разработанная методика оптимального проектирования крановых механизмов подъема дает возможность уже на стадии эскизно-механического проектирования решить вопрос о выборе наилучшего варианта механизма подъема на базе экономического критерия оптимальности — приведенных суммарных первоначальных и эксплуатационных затрат.

В последние годы разработан ряд нормативных и расчетных документов и методик по расчету и проектированию металлических конструкций мостовых кранов. В то же время с целью облегчения

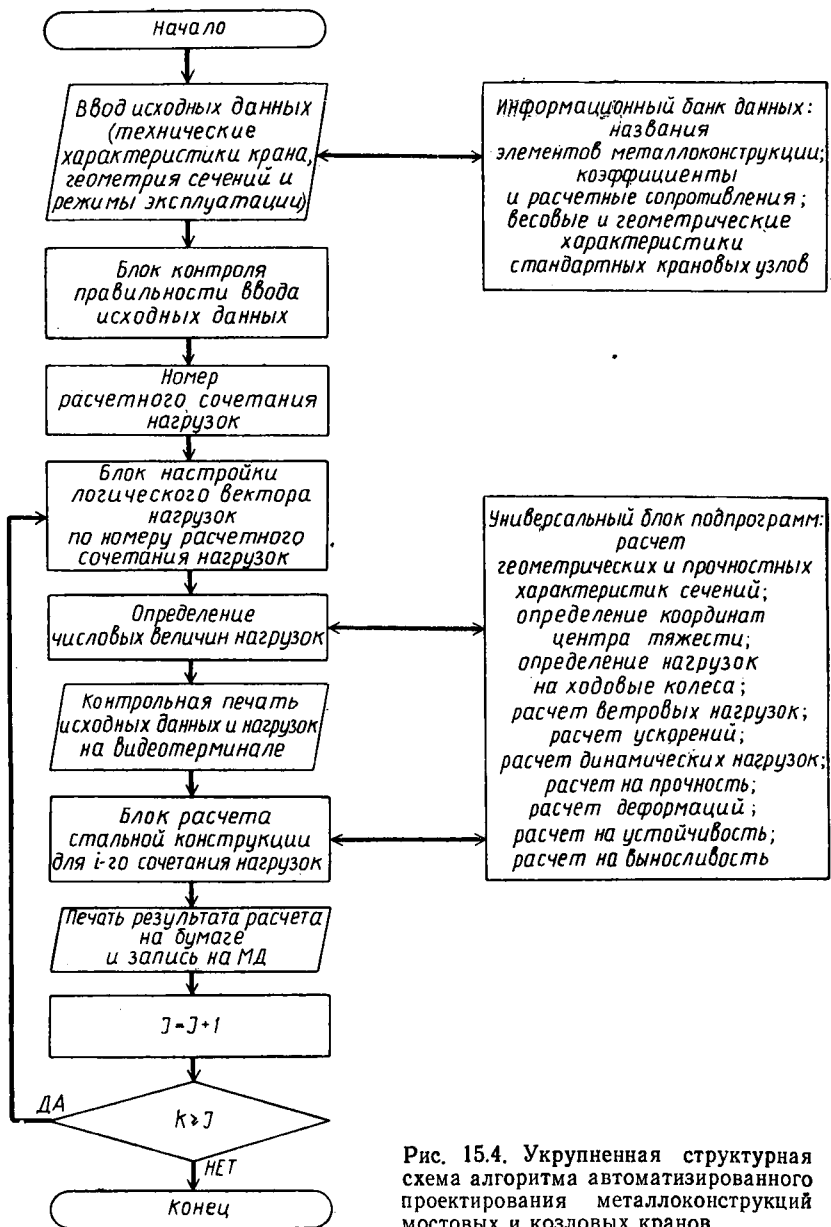


Рис. 15.4. Укрупненная структурная схема алгоритма автоматизированного проектирования металлоконструкций мостовых и козловых кранов

пользования этими материалами оказалась необходимой обобщенная методика, позволяющая вести расчет и проектирование с помощью современных систем САПР.

Укрупненная структурная схема алгоритма автоматизированного проектирования металлоконструкций показана на рис. 15.4.

Этот алгоритм реализован в виде программы для ЭВМ СМ-4 [16].

Работа программы начинается с ввода исходных данных (технических характеристик крана и т. д.), сохраняющихся в информационном банке данных. Ввод этих данных осуществляется в диалоговом режиме.

По окончании ввода исходных данных производится распечатка последних на экране видеотерминала для контроля и необходимой коррекции.

Окончательный вариант исходных данных ЭВМ распечатывает на бумаге и, присвоив счетчику номеров расчетных сочетаний на грузок первое значение, включает в работу блок логического вектора нагрузок, соответствующего заданному расчетному сочетанию последних.

На следующем этапе автоматизированного проектирования выполняется определение нагрузок во всех расчетных сечениях металлоконструкции.

При этом основная программа обращается к блоку подпрограмм. По окончании расчета на экране видеотерминала воспроизводятся результаты расчета, которые могут быть распечатаны на бумаге.

Следующим этапом работы ЭВМ является оценка напряженно-деформированного состояния металлоконструкции по методу предельных состояний, результаты которого распечатываются на бумаге.

По окончании печати счетчик номера расчетного состояния нагрузок получает единичное приращение, и дальнейший расчет выполняется для второго расчетного сочетания.

Работа программы завершается после проверки всех расчетных сочетаний нагрузок.

Описанная программа автоматизированного проектирования реализована на алгоритмическом языке ФОРТРАН в операционной системе ДОС-AP14.

?

1. К чему сводится задача оптимального проектирования грузоподъемной машины?
2. Назовите основные способы оптимизации грузоподъемных машин в случае, когда целевая функция зависит от ряда переменных.
3. Примените метод неопределенных множителей Лагранжа к случаю выбора оптимальных скоростей крановых механизмов и к случаю определения оптимальной высоты главной балки моста мостового крана.
4. Как определить наилучшее значение установочной скорости механизма передвижения крана?
5. К чему сводится работа системы автоматизированного проектирования (САПР) грузоподъемной машины?
6. Объясните типовую логическую схему САПР.
7. Какие преимущества имеет современная грузоподъемная машина (комплекс транспортных машин), оборудованная микропроцессорной техникой?

1. М а т е р и а л ы XXVII съезда Коммунистической партии Советского Союза.— М.: Политиздат, 1986.— С. 24
2. А р т е м ь е в П. П., Б р а у д е В. И., Г а р а н и н Н. П. Грузоподъемные машины на речном транспорте.— М.: Транспорт, 1981.— 246 с.
3. Б а л а ш о в В. П. Грузоподъемные и транспортирующие машины на заводах строительных материалов — М.: Машиностроение, 1987.— 378 с.
4. Г а й д а м а к а В. Ф. Работа грузоподъемных машин при бесступенчатом торможении.— Х.: Вища шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1988.— 143 с.
5. Г о р б а ч е в А. В., П о п о в а Т. П. Определение срока службы грузоподъемных кранов // Безопасность труда в пром-сти.— 1968.— № 7.— С. 49—50.
6. Г о х б е р г М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин.— Л.: Машиностроение, 1976.— 454 с.
7. Грузоподъемные машины / М. П. Александров, Н. Л. Колобов, Н. А. Лобов, Т. А. Никольская, В. С. Полковников.— М.: Машиностроение, 1986.— 399 с.
8. И в а н ч е н к о Ф. К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин.— К.: Вища шк. Головное изд-во, 1983.— 351 с.
9. К а з а к С. А. Основы проектирования и расчета крановых механизмов.— Красноярск: Изд-во Краснояр. ун-та, 1987.— 181 с.
10. К о в а л ь с к и й Б. С. Грузоподъемные машины. Крюки, петли, проушины.— Х.: Изд. Харьк. Высш. команд.- инж. уч-ща, 1962.— 63 с.
11. К о г у т А. Е., Н о в о ж и л о в В. И. Выбор экономических параметров машин при конструировании.— Л.: Машиностроение, 1974.— 125 с.
12. К о з ы р е в Ю. Г. Промышленные роботы: Справочник.— М.: Машиностроение, 1983.— 375 с.
13. Л а н г А. Г. М а з о в е р И. С., М а й с е л ь В. С. Портальные краны.— М.; Л.: Машгиз, 1962.— 284 с.
14. Мини- и микроЭВМ в управлении промышленными объектами / Под общ. ред. И. Р. Фрейдзона, Л. Г. Филиппова.— Л.: Машиностроение, 1984.— 334 с.
15. О л е ш к е в и ч А. В. Оптимизация основных параметров механизма подъема кранов мостового типа.— Ульяновск: Ульян. политехн. ин-т, 1986.— 31 с.
16. Особенности автоматизированного проектирования металлических конструкций мостовых кранов / А. С. Липатов, М. Е. Павлов, К. Ю. Попов, А. М. Северов // Краны. Механизмы и металлоконструкции: Сб. науч. тр. ВНИИПТМАШ.— М., 1985.— С. 105—108.
17. П е т р е н к о А. И., С е м е н к о в О. И. Основы построения систем автоматизированного управления.— К.: Вища шк. Головное изд-во, 1985.— 294 с.
18. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов.— М.: Металлургия, 1974.— 192 с.
19. С е р е н с е н С. В., К о г а е в В. П., Ш н е й д е р о в и ч Р. М. Несоущая способность и расчеты деталей машин.— М.: Машиностроение, 1975.— 448 с.

20. Справочник по кранам / Под ред. проф. А. И. Дукельского.— М.; Л.: Машиностроение, 1971—1973.— Т. 1—2.
21. Френкель Г. Ю. Применение роботов-манипуляторов при производстве железобетонных изделий.— М.: Высш. шк., 1987.— 72 с.
22. Хабенский М. Я. Электромагнитные порошковые муфты.— М.: Машиностроение, 1968.— 131 с.
23. Чернега В. И., Мазуренко И. Я. Краткий справочник по грузоподъемным машинам.— К.: Техніка, 1984.— 360 с.
24. Шабашов А. П., Лясков А. Г. Мостовые краны общего назначения.— М.: Машиностроение, 1980.— 304 с.
25. Шефлер М. Рекомендации к уточненному обоснованию работы крановых механизмов передвижения // Подъемные устройства и транспортирующие машины.— 1967.— № 9.— С. 247—279.
26. Электрооборудование кранов. А. П. Богословский, Е. М. Певзнер, Н. Ф. Семерня и др.— М.: Машиностроение, 1983.— 310 с.

- Аварии кранов 28
- Амортизатор 248, 249
- Амплитуда колебаний 236
- Барабан для навивки каната
 - многослойной 75
 - однослойной 69
- Блок канатный 66
 - цепной 63
- Вес груза 27, 282
- Вылет стрелы крана 27
- Высота подъема 17
- Грейфер двухканатный 94
 - одноканатный 95
- Груз 16, 79, 102
- Грузоподъемность номинальная 15
 - полезная 15
- Давление динамическое 25
- Домкрат винтовой 11
- Захват для штучных грузов 79
 - клещевой 79, 92
 - эксцентриковый 93
- Звездочка 66, 67
- Канаты стальные проволочные 51
- КПД блока 61
 - полиспаста 64, 65, 66
- Колесо ходовое 161, 162
- Кран автомобильный 9—11, 258
 - башенный 10, 11, 263
 - железнодорожный 258
 - козловой 8, 11, 215
 - консольный 11, 218, 258
 - манипулятор 10, 13
 - стационарный стреловой
 - поворотный 10, 11
 - тракторный 9, 11, 218, 258
 - штабелер 12, 219
- Крюк двурогий 81, 87
 - однорогий 79, 80—82
- Коэффициент грузовой устойчивости крана 263, 269
 - динамичности 27, 41, 88
 - долговечности 55
 - запаса прочности 56
 - использования механизмов в течение года 18
 - — — суток 18
 - нагружения 20
 - перегрузки 34, 44
 - Пуассона 76
 - собственной устойчивости крана 268, 269
- Лебедка ручная 11
 - электрическая
- Масса груза 18, 178
 - крана 176, 178
- Материалы конструкционные 18,
 - фрикционные 106
- Механизм изменения вылета крана 197
 - передвижения крана 154, 155
 - — тележки крана 154
 - поворота крана 189
- Нагрузка аварийная 28
 - динамическая 282
 - монтажная 28
 - от ветра состояния
 - нерабочего 25
 - — — рабочего 25
 - снега, льда 25
 - сейсмическая 27
 - сил инерции 28
 - температурная 28
 - технологическая 28
- Напряжение допускаемое 77
- Нормы Госгортехнадзора 17, 49
- Опорно-поворотное устройство
 - катковое 277
 - — — роликное 279
 - — — шариковое 280
- Останов роликовый 99
 - фрикционный 99
 - храповый 99
- Петля грузовая 88
- Пневмозахват 91

Полиспа́ст механизма изменения
вылета 197

Предел прочности 12, 38, 40

— текучести 38, 44

— выносливости 40, 42

Расчет на выносливость 39, 43

— — долговечность 45, 55

— — прочность 39, 42

Режим работы крана 17

Робот промышленный 5, 299

Сила инерции 238

— тяжести 238

Скорость передвижения крана 311

— — — тележки 311

Сопротивления от ветра 172

— — сил инерции 169

— — — трения 169

— — — реборд ходовых
колес 169

— — уклона пути 172

Таль червячная 207

— шестеренная 207

— электрическая 5, 207

Твердость по Бринеллю 167

Тормоз гидродинамический 133

— двухколодочный 119, 125

— дисковый 36, 125

— — колодочный 125

— — центробежный 133

— конический, замыкаемый весом
груза 128

— ленточный 111, 113

— — дифференциальный 111

— — одноколодочный 116

— электродинамический 133

— электромагнитный порошковый
133

Устройство грузозахватное 79, 91

Характеристики механические 33, 35

Цепь пластинчатая 50

Цепь простая сварная длиннозвенная
49

— — — калиброванная 49

— — — короткозвенная 49

Электродвигатель тока переменного
35

— — постоянного 35, 36

	Предисловие	3
<i>Глава 1.</i>	1.1. Грузоподъемные машины как предмет изу-	5
Общие сведения	1.2. История развития грузоподъемной тех-	6
о грузоподъемных	1.3. Развитие грузоподъемной техники в до-	6
машинах	1.4. Развитие грузоподъемной техники в годы	7
	Советской власти	9
	1.5. Классификация грузоподъемных машин	11
	1.6. Схемы грузоподъемных машин и меха-	15
	низмов	22
<i>Глава 2.</i>	2.1. Расчетные параметры	24
Общие положения	2.2. Основные технико-экономические пока-	29
расчета и приводы	затели грузоподъемных машин	30
грузоподъемных	2.3. Расчетные нагрузки грузоподъемных машин	38
машин	2.4. Расчетные случаи нагрузок	39
	2.5. Приводы грузоподъемных машин	42
<i>Глава 3.</i>	3.1. Конструкционные материалы	44
Основные	3.2. Расчет на прочность и выносливость по	45
положения	методу допускаемых напряжений	47
расчета деталей	3.3. Расчет на прочность и выносливость по	50
грузоподъемных	методу предельных состояний	51
машин	3.4. Понятие о вероятностном расчете на	58
	прочность	59
	3.5. Понятие о расчете на долговечность дета-	47
	лей без трещин	47
<i>Глава 4.</i>	4.1. Общие сведения	50
Гибкие	4.2. Простые сварные цепи	51
подъемные	4.3. Пластинчатые цепи	51
тяговые органы	4.4. Стальные канаты	58
грузоподъемных	4.5. Сравнительная оценка гибких элементов	59
машин		59
<i>Глава 5.</i>	5.1. Полиспасты	61
Полиспасты,	5.2. Расчет полиспастов	66
блоки,	5.3. Детали для навивки цепей и канатов	66
звездочки,	(блоки, звездочки, барабаны)	66
барабаны		66
<i>Глава 6.</i>	6.1. Общие сведения	79
Грузозахватные	6.2. Простые грузозахватные устройства (крю-	79
устройства	ки и петли)	91
	6.3. Специальные грузозахватные устройства	91

Глава 7. Остановы и тормоза грузоподъемных машин	7.1. Общие сведения	99
	7.2. Остановы	99
	7.3. Тормоза. Общие сведения	105
	7.4. Ленточные тормоза	111
	7.5. Колодочные тормоза	116
	7.6. Тормоза с осевым нажатием	125
	7.7. Тормозные устройства для регулирования скорости	133
Глава 8. Механизмы подъема	8.1. Классификация, схемы, устройство . . .	139
	8.2. Расчет мощности двигателя	144
	8.3. Проверка двигателя на пусковой режим . . .	146
	8.4. Проверка двигателя на нагрев	149
	8.5. Выбор тормоза	150
Глава 9. Механизмы передвижения	9.1. Классификация	154
	9.2. Конструкция рельсовых механизмов передвижения	154
	9.3. Металлические ходовые колеса, катки, рельсовые пути	161
	9.4. Сопротивление передвижению кранов и тележек на рельсовых путях	169
	9.5. Определение статической мощности двигателя	176
	9.6. Проверка двигателя на пусковой момент . . .	177
	9.7. Проверка двигателя на нагрев	179
	9.8. Выбор тормоза	180
	9.9. Проверка запаса сцепления приводных ходовых колес крана с рельсами при пуске и торможении крана	182
	9.10. Новые механизмы передвижения кранов . . .	185
Глава 10. Механизмы поворота	10.1. Конструкция	189
	10.2. Расчет мощности двигателя	192
	10.3. Выбор тормоза	195
Глава 11. Механизмы изменения вылета	11.1. Классификация	197
	11.2. Механизмы изменения вылета башенного крана с канатной тягой	197
	11.3. Механизмы изменения вылета с канатным полиспастом	197
	11.4. Механизмы изменения вылета с винтовым приводом	202
Глава 12. Краны мостовой конструкции	12.1. Общие сведения	205
	12.2. Конструкция и применение	205
	12.3. Общая характеристика нагрузок	221
	12.4. Определение вертикальных динамических нагрузок при работе механизмов подъема	223
	12.5. Определение вертикальных динамических нагрузок при передвижении кранов и крановых тележек	232
	12.6. Определение горизонтальных динамических нагрузок на краны с гибким подвесом груза	234
	12.7. Определение нагрузок на козловые краны	237
	12.8. Безопасность эксплуатации козловых кранов	245
	12.9. Виброзащитные устройства	247

**Глава 13.
Стреловые
поворотные
краны**

13.1. Стационарные стреловые поворотные краны с двумя внешними опорами	250
13.2. Стационарные стреловые поворотные краны с одной опорной колонной	253
13.3. Передвижные стреловые поворотные краны (настенные консольные, универсальные стреловые)	258
13.4. Устойчивость передвижных стреловых поворотных кранов	263
13.5. Нагрузки на опорные ходовые колеса стреловых поворотных кранов	270
13.6. Давления на гусеницы гусеничных и тракторных кранов	273
13.7. Соппротивления повороту кранов в опорно-поворотных устройствах	274
13.8. Вес противовеса кранов, расположенных на открытом воздухе	280
13.9. Динамические нагрузки крановых конструкций при работе механизмов поворота	282

**Глава 14.
Грузоподъемные
манипуляторы
и роботы**

14.1. Общие замечания и определения	285
14.2. Грузотранспортные манипуляторы	285
14.3. Промышленные роботы (ПР)	299
14.4. Автоматизация транспортно-складских работ	303

**Глава 15.
Отдельные вопросы
оптимизации
и автоматизации
конструирования
грузоподъемных
машин.
Перспективы
развития
грузоподъемной
техники**

15.1. Общие замечания	305
15.2. Цели, задачи и методы оптимизации	305
15.3. Примеры оптимизации крановых конструкций и механизмов	307
15.4. Перспективы развития грузоподъемной техники	312
15.5. Применение мини-, микроЭВМ и микропроцессорного оборудования в грузоподъемной технике	313
15.6. Понятие о системах автоматизированного проектирования (САПР)	315

Список использованной литературы	320
Предметный указатель	322

Учебник

Гайдамака Владимир Федотович

**Грузоподъемные
машины**

Переплет художника

Г. М. Балюна

Художественный редактор

С. П. Духленко

Технический редактор

Г. Б. Верник

Корректоры *И. П. Бойко, И. Е. Бей*

Сдано в набор 27.12.88. Подписано в печать
28.06.89. БФ 05084. Формат 60×90/16. Бум. тип. № 2.
Гарнитура литературная. Высокая печать. Усл.
печ. л. 20,5. Усл. кр.-отт. 20,5. Уч.-изд. л. 20,17.
Тираж 11 000 экз. Изд. № 7368. Заказ № 9-81.
Цена 1 р.

ИБ № 12941

Главное издательство издательского объединения
«Выща школа», 252054, Киев-54, ул. Гоголевская, 7
Книжная фабрика им. М. В. Фрунзе, 310057. Харь-
ков-57, Донец-Захаржевского, 6/8.

В Головном издательстве
издательского объединения «Выща школа»
в 1990 году выйдет в свет учебное пособие:

**Цехнович Л. И., Петриченко И. П. Атлас
конструкций редукторов.**

2-е изд., перераб. и доп. 18 л. Язык русский.
1 р. 10 к.

Представлены сведения о конструкциях редукторов, краткие справочные таблицы, необходимые для их конструктивной разработки. Помещены чертежи общих видов редукторов, которые включают в возможных сочетаниях цилиндрические, конические и червячные передачи, различные по устройству и сложности. Даны рекомендации по нанесению размеров и выбору посадок.

Во втором издании (1-е изд.— 1979 г.) конструктивный материал дополнен последними моделями редукторов, выпускаемых промышленностью.

Для студентов технических вузов, выполняющих курсовые проекты по деталям машин.
Аннотировалось в ТП 1990 г., поз. 136.

Уважаемые товарищи!

Эту книгу можно заказать в магазинах облкниготоргов, облпотребсоюзов, а также в специализированном магазине «Книга — почтой» (252117, г. Киев-117, ул. Попудренко, 26)