
Ф. К. ИВАНЧЕНКО

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ ПОДЪЕМНО- ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

*Допущено Министерством высшего
и среднего специального образования УССР
в качестве учебника для студентов
технических вузов и факультетов*

КИЕВ
ГОЛОВНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ИЗДАТЕЛЬСКОГО ОБЪЕДИНЕНИЯ
«ВИЩА ШКОЛА»
1983

39.9—02я73

И23

УДК 621.86 (075.8)

Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин. Иванченко Ф. К. ; Учебник для вузов. — Киев : Вища школа. Головное издательство, 1983. — 351 с.

Освещены конструкции современных подъемно-транспортных машин, назначение, принцип действия и устройства отдельных механизмов и машин в целом. Проведен анализ кинематических схем механизмов и конструкций отдельных узлов, указаны их преимущества и недостатки; рассмотрены вопросы выбора рациональных конструкций грузоподъемных и транспортирующих машин, обеспечивающих высокие технико-экономические показатели. Изложены вопросы теории подъемно-транспортных машин и расчеты энергосиловых параметров с учетом характера нагружения машин. Уделено внимание динамическим расчетам машин с учетом податливости их элементов и колебательных процессов, возникающих в машинах в период неустановившегося движения.

Расширен раздел транспортирующих машин, являющихся основой комплексной механизации всех отраслей народного хозяйства. Нормативные материалы приведены по состоянию на 01.01.82.

Для студентов вузов, а также инженерно-технических работников и конструкторов, занимающихся проектированием и эксплуатацией подъемно-транспортных машин.

Табл. 12 Ил. 193 Библиогр. 54 назв.

Рецензенты: доктор техн. наук, проф. Л. И. Цехнович (Днепропетровский металлургический институт), доценты М. П. Никитинский и Г. Д. Маламен (Одесский политехнический институт)

Редакция литературы по машиностроению и приборостроению
Зав. редакцией О. А. Добровольский

И 3601030000—089
М211(04)—83 БЗ—6—12—82

© Издательское объединение
«Вища школа», 1983

ПРЕДИСЛОВИЕ

Создание материально-технической базы коммунизма в нашей стране неразрывно связано с внедрением в производство последних достижений науки, новейшей техники и передовой технологии, применением наиболее рациональных и производительных систем машин и агрегатов.

В решениях XXVI съезда КПСС большое внимание уделено дальнейшему развитию машиностроения, созданию новых надежных машин со снижением их металло- и энергоемкости, разработке комплекса машин по механизации и автоматизации всех отраслей народного хозяйства. Поставлена задача «существенно увеличить производство систем машин и оборудования, автоматических манипуляторов с программным управлением, позволяющих исключить применение ручного малоквалифицированного и монотонного труда, особенно в тяжелых и вредных для человека условиях»*.

Снижение металлоемкости машин намечено осуществлять за счет совершенствования конструкций машин и оборудования, широкого применения металла повышенной прочности, фасонных профилей, проката высокой прочности, конструкционных пластмасс.

Исключительно большое значение приобретает качество выпускаемых машин. По своему научно-техническому уровню новые машины должны быть совершеннее своих предшественников, отвечающих высоким требованиям научно-технического прогресса. Особенно высокие требования предъявляются к подъемно-транспортным машинам, получившим широкое распространение во всех областях народного хозяйства.

В современных условиях поточного и автоматизированного производства значение подъемно-транспортных машин качественно изменилось. Они вышли за рамки своего первоначального назначения — вспомогательного оборудования для механизации трудоемких процессов производства — и являются связующими звеньями в технологической цепи, обеспечивающими непрерывность производства, основным регулятором поточного производства, органической частью технологических процессов, определяющих ритм и производительность основного оборудования предприятий. ПТМ являются основой комплексной механизации и автоматизации производственных процессов. От правильного выбора наиболее рациональных машин зависит высокопродуктивная работа всего предприятия.

Конструкции подъемно-транспортных машин непрерывно совершенствуются, в связи с чем возникают новые задачи по расчету, проектированию, исследованию

* Материалы XXVI съезда КПСС. М., Политиздат, 1981, с. 154.

и выбору оптимальных параметров машин, обеспечивающих высокие технико-экономические показатели и качество машин.

Курс «Подъемно-транспортные машины» является одним из базовых в общетехнической подготовке студентов, способствует развитию конструкторских навыков. В нем изложены основы теории и расчета подъемно-транспортных машин, принципы действия и устройства отдельных механизмов и узлов машин, критический анализ конструкций и выбор наиболее рациональных машин, показаны пути повышения их качества.

Углубление теоретической части курса будет, по мнению автора, способствовать повышению интереса студентов к творческой работе в этой области и улучшению качества подготовки специалистов.

В настоящем учебнике более полно, чем в других, отражены такие важные вопросы для усиления теоретической подготовки студентов, как динамические расчеты машин на основе современных научных представлений о машине как о системе с упругими звеньями и с учетом характеристики двигателя; впервые изложены вопросы возбуждения автоколебаний, ударов в зазорах, приведены осциллограммы испытаний машин в условиях эксплуатации; показаны пути снижения динамических нагрузок; уделено внимание автоматизации производственных процессов путем применения кранов-манипуляторов и промышленных роботов; расширен важный раздел курса — транспортирующие машины, которые имеют большое значение в механизации производственных процессов во всех отраслях народного хозяйства; описаны новые прогрессивные транспортные системы и установки; изложены перспективы дальнейшего развития подъемно-транспортной техники.

Приведены общие требования Госгортехнадзора, обеспечивающие безопасную работу грузоподъемных машин.

Автор выражает благодарность сотрудникам кафедр Одесского политехнического и Днепропетровского металлургического институтов за ценные указания при рецензировании рукописи.

Отзывы и пожелания просим направлять по адресу: 252054, Киев-54, Гоголевская, 7, Головное издательство издательского объединения «Вища школа».

ВВЕДЕНИЕ

Технологический процесс любого производства неразрывно связан с перемещением огромного количества грузов, начиная от подачи сырья до выдачи готовой продукции. В осуществлении грузовых потоков на предприятиях и комплексной механизации процессов труда основную роль играют системы подъемно-транспортных машин и оборудования. На 1 т выпускаемой продукции в различных производствах требуется 10...100 т сырья, которое транспортируется и складывается различными комплексами подъемно-транспортной техники.

По своим качественным показателям подъемно-транспортные машины в СССР не уступают и зачастую превосходят машины зарубежных фирм. Не имеют аналогов такие уникальные системы машин, как конвейерная система непрерывной подачи шихты в сверхмощные доменные печи объемом 5000 м³, комплекс конвейеров шихтоподачи в новых конверторных цехах, краны-манипуляторы, применяемые в различных отраслях народного хозяйства, литейные краны грузоподъемностью 400—630 т, специальные краны грузоподъемностью до 1200 т, мощные плавучие краны грузоподъемностью 1600 т и козловые — до 2000 т.

Подъемно-транспортная техника развивалась в соответствии с потребностями общества и имеет многовековую историю. Еще в древние времена люди создавали простые устройства для подъема и перемещения грузов в первую очередь из потребностей земледелия (поливка засушливых земель во многих странах), строительства и торговли, где требовалась транспортировка большого количества грузов.

В дальнейшем большой толчок развитию и усовершенствованию подъемно-транспортной техники дало развитие горного дела и металлургии.

Простейшие машины люди начали применять еще в глубокой древности, о чем свидетельствуют летописи и памятники материальной культуры. В Египте, Ассирии, Вавилоне, древнем Риме и других странах для орошения земель применяли колодезные ворота «журавли» и другие подъемные устройства. Подъемные канаты изготавливали из лиан и волокон растений. Подъем воды осуществлялся по наклонному желобу деревянными скребками, прикрепленными к деревянным шарнирным цепям. При строительстве циклопических сооружений (пирамид, статуй и др.) применяли рычаги, наклонные плоскости, полиспасты, катки и др. Например, при строительстве египетских пирамид необходимо было поднимать и перемещать каменные блоки массой до 90 т каждый на высоту до 150 м. По наклонным плоскостям с помощью простейших приспособлений перемещали каменные глыбы, обелиски и статуи массой 300—1000 т.

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

Большой вклад в развитие подъемной техники внесли русские механики и мастера, о чем свидетельствует множество примеров смелого решения задач подъема и перемещения грузов. В XV в. в мукомольном производстве начали применять транспортирующие машины. Применение подъемных машин в России известно с 1703 г. (Петрозаводский чугунолитейный завод).

Изумительные по техническому совершенству работы по комплексной механизации Алтайских рудников и заводов, не имевших до того времени аналогов в мировой практике, выполнил русский механик К. Д. Фролов (1768 г.). Оригинальный способ доставки громадного гранитного цоколя (1000 т) для памятника Петру I в Петербурге (1769 г.) был осуществлен по деревянным желобам на бронзовых шарах, накрытых сверху деревянными балками с желобами, облицованными медными листами.

Краностроение в России начало свое развитие после изобретения И. И. Ползуновым парового привода (1763 г.). Изобретенный М. О. Доливо-Добровольским электродвигатель переменного тока (1896 г.) способствовал созданию первых электрических подъемников и мостовых кранов.

Впервые в России были созданы: многоковшовый подъемник (В. Г. Кузнецовым); ленточный конвейер для транспортировки золотосодержащего песка (А. Лопатыным); пластинчатый конвейер (И. Коузовым). Д. Петров осуществил сложнейшие работы по передвижке зданий (1812 г.).

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

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

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

Подъемно-транспортное машиностроение в СССР выпускает все необходимые для народного хозяйства виды подъемно-транспортной техники.

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

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

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

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

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

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

ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ

Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИНАХ

1.1. Назначение, классификация и основные параметры

Грузоподъемные машины предназначены для подъема, перемещения и подачи груза в требуемое место, обслуживаемое машиной. Они обслуживают производственные процессы в цехах заводов и на строительных объектах, устанавливают и монтируют промышленное оборудование, выполняют погрузочно-разгрузочные работы на складах и являются составной частью комплексной механизации производственных процессов во всех отраслях народного хозяйства. На современных предприятиях системы подъемных машин часто являются органически связанной, неотъемлемой частью технологического оборудования, обеспечивающей нормальную бесперебойную работу производства. В отраслях народного хозяйства находятся в эксплуатации свыше 100 тыс. стреловых и десятки тысяч мостовых и других типов кранов.

Классификация грузоподъемных машин. Существует много типов грузоподъемных машин, конструкции которых зависят от вида груза, условий применения и степени сложности. В состав подъемной машины может входить несколько рабочих механизмов — подъема груза, передвижения и поворота крана, изменения вылета крюка. Они могут быть в различных сочетаниях, однако во всех грузоподъемных машинах имеется механизм подъема. Главным классификационным признаком машин является общность конструкций и методов их расчета. Основные типы грузоподъемных машин в зависимости от назначения, области применения и выполняемой функции (рис. 1): 1) подъемные механизмы; 2) краны; 3) подъемники; 4) промышленные роботы.

В соответствии с классификацией покажем на конкретных примерах, какая подъемная техника обслуживает различные отрасли народного хозяйства. Кроме типовых грузоподъемных машин общего назначения приведены уникальные высокопроизводительные машины с высокими параметрами.

К подъемным механизмам относятся механизмы, выполняющие одно движение — подъем: домкраты (рис. 2, а), тали (рис. 2, б) и лебедки (рис. 2, в). Домкраты предназначены для подъема груза на большую высоту в основном при монтаже и ремонтных работах. По конструкции их разделяют на реечные 1, винтовые 2, гидравлические 3 и пневматические. Тали бывают с ручным 1 и машинным 2 приводом. Лебедки (с ручным и электроприводом) служат для подъема груза или перемещения его в горизонтальном направлении.

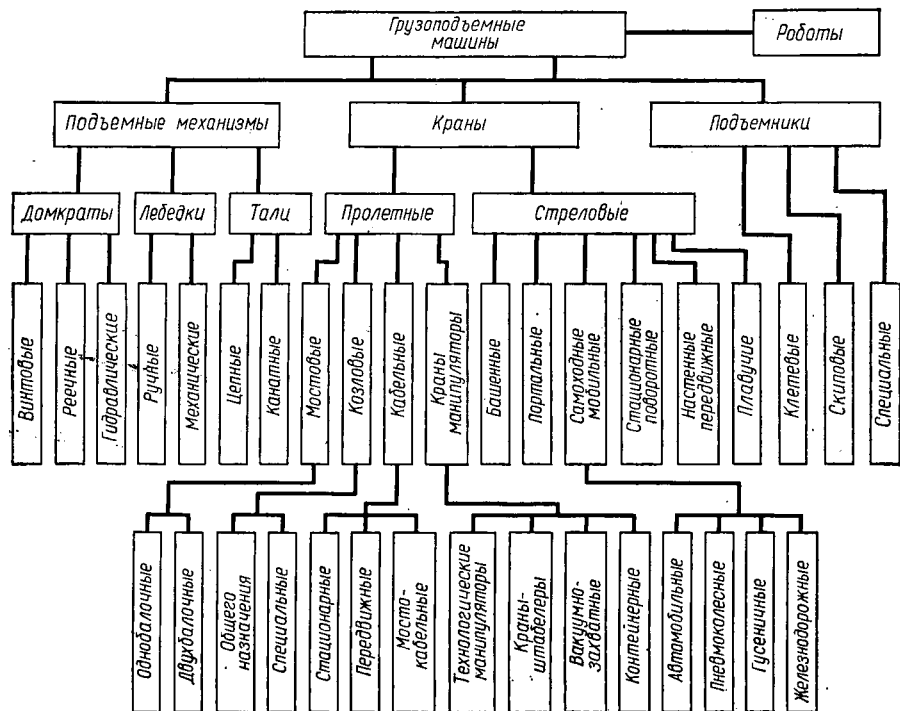


Рис. 1. Классификация грузоподъемных машин

Краны перемещают груз в различных направлениях в пространстве. Их можно разделить на два основных класса: со свободным подвесом груза и с жестким подвесом и управляемым захватом груза. В зависимости от области обслуживания и конструкции краны делят на две группы: пролетные и стреловые. Краны первой группы перекрывают пролет и обслуживают зону вдоль этого пролета, краны второй группы снабжены стрелой и выполняются в основном передвижными — на большие и ограниченные расстояния — и стационарными (значительно реже). Пролетные краны устанавливают на подкрановых балках в зданиях или на открытых площадках. Они обслуживают прямоугольную территорию по ширине и длине пролета. Пролетные краны бывают мостовые, козловые и мосто-кабельные.

На рис. 3, а показан наиболее распространенный тип мостового крана общего назначения. Для работы на открытых площадках применяют козловые краны. Их мост опирается на две вертикальные фермы, которые движутся по рельсам, уложенным на уровне земли. На рис. 3, б приведен тяжелый козловой кран-перегрузчик большого пролета, а облегченного типа — на рис. 3, в. Козловой кран специальной конструкции для разгрузки судов и обслуживания складов больших площадей приведен на рис. 3, г. На рис. 3, д показан кабельный передвижной кран, в котором имеется гибкий несущий орган (канат), по которому передвигается грузовая тележка.

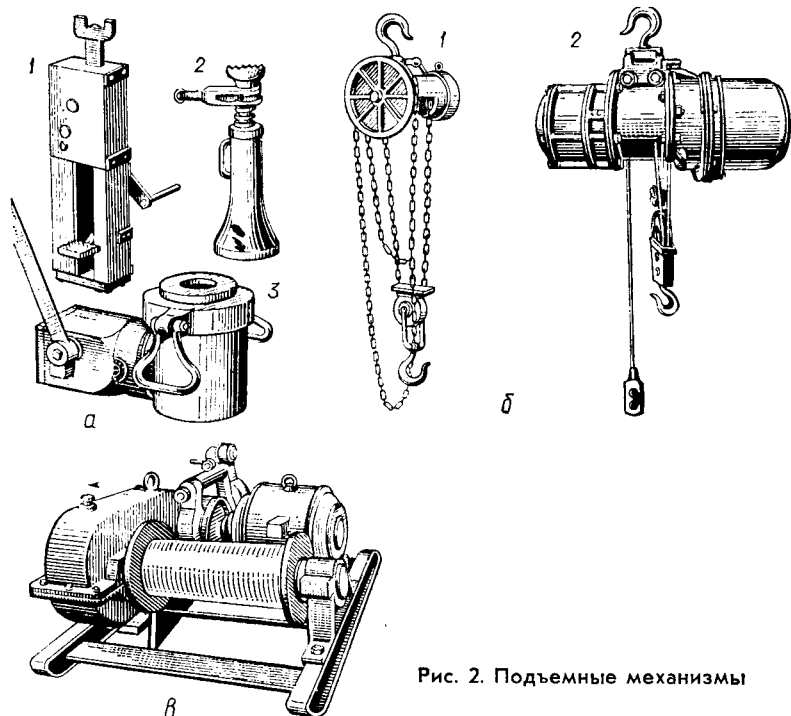


Рис. 2. Подъемные механизмы

Для выполнения различных технологических операций, механизации складских работ применяют специальные мостовые краны. Мостовой кран с вращающейся тележкой (рис. 4, а) и управляемыми клещами грузоподъемностью 50 т предназначен для транспортировки и складирования длинномерных грузов — проката, в том числе и при высокой температуре (до 900° С). Сталеплавильные цехи для разливки стали из ковшей оборудованы литейными кранами большой грузоподъемности (450 и 630 т) с двумя тележками (рис. 4, б).

Дальнейшее развитие и широкое применение получают краны с жестким подвесом и управляемым ориентируемым захватом — краны-манипуляторы. Они имеют ту особенность, что наведение, захват и снятие груза осуществляются автоматически без участия рабочих. На базе этих кранов возможна дальнейшая их автоматизация. На рис. 4, в приведен технологический кран-манипулятор, предназначенный для загрузки сталеплавильных агрегатов, на рис. 4, г — кран-штабелер для механизации складских работ на машиностроительных заводах.

Стреловые краны являются наиболее распространенным типом кранов. Их можно разделить на две основные группы: передвижные (основной тип кранов) и стационарные. По конструктивным особенностям ходовой части и зоне обслуживания стреловые краны делятся на краны, передвигающиеся на большие расстояния — мобильные краны (железнодорожные, пневмоколесные, автомобильные,

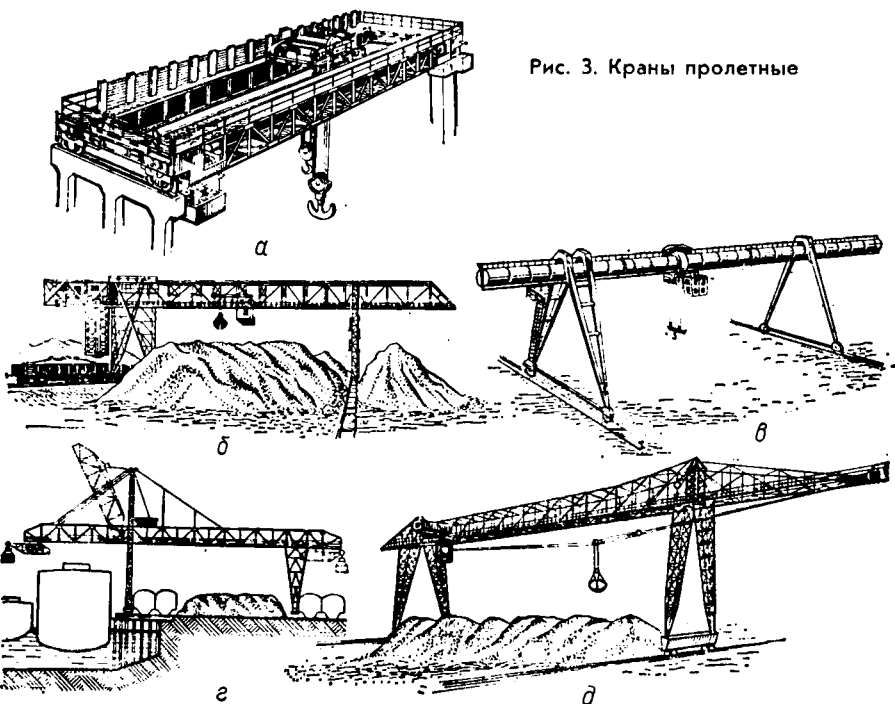


Рис. 3. Краны пролетные

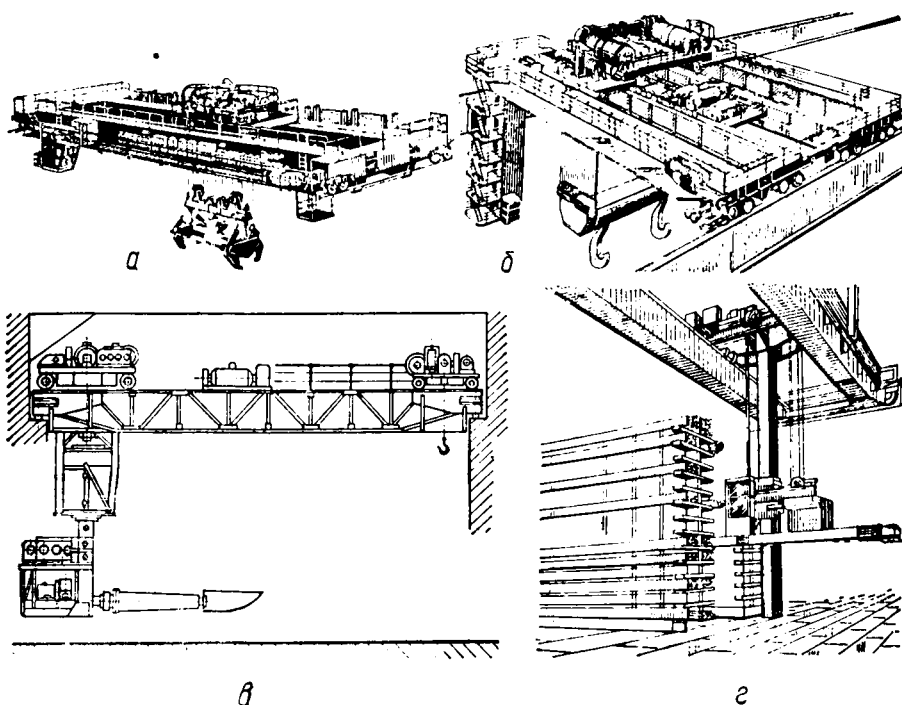


Рис. 4. Краны мостовые специальные

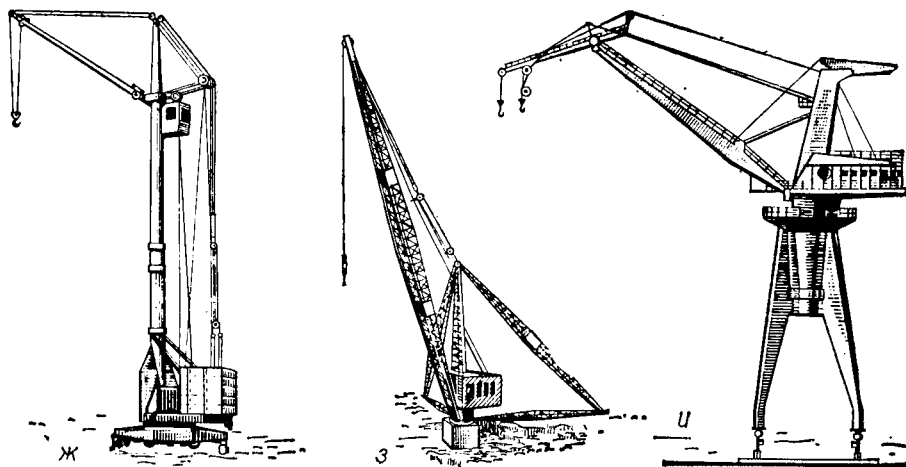
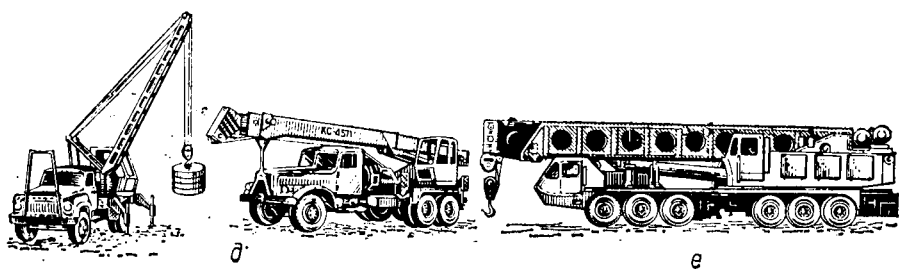
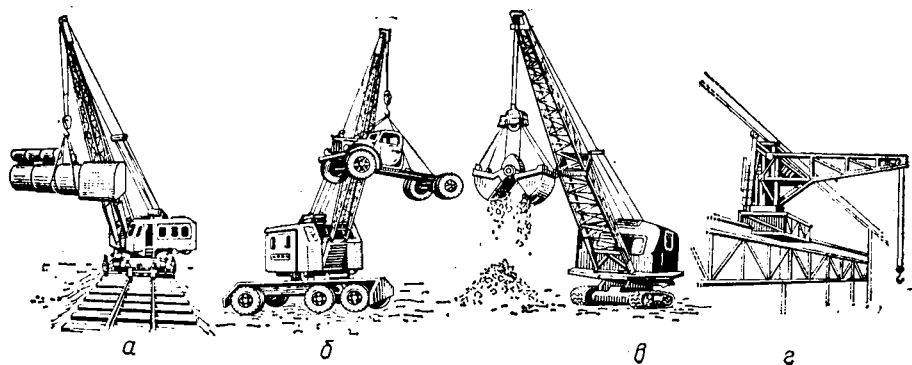


Рис. 5. Краны стреловые

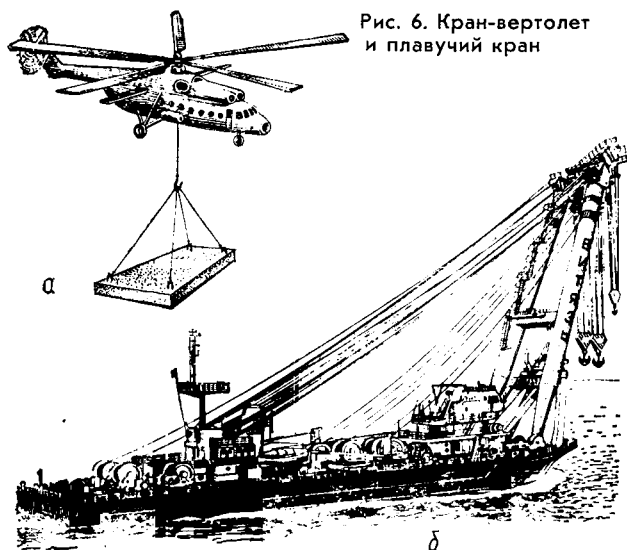


Рис. 6. Кран-вертолет
и плавучий кран

гусеничные), и краны передвигающиеся на сравнительно небольшие расстояния в соответствии с фронтом работ на обслуживаемой площадке (башенные, порталные, передвижные, настенные и др.). На рис. 5, а приведен стреловой железнодорожный кран, на рис. 5, б — пневмоколесный кран и на рис. 5, в — гусеничный кран.

Для обслуживания работ в цеховых пролетах и на других сравнительно узких и длинных площадках применяют передвижные консольные краны (рис. 5, г),двигающиеся по рельсам, уложенным вдоль пролета.

Широко применяются во всех отраслях хозяйства автомобильные краны различной грузоподъемности (рис. 5, д). Пневмоколесный кран с телескопической стрелой большой грузоподъемности приведен на рис. 5, е. В жилищном и промышленном строительстве основным типом кранов является башенный кран (рис. 5, ж).

Стационарные поворотные краны можно разделить на краны с внешними опорами и краны, установленные на фундаменте (рис. 5, з). Они применяются для обслуживания сравнительно небольших площадей секторной и кольцевой форм. Для погрузочно-разгрузочных работ в морских и речных портах, на гидротехнических сооружениях устанавлива-

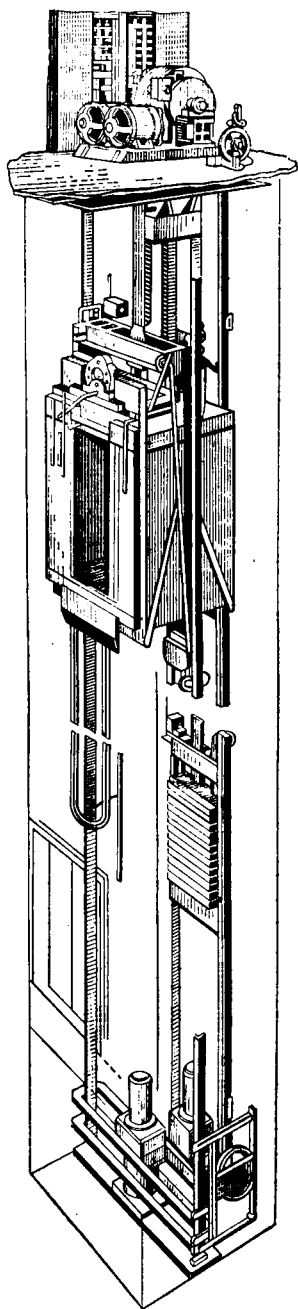


Рис. 7. Клетевой подъемник

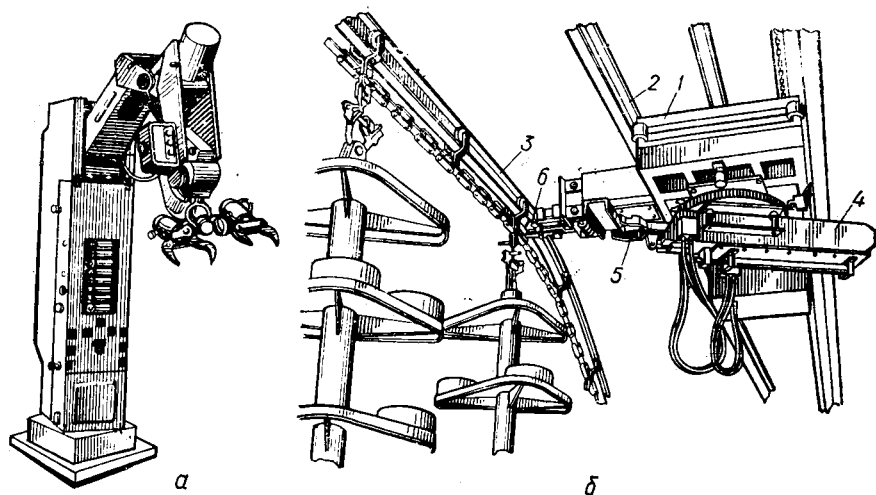


Рис. 8. Промышленные роботы

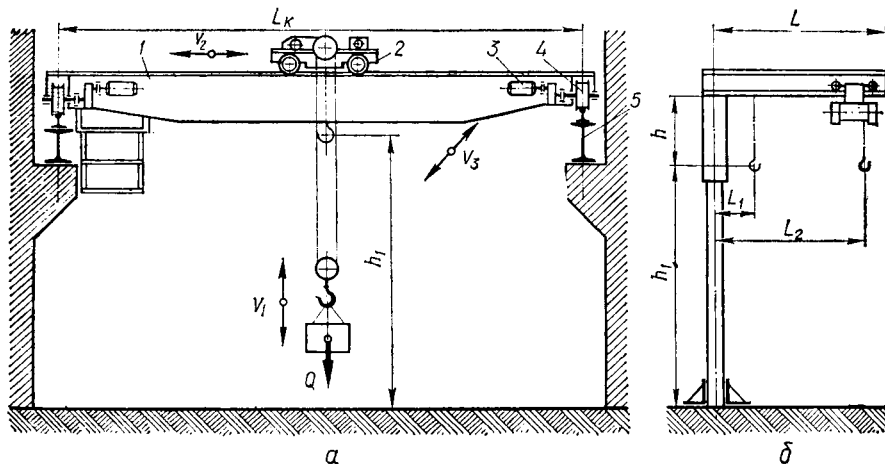


Рис. 9. Схемы кранов с обозначениями основных параметров

ют портальные краны (рис. 5, а), смонтированные на мощных самоходных порталах.

При ремонте и строительстве кораблей, для монтажа буровых установок в море, для устранения последствий аварий, подъема затонувших кораблей и других работ применяют плавучие краны. Электрообеспечение двигателей крана осуществляется от силовых установок.

Отдельный класс специальных кранов представляют собой краны-вертолеты (рис. 6, а), широко применяемые для доставки грузов, монтажных и строительных работ (буровые установки, линии электропередач, магистральные трубопроводы, железнодорожные магистрали и другие объекты) в районах Сибири, на строительстве БАМа, в горных

районах и других труднодоступных местах. Для монтажных работ находят применение также вертостаты и дирижабли. На рис. 6, б показан один из самых мощных в мире отечественный плавучий кран «Витязь» грузоподъемностью 1000/1600 т с высокими мореходными и техническими параметрами.

Подъемники в отличие от кранов имеют направляющие для движения подъемного сосуда. Они делятся на клетьевые, скиповые и специальные. Применяются в горной и металлургической промышленности (шахтные подъемники, доменные подъемники), в строительстве (лифты, струнные, мачтовые подъемники) и других отраслях. На рис. 7 приведен клетевой подъемник (лифт).

В связи с комплексной механизацией и автоматизацией почти всех видов труда в народном хозяйстве и в частности для обслуживания технологических линий, погрузочно-разгрузочных операций бесконвейерной сборки машин весьма перспективным является применение специальных роботов, которые можно выделить в отдельный класс подъемных машин. На рис. 8 приведены общий вид промышленного робота (а) и подъемно-транспортного робота (б) в системе подвешенного конвейера 3 для автоматизации его загрузки и разгрузки. Робот включает в себя движущуюся по рельсам 2 тележку 1, на которой установлено поворотное устройство 4 с выдвижной рукой 5 и синхронизатор 6.

Основные параметры грузоподъемных машин показаны на примерах мостового (рис. 9, а) и стрелового (рис. 9, б) кранов. Мостовой кран состоит из металлоконструкции 1 и крановой тележки 2, перемещающейся вдоль моста. Кран на ходовых 4 с помощью механизма 3 движется по рельсам, уложенным на подкрановые балки 5, вдоль цеха.

Основные параметры кранов: грузоподъемность Q , т, охватывающая стандартный ряд (ГОСТ 1575—75) в пределах 0,05—1000 т; пролет L_k крана и вылет L стрелы — для стреловых кранов, м; высота подъема груза h_1 , м; скорости механизмов крана, м/с: v_1 — подъема груза, v_2 — передвижения тележки, v_3 — передвижения крана; ω — угловая скорость поворота крана, с^{-1} (для стреловых); максимальный грузовой момент $M_{гр} = QL_k/4$ — для мостовых, $M_{гр} = QL$ — для стреловых кранов; масса машины G , т; установленная суммарная мощность двигателей, кВт; режимы работы механизмов крана; производительность крана P , т/ч.

1.2. Техничко-экономические показатели

Эксплуатационные качества грузоподъемных машин оцениваются многими технико-экономическими показателями. Одним из основных показателей является производительность.

Часовую производительность крана как машины циклического действия при одинаковой массе грузов можно определить по формуле

$$P = zQ, \quad (1)$$

где Q — номинальная грузоподъемность крана, т; z — число рабочих циклов в час.

При работе крана с грузами различной массы

$$P = z_1 Q_1 + z_2 Q_2 + \dots + z_i Q_i, \quad (2)$$

где $z_1, z_2, \dots$ — количество циклов работы при подъеме груза массой $Q_1, Q_2, \dots$

При работе крана с насыпными грузами

$$P = zV\rho\psi, \quad (3)$$

где V — вместимость грейфера, бадьи и т. п., м^3 ; ρ — насыпная плотность (объемная масса) груза, $\text{т}/\text{м}^3$; ψ — коэффициент заполнения сосуда (для грейферов $\psi = 0,6 \dots 1,0$ в зависимости от характера груза, для бадьи и ковша $\psi = 1$).

Количество циклов в час

$$z = 3600/T_{\text{ц}}, \quad (4)$$

где $T_{\text{ц}}$ — время цикла.

По средней производительности крана за год определяют потребное количество кранов в цехе, на складе и в других обслуживаемых кранами местах.

Для сравнения технико-экономических характеристик однотипных машин необходимо знать удельные показатели металлоемкости, энергоемкости и стоимости.

Удельная металлоемкость — отношение массы крана к пролетному или грузовому моменту:

$$k_G = \frac{G}{QL_K}; \quad (5)$$

удельная энергоемкость

$$k_N = \frac{\Sigma N}{Q}, \quad (6)$$

где ΣN — суммарная мощность всех установленных на кране электродвигателей.

Удельная стоимость — отношение стоимости C крана к его массе

$$k_c = C/G. \quad (7)$$

Задачей конструкторов является снижение удельных показателей за счет унификации, блочности и взаимозаменяемости узлов, применения новых материалов и прогрессивных методов обработки, выбора рациональных кинематических схем механизмов, внедрения новых методов расчета на прочность и долговечность.

В основу проектирования и производства современных подъемно-транспортных машин в СССР положены следующие принципы: стандартизация; унификация; блочность конструкции.

Стандартизация охватывает все основные виды ПТМ. ГОСТы определяют основные показатели машин — грузоподъемность, пролет, длину стрелы, скорость движения, ширину лент конвейеров, технические требования к качеству машин без учета их конструктивного исполнения. Потребитель еще до заказа машин знает их технические характеристики, что важно для проектирования цехов и предприятий.

Унификация — приведение к конструктивному единообразию малоотличающихся машин. Она предусматривает компоновку типовых машин из нормализованных узлов и деталей ограниченной номенклатуры. Это способствует сокращению числа типоразмеров машин, уменьшает парк оборудования, необходимого для производства машин, снижает себестоимость производства, эксплуатации и ремонта, способствует внедрению новых технологических процессов, улучшает качество машин.

Блочность конструкции предусматривает компоновку механизмов из самостоятельных узлов-блоков, соединенных между собой легко разъемными элементами (редукторы, тормоза, узлы ходовых колес, барабаны, крюковые подвески и др., а также блоки металлоконструкций). Это позволяет организовать поточные линии для серийного производства указанных блоков с соблюдением принципа взаимозаменяемости, ускорить ремонты, а следовательно, уменьшить простой оборудования. Принцип блочности позволяет максимально унифицировать узлы и детали по всей номенклатуре выпускаемых ПТМ. Блочность и унификация — основа серийного производства машин.

Для увеличения серийности выпуска грузоподъемных машин и рациональной эксплуатации их разработан типоразмерный ряд машин, главным параметром которого принята грузоподъемность.

Покажем принцип унификации узлов и механизмов на таком конкретном примере. Для мостовых кранов грузоподъемностью от 3,2 до 50 т применяют базовые модели кранов для среднего режима работы, которые в легком режиме будут использованы для большей, а в тяжелом и весьма тяжелом — для меньшей грузоподъемности («диагональная унификация»):

<i>Режим:</i>	<i>Грузоподъемность, т</i>			
легкий	8;	12,5;	20;	32
средний	5;	8;	12,5;	20
тяжелый	3,2;	5;	8;	12,5
весьма тяжелый		3,2;	5;	8

1.3. Материалы для изготовления кранов

При выборе материала для изготовления кранов учитывается его прочность, выносливость, износостойкость, возможность получения минимальной массы узлов, сложность термообработки. Для металлических конструкций пределы прочности, текучести и пластичности являются недостаточными характеристиками качества стали. Необходимо учитывать ударную вязкость и склонность стали к хладноломкости при определенных температурах.

Наряду с углеродистыми широкое распространение получают легированные и низколегированные стали, легкие сплавы и полимеры. При выборе материала следует иметь в виду, что их стоимость в машине составляет 60...75% общей стоимости машины.

Низколегированные стали по сравнению с углеродистыми имеют больший предел текучести, меньшую хладноломкость и высокую коррозионную стойкость. Но они более чувствительны к концентрации напряжений и дороже стали марки Ст3 примерно на 25%. Применение низколегированных сталей дает снижение массы металлоконструкций, если размеры их сечений выбраны из условий прочности, а не из условий деформации и устойчивости, т. е. для кранов большой грузоподъемности.

В машинах, предназначенных для работы в районах Севера и Сибири, применяют новую высокопрочную карбонитридовую сталь. Она имеет ценное свойство —

выдерживает низкую температуру до $(60...70)^{\circ}\text{C}$ и прочнее углеродистой на 20...30%, что способствует уменьшению металлоемкости конструкций. Из такой стали изготовлены специальные сверхмощные краны грузоподъемностью 1200 т.

Детали, подверженные интенсивному истиранию — диски трения, шестерни, валы-шестерни, — рекомендуется изготавливать из стали 50Г; тяжело нагруженные валы, валы-шестерни, червяки и звездочки механизмов — из стали 40Х или 45Х; металлические конструкции с трехосным напряженным состоянием — из низколегированных сталей 10ХСНД, 15ХСНД.

Применение алюминиевых сплавов уменьшает массу металлических конструкций, увеличивает коррозионную стойкость и ударную вязкость, дает возможность получить профили практически любой формы.

Для изоляции конструктивных элементов из алюминиевых сплавов от контакта со стальными применяются изолирующие прокладки, гальванические покрытия и окраска.

В грузоподъемных машинах применяют и неметаллические материалы. Так, из капроновой смолы литьем под давлением изготавливают втулки подшипников скольжения для опорно-поворотных устройств порталных кранов, распорные кольца, футеровку канатных блоков; из текстолита — вкладыши, втулки, шестерни; из гетинакса — электроизоляционные плиты и перегородки. Для теплоизоляции кабин применяются пенопласт ФС-7-2, для облицовки стен — декоративный бумажно-слоистый пластик марки ОД, для буферов и втулок пальцевых муфт — резина марки 1В, для тормозных колодок — асбестовая фрикционная лента.

1.4. Режимы работы

Для грузоподъемных машин характерна цикличность работы механизмов с частыми пусками, остановками и реверсами. Режим работы — это совокупность факторов, определяющих его эксплуатацию. Он характеризуется спектром нагрузок и длительностью их действия. В зависимости от режима работы механизма определяют нагрузки, производят расчет двигателя и тормоза, принимают запасы прочности, выполняют расчеты деталей и узлов на выносливость, определяют сроки службы элементов крана.

Нормами Госгортехнадзора предусмотрено пять режимов работы крановых механизмов: Р — ручной, Л — легкий, С — средний, Т — тяжелый, ВТ — весьма тяжелый. Они определяются совокупностью значений следующих основных коэффициентов: использования по грузоподъемности, суточного и годового использования механизма, а также относительной продолжительностью включения механизма.

Коэффициент использования механизма по грузоподъемности

$$k_{\text{гр}} = Q_{\text{ср}}/Q_{\text{н}} = 0,25 \dots 1,$$

где $Q_{\text{ср}}$ — средняя масса поднимаемого груза за смену; $Q_{\text{н}}$ — номинальная грузоподъемность.

Коэффициент годового использования механизма

$$k_{\text{г}} = D_{\text{г}}/365 = 0,05 \dots 1,$$

$D_{\text{г}}$ — число дней работы механизма в году.

Коэффициент суточного использования механизма

$$k_{\text{с}} = T_{\text{с}}/24 = 0,33 \dots 1,$$

$T_{\text{с}}$ — число часов работы механизма в сутки.

Относительная продолжительность включения механизма

$$ПВ\% = \frac{t_{\text{р}}}{T_{\text{ц}}} \cdot 100 = 15, 25, 40, 60, \quad (8)$$

Таблица 1. Группа режимов

Класс ис- пользования	Группа режима работы механизма для класса нагружения				Класс ис- пользования	Группа режима работы механизма для класса нагружения			
	B1	B2	B3	B4		B1	B2	B3	B4
A0	1	1	1	2	A4	3	4	5	6
A1	1	1	2	3	A5	4	5	6	6
A2	1	2	3	4	A6	5	6	6	6
A3	2	3	4	5					

где t_p — время работы механизма в течение цикла, с; $T_{\text{ц}}$ — продолжительность цикла. Для механизмов принимают $T_{\text{ц}}$ не более одного часа; для двигателей повторно-кратковременного режима допустимое время цикла установлено равным 10 мин. (Если $T_{\text{ц}} > 10$ мин, то режим работы двигателя считается продолжительным $PB = 100\%$).

По совокупности значений этих коэффициентов определяют режим работы механизма. Меньшие значения соответствуют легкому и среднему, большие — тяжелому и весьма тяжелому режимам работы.

Эта классификация имеет тот недостаток, что она не содержит исходной информации для проектирования кранов — не связана с действительной долговечностью элементов крана. Режимы работы должны давать исходную информацию в достаточном для проектирования объеме и позволять контролировать их в эксплуатации. По стандарту СЭВ (СТ СЭВ 2077—80, срок применения в народном хозяйстве 1984 г.) установлена новая классификация крановых механизмов по группам режимов работы, которые определяются в зависимости от класса использования их по времени работы и класса нагружения (табл. 1).

Класс использования механизмов назначают в зависимости от общего времени работы:

Класс использования	A0	A1	A2	A3	A4	A5	A6
Общее время работы, ч	800	1600	3200	6300	12 500	25 000	50 000

Под временем работы механизма понимают время, в течение которого данный механизм находится в движении (действии).

Таблица 2. Класс нагружения механизма и его характеристика

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

Таблица 3. Группа режимов механизмов основных типов кранов

Краны	Механизм				
	подъема груза	передвижения тележки (тали)	передвижения крана	поворота	изменения вылета
Мостовые крюковые общего назначения с ручным приводом	1	1	1	—	—
Одно- и двухбалочный с электроталью	3/3	3/2	3/2	—	—
С моторным грейфером	4	3	3	—	—
Монтажный строительный для работы в цехах и складах промышленных предприятий	4/3	4/3	4/3	—	—
Монтажный для ремонта и обслуживания залов	3	2	2	—	—
Для литейного цеха с приводным захватом	5	4	4	—	—
С вакуумным подъемником	5/4	5/4	5/4	—	—
Грейферные для непрерывной эксплуатации	6/4	5/4	6/4	—	—
Магнитные для непрерывной эксплуатации	6/4	6/4	6/4	—	—
Магнитно-грейферный для непрерывной эксплуатации	6/4	6/4	6/4	—	—
Специальные:					
колодезные	6	6	6	—	—
для раздавания слитков	6	6	6	—	—
с лапами	6	6	6	—	—
завалочный	6	6	6	—	—
литейный	5	5	5	—	—
Стреловые:					
самоходный с крюковой подвеской	4			4	3
для работы с грейфером	5			5	4
Башенные краны:					
для строительных и монтажных работ	4	3	3	3	3
для подачи бетона при гидротехническом строительстве	5	4	3	4	3
Портальные:					
крюковой монтажный	4	—	3	4	4
крюковой перегрузочный	5	—	4	5	5
грейферный	6/5	—	4/3	5/4	5/4
Консольные краны:					
на колонне	4/3	3/2	—	3/2	—
настенный	3/2	3/2	—	3/2	—
передвижной	4	3	4	3	—

В знаменателе указана группа режима в случае редкого использования крана.

Для ориентации можно привести следующие соотношения между группой режимов согласно Стандарту СЭВ и правилами Госгортехнадзора:

По стандарту СЭВ	1	2	3	4	5	5
По правилам Госгортехнадзора	Ручной	Весьма легкий	Легкий	Средний	Тяжелый	Весьма тяжелый

Класс нагружения механизмов определяют в зависимости от коэффициента нагружения (табл. 2).

Группа режимов работы механизма подъема груза и механизма подъема стрелы кранов, транспортирующих расплавленный металл или шлак, ядовитые, взрывчатые вещества и другие опасные грузы, должна быть не менее 5, за исключением самоходных стреловых кранов, для которых группа режима работы должна быть не менее 3. Эти требования не распространяются на механизмы вспомогательного подъема, если они не транспортируют перечисленные грузы.

Коэффициент нагружения

$$K = \Sigma \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^3 \frac{t_i}{\Sigma t_i}, \quad (9)$$

где P_i — нагрузка (сила, момент), действующая на механизм за период времени t_i ; $P_{\max}$ — наибольшая расчетная нагрузка (сила, момент), определяемая с учетом всех факторов, действующих на механизм в течение рабочего цикла; t_i — продолжительность времени действия нагрузки P_i ; Σt_i — суммарное время действия нагрузки на механизм.

При отсутствии исходных данных, необходимых для определения коэффициента нагружения и класса использования группы режима работы механизмов, допускается устанавливать по табл. 3 (дана с сокращением).

1.5. Приводы машин

В грузоподъемных машинах в качестве машинного привода применяют двигатели: электрический, внутреннего сгорания (д. в. с.), дизель-электрический, гидравлический и пневматический).

Электрический привод состоит из электродвигателя, комплекта аппаратуры для управления и промежуточной передачи от двигателя к рабочему механизму. Вследствие высокого к. п. д., простоты конструкции и управления, надежности и экономичности в работе, возможности изготовления электродвигателя на любую мощность электрический привод является основным в грузоподъемных машинах. Применяют электродвигатели кранового и металлургического типов, а также общего назначения. Крановые электродвигатели имеют высокую механическую прочность, перегрузочную способность и меньший момент инерции ротора за счет малого его диаметра. В каталогах указываются номинальные данные двигателей при ПВ, равном 15, 25, 40, 60 и 100 %.

В механизмах грузоподъемных машин применяют различные типы электродвигателей, внешние характеристики которых показаны на рис. 10.

В отличие от двигателей постоянного тока характеристика асинхронных двигателей имеет опрокидывающий момент, при превышении которого двигатель останавливается с автоматическим отключением от сети.

В зависимости от типа электродвигателя характеристики их могут быть жесткими прямолинейными (линия 1) — у двигателей

постоянного тока с независимым и параллельным возбуждением или близкими к ним — у асинхронных двигателей (линия 2); мягкими криволинейными — у двигателей постоянного тока со смешанным возбуждением (кривая 3); мягкими прямолинейными (линия 4) — искусственные характеристики двигателей с сопротивлением в цепи ротора — и мягкими сериесными (кривая 5) — у двигателей постоянного тока с последовательным возбуждением.

Жесткость механических характеристик двигателя определяет степень падения (повышения) скорости ротора при увеличении (уменьшении) момента. Степень жесткости механической характеристики определяется коэффициентом (модулем)

$$\beta = \Delta M / \Delta \omega = (m_m / m_\omega) \operatorname{tg} \gamma,$$

где m_m и m_ω — масштабы соответственно момента и скорости двигателя; γ — угол наклона внешней характеристики; чем больше угол γ , тем более мягкая характеристика двигателя.

При жесткой характеристике даже большие изменения момента не вызывают заметного изменения скорости.

Двигатель выбирают с учетом простоты устройства и управления, надежности эксплуатации и минимальной массы по следующим основным признакам: роду тока, номинальному напряжению, номинальной мощности, пусковым и тормозным свойствам, виду естественной механической характеристики, конструктивному исполнению. Так как на предприятиях в основном переменный трехфазный ток, то подъемно-транспортные машины оборудованы, как правило, асинхронными электродвигателями.

Двигатели асинхронные с короткозамкнутым ротором (МТК, МТКН, МТКФ) наиболее просты по устройству, имеют малую металлоемкость и габариты, но имеют недостаток — малый пусковой момент. Их применяют в тех случаях, когда не обязательно ограничивать пусковые токи и нет опасности перегрева двигателя (при небольших мощностях, числе включений и частотах вращения), а также не требуется в процессе эксплуатации регулировать скорость для точной остановки машины. Эти электродвигатели применяют в приводах кранбалок, лебедок и в некоторых крановых механизмах. Двигатели МТКФ и МТКН имеют повышенное номинальное скольжение (7...12%) и перегрузочную способность 2,3...3. Применяют также специальные двухскоростные асинхронные короткозамкнутые двигатели с двумя или тремя обмотками на статоре.

Асинхронные двигатели с контактными кольцами и фазным ротором (МТ, МВТ, МТФ, МТН) по сравнению с короткозамкнутыми имеют металлоемкость и габаритные размеры несколько больше, они сложнее по устройству и управлению, более дорогие, однако позволяют обеспечивать плавность пуска и торможения и изменять в достаточных размерах пусковые моменты, допускают регулирование скорости в двигателем и тормозных режимах, имеют меньшие потери энергии в обмотках при переходных процессах. Основная особенность таких двигателей — возможность уменьшения при помощи реостата пускового тока при одновременном увеличении пускового момента. Вследствие простоты конструкции и значительного пускового момента они являются наиболее распространенными в крановых механизмах.

При необходимости широкой регулировки скорости применяют двигатели постоянного тока, поскольку в асинхронных двигателях с контактными кольцами нельзя получить жестких характеристик на пониженных частотах вращения. Двигатели постоянного тока серии Д, МП, ДП устанавливают на металлургических и других специальных кранах, где при тяжелых режимах работы требуется плавное и глубокое регулирование скорости. Для механизмов подъема чаще применяют электродвигатели последовательного и смешанного возбуждения, обладающие большой допустимой перегрузкой по моменту. Применять двигатели последовательного возбуждения недопустимо в тех механизмах, где нагрузка может быть очень малой, чтобы исключить явление «разноса», так как согласно его характеристике (кривая 5) при малой нагрузке частота вращения сильно возрастает.

Экономичная работа кранов неразрывно связана с возможностью регулирования скоростей механизмов. В некоторых кранах скорости должны быть высокими при

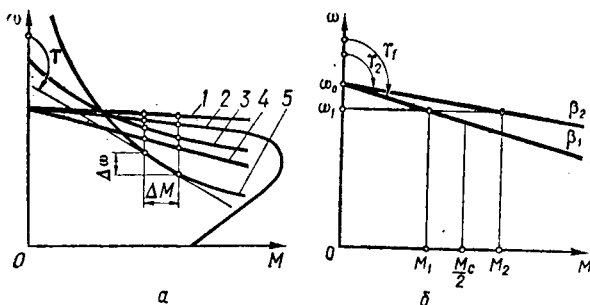


Рис. 10. Механические характеристики электродвигателей

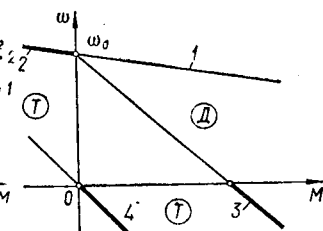


Рис. 11. Тормозные характеристики электродвигателей

выполнении одних операций и низкими — при других (точная посадка груза при монтаже, установка детали на станок и др.). Соотношение скоростей может быть довольно большим (1 : 10 и выше): для мостовых кранов общего назначения регулирование скорости достаточно в пределах 1 : 3, для монтажных 1 : 10 и до 1 : 15.

Регулирование рабочих скоростей приводов в подъемно-транспортных машинах осуществляется следующими способами.

1. Грубое регулирование — механическим тормозом с электротолкателем; переключением полюсов короткозамкнутых двигателей; совместной и раздельной работой двигателей с планетарной передачи в двухдвигательном приводе; переключением скорости коробки передач (в д. в. с.).

2. Многоступенчатое регулирование — изменением сопротивления ротора (яко-ря) электродвигателя (до 10 ступеней) и с помощью коробки скоростей.

3. Глубокое регулирование, осуществляемое системой генератор-двигатель, применяется в специальных мощных кранах, шахтных и доменных подъемниках и др.; с помощью тиристорного привода — для небольших мощностей; в гидромеханизмах — применением регулируемых гидрообъемных передаточных механизмов; в механизмах небольших мощностей — применением вариаторов (например, в питателях конвейеров).

Для плавного регулирования частоты вращения в широких пределах на кранах, питающихся от сети переменного тока, устанавливают электропривод на постоянном токе с питанием от тиристорных преобразователей, с регулировкой напряжения обратной связью по скорости, что обеспечивает ограничение ускорений, автоматический выбор режима работы, опускание груза в генераторном режиме и точную посадку груза.

Электродвигатель может работать в двигательном и тормозном режимах (рис. 11) в зависимости от характера его нагружения.

При подъеме груза момент статического сопротивления является активным моментом, направленным в сторону спуска, и не зависит от направления движения; здесь электродвигатель работает в двигательном режиме (Д).

При опускании груза момент сопротивления является движущим и электродвигатель работает в тормозном режиме (Т), если момент, создаваемый грузом, больше момента сил трения в передаче (тормозный спуск). Если же момент, создаваемый грузом, меньше момента сил трения в передаче, то электродвигатель должен работать в двигательном режиме (силовой спуск).

Различают три следующих тормозных режима:

1) противовключения (прямая 3), при котором двигатель вращается в направлении, противоположном направлению вращения его в двигательном режиме. В этом случае двигатель работает в качестве генератора, преобразуя, например, потенциальную энергию опускающегося груза или кинетическую движущихся масс крана в электрическую, которая затем переходит в тепловую в соответствующих сопротивлениях цепи ротора. Недостатком этого режима является то, что механические характеристики двигателя очень мягкие, поэтому скорость в большой степени зависит от нагрузки;

2) генераторный с отдачей энергии в сеть (прямая 2), при котором двигатель вращается в том же направлении, что и в двигательном режиме, но со скоростью выше синхронной. Такой режим работы может возникнуть в приводах механизмов передвижения кранов при сильном попутном ветре, в результате чего при определенной силе ветра момент изменяет направление и из двигательного превращается в тормозной. Генераторный режим работы двигателя с отдачей энергии в сеть применяется для тормозного спуска груза. Преимущество этого режима — экономичность, а недостаток — нельзя получить скорость меньше, чем на естественной характеристике двигателя (прямая 1);

3) динамического торможения (прямая 4), при котором обмотки статора отключаются от сети трехфазного тока и подключаются к источнику постоянного тока. Применяется в основном для спуска груза или остановки привода. С внедрением полупроводниковых приборов режим динамического торможения будет применяться более широко.

В подъемно-транспортных машинах в последние годы широко применяют *многодвигательный привод*, при котором уменьшается масса машины, улучшается динамическая характеристика привода, повышается надежность работы.

Наиболее часто такие приводы применяются в механизмах передвижения кранов и обеспечивают независимость конструкций балансирных тележек, технологичность изготовления и унификацию механизмов.

Нагрузки на двигатели в двухдвигательных приводах, связанных валом, распределяются неравномерно из-за различия в характеристиках.

Электродвигатель с более жесткой характеристикой $\beta_2 > \beta_1$ (рис. 10, б) берет на себя большую часть нагрузки $M_2 > M_1$. Для выравнивания нагрузок между двигателями в роторную электроцепь двигателя с характеристикой 2 вводят дополнительные сопротивления до совмещения ее с характеристикой 1, и тогда нагрузки каждого двигателя будут одинаковы ($M_c/2$).

Все большее распространение получают конструкции с *непосредственным соединением двигателя с механизмом* без промежуточных звеньев, что упрощает привод. Двигатели вертикального исполнения применяют для механизмов поворота кранов и соединяют их с редуктором непосредственно посадкой шестерни на вал двигателя.

Для механизмов небольшой мощности (до 15 кВт) широкое применение находят *фланцевые электродвигатели*.

В некоторых механизмах подъемно-транспортных машин применяют специальные *электродвигатели, смонтированные в рабочий орган* механизмов (барабаны, ролики конвейеров, ходовые колеса кранов и др.).

В последнее время в ПТМ начали применять *линейные двигатели*, которые позволяют преобразовать электрическую энергию непосредственно в механическую поступательного движения без промежуточных механизмов. Это дает возможность упростить конструкцию производственных механизмов, исключить трансмиссии, редукторы, снизить потери и повысить надежность работы машин.

Линейные двигатели работают по принципу использования энергии бегущего магнитного поля для поступательного движения подвижной части двигателя. Рассмотрим принцип действия тягового асин-

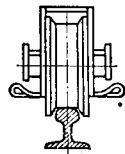
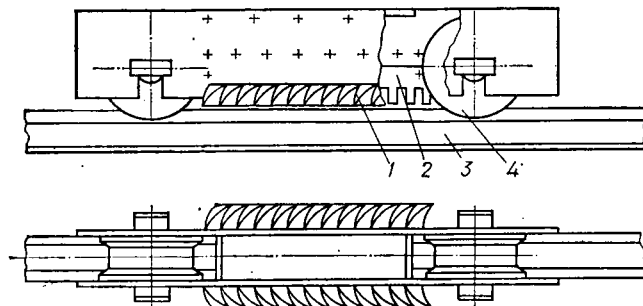


Рис. 12. Схема тягового линейного двигателя

хронного двигателя (рис. 12) для рельсового механизма (3, 4) передвижения. В пазы плоского магнитопровода индуктора 2 заложена трехфазная обмотка 1, по которой протекает синусоидальный ток, сдвинутый по фазе на 120° . Образующаяся м. д. с. перемещается вдоль статора, создавая магнитный поток, движущийся вдоль поверхности магнитопровода. За счет взаимодействия бегущего магнитного поля индуктора с током реактивной полосы создается сила тяги.

Линейная синхронная скорость перемещения магнитного поля

$$v_c = 2\tau f, \quad (10)$$

где f — частота тока; τ — расстояние, равное двум полюсным делениям.

Линейные двигатели выполняют в двух вариантах: двигатель с длинной реактивной полосой и коротким индуктором; с длинным индуктором и короткой реактивной полосой.

Особенностью линейных двигателей, применяемых для кранов, является то, что они требуют питания индукторов от источника пониженной частоты (10—20 Гц) вследствие сравнительно низких скоростей движения крана и тележки. Для этого применяют тиристорные преобразователи частоты. Скорость движения кранов регулируется изменением подводимого к индукторам напряжения.

Двигатели внутреннего сгорания применяют в приводах кранов, где необходимо иметь независимый источник энергии (мобильные стреловые краны).

Приводы выполняются по двум основным схемам:

общий привод — все механизмы получают движение непосредственно от двигателя внутреннего сгорания через систему механических передач;

индивидуальный привод — на всех механизмах установлены электродвигатели, которые получают энергию от дизель-электрической станции, расположенной на машине (кране) и состоящей из двигателя и генератора (дизель-электрический привод).

Наиболее распространены в краностроении многоцилиндровые четырехтактные дизели и четырехтактные карбюраторные двигатели; первые работают на дизельном топливе, вторые — на бензине. К их достоинствам можно отнести независимость от источника внешнего питания энергией, небольшую массу на единицу мощности; к недостаткам — сравнительно высокую стоимость эксплуатации, сложность

привода, поскольку все механизмы получают движение от одного д. в. с. и необходимо устанавливать на каждом механизме трансмиссии, реверсивные муфты и дополнительные тормоза, что снижает надежность работы; недопущение перегрузок, большой шум и загрязнение окружающей среды выхлопными газами.

Дизель-электрический индивидуальный привод более совершенен, чем привод по первой схеме, и его можно подключать к внешней силовой сети; он позволяет устанавливать для крановых механизмов различные режимы работы, так как каждый из них имеет отдельные электродвигатели. В этом приводе сочетаются преимущества индивидуального привода рабочих механизмов и независимого питания от внешней сети. Однако дизель-электрический привод обладает большой массой и стоимостью.

Гидравлический привод. Электродвигатель асинхронный короткозамкнутый или д. в. с. приводит в действие насос, подающий жидкость в гидромотор, который преобразует энергию потока жидкости в механическую энергию. Они разделяются на гидростатические (объемные) и гидродинамические. Объемные гидроприводы применяют с высокомоментными и низкомоментными гидромоторами. В современных гидроприводах рабочее давление масла достигает 32 МПа.

В грузоподъемных машинах применяют объемные обратимые гидромашины.

Применение гидропривода способствует улучшению их конструктивных и эксплуатационных характеристик:

- упрощаются кинематические схемы механизмов и машины в целом за счет исключения трансмиссий, редукторов, муфт и др.;

- улучшаются динамические режимы работы и снижается уровень напряженности узлов машин за счет малой инерционности вращающихся деталей, отсутствия длинных валов, плавного нарастания движущих сил;

- плавная и глубокая регулировка скоростей механизмов (1 : 100 и более);

- большая перегрузочная способность;

- меньше масса и габаритные размеры;

- имеют простое автоматическое предохранение машин от перегрузок, повышенную точность остановки, возможность одновременного подвода энергии к нескольким механизмам;

- незаменим для работы во взрывоопасных местах.

Гидравлический привод широко применяется в краностроении, как и в других отраслях машиностроения. Его применяют на стреловых кранах мобильного типа, порталных, плавучих, мостовых и др., что способствует снижению их металлоемкости, а также повышению производительности за счет автоматического регулирования режимов работы механизмов в зависимости от массы поднимаемого груза, вылета стрелы и других параметров.

Гидромоторы высокооборотные устанавливают с редуктором; низкооборотные являются высокомоментными и соединяются с рабочим органом непосредственно. За счет исключения редуктора снижаются не только масса и габаритные размеры привода, но и упрощается ком-

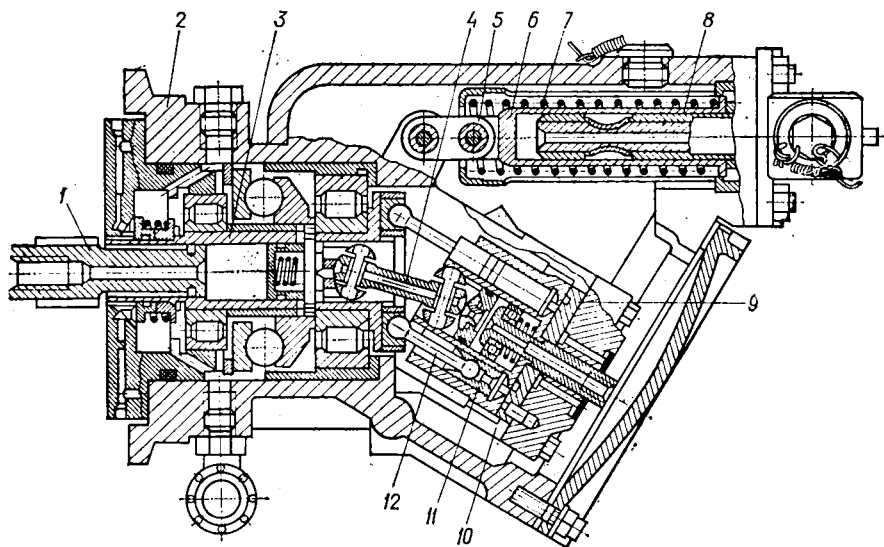


Рис. 13. Аксиально-поршневой насос

поновка механизма. Для больших грузоподъемностей высокомоментные гидроприводы не имеют преимуществ по массе по сравнению с другими типами редукторных приводов.

В гидроприводах кранов находят применение гидромоторы и насосы роторно-поршневого и шестеренчатого типов, которые работают по следующим схемам:

по открытой схеме с насосом нерегулируемой подачи и низко- или высокомоментными нерегулируемыми гидромоторами;

по открытой или закрытой схемам с насосом регулируемой подачи с низкомоментными или высокомоментными гидромоторами. Эта схема имеет большее распространение.

В открытой системе циркуляции рабочая жидкость из бака подается насосом к гидромотору; отработанная жидкость поступает в бак. В закрытой схеме предусмотрен дополнительный насос, подпитывающий область низкого давления.

В качестве высокооборотных гидромоторов применяют аксиально-поршневые, которые работают и как насосы; они могут эксплуатироваться в резко динамическом режиме, обладают большим быстродействием, так как мала инерциальность вращающихся частей, широким диапазоном регулирования подачи (1 : 1000). Давление рабочей жидкости 10...16 МПа; мощность до 200 кВт, общий к. п. д. 0,9...0,92.

Конструкция аксиально-поршневого насоса приведена на рис. 13. На поворотной люльке 10 корпуса 2 установлен блок цилиндров 9, поршни 11 которых шарнирно соединены штоками 12 с фланцем вала 3. С валом 3 при помощи карданного вала 4 соединена и люлька, которая серьгой 5 связана с цилиндром 6 регулятора подачи рабочей жидкости и поворачивается. Угол между осью блока цилиндров и осью вала 3 при повороте люльки от 0 до 30°. Наибольшее отклонение люльки от горизонтали соответствует максимальной подаче насоса; в этом положении люлька удержива-

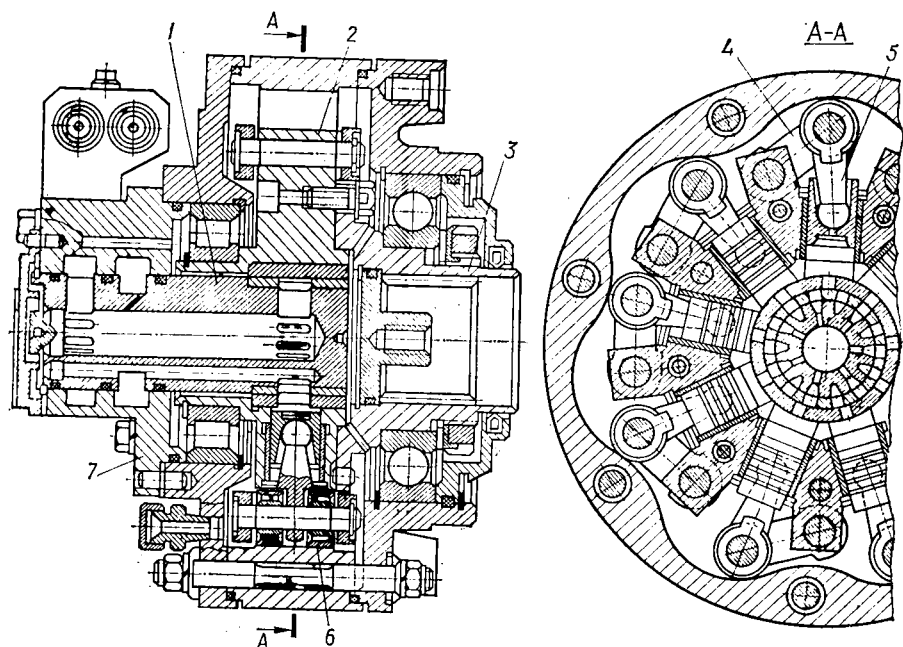


Рис. 14. Высокомомментный гидромотор

ется отрегулированной пружиной 7. Рабочая жидкость из магистрали подается в цилиндр 6 через подпружиненный золотник и канал в штоке 8.

При вращении вала 1 гидромотора за каждый его оборот поршни 11 совершают возвратно-поступательное движение вследствие наклона блока цилиндров: один ход нагнетания и один ход всасывания. От угла наклона блока цилиндров зависит величина ходов и подачи насоса. Золотник редуктора подачи удерживается пружиной при давлении в магистрали меньше заданного и преграждает поступление жидкости в цилиндр. При увеличении давления золотник преодолевает усилие пружины и открывает доступ жидкости в цилиндр; последний, перемещаясь, сжимает пружину 7 и поворотом люльки 10 уменьшает подачу насоса.

На рис. 14 приведена конструкция высокомоментного гидромотора. Ротор 2 с выходным шлицевым валом 3 и распределительной втулкой 1 установлен на подшипниках в корпусе 7. Ротор имеет девять цилиндров с поршнями, шатуны 5 которых роликами 6 соединены с ротором коромысла 4. Под действием рабочей жидкости поршни поочередно выдвигаются и передают усилие на профилированную дорожку статора, имеющую семь впадин. Составляющая усилия через коромысла поворачивает ротор. Одни поршни под давлением рабочей жидкости в соответствии с профилем дорожки выдвигаются, другие вдвигаются, вытесняя жидкость из цилиндров. Каждый поршень выполняет семь рабочих ходов. Гидромоторы ВГД-210, ВГД-420 и ВГД-630 имеют наибольшие крутящие моменты соответственно 2360, 4750 и 7100 Н·м, частота вращения 3—70 мин⁻¹, давление рабочей жидкости 10—25 МПа; мощность до 200 кВт. Имеются высокомоментные гидромоторы, которые с помощью фланца крепятся к рабочему звену механизма (барabanу, ходовому колесу) и характеризуются большой компактностью и малой массой.

Пневматический привод характеризуется простотой конструкции, широким регулированием скорости, небольшими габаритами и массой, плавностью работы, легкостью управления, неограниченной продолжительностью включения и пр. Однако его мало применяют из-за

низкого к. п. д., высокой стоимости, невозможности использовать в передвижных кранах и др. Применяется пневматический привод в подвесных подъемниках, лебедках и талях с небольшой высотой подъема, в тормозных устройствах, а также во взрывоопасной среде, где нельзя использовать электродвигатели. Пневмопривод работает на сжатом воздухе от компрессора или от цеховой сети при давлении 0,3...0,8 МПа.

Глава 2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

2.1. Нагрузки в грузоподъемных машинах

Для расчета металлоконструкций и механизмов грузоподъемных машин необходимо знать нагрузки и их возможные комбинации, которые возникают в процессе эксплуатации машин. Все действующие на кран нагрузки можно разделить на следующие: полезные силы технологического сопротивления; весовые нагрузки крана и его элементов; силы вредных сопротивлений, сопутствующие работе машин (трения, динамические, от наклона пути); нагрузки от внешних воздействий сил ветра, снега, гололеда, сейсмических явлений.

В зависимости от степени обусловленности нагрузки можно разделить на нормативные (вес груза и крана, моменты двигателя и тормоза, ветровые нагрузки и др.) и случайные, учесть которые довольно трудно (от пульсации ветра, колебательные непредвиденные и т. д.). Рассмотрим методику определения нормативных нагрузок.

К полезным силам технологического сопротивления относятся — грузоподъемность крана; весовые нагрузки от таких грузозахватных устройств, как грейферы, ковши, клещи и другие, включаются в номинальную грузоподъемность (крюковая подвеска не учитывается). Подъем груза массой, превышающей номинальную более чем на 10 %, недопустим.

Весовые нагрузки от крана и отдельных его частей не являются постоянными для данной конструкции. Конструктор стремится уменьшить массу машины применением более прочных материалов и разработкой наиболее рациональной конструкции.

Собственный вес крана определяется его основными параметрами и может быть найден по чертежам кранов, графикам или по следующим приближенным формулам (с точностью $\pm 10...15\%$).

Мостовой кран грузоподъемностью $Q = 5...50$ т

$$G_k = 0,96Q + 0,84L_k. \quad (11)$$

Крановая тележка $G_T = 0,4Q$.

Козловой кран с консолями

$$G_k = G \left(0,6 + 0,4 \frac{L_1}{L_k} \right), \quad (12)$$

где L_1 — общая длина моста крана с консолями; L_k — пролет крана.

Башенный кран с подъемной стрелой

$$G_k = 0,31QL^3 \sqrt{h/Q}, \quad (13)$$

где L — вылет крюка; h — максимальная высота подъема груза.

Масса металлоконструкции

$$G_{mk} = 0,41G_k.$$

Определим другие составляющие нагрузок.

Ветровая нагрузка действует на металлоконструкции и груз кранов, работающих на открытом воздухе. Ветер возникает в приземных слоях атмосферы. Ее определяют как сумму статической и динамической составляющих. Статическая нагрузка зависит от распределенной ветровой нагрузки p на данной высоте и расчетной площади A (обозначение согласно *СИ*) металлоконструкции и груза:

$$F_v = pA. \quad (14)$$

Расчетную площадь конструкции груза определяют по фактическим данным в соответствии с приложением 1 к ГОСТ 1451—77. При отсутствии данных площадь груза следует принимать в зависимости от его массы:

Масса груза, т	0,5	1,0	2,0	5,0	10	16	20	32	50	100
Площадь груза A , м ²	2,0	2,8	4	7,1	10	14	16	20	28	36

Распределенная ветровая нагрузка

$$p = qkcn, \quad (15)$$

где $q = \rho \frac{v^2}{2}$ — динамическое давление ветра на высоте 10 м над поверхностью земли (или воды для плавучих кранов), Па; v — скорость ветра, м/с; $\rho = 1,23$ кг/м³ — плотность воздуха; c — коэффициент аэродинамической силы, значение которого принимают в зависимости от конструктивных особенностей элементов крана ($c = 0,8...1,2$ для конструкций из труб; $c = 1,2$ для коробчатых конструкций, прямоугольных кабин, противовесов, канатов, груза; $c = 1,5...1,6$ для балок с выступающими поясами и наружными ребрами, плоских ферм из прямоугольных профилей); n — коэффициент перегрузки; $n = 1$ для нагрузок рабочего состояния, $n = 1,1$ для нерабочего состояния (при расчете конструкций по методу предельных состояний); k — коэффициент, учитывающий повышение динамического давления ветра в зависимости от высоты расположения крана над поверхностью земли:

Высота, м до	10	20	60	100	200	350 и выше
k	1,0	1,25	1,75	2,1	2,6	3,1

Ветровую нагрузку на груз рассчитывают при нахождении его в крайнем верхнем положении (следует принимать не менее 500 Н согласно ГОСТ 1451—77).

Различают ветровую нагрузку рабочего состояния, при действии которой грузоподъемная машина работает нормально, и ветровую нагрузку нерабочего состояния.

Таблица 4. Районирование СССР по зонам ветровых нагрузок

Параметр	Европейская часть и юг азиатской части			Горные районы Кавказа и Средней Азии, побережье морей		Северное и северо-восточное побережье	
	Район СССР						
	1	2	3	4	5	6	7
Скорость ветра v , м/с	21	24	27	30	33	37	40
Динамическое давление q_0 , Па	270	350	450	550	700	850	1000

Ветровая нагрузка рабочего состояния должна быть учтена при расчетах металлоконструкций, механизмов, тормозов, мощности двигателей, устойчивости стреловых кранов.

При определении мощности двигателей механизмов вследствие непостоянства и нерегулярности ветровых нагрузок их значение принимают не более 70% статической ветровой нагрузки рабочего состояния. Для нерабочего состояния крана динамическое давление ветра принимают в соответствии с картой районирования СССР (ГОСТ 1451—77).

Вся территория СССР разбита на семь районов со следующими значениями скоростного потока на высоте до 10 м от поверхности земли (табл. 4). Если район установки крана неизвестен, берут $q_0 = 450$ Па.

Грузоподъемные машины не работают при ветровой нагрузке нерабочего состояния. На эту нагрузку рассчитывают металлоконструкции, собственную устойчивость крана против опрокидывания и противоугонные устройства кранов. Динамическая составляющая, вызываемая пульсацией скорости ветра, должна быть учтена только при расчете на прочность металлоконструкций и устойчивость кранов*.

Снеговая нагрузка вычисляется как произведение горизонтальной проекции воспринимающей поверхности на давление от снега, равное $q_c = 500 \dots 2000$ Па в зависимости от климатической зоны.

Сейсмические нагрузки. Для районов, подверженных землетрясениям, выполняют расчеты с учетом действия сейсмических сил для нерабочего состояния крана. Эти силы учитываются при расчете тормозов тележек и кранов механизмов передвижения и противоугонных захватов. Значение горизонтальных сил инерции в этом случае можно определить по формуле

$$F_{см} = k_c G_k, \quad (16)$$

где G_k — вес крана; k_c — сейсмический коэффициент (в зависимости от сейсмичности в баллах); $k_c = 1/40$ — для 7, $k_c = 1/20$ — для 8 и $k_c = 1/10$ — для 9 баллов; при 6 и меньше баллах расчет не требуется.

Грузоподъемные машины относятся к машинам циклического действия, работающим в основном в переходных режимах. В результате

* Динамическую составляющую ветровой нагрузки на строительные башенные краны следует определять по ГОСТ 13555—79, а на остальные — по нормам проектирования кранов данного типа.

механизмы и металлоконструкции кранов подвергаются действиям больших динамических нагрузок.

Динамические нагрузки возникают в кранах в период неустановившегося движения (пуска и торможения) и являются вредными, перегружающими элементы крана и приводы. Различают динамические нагрузки от сил инерции движения масс и нагрузки колебательного характера вследствие упругости элементов машины.

При поступательном движении масс в период пуска (торможения) возникает сила инерции:

$$F_{\text{и}} = ma = mv/t_{\text{п}}; \quad (17)$$

при вращательном движении определяют момент сил инерции:

$$M_{\text{и}} = J_{\text{пр}}\omega/t_{\text{п}}. \quad (18)$$

В этих формулах

m — масса крана или тележки, кг; v — скорость поступательного движения, м/с; ω — угловая скорость вала, с^{-1} ; $J_{\text{пр}}$ — приведенный момент инерции вращающихся масс, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $t_{\text{п}}$ — время неустановившегося движения, с.

Для снижения динамических нагрузок необходимо уменьшить массу машины (насколько возможно) или увеличить время пуска до значения, не влияющего на производительность крана.

Центробежная горизонтальная сила инерции поворотной части крана массой $m_{\text{к}}$:

$$F_{\text{ц.к}} = m_{\text{к}}\omega^2 r_{\text{к}}, \quad (19)$$

где $r_{\text{к}}$ — расстояние от оси вращения до центра тяжести массы поворотной части крана.

Касательная сила инерции при неустановившемся движении поворотной части крана

$$F_{\text{и.к}} = m_{\text{к}}(\omega/t_{\text{п}})r_{\text{к}}. \quad (20)$$

Центробежная сила инерции стрелы

$$F_{\text{ц.с}} = m_{\text{с}}\omega^2 \left(x_0 + \frac{L_{\text{с}} \sin \theta}{2} \right), \quad (21)$$

где $m_{\text{с}}$ и $L_{\text{с}}$ — масса и длина стрелы; x_0 — расстояние от оси вращения поворотной части до пяты стрелы; θ — угол наклона стрелы к вертикали.

Значения моментов инерции масс таких вращающихся деталей, как ротор двигателя, муфта, тормозной шкив принимают по каталогам. Моменты инерции масс остальных деталей определяют по известным формулам теоретической механики. Примерные значения моментов инерции масс наиболее распространенных деталей можно определить по формуле

$$J = k_{\text{м}} m R_{\text{н}}^2, \quad (22)$$

где m — масса детали, кг; $R_{\text{н}}$ — наружный радиус детали, м; $k_{\text{м}}$ — коэффициент распределения массы в теле, зависящий от типа детали:

Сплошной цилиндр	0,50	Тормозной шкив	0,60
Полый цилиндр	1,0	Зубчатое колесо	0,64
Блок	0,55	Соединительная муфта	0,44
Барaban	0,70	Ходовое колесо	0,60

Момент инерции деталей сложной формы можно определить приближенно, заменив профиль участками ступенчатой формы. Для каждого из участков определяют момент инерции его массы:

$$J_i = \frac{\rho\pi}{32} l_i d_i^4, \quad (23)$$

где ρ — плотность материала; l_i , d_i — длина и диаметр участка.

Тогда момент инерции массы детали

$$J = \sum J_i. \quad (24)$$

Момент инерции мачты или башни квадратного сечения со стороной b :

$$J = \frac{m}{2} b^2. \quad (25)$$

Для стрелы крана с поперечными размерами, малыми по сравнению с ее длиной,

$$J = \frac{m}{3} (r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2), \quad (26)$$

где r_1 и r_2 — радиусы вращения концов стрелы.

2.2. Динамические нагрузки колебательного характера

В переходный период движения в приводных линиях машин, кроме статических и инерционных нагрузок, вследствие упругости звеньев возникают динамические нагрузки колебательного характера, которые могут во много раз превышать статические нагрузки.

Из осциллограмм (рис. 15) видно, что динамические нагрузки колебательного характера — моменты сил упругости M в линии передачи возникают во время разгона и торможения механизма, когда изменяется скорость вращения привода ω . Гармонические колебания с периодом T вследствие рассеяния энергии со временем затухают (остаются только статические нагрузки M_c) и при установившейся скорости движения колебания практически отсутствуют. На рис. 16 показана осциллограмма колебательных нагрузок в тихоходном M_T и быстроходном M_6 валопроводах механизма, работающего в режиме только неустановившегося движения. Особенно интенсивные колебания возникают в период резкого торможения противовключением электродвигателя, т. е. изменением направления тока I .

Знание действительных нагрузок позволяет создавать надежные конструкции машин с улучшенными параметрами, а при эксплуатации — достигать наибольшей производительности обоснованным использованием резервов прочности и мощности.

Для исследования динамики реальную машину необходимо заменить физической моделью, представляющей собой несколько сосредоточенных масс (ротор двигателя, тормозной шкив, рабочие звенья),

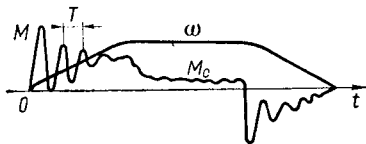


Рис. 15. Осциллограммы динамических нагрузок в приводной линии и скорости механизма

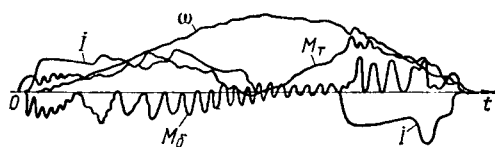


Рис. 16. Осциллограммы нагрузок в быстроходной и тихоходной линиях привода, тока двигателя и скорости вращения

соединенных упругими безмассовыми связями (канаты, валы, ленты, упругие муфты).

Под действием внешних нагрузок (моментов электродвигателя и тормозов, сопротивлений рабочей машины) упругие элементы деформируются, а сосредоточенные массы машин, кроме основного движения, совершают малые колебания. Переменная составляющая сил или моментов при упругих колебаниях может быть настолько большой, что суммарные мгновенные значения их значительно превысят статические и инерционные нагрузки и могут привести к перегрузкам и поломкам деталей. Во многих механизмах подъемно-транспортных машин динамические нагрузки имеют решающее значение. Воздействие переменных сил является также одной из основных причин усталостного разрушения деталей. Практически 90 % разрушений деталей машин имеют усталостный характер и происходят в результате действия переменных динамических нагрузок.

Расчет динамических нагрузок в приводных линиях включает следующие этапы:

составление физической модели или эквивалентной схемы механизма; определение приведенных масс и жесткостей связей;

определение величины и характера изменения внешних нагрузок, приложенных к системе;

составление дифференциальных уравнений движения масс системы; нахождение упругих сил и моментов в звеньях механизма.

Действительную систему механизма заменяют простой физической моделью с небольшим числом масс. Выбирают несколько наибольших масс привода (ротор, муфты, редуктор, тормозной шкив, маховик) и рабочих органов машины. Остальными массами (валами, передачами) либо пренебрегают вследствие малости, либо учитывают приближенно, распределив их между сосредоточенными массами согласно существующим методам приведения.

Определение жесткостей динамической системы. Жесткость элемента характеризуется коэффициентом, который представляет собой отношение силового фактора к деформации. Коэффициент жесткости равен силе или моменту, вызывающему единичную деформацию.

При растяжении или сжатии коэффициент жесткости (Н/м):

$$c = F/\Delta l, \quad (27)$$

где F — сила, Н; Δl — удлинение (укорочение) стержня, м.

Величина, обратная коэффициенту жесткости, называется коэффициентом податливости (м/Н)

$$e = 1/c. \quad (28)$$

Определим коэффициенты жесткости (в дальнейшем будем называть просто жесткость) некоторых наиболее распространенных элементов. В зависимости от характера деформации детали рассчитывают продольные, поперечные и крутильные жесткости.

Продольная жесткость стержня

$$c = EA/l, \quad (29)$$

где $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па — модуль продольной упругости материала; A — площадь поперечного сечения, м².

Податливость стержня

$$e = l/EA. \quad (30)$$

Жесткость канатного полиспаста

$$c = \frac{E_k A_k z}{l}, \quad (31)$$

где $E_k = 1,2 \cdot 10^{11}$ Па — модуль продольной упругости каната; A_k — площадь поперечного сечения проволок каната; z — число ветвей полиспаста; l — длина полиспаста.

Жесткость пружины сжатия (растяжения)

$$c = \frac{Gd^4}{8D^3z_B}, \quad (32)$$

где $G = 8,4 \cdot 10^{10}$ Па — модуль сдвига; d — диаметр сечения прутка проволоки, D — средний диаметр пружины; z_B — число рабочих витков.

Поперечная жесткость балок зависит от способа закрепления и приведена в курсах сопротивления материалов. Например, жесткость консольной балки

$$c = \frac{3EI_z}{l^3}, \quad (33)$$

где I_z — экваториальный момент инерции сечения, m^4 ; l — длина балки, м.

Крутильная жесткость характеризуется коэффициентом жесткости c при кручении, представляющем собой крутящий момент M_k , закручивающий вал на угол $\varphi = 1$ рад ($N \cdot m/рад$):

$$c = \frac{M_{кр}}{\varphi}, \quad (34)$$

$$M_{кр} = c\varphi. \quad (35)$$

Жесткость круглого вала

$$c = \frac{GI_p}{l} \cdot 10^4, \quad (36)$$

где $I_p = \frac{\pi d^4}{32}$ — полярный момент инерции сечения вала (d — диаметр вала); l — длина закручиваемого участка вала.

При расчетах более удобно пользоваться коэффициентом податливости (в дальнейшем будем называть податливостью). Общая податливость детали равна сумме податливости отдельных ее участков.

Податливость круглого вала $\left(\frac{\text{рад}}{H \cdot m} \right)$:

$$e = \kappa \frac{l}{d^4}, \quad (37)$$

$$\text{где } \kappa = \frac{32}{\pi G}.$$

Податливость круглого полого вала

$$e = \kappa \frac{l}{(1 - \alpha^4) d^4}, \quad (38)$$

где $\alpha = d_0/d$ — отношение внутреннего диаметра d_0 к наружному диаметру вала d .

Податливость конического участка вала

$$e = \kappa \frac{l}{d^4} \beta, \quad (39)$$

где

$$\beta = \frac{\alpha}{3} (1 + \alpha + \alpha^2),$$

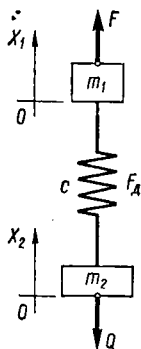


Рис. 17. Эквивалентная двухмассовая схема механизма

$\alpha = \frac{d}{d_1}$ — отношение большего диаметра конуса d к меньшему d_1 .
Податливость зубчатых колес

$$e = \kappa_3 \frac{10^{-11}}{bd_w^2}, \quad (40)$$

где b — ширина зуба; d_w — начальный диаметр колеса.
Для внешнего зацепления зубьев $\kappa_3 = 28$, для внутреннего $\kappa_3 = 25$.

Податливость пружинной муфты

$$e = \frac{12 \cdot 10^{-4}}{Ezbh^3}, \quad (41)$$

где l — длина каждой пружины; z — число пружин в муфте; b, h — ширина и толщина сечения пружины.

При точных расчетах необходимо учитывать податливость шпоночных и шлицевых соединений, а также податливость посадок.

Общая податливость системы последовательно соединенных деталей равна сумме их отдельных податливостей:

$$e_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^n e_i. \quad (42)$$

В системах с редуктором жесткости приводят к одному валу (чаще всего к валу ротора электродвигателя).

Расчет динамических нагрузок в упругих связях для различных случаев нагружения. После расчета параметров приведенной системы определяем динамические нагрузки в упругих связях механизмов. Рассмотрим динамические нагрузки в двухмассовой системе с линейной жесткостью c и массами m_1 и m_2 , на которые действуют силы движущие F и сопротивления Q (рис. 17). К такой системе можно привести механизмы подъема, где жесткость канатов полиспастов намного меньше жесткости самого привода, ленточные и цепные конвейеры и др.

Под действием внешних сил в неустановившийся период в упругой системе возникают колебательные процессы, которые можно описать следующей системой дифференциальных уравнений движения масс:

$$\begin{aligned} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + c(x_1 - x_2) &= F; \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} - c(x_1 - x_2) &= -Q, \end{aligned} \quad (43)$$

где x_1, x_2 — перемещение соответственно первой и второй масс.

Силу Q берут со знаком «минус» как силу сопротивления.

В уравнениях (43) первые слагаемые — силы инерции соответствующей массы, вторые — силы упругости в связях; в правой части уравнений — силы, действующие на систему в период неустановившегося движения.

Умножив первое уравнение (43) на m_2 , второе — на m_1 , вычтя второе из первого и разделив на $m_1 m_2$, получим

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} c x = \frac{m_2 F + m_1 Q}{m_1 m_2}, \quad (44)$$

где $x = x_1 - x_2$ — разность перемещений масс.

Дифференциальное уравнение (44) характеризует деформаций упругого звена или динамическое усилие в нем при условии, что

$$F_d = (x_1 - x_2) c = c x. \quad (45)$$

Решив уравнение (44) и учитывая условие (45), получим уравнение для определения динамических усилий в упругой связи:

$$F_d = A \cos vt + B \sin vt + \frac{m_2 F + m_1 Q}{m_1 + m_2}, \quad (46)$$

где A , B — постоянные интегрирования или амплитуды колебаний динамических нагрузок; v — собственная частота колебаний. Для двухмассовой системы:

$$v = \sqrt{\frac{c(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}}. \quad (47)$$

Период собственных колебаний

$$T = \frac{2\pi}{v}. \quad (48)$$

Постоянные A и B находят из начальных условий. При нулевых условиях ($t = 0$, $\frac{dx}{dt} = 0$, $F_d = 0$) постоянные будут:

$$A = -\frac{m_2 F + m_1 Q}{m_1 + m_2}; \quad B = 0. \quad (49)$$

Подставив постоянные A и B в уравнение (46), получим формулу для определения динамических усилий в упругой связи:

$$F_d = \frac{m_1 Q + m_2 F}{m_1 + m_2} (1 - \cos vt). \quad (50)$$

Обозначим постоянную составляющую нагрузок, равную сумме статических и инерционных (от массы m_2) нагрузок, через F_n :

$$F_n = \frac{m_1 Q + m_2 F}{m_1 + m_2} = n_1 Q + n_2 F, \quad (51)$$

где $n_1 = \frac{m_1}{m_1 + m_2}$; $n_2 = \frac{m_2}{m_1 + m_2}$ — коэффициенты распределения масс в системе.

Тогда уравнение (50) можно записать в таком простом виде:

$$F_d = F_n (1 - \cos vt). \quad (52)$$

Чтобы показать, насколько динамические нагрузки в упругих связях превышают статические в период неустановившихся движений, формулу (50) запишем так:

$$F_d = Q + (F - Q) n_2 (1 - \cos vt). \quad (53)$$

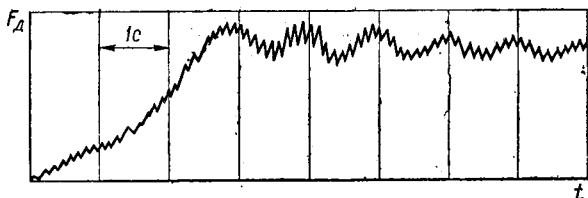


Рис. 18. Осциллограмма динамических нагрузок в механизме подъема

Наибольшие нагрузки в упругих связях будут в момент, когда $\cos vt = -1$, т. е. при

$$t = \pi/\nu = T/2;$$

$$F_{d,\max} = Q + 2(F - Q)n_2. \quad (54)$$

Наименьшие нагрузки будут при $t = 0$, $\frac{2\pi}{\nu}$:

$$F_{d,\min} = Q.$$

Если к началу пуска система находилась под нагрузкой, то начальные условия будут:

$$t = 0; \quad \frac{dx}{dt} = 0; \quad F_d = Q. \quad (55)$$

Постоянные A и B найдены из уравнения (46), подставив начальные условия $Q = A + \frac{m_2 F + m_1 Q}{m_1 + m_2}$; $B = 0$. Отсюда

$$A = -\frac{m_2 F_{\text{изб}}}{m_1 + m_2} = -n_2 F_{\text{изб}}, \quad (56)$$

где

$$F_{\text{изб}} = F - Q.$$

Динамические усилия в упругой связи

$$F_d = n_1 Q + n_2 F - n_2 F_{\text{изб}} \cos vt. \quad (57)$$

Сравнивая выражения (49) и (56), видим, что если к началу пуска механизм находился под нагрузкой, то амплитуда колебаний будет меньше, чем без нагрузки (при нулевых начальных условиях). Подтверждением этому служит осциллограмма динамических усилий в механизме подъема (рис. 18), когда его пуск происходит при висячем грузе.

При торможении опускающегося груза динамическая нагрузка в звеньях между тормозом и грузом будет [20]:

$$F_d = Q + \frac{F_T m_2}{m_1 + m_2} (1 - \cos vt) - \frac{Q m_2}{m_1 + m_2} [1 - \cos v(t_0 - t)], \quad (58)$$

где F_T — приведенная тормозная сила; t_0 — время запаздывания включения тормоза.

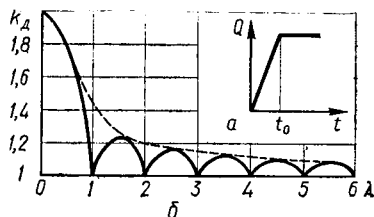
Максимальное значение упругой силы

$$F_{d,m} = Q + (F_T - Q)n_2 + n_2 \sqrt{F_T^2 - 2F_T Q \cos vt_0 + Q^2}, \quad (59)$$

где $n_2 = \frac{m_2}{m_1 + m_2}$.

Рис. 19. Графики:

а — нарастания нагрузок во времени; б — коэффициента динамичности от параметра нагружения



При $t_0 = \frac{k\pi}{v}$, где $k = 0, 2, 4$, сила (59)

становится минимальной,

$$F_{\text{д.м. min}} = Q + 2(F_T - Q)n_2; \quad (60)$$

при $k = 1, 3, 5$ нагрузка $F_{\text{д.м}}$ будет наибольшей:

$$F_{\text{д.м. max}} = Q + 2n_2 F_T. \quad (61)$$

Динамические нагрузки в упругих связях механизма подъема можно снизить настройкой тормоза на время запаздывания, равное или кратное периоду собственных колебаний, или сделать это время равным нулю.

Представляет практический интерес определение динамических усилий в упругих связях, когда силы сопротивления нарастают за определенное время по линейной зависимости, а затем остаются постоянными. Такие случаи бывают, например, при подъеме груза с земли и др. График нарастания показан на рис. 19, а:

$$Q/t/t_0 \text{ при } t = 0 \dots t_0; \quad Q = \text{const при } t \geq t_0, \quad (62)$$

где t_0 — время развития (нарастания) нагрузки.

Динамические нагрузки в связях после решения дифференциальных уравнений с подстановкой значений Q можно выразить таким уравнением:

$$F_d = F_n + F_n \frac{\sin \frac{\pi t_0}{T}}{\frac{\pi t_0}{T}} \sin(\pi t + \psi), \quad (63)$$

где F_n — постоянная составляющая упругих сил; T — период собственных колебаний системы; ψ — фазовый угол.

Обозначим $\lambda = t_0/T$ — параметр нагружения системы. Тогда уравнение (63) можно записать:

$$F_d = F_n + F_n \frac{\sin \pi \lambda}{\pi \lambda} \sin(\pi t + \psi). \quad (64)$$

Амплитуда динамических составляющих усилий в упругих связях зависит от скорости нарастания внешних нагрузок или, точнее, от отношения продолжительности нарастания нагрузок к периоду собственных колебаний системы.

Значения амплитуд динамических усилий можно определить через коэффициент динамичности

$$k_d = 1 + \frac{\sin \pi \lambda}{\pi \lambda}. \quad (65)$$

График зависимости коэффициента динамичности от параметра нагружения показан на рис. 19, б. При $t_0 > 0,5T$ с некоторым допущением изменение k_d можно принять по гиперболе (пунктирная кривая)

$$k_d = 1 + \frac{T}{\pi t_0}.$$

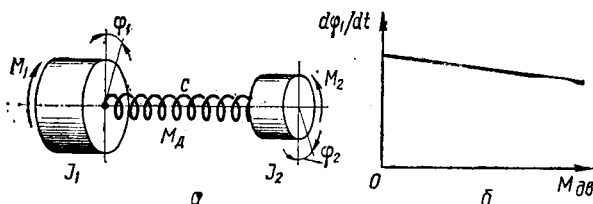


Рис. 20. Эквивалентная двухмассовая крутильная схема механизма и характеристика двигателя

Чем больше время нарастания внешней нагрузки, тем меньше амплитуда динамических усилий в связях. При $\lambda \geq 5$ динамические нагрузки в упругих связях механизма не превышают несколько процентов от статических и ими можно пренебречь.

При мгновенном нарастании нагрузки $t_0 = 0$ коэффициент $k_d = 2$.

Время нарастания нагрузки в механизме подъема приближенно можно определить, исходя из удлинения канатов полиспаста и деформации конструкции моста крана:

$$t_0 = \frac{y_{\text{ст}} + \lambda_{\text{ст}}}{v_0}, \quad (66)$$

где $y_{\text{ст}}$ — статический прогиб моста; $\lambda_{\text{ст}}$ — статическое удлинение канатов полиспаста; v_0 — скорость отрыва груза от земли.

Динамические нагрузки в механизме подъема мостовых и козловых кранов зависят также от места расположения тележки на мосту: самый неблагоприятный случай соответствует крайнему положению тележки, где упругость моста не смягчает динамического эффекта приложения нагрузок.

Коэффициент динамичности зависит от скорости подъема v груза и деформации каната $f_{\text{ст}}$ и может быть определен по формуле:

$$k_d = 1 + \frac{v}{\sqrt{g f_{\text{ст}}}}, \quad (67)$$

где v — скорость подъема, м/с; $g = 9,81$ м/с².

Удлинения каната определяют при статической нагрузке от натяжения ветви F :

$$f_{\text{ст}} = Fh/(E_k A_k), \quad (68)$$

где h — высота подъема, м; A_k — площадь поперечного сечения каната, м²; E_k — модуль продольной упругости каната, Па.

Динамическое натяжение каната $F_d = k_d F$. В стреловых кранах k_d имеет меньшее значение, чем у мостовых благодаря упругости стрелы и стрелового каната.

Для расчета динамики механизмов передвижения, поворота и других реальную систему целесообразно приводить к *крутильной расчетной схеме* (рис. 20, а). Для двухмассовой системы дифференциальные уравнения движения масс, совершающих крутильные колебания, можно записать в виде:

$$\begin{aligned} J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + c(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_1; \\ J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - c(\varphi_1 - \varphi_2) &= -M_2, \end{aligned} \quad (69)$$

где J_1 — общий момент инерции вращающихся масс привода (ротора, тормозного шкива, муфт); J_2 — приведенный момент инерции второй массы — поступательно или вращательно движущихся частей крана; φ_1, φ_2 — углы закручивания первой и второй масс; c — приведенная крутильная жесткость линии передач; M_1 — пусковой (тормозной) момент электродвигателя (тормоза); M_2 — момент сопротивления движению крана.

Моменты инерции масс и силовые моменты необходимо привести к валу двигателя или ходовых колес.

При нулевых начальных условиях

$$t = 0, \quad \frac{dM}{dt} = 0, \quad M_d = 0$$

момент сил упругости в линии передач привода

$$M_d = M_n (1 - \cos vt), \quad (70)$$

где

$$\begin{aligned} M_n &= \frac{J_2 M_1 + J_1 M_2}{J_1 + J_2} = n_2 M_1 + n_1 M_2; \\ n_1 &= \frac{J_1}{J_1 + J_2}; \quad n_2 = \frac{J_2}{J_1 + J_2}; \\ v &= \sqrt{\frac{c(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}} c^{-1}. \end{aligned} \quad (71)$$

Аналогично можно определить динамические нагрузки при торможении механизма, подставив вместо M_1 тормозной момент M_T . Динамические нагрузки при торможении, как правило, больше, чем при пуске привода.

Из уравнения (71) следует, что максимальные моменты сил упругости в приводной линии равны удвоенному значению статических и инерционных нагрузок. Однако действительные системы механизмов многомассовые с зазорами в соединениях. Поэтому динамические нагрузки в их приводах во много раз превышают статические нагрузки от сил сопротивления (рис. 15). Особенно интенсивные колебания возникают в механизме при резких торможениях короткоходовым тормозом или при противовключении электродвигателя.

Динамические процессы в электромеханических системах. Электродвигатель является составной частью колебательной упругой системы. Поэтому колебание ротора двигателя как одной из масс системы в определенной степени влияет на процессы, происходящие в электромеханической системе. Напишем уравнение момента электродвигателя с учетом характеристики, согласно которой скорость ротора изменяется в функции нагрузочного момента (рис. 20, б),

$$M_{дв} = M_0 - \beta \omega, \quad (72)$$

или

$$M_{дв} = M_0 - \beta \frac{\alpha \varphi_1}{\alpha t},$$

где α — угловой коэффициент характеристики электродвигателя; ω — угловая скорость ротора, c^{-1} .

Система дифференциальных уравнений движения масс:

$$\begin{aligned} J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + c(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_0 - \beta \frac{d\varphi_1}{dt}; \\ J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - c(\varphi_1 - \varphi_2) &= -M_c. \end{aligned} \quad (73)$$

После решения системы уравнения (72) и (73) определяем момент электродвигателя с учетом влияния механических колебаний привода:

$$M_{дв} = M_c + A e^{rt} + B e^{kt} \cos(vt + \gamma), \quad (74)$$

где A, B — постоянные интегрирования, зависящие от начальных условий; r, k — корни характеристического уравнения; γ — фазовый угол; v — частота собственных колебаний системы.

Из уравнения (74) следует, что в электромеханической системе существует взаимосвязь между механическими и электромагнитными колебаниями. Упругие колебания масс воздействуют на ротор, который, совершая колебания в магнитном поле, возбуждает дополнительную э. д. с. В результате этого момент двигателя, кроме постоянного значения, будет иметь амплитуду колебательной составляющей, которая изменяется с частотой собственных колебаний системы. Такая обратная связь сказывается особенно в упругих механических системах с малой частотой колебаний, как например, в механизмах подъема (особенно в шахтных подъемниках, стреловых кранах, экскаваторах и др.).

Момент сил упругости с учетом момента электродвигателя:

$$M_d = M_c + A_1 e^{rt} + B_1 e^{kt} \cos(\theta t + \gamma) + C_1 e^{kt} \sin(\theta t + \gamma). \quad (75)$$

Таким образом, на механические нагрузки в приводе влияет характеристика момента электродвигателя, а на изменения момента двигателя — механические колебания. Электродвигатель демпфирует упругие механические колебания в приводе за счет поглощения энергии колебаний в виде теплоты в сопротивлениях.

Степень связи между упругими колебаниями системы привода и моментом электродвигателя зависит от отношения периода T собственных колебаний системы к электромеханической постоянной времени двигателя (T_m):

$$\eta = f\left(\frac{T}{T_m}\right).$$

Чем меньше это отношение, тем меньше степень связи (при $T/T_m \leq 0,7$ коэффициент связи $\eta \leq 0,1$). Поэтому взаимовлиянием механических и электромагнитных колебаний можно пренебречь, что характерно для высококачественных механических систем. И наоборот — чем больше период собственных колебаний T , т. е. чем больше податливость системы и меньше T_m , тем больше степень связи η , при которой колебания механической системы вызывают колебания момента и тока двигателя с той же частотой. На высокочастотные колебания, как правило, электродвигатель не реагирует и его момент можно считать функцией времени.

Влияние зазоров в соединениях привода (рис. 21, а) на динамические нагрузки. Определим динамические нагрузки, возникающие при ударном нагружении механизма вследствие разрыва кинематической цепи и соударения в зазорах (зубчатые передачи, муфты и т. д.) при пуске, торможении или реверсе привода, быстром приложении или снятии нагрузки.

В первый момент, когда ротор начинает поворачиваться, остальные массы еще неподвижны. Уравнение движения ротора:

$$J \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = M_1, \quad (76)$$

где M_1 — пусковой момент электродвигателя.

При нулевых начальных условиях и постоянном пусковом моменте решение будет:

$$\varphi_1 = \frac{M_1}{2J_1} t^2.$$

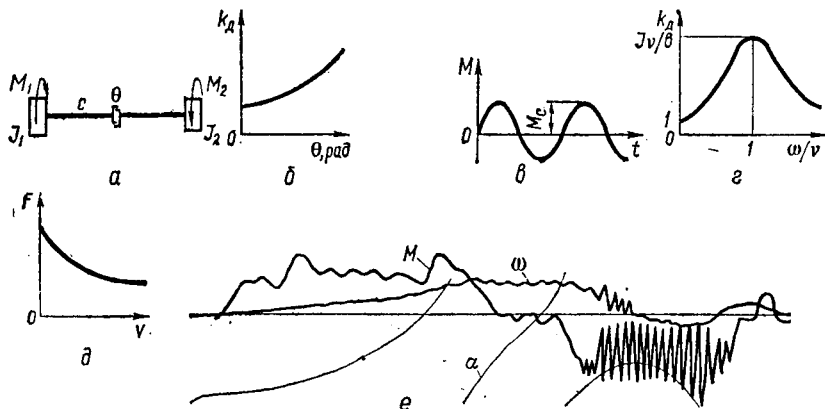


Рис. 21. К расчету динамических нагрузок в механизме при различном характере нагружения

При равномерно ускоренном вращении ротора его угловая скорость в конце выбора зазора:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{2M_1\theta}{J_1}}. \quad (77)$$

После замыкания зазора система превращается в двухмассовую. Движения масс выражаются системой дифференциальных уравнений (69).

Углы закручивания масс:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= A \cos vt + B \sin vt + \frac{M_a}{J_1 v^2}; \\ \varphi_2 &= -\frac{J_1}{J_2} \left(A \cos vt + B \sin vt + \frac{M_a}{J_1 v^2} \right), \end{aligned} \quad (78)$$

где

$$M_n = \frac{J_2 M_1 + J_1 M_2}{J_1 + J_2}.$$

Опуская детальный ход вывода, напомним формулы:

$$\begin{aligned} M_d &= M_n (1 - \cos vt) + \frac{\omega_0 c}{v} \sin vt, \\ M_n &= n_1 M_2 + n_2 M_1, \end{aligned} \quad (79)$$

где M_2 — статический момент сопротивления, приложенный к валу рабочей машины; M_1 — пусковой момент двигателя; ω_0 — угловая скорость соударения масс при выборе зазора:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{2M_1\theta}{J_1}}; \quad (80)$$

θ — приведенный угловой зазор; v — частота собственных колебаний двухмассовой системы.

Выражение для динамического момента можно представить в более удобном для расчета виде:

$$M_d = M_n (1 - \cos vt) + \sqrt{2M_1\theta c n_2} \sin vt. \quad (81)$$

Первая составляющая представляет собой динамические нагрузки от приложения внешних сил, вторая — от ударов в зазорах. Амплитуда дополнительных динамических нагрузок от упругих ударов возрастает по параболической кривой (рис. 21, б) по мере увеличения приведенного зазора.

При действии постоянных внешних нагрузок $k_d > 2$ за счет дополнительных моментов сил упругости от ударов в зазорах

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \left(\frac{\omega_0 c}{M_n v}\right)^2} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2M_1 c n_2 \theta}{M_n^2}}. \quad (82)$$

Если поступательно движущаяся масса m_2 приводится в движение через упругую связь и происходит замыкание кинематической цепи со скоростью v_0 , то максимальное усилие в упругой связи будет:

$$F_{\max} = v_0 \sqrt{m_2 c} + Q. \quad (83)$$

Такой случай нагружения имеет место при пуске привода механизма подъема с подхватом груза, когда скорость каната к началу подъема груза достигает значительной величины, и в других случаях.

Вынужденные колебания машин. В ПТМ источником вынужденных колебаний может быть наличие эксцентриситета барабанов, блоков, неточности изготовления зубчатых передач, изгиб валов и др. При периодическом воздействии возмущающей силы в упругой системе, кроме собственных затухающих колебаний, возникают постоянные вынужденные колебания. При совпадении частот свободных и вынужденных колебаний или близких по величине в системе появляется резонанс с большими амплитудами, опасными для прочности деталей.

Рассмотрим колебательный процесс при действии гармонических возмущений (рис. 21, в) с учетом вязкого сопротивления, пропорционального скорости движения колеблющейся массы.

Уравнение движения рабочего звена

$$J \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + c(\varphi_2 - \varphi_1) + b \frac{d\varphi_2}{dt} = M_c \sin \omega t, \quad (84)$$

где ω — частота вынужденных колебаний; b — коэффициент демпфирования.

Угол поворота ротора двигателя выразим в функции времени.

Общее решение уравнения состоит из решения однородного уравнения и частотного решения:

$$\begin{aligned} \varphi_2 = e^{-\lambda t} (A_1 \sin vt + B_1 \cos vt) + \omega t - \frac{M_c (v^2 - \omega^2)}{J \left[(v^2 - \omega^2)^2 + \frac{b^2}{J^2} \omega^2 \right]} \sin \omega t + \\ + \frac{M_c b \omega \cos \omega t}{J^2 \left[(v^2 - \omega^2)^2 + \frac{b^2}{J^2} \omega^2 \right]} - \frac{b \omega}{c}, \end{aligned} \quad (85)$$

где $\lambda = b/2J$.

Коэффициент динамичности

$$k_d = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{v^2}\right)^2 + \left(\frac{b}{Jv}\right)^2 \left(\frac{\omega}{v}\right)^2}}. \quad (86)$$

При наличии демпфирования коэффициент динамичности при резонансе ($\omega = v$) достигает определенного значения (рис. 21, в), но не стремится к бесконечности, как это имеет место в системах без диссипативных сил.

Автоколебательные процессы в приводах. В подъемно-транспортных, как и в других машинах, при определенных условиях могут возникать незатухающие колебательные процессы — автоколебания (при буксовании приводных колес в механизмах передвижения, в конвейерах и др.).

Автоколебания довольно широко распространены в природе и технике (звуки скрипки, тормозов, явление флаттера в самолетах и подвесных мостах, автоколебания в подшипниках машин, в металлорежущих станках, металлургических, транспортирующих и других машинах). Природа возбуждения автоколебаний довольно сложна. Автоколебательные процессы возникают при отсутствии периодических возмущений. Пополнение затраченной на колебания системы энергии происходит за счет постоянного источника энергии — двигателя. Автоколебания исчезают сразу же, как только исчезают причины, их вызвавшие. Согласно наиболее распространенной теории считают, что необходимое условие их возбуждения — наличие падающей характеристики сил трения в функции относительной скорости скольжения v (рис. 21, д):

$$F = F_0 - \alpha v + \gamma v^3, \quad (87)$$

где F_0 — начальная сила трения; α , γ — постоянные коэффициенты характеристики трения.

Дифференциальные уравнения автоколебательного гармонического процесса в двухмассовой системе с учетом характеристики двигателя:

$$\begin{aligned} J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + c(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_0 - \beta \frac{d\varphi_1}{dt}; \\ J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - c(\varphi_1 - \varphi_2) &= -F_2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right); \\ F_2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) &= m_0 - \alpha \frac{d\varphi_2}{dt} + \gamma \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right)^3. \end{aligned} \quad (88)$$

Решение системы дает уравнение момента сил упругости в приводной линии $M_d = A \sin vt$.

Амплитуда моментов сил упругости в линии передач:

$$A = 2J_2 v \sqrt{\frac{\alpha - \beta (J_2/J_1)^2}{3\gamma}}, \quad (89)$$

где J_2 — момент инерции масс рабочего органа машины, приведенный к валу двигателя; J_1 — момент инерции ротора двигателя; β — угловой коэффициент характеристики двигателя; v — частота автоколебаний.

Амплитуда автоколебаний зависит от коэффициентов характеристики трения, параметров динамической системы (жесткости связей и соотношения масс), а также от жесткости характеристики двигателя.

На рис. 21, е приведены осциллограммы автоколебаний, возникающих в приводах механизмов передвижения кранов при буксовании приводных ходовых колес. Хорошо видна кривая моментов сил упругости M , изменяющихся по периодическому закону с практически постоянными амплитудами, которые могут явиться причиной перегрузок и аварий механизмов. На осциллограмме видны также колебания скорости привода ω и угловые перемещения колеса α .

Снижения уровня динамических нагрузок в кранах, возникающих в период неустановившегося движения, можно добиться различными путями: установкой демпфирующих устройств, уменьшением зазоров в соединениях, применением предпусковой ступени в схеме управления электродвигателями механизмов передвижения, которая обеспечивает низкую начальную скорость двигателя при пуске, а следовательно, и небольшие динамические нагрузки при выборе зазоров и др.

В качестве примера рассмотрим влияние демпферного устройства в механизме подъема крана (рис. 22, а) на снижение динамических

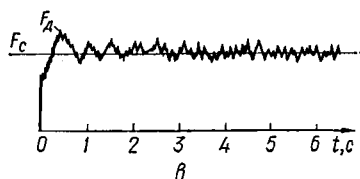
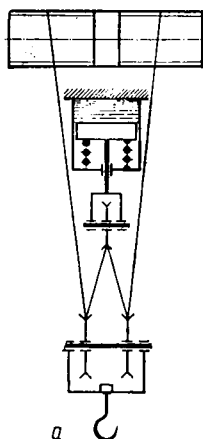
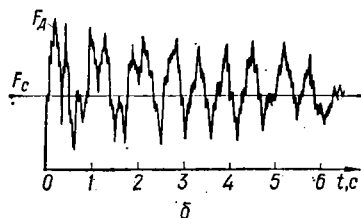


Рис. 22. Схема полиспаста с пружинно-гидравлическим демпфером и осциллограммы усилий [51]



нагрузок. В кранах общего назначения колебательные нагрузки в механизмах подъема сравнительно невелики. Но в кранах с грузовыми электромагнитами из-за примагничивания груза (слитков, рельсов и др.) к металлическому основанию вслед за отрывом груза амплитуды колебаний нагрузок достигают больших значений ($k_d = 1,8 \dots 2$), что опасно для прочности крана (рис. 22, б). Наличие в полиспасте пружинно-гидравлического демпфера способствует уменьшению амплитуд колебаний, и значение k_d снижается до $1,1 \dots 1,2$ (рис. 22, в).

2.3. Расчетные нагрузки

Согласно существующим нормам расчеты грузоподъемных машин должны производиться с учетом всех нагрузок, возникающих в различных условиях эксплуатации (табл. 5).

Основными являются три расчетных случая.

I — соответствует нормальным условиям эксплуатации крана при нормальных нагрузках и скоростях.

II — соответствует максимальным рабочим и максимальным динамическим нагрузкам в периоды резких пусков, реверсов, экстренных

Таблица 5. Расчетные сочетания нагрузок

Вид нагрузки	Сочетание нагрузок для случая		
	I	II	III
Собственная сила тяжести крана	+	+	+
Сила тяжести номинального крана	+	+	—
Динамическая нагрузка	+	+	—
Экстремальная динамическая нагрузка	+	+	—
Ветровая нагрузка:			
рабочего состояния	+	+	—
нерабочего состояния	—	—	+
Нагрузка, возникающая от уклона пути, крана	+	+	+

Рис. 23. Усредненные графики загрузки механизмов

торможений и предельных ветровых нагрузок рабочего состояния крана. При этом могут возникать пробуксовки приводных колес, срабатывания муфт предельного момента, электрозащиты и пр.

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

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

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

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

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

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

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

На рис. 23 приведены графики загрузки механизмов во времени в течение общего срока службы для среднего 1 и тяжелого 2 режимов работы крана в функции отношения t_i/T (T — расчетный срок службы детали, год). Величина эквивалентной нагрузки

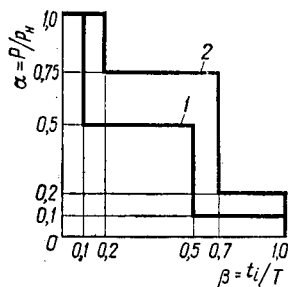
$$P_{\text{экр}} = k_d P_{\text{max}}, \quad (90)$$

где P_{max} — максимальная расчетная нагрузка; k_d — коэффициент долговечности.

Значение коэффициента k_d

$$k_d = \sqrt[m]{\frac{N_p}{N_0}} \sqrt[m]{\sum \left(\frac{P_i}{P_{\text{max}}} \right)^m \frac{N_i}{N_p}} = k_T k_p, \quad (91)$$

где k_T — коэффициент срока службы детали; k_p — коэффициент изменяемости нагрузки; m — показатель степени уравнивания кривой усталости; обычно при расчетах на прочность принимают средние значения $m = 9$; для валов с прессовыми посадками $m = 6$; при расчете



деталей на контактную прочность $m = 3$; P_i , N_i — соответственно нагрузки и число циклов ее действия за весь срок службы детали; N_p — суммарное число циклов нагружения за расчетный срок службы детали; N_0 — базовое число циклов нагружения, соответствующее точке перегиба кривой усталости; принимается в зависимости от вида деформации: $N_0 = 4 \cdot 10^6$ для валов и зубчатых передач; $N_0 = 10^7$ для валов с напрессованной деталью и зубьев колес при расчете на контактные напряжения.

При числе циклов менее 10^6 детали на выносливость не рассчитывают.

Для механизмов подъема суммарное число циклов равно

$$N_p = 60Tn_p; \quad (92)$$

для механизмов передвижения при расчете на контактную прочность

$$N_p = 30Tn_p,$$

где n_p — частота вращения детали в минуту, T — срок службы детали.

Максимальную расчетную нагрузку определяют в зависимости от типов механизма и двигателя:

$$P_{\max} = k_p P_n, \quad (93)$$

где P_n — номинальная нагрузка; k_p — коэффициент перегрузки: $k_p = 1,1$ для механизмов подъема; $k_p = 2,5$ для механизмов передвижения с крановыми двигателями постоянного тока и асинхронными с фазовым ротором; $k_p = 3$ для кранового короткозамкнутого асинхронного двигателя.

С учетом коэффициента тренировки материала $k_{тр}$ величина эквивалентной нагрузки будет равна:

$$P_{\Sigma} = k_p k_{тр} P_{\max}, \quad (94)$$

где $k_{тр} = 1/\sqrt[m]{a}$; a — параметр накопления повреждений; при больших пиковых нагрузках $a = 0,05 \dots 0,10$; при небольшом числе перемен нагрузок $a = 1$.

Различают два вида расчета на долговечность (по усталости): на ограниченный срок службы при расчетном числе циклов за срок службы детали $N_p < N_0$ и неограниченный срок службы при $N_p > N_0$.

2.4. Основы рационального конструирования машин минимальной металлоемкости

Непрерывная интенсификация производства влечет за собой повышение производительности машин вследствие увеличения их мощности, скорости, усилий и общего ужесточения режимов работы. Простой машин, связанные с поломками деталей и нарушением всего цикла технологического производства, приводят к большому материальному ущербу. Затраты на ремонт и обслуживание кранов довольно значительны и за время эксплуатации во много раз превышают их первоначальную стоимость. Всего за 15 мес. работы эксплуатационные расходы достигают первоначальной стоимости крана.

Создание экономических грузоподъемных машин высокой надежности зависит от конструкторов, которые должны располагать всеми необходимыми данными для расчета и рационального проектирования, от общей культуры производства, эксплуатации и ремонта машин.

Большое влияние на качество машин минимальной металлоемкости оказывают: выбор рациональных кинематических схем без избыточных связей, применение компактных типов приводов и выбор места их установки, внедрение новых материалов и эффективных способов изготовления и упрочнения деталей. Неудачно выбранную кинематическую схему механизма подъемно-транспортных машин нельзя исправить даже качественным конструктивным исполнением.

Прогресс в выборе рациональных кинематических схем и конструктивных решений можно наблюдать на некоторых новых подъемно-транспортных машинах, спроектированных ВНИИПТМаш и конструкторскими бюро ряда передовых машиностроительных заводов. Упругие деформации и небольшие изменения размеров звеньев, зазоры в кинематических парах, ошибки при сборке и ремонте в статически определимых механизмах не оказывают такого влияния на работу механизмов, как в машинах с избыточными связями. Применение статически определимых систем способствует снижению трудоемкости изготовления и повышению надежности машин.

Приведем некоторые примеры статически определимых систем в грузоподъемных машинах.

1. Каждое вращающееся звено механизма устанавливают на два подшипника, в осевом направлении вал фиксируют только на одном подшипнике.

2. В винтовых механизмах, где ведущее звено (винт) совершает вращательное движение, а гайка поступательное, имеются избыточные связи, особенно при износе направляющих. При этом ось гайки смещается относительно оси винта и последний изгибается, увеличивая трение и мертвый ход. Для улучшения конструкции винт следует опереть на подшипник только одним концом, а другой опорой служит гайка. В домкратах, где винты служат направляющими, для устранения избыточных связей применяют самоустанавливающуюся опору качения.

3. Избыточные связи в опорах устраняются применением самоустанавливающихся подшипников. При опоре вала на четыре подшипника качения каждые два необходимо объединять в самоустанавливающийся корпус. При трех подшипниках два следует монтировать в самоустанавливающемся корпусе, а третий соединять непосредственно со стойкой. Подпятники с самоустанавливающимися сегментами имеют в 5—6 раз большую несущую способность, чем цельные.

4. В ходовых тележках передвижения кранов избыточные связи устраняют, применяя составные и балансирные тележки с шарнирными соединениями *A*, *B*, *C* (рис. 24, а).

5. В перегрузочных мостах для устранения избыточных связей гибкую стойку выполняют в виде треугольной фермы и соединяют с мостом шаровой опорой (рис. 24, б).

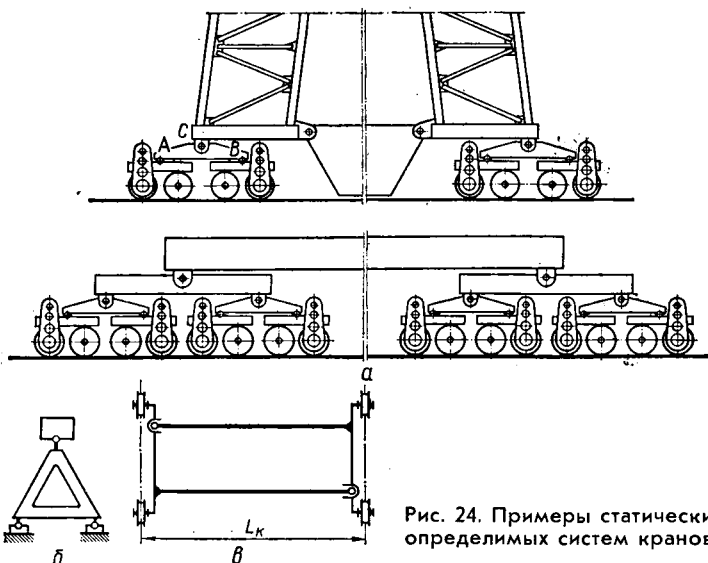


Рис. 24. Примеры статически определимых систем кранов

6. В существующих статически неопределимых металлоконструкциях мостовых кранов вследствие погрешности монтажа подкрановых балок, неравномерности осадки здания нарушается точность установки путей в плане и в профиле, что ведет к ускорению износа реборд колес и к увеличению мощности двигателей механизмов передвижения.

Статически определимая конструкция кранового моста состоит из двух звеньев, каждое из которых представляет собой жесткое соединение главной и концевой балок; звенья моста соединены шарнирно (рис. 24, в).

7. В приводе канатного барабана система без избыточных связей достигается тем, что редуктор с барабаном соединен карданным шарниром в виде сферического подшипника.

Можно привести еще немало примеров механизмов, где исключены избыточные связи, однако в существующих механизмах они еще имеются.

Одним из резервов повышения надежности машин является правильный выбор расположения приводов механизмов в машине. Наиболее рациональное расположение привода — это установка его непосредственно возле рабочего (приводного) звена, без длинных валов, дополнительных передач и соединительных звеньев, которые являются источником колебательных процессов и дополнительных динамических нагрузок, увеличивающих напряженность машин. Поэтому целесообразно применять индивидуальные приводы.

Перспективным с точки зрения повышения надежности машин является применение гидравлического привода.

Для создания рациональных конструкций механизмов большое значение приобретает выбор типа передач в приводе, которые пока остаются довольно металлоемкими.

К передачам предъявляют следующие основные требования: компактность, минимальная металлоемкость, высокий к. п. д., удобство обслуживания. Основными типами передач в современных машинах являются зубчатые цилиндрические редукторы. Широко применяемые ранее червячные редукторы сейчас устанавливают редко (в основном, в механизмах поворота). Весьма перспективными передачами являются планетарные и волновые, удовлетворяющие указанным условиям. Их широкое распространение соответствует современному состоянию техники.

В грузоподъемных машинах находят все более широкое применение следующие компактные приводы: мотор-редукторы; мотор-колеса, вертикально расположенные двигатели с планетарными и волновыми редукторами; мотор-барабаны (находят применение также в качестве приводов подъемных механизмов и конвейеров) и гидроприводы. В мотор-редукторах используются электродвигатели и высокоскоростные гидродвигатели с планетарными передачами. В механизмах поворота, кроме обычных редукторов, необходимо больше применять планетарные и волновые зубчатые передачи и гидроприводы.

Повысить надежность и долговечность машин можно многими методами: правильным выбором материала для деталей, качественной механической обработкой, определением оптимальных кинематических и динамических параметров, снижением уровня динамических нагрузок, контролем качества изготовления деталей, термической, химико-термической и другими видами обработки, поверхностным механическим упрочнением, износостойкой наплавкой, нанесением защитных покрытий, улучшением условий трения, уменьшением или устранением влияния вредных факторов (коррозии, концентраторов напряжения, абразивного износа и пр.), обеспечением нормальных режимов нагружения, качественным монтажом и ремонтами с минимально допустимыми зазорами, хорошим техническим обслуживанием.

Для повышения усталостной прочности деталей применяют различные методы поверхностного упрочнения, которое способствует наиболее рациональному распределению твердости — максимальной на поверхности при достаточно вязкой сердцевине и плавном переходе между ними. В деталях, подверженных действию изгибающих и крутящих моментов, максимальные напряжения возникают в поверхностном слое материала. Поскольку поверхностные слои могут быть ослаблены различными повреждениями, являющимися концентраторами напряжения, то усталостные разрушения деталей начинаются с поверхностных слоев. Наиболее распространенными методами поверхностного упрочнения являются: 1) химико-термическая обработка (цементация, азотирование, алитирование и др.); 2) поверхностная закалка при нагреве детали ТВЧ; 3) поверхностная закалка газокислородным пламенем; 4) механическое упрочнение (дробью, накаткой роликами). Упрочнение поверхности создается за счет наклепа, который приводит к повышению твердости и возникновению значительных сжимающих напряжений в поверхностных слоях, способствующих повышению усталостной прочности.

Некоторые детали грузоподъемных машин выходят из строя в результате больших контактных напряжений и износа рабочих поверхностей (ходовые колеса, катки, подшипники качения и др.). Высокие напряжения циклического характера приводят к контактной усталости и преждевременному разрушению деталей. В этом случае стойкость нельзя повысить обычной поверхностной закалкой на небольшую глубину. Она достигается рациональным выбором материала, методов изготовления детали и их термообработкой.

Ресурс зубчатых передач можно повысить примерно в 2 раза термообработкой зубьев с нагревом ТВЧ. Большое распространение в грузоподъемных машинах получили зубчатые муфты (их производство составляет до 500 тыс. штук в год). Однако долговечность их пока низка. Внедрение зубчатых муфт с бочкообразными зубьями, закаленными ТВЧ, повышает их ресурс в 1,5—2 раза.

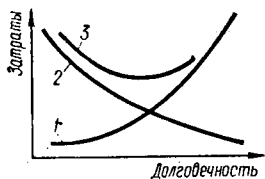


Рис. 25. Графики зависимости стоимости от долговечности машин

В СССР ежегодно изготавливают свыше 2 млн. краповых колес. Это со всей очевидностью показывает, какое большое значение приобретает проблема повышения долговечности ходовых колес. Качество колес повышается при изготовлении их на прокатных станах из легированных сталей 65Г, 50Г2, 50Г2Л, 38ХГН с последующей закалкой или при изготовлении штамповкой на прессах с дополнительной прокаткой и закалкой, на сорбит до $HV\ 300...360$. Практика эксплуатации таких колес показывает, что срок службы их составляет несколько лет (до 5).

При проектировании конструктор должен учитывать противоречивые требования: высокую надежность и долговечность при минимальной металло- и энергоемкости с одной стороны и минимальную стоимость — с другой. Оптимальные значения этих параметров следует выбирать на основе технико-экономических расчетов.

Определение оптимальной надежности и долговечности машин должно базироваться на минимальных суммарных затратах на изготовление и эксплуатацию, характеризуемых коэффициентом

$$k_s = \frac{C_n + C_z}{T_s}, \quad (95)$$

где C_n — стоимость изготовления машин; C_z — суммарные затраты на эксплуатацию, ремонт и обслуживание; T_s — период целесообразности эксплуатации машин (устанавливается на основе экономических соображений).

На рис. 25 приведены графики соотношения между стоимостью и долговечностью машин (кривая 1 характеризует первоначальные, 2 — эксплуатационные, 3 — общие затраты). Высокая надежность машины сочетается с высокой стоимостью, эксплуатация машин низкой надежности сопряжена с большими эксплуатационными расходами. Кривая 3 общих затрат имеет минимум, который соответствует оптимальному сроку службы машины. Оптимальный срок службы больше у той машины, у которой интенсивность затрат на сохранение ее работоспособности меньше.

В настоящее время от конструктора требуется умение не только создать машину минимальной массы и высокой производительности, но и умение определить оптимальный уровень надежности, а также оценить вероятность безотказной работы.

2.5. Основные положения теории надежности

Надежность — это вероятность того, что устройство будет работоспособно в течение определенного периода времени при работе в определенных условиях. Работоспособность — это состояние изделия, при котором оно успешно выполняет заданные функции.

Вероятность является количественной характеристикой и выражается числом в виде дроби или в процентах, означающих число раз, при которых можно ожидать появление события из общего числа попыток. Так, если испытания подвергаются N_0 изделий в течение времени t и к концу испытаний остается N_n исправных элементов и $N_{от}$ отказавших, то вероятность отказа (при $N_0 \rightarrow \infty$) равна:

$$Q(t) = N_{от} / N_0. \quad (96)$$

Вероятность безотказной работы

$$P(t) = N_n/N_0 = 1 - N_{от}/N_0 = 1 - Q(t). \quad (97)$$

Поскольку безотказная работа и отказ взаимно противоположные факты, то сумма их вероятностей равна единице. Например, вероятность безотказной работы можно рассматривать только по отношению к заданному периоду времени работы изделия и при определенных условиях его работы (температура, влажность, вибрация и т. п.).

Вероятность отказа во времени, как правило, является непостоянной. Поэтому для характеристики скорости ее изменения используют понятие плотности вероятности отказов $f(t)$, которая равна производной от функции вероятности по времени:

$$f(t) = \frac{dQ(t)}{dt} = \frac{1}{N_0} \frac{dN_{от}}{dt} = - \frac{dP(t)}{dt}. \quad (98)$$

Тогда вероятность отказов и безотказной работы в функции плотности вероятности:

$$Q(t) = \int_0^t f(t) dt;$$

$$P(t) = 1 - Q(t) = 1 - \int_0^t f(t) dt = \int_t^{\infty} f(t) dt. \quad (99)$$

Надежность машин и оборудования удобно измерять интенсивностью отказов, которая определяется как число отказов в единицу времени, отнесенное к числу исправных элементов:

$$\lambda(t) = \frac{1}{N_n} \frac{dN_{от}}{dt}. \quad (100)$$

Величина, обратная интенсивности $\lambda(t)$, называется наработкой на отказ $T_{от}$ (среднее время между отказами):

$$T_{от} = \frac{1}{\lambda}. \quad (101)$$

В процессе эксплуатации машины интенсивность ее отказов $\lambda(t)$ претерпевает некоторые изменения. Кривая зависимости интенсивности отказов от времени работы для трех различных периодов отказов изображена на рис. 26.

Период I относится к началу эксплуатации машины. Он характеризуется повышенным износом, связанным с приработкой трущихся пар, а также повышенной интенсивностью отказов из-за наличия дефектов в материалах, неточности изготовления, монтажа и т. п. Тщательным изготовлением и контролем качества деталей и узлов можно значительно снизить интенсивность отказов в этот период. Кроме того, для повышения эксплуатационной надежности машин ответственные узлы, например, редукторы, на заводах-изготовителях проходят приработку и обкатку под нагрузкой до установки на кран.

Период II — это период нормальной эксплуатации машины, в котором преобладают внезапные отказы. Они имеют случайный характер и являются следствием перегрузок, нарушений режимов эксплуатации, пороков материала и др. Интенсивность отказов близка к постоянной. В конце второго периода для восстановления работоспособности отдельных деталей проводят профилактический ремонт.

Период III характеризуется появлением интенсивных отказов и аварий, которые являются следствием износа деталей, накопления усталостных повреждений, разрушения от усталости. Для повышения надежности машин следует сократить период приработки (со значительным числом неполадок), увеличивать период установившегося режима эксплуатации и предотвращать интенсивность изнашивания.

Выразим вероятность безотказной работы $P(t)$ через интенсивность отказов $\lambda(t)$:

$$P(t) = e^{-\int \lambda(t) dt}. \quad (102)$$

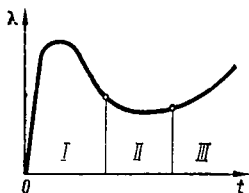
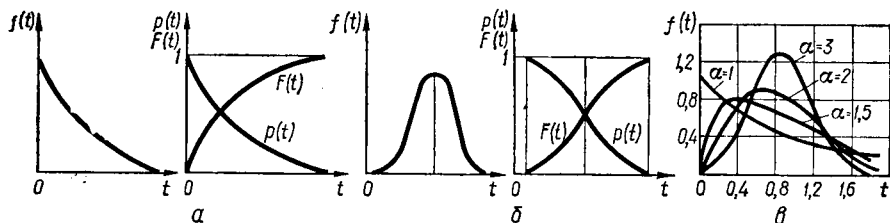


Рис. 26. Кривая зависимости интенсивности отказов от времени работы машины

Рис. 27. Графики изменения во времени плотности вероятности функции $f(t)$, распределения $F(t)$ и вероятности безотказной работы $p(t)$ для различных законов распределения отказов



Эта формула является одной из основных формул теории надежности. Она выражает надежность в наиболее общей форме, которая может применяться для любых видов распределения отказов. Так, для периода II, когда $\lambda(t) = \text{const}$,

$$-\int_0^t \lambda dt = -\lambda t$$

получаем выражение для экспоненциального распределения вероятности безотказной работы:

$$p(t) = e^{-\lambda t}. \quad (103)$$

Плотность вероятности случайной величины при экспоненциальном законе

$$f(t) = e^{-\lambda t}.$$

Функцию распределения $F(t)$ находят по уравнению:

$$F(t) = \int_{-\infty}^t f(t) dt = 1 - e^{-\lambda t}. \quad (104)$$

Графики изменения во времени плотности вероятности $f(t)$, функции распределения $F(t)$ и вероятности безотказной работы $p(t)$ для экспоненциального закона отказов приведены на рис. 27, а. Этому закону подчиняются внезапные отказы грузоподъемных машин при резком изменении нагрузки под действием случайных факторов, нарушения рабочих режимов эксплуатации. Износ и старение при этом во внимание не принимаются.

В грузоподъемных машинах многие случайные величины распределяются по нормальному закону (закону Гаусса). Это наиболее универсальный закон, которому подчиняются: погрешности изготовления деталей, износ деталей в механизмах, долговечность канатов и деталей, величины нагрузок в механизмах и др.

Период III также хорошо описывается законом Гаусса. Плотность вероятности $f(t)$ и функция распределения $F(t)$ при нормальном законе (рис. 27, б):

$$f(t) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(t-T)^2}{2\sigma^2}};$$

$$F(t) = \int_{-\infty}^t f(t) dt = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^t e^{-\frac{(t-T)^2}{2\sigma^2}} dt.$$

Рис. 28. Графики функций $F(t)$ и $f(t)$ для крановых ходовых колес с различной термообработкой

Вероятность безотказной работы

$$p(t) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_0^{\infty} e^{-\frac{(t-T)^2}{2\sigma^2}} dt. \quad (105)$$

Нормальный закон распределения также имеет два независимых параметра: σ — среднеквадратичное отклонение (иногда удобнее оперировать с квадратом среднеквадратичного отклонения σ^2 , которое называется дисперсией); T — математическое ожидание или средняя наработка на отказ.

В теории надежности широко распространен закон Вейбулла (рис. 27, в). Плотность вероятности случайных величин описывается уравнением:

$$f(t) = \alpha t^{\alpha-1} e^{-\lambda t^{\alpha}}.$$

Вероятность безотказной работы в этом случае:

$$p(t) = e^{-\lambda t^{\alpha}}. \quad (106)$$

Отказы грузоподъемных машин чаще подчиняются этому закону, чем другим, так как детали выходят из строя как постепенно, так и внезапно вследствие различного действия нескольких причин, не связанных между собой.

Закон Вейбулла при определенных условиях переходит в экспоненциальное распределение. При $\alpha = 1$ функция надежности Вейбулла совпадает с экспоненциальной функцией. Таким образом, функция Вейбулла является более общей, и экспоненциальный закон получается из нее как частный случай. При $\alpha < 1$ преобладают внезапные отказы, при $\alpha > 1$ — постоянные. При увеличении α до 3 и более кривая распределения Вейбулла становится кривой нормального распределения.

Важными показателями машин являются долговечность и ремонтопригодность.

Долговечность — свойство изделия длительно сохранять работоспособность до предельного состояния с необходимыми перерывами для технического обслуживания и ремонтов. Предельное состояние изделия характеризуется невозможностью его дальнейшей эксплуатации, снижением эффективности или безопасности.

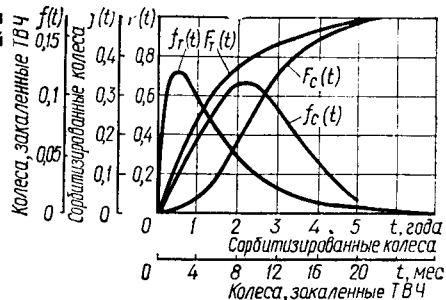
Основным показателем долговечности изделий является средний ресурс, т. е. средняя наработка до предельного состояния.

Ремонтопригодность — это вероятность того, что какое-то устройство или система будет восстановлена до своей эксплуатационной эффективности в течение заданного периода времени. Как и надежность, ремонтопригодность является вероятностным параметром.

Учет случайных нагрузок, возникающих в механизмах, позволяет установить вероятность нагружения деталей и узлов и уточнить методику прочностных расчетов.

Исследования показывают [46], что для многих деталей грузоподъемных машин (ходовых колес, зубчатых муфт, тормозных шкивов, зубчатых колес и др.) отказ является функцией нескольких причин, действующих параллельно и, как правило, не связанных между собой. В наибольшей степени к ним применим закон распределения Вейбулла. На рис. 28 приведены графики $F(t)$ и $f(t)$ для крановых ходовых колес с различной термической обработкой. Сроки службы ходовых колес, закаленных ТВЧ (кривые $F_T(t)$, $f_T(t)$) и сорбитизированных (кривые $F_C(t)$, $f_C(t)$), резко отличаются между собой. Малые сроки службы колес, закаленных ТВЧ, явились следствием высоких контактных напряжений циклического действия и значительных усилий, вызванных перекосами крана. Распределение долговечности ходовых колес подчиняется закону Вейбулла. Применение того или иного показателя надежности машин зависит от их назначения и степени ответственности. По степени ответственности грузоподъемные машины можно разделить на три группы.

К первой группе относят машины, для которых любой отказ или неготовность к работе может повлечь за собой аварию, связанную с большими производительными



потерями и безопасностью людей (грузоподъемные машины, обслуживающие металлургические и химические агрегаты, шахтные подъемники и др.).

Для подъемных машин вероятность безотказной работы $|p|$ берется такой же, как и для автомобильного, железнодорожного транспорта, горных и дорожных машин ($|p| = 0,99...0,9999$). Для машин I группы берут максимум в том случае, когда отказ детали может привести к аварии и несчастным случаям ($|p| = 0,9999$).

Основным показателем надежности кранов первой группы является вероятность безотказности функционирования или коэффициент оперативной готовности:

$$p_o(t) = [T_o \exp(-tT_o^{-1})] (T_o + T_b)^{-1}, \quad (107)$$

где T_o — среднее время между отказами; T_b — среднее время восстановления.

Ко второй группе относятся машины, внезапный отказ которых может повлечь за собой аварию, но неготовность к выполнению операции не имеет существенного значения. Основным показателем надежности кранов этой группы является вероятность безотказной работы в течение заданного времени (между двумя плановыми ремонтами):

$$p(t) = \exp(-tT_o^{-1}). \quad (108)$$

В качестве характеристики надежности кранов этой группы можно использовать среднее время между отказами T_o или параметр потока отказов

$$\lambda = T_o^{-1}.$$

К третьей группе можно отнести машины, у которых непродолжительные и относительно частые отказы не значительны, но весьма нежелательными являются продолжительные отказы, даже если они сравнительно редки. Для этой группы основной характеристикой надежности является коэффициент готовности

$$K_r = t / (t + t_b)^{-1}, \quad (109)$$

где t_b — суммарное время устранения отказов (ремонта) за рассматриваемый период эксплуатации.

Целесообразно пользоваться общим коэффициентом готовности, при оценке которого включают время, затраченное на все виды замен и восстановления деталей в период плановых ремонтов. Значение коэффициента готовности для различных типов кранов и их режимов находится в пределах $K_r = 0,9...0,992$.

2.6. Вероятностные методы расчета деталей на выносливость

Нагрузки и напряжения в деталях грузоподъемных машин являются в основном случайными функциями времени. Поэтому методы расчета должны в наибольшей степени соответствовать действительным условиям нагружения машины.

Расчеты на выносливость вероятностными методами дают возможность определить функцию распределения ресурса детали и установить связь сроков службы детали с надежностью, оцениваемой вероятностью безотказной работы. Эти расчеты базируются на методах теории вероятности и математической статистики. Процесс усталостного разрушения обычно разделяют на две стадии: 1) до начала появления микротрещины; 2) от начала образования микротрещины до разрушения детали. Расчеты циклической прочности для этих двух стадий идентичны.

Вероятностные расчеты циклической прочности деталей подъемно-транспортных машин до сих пор не получили широкого внедрения в практику.

Случайные процессы изменения нагрузжений можно получить натурными испытаниями в эксплуатационных условиях и методами статистического моделирования.

Расчет вероятности разрушения деталей чаще всего основывается на наиболее простом и распространенном нормальном законе распределения пределов выносливости $\sigma_{-1д}$ и амплитуд переменных напряжений σ_a .

Условие разрушения детали при определенной долговечности [41]

$$M = \bar{\sigma}_{-1д} - \bar{\sigma}_a < 0, \quad (110)$$

где $\bar{\sigma}_{-1д}$ — медианное значение предела выносливости; $\bar{\sigma}_a$ — среднее значение амплитуд переменных напряжений.

При нормальном и независимом распределении $\sigma_{-1д}$ и σ_a значение M также будет распределено по нормальному закону с параметрами $\bar{M}$, S_M , где среднее значение $\bar{M}$ и стандартное отклонение S_M величины M определяют соотношениями:

$$\begin{aligned} \bar{M} &= \bar{\sigma}_{-1д} - \bar{\sigma}_a; \\ S_M^2 &= S_{-1д}^2 + S_a^2, \end{aligned} \quad (111)$$

где $S_{-1д}$, S_a — средние квадратичные отклонения $\sigma_{-1д}$ и σ_a .

Условие неразрушения с заданной вероятностью характеризуется квантилем u_p нормального распределения.

Значение M_p , соответствующее вероятности p ,

$$M_p = \bar{M} + u_p S_M; \quad (112)$$

квантиль u_p , соответствующий вероятности p , берется из таблиц математических справочников для нормального распределения по выбранной вероятности неразрушения.

Вероятность разрушения определяют из равенства

$$M_p = \bar{M} + u_p S_H = 0. \quad (113)$$

Из уравнений (111) — (113) находят квантиль

$$u_p = -\frac{\bar{M}}{S_M} = -\frac{\bar{\sigma}_{-1д} - \bar{\sigma}_a}{\sqrt{S_{-1д}^2 + S_a^2}} \quad (114)$$

и по нему вероятность неразрушения (по таблицам).

Квантиль можно выразить через коэффициент безопасности по средним значениям предела выносливости и амплитуды и коэффициенты вариации.

Коэффициент запаса прочности

$$n = \bar{\sigma}_{-1д} / \bar{\sigma}_a. \quad (115)$$

Коэффициенты вариации:

$$v_{-1д} = S_{-1д} / \bar{\sigma}_{-1д}; \quad v_a = S_a / \bar{\sigma}_a. \quad (116)$$

Тогда квантиль будет равен

$$u_p = \frac{1 - n}{\sqrt{n^2 v_{-1д}^2 + v_a^2}}. \quad (117)$$

По квантилю u_p согласно таблицам нормального распределения находят вероятность p разрушения детали. Для значений $v_{-1д} = 0,04$ и $0,08$ построены зависимости квантилей u_p и соответствующих им вероятностей p разрушения детали от коэффициента безопасности n и коэффициентов вариации v_a и $v_{-1д}$. По графикам (рис. 29) находят вероятность разрушения детали. Коэффициент вариации амплитуд нагрузок v_a устанавливают по данным экспериментальных исследований.

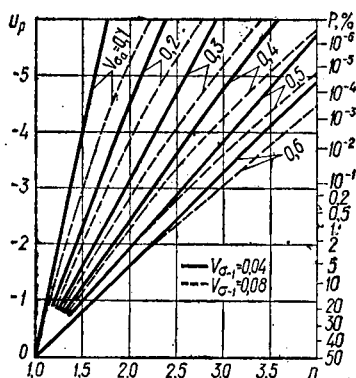


Рис. 29. Диаграмма для определения вероятности разрушения детали

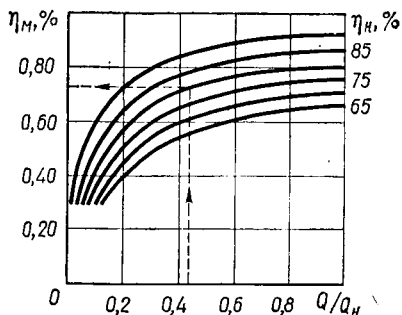


Рис. 30. Графики зависимости коэффициента полезного действия механизма от фактической загрузки

При расчетах сначала лучше задаваться вероятностью неразрушения, а затем по таблицам определять квантиль u_p и коэффициент безопасности n . Для этих целей удобно пользоваться диаграммой на рис. 29.

2.7. Основы расчета электропривода

В машинном приводе всегда действуют два момента: момент, развиваемый двигателем, и момент сил сопротивления, вызываемый технологическими нагрузками, силами трения и др.

Статические нагрузки в механизмах зависят от назначения и режима работы: в механизмах подъема — это грузоподъемность, в механизмах передвижения и поворота — сопротивление от сил трения в опорах, в грейферных — сила зачерпывания сыпучих грузов и др.

Точность определения статических нагрузок является важным этапом проектирования рациональных электроприводов. Эти нагрузки необходимы для построения нагрузочных диаграмм, расчета мощности двигателя, проверки его на нагрев.

Первый этап расчета — предварительный выбор двигателя по статической мощности (кВт) на основе технологических нагрузок в период установившегося движения механизма:

для усилий, действующих на рабочее звено $F_c (H)$,

$$P = F_c v / (\eta_m 10^3), \quad (118)$$

где v — скорость движения, м/с;

для статических моментов, приведенных к валу двигателя $M_c (H \cdot m)$,

$$P = M_c \omega / (\eta_m 10^3),$$

где ω — угловая скорость ротора двигателя; η_m — общий к. п. д. механизма, учитывающий к. п. д. всех звеньев кинематической цепи:

$$\eta_m = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots$$

Значения к. п. д. отдельных узлов механизма находят по справочникам.

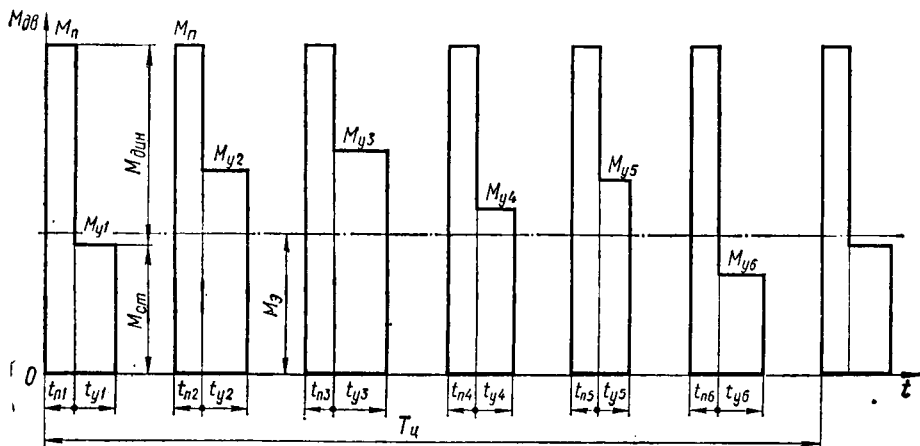


Рис. 31. Нагрузочная диаграмма двигателя

При грузе меньше номинального к. п. д. механизма понижается и его значение находят по экспериментальным кривым загрузки Q/Q_n (рис. 30, где η_n — к. п. д. механизма при номинальной нагрузке).

Второй этап расчета — определение среднеквадратичной (эквивалентной) нагрузки двигателя. Электродвигатели механизмов циклического действия в повторно-кратковременном режиме работы с частыми пусками и остановками нагреваются, и их температура колеблется около допустимого значения.

Для проверки выбранного двигателя на нагрев необходимо построить нагрузочную диаграмму или график загрузки двигателя в течение цикла по току $I = f(t)$ или по моменту $M_{дв} = f(t)$. Так как количество тепла при нагревании двигателя пропорционально квадрату тока, то значение среднеквадратичного тока находят по формуле

$$I_s = \sqrt{\frac{I_1^2 t_1 + I_2^2 t_2 + \dots + I_n^2 t_n}{T_u}} = \sqrt{\frac{\sum I_i^2 t_i}{T_u}}, \quad (119)$$

где I_1, I_2, I_n и t_1, t_2, t_n — токи и время работы двигателя соответственно в течение времени цикла T_u согласно нагрузочной диаграмме.

Для двигателей постоянного тока параллельного возбуждения и асинхронных двигателей, работающих на устойчивой части механической характеристики, более удобно вместо среднеквадратичного тока определить среднеквадратичный момент по нагрузочной диаграмме $M_s = f(t)$ (рис. 31):

$$M_s = \sqrt{\frac{\sum M_i^2 t_i}{T_u}}. \quad (120)$$

Для построения нагрузочной диаграммы необходимо знать динамические нагрузки при пуске привода и продолжительность пуска при работе с различными грузами.

В период неустановившегося движения механизма двигатель должен преодолеть не только статические силы технологических и вредных

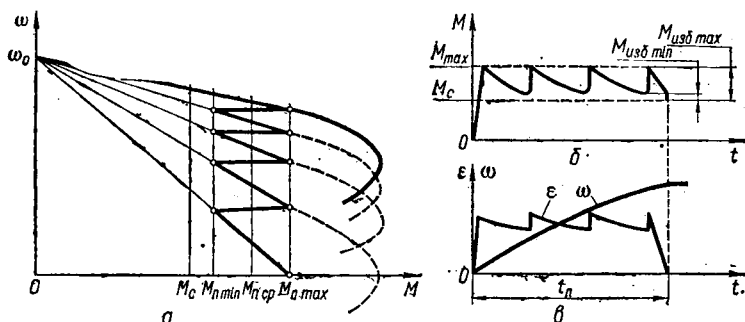


Рис. 32. Пусковые характеристики асинхронного двигателя

сопротивлений, но и силы инерции движущихся масс. В общем случае уравнение движения электропривода можно записать в таком виде:

$$M_{п.ср} - M_c = J_{пр} \frac{d\omega}{dt}. \quad (121)$$

Пусковой момент двигателя является величиной переменной, изменяется во времени по мере вывода пусковых сопротивлений от минимального $M_{п\ min}$ до максимального $M_{п\ max}$ значения согласно пусковой характеристике (рис. 32, а).

Минимальный пусковой момент двигателя $M_{п\ min}$ должен быть больше статического момента сопротивления: $M_{п\ min} > M_c$. Среднепусковой момент двигателя

$$M_{п.ср} = \frac{M_{п\ max} + M_{п\ min}}{2} = \frac{\psi_{max} + \psi_{min}}{2} M_n = \psi_{п.ср} M_n, \quad (122)$$

где ψ_{max} , ψ_{min} — соответственно максимальная и минимальная кратность пускового момента; $\psi_{min} = 1,1...1,3$; $\psi_{п.ср} = 1,5...1,6$ для двигателей переменного тока с фазовым ротором; $\psi_{п.ср} = 0,8...0,9$ для асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором; $\psi_{п.ср} = 1,7...2$ для двигателей постоянного тока.

Избыточный момент двигателя во времени также переменен, имеет пилообразный характер с предельными значениями $M_{изб. max}$ и $M_{изб. min}$ (рис. 32, б). Графики изменения во времени угловой скорости вращения и ускорения ротора при пуске приведены на рис. 32, в. Угловая скорость нарастает плавно, ускорение за период разгона привода изменяется в небольших пределах.

Приведенный к валу двигателя момент инерции движущихся масс системы $J_{пр}$ определяют из условия равенства кинетических энергий реальной и приведенной систем:

$$J_{пр} \omega^2 / 2 = J_0 \omega^2 / 2 + J_1 \omega_1^2 / 2 + \dots + J_k \omega_k^2 / 2 + m_1 v_1^2 / 2 + \dots + m_i v_i^2 / 2, \quad (123)$$

где J_0 — момент инерции ротора двигателя и масс, вращающихся с этой скоростью; $J_1...J_k$ — моменты инерции масс, вращающихся соответственно относительно осей 1, 2, ..., k, со скоростями $\omega_1... \omega_k$;

Рис. 33. Графики к расчету мощности двигателя

$m_1 \dots m_i$ — массы деталей, движущихся поступательно со скоростью $v_1 \dots v_i$.

В справочниках приведены маховые моменты GD^2 ротора двигателя, муфт, тормозных шкивов и других деталей, которые следует пересчитать на момент инерции массы

$$J = GD^2/4.$$

Время установившегося движения привода

$$t_y = l/v_\phi,$$

где l — путь перемещения; v_ϕ — фактическая скорость движения.

Продолжительность пуска привода для различных масс грузов получим из формулы (121):

$$t_n = \frac{J_{np}\omega}{M_{n,ср} - M_c}. \quad (124)$$

Выбранный электродвигатель должен удовлетворять условию: его номинальный момент должен быть равен или больше расчетного эквивалентного момента по нагреву $M_n \geq M_\Sigma$. В противном случае следует выбрать другой двигатель большей мощности.

Потребляемая мощность двигателей повторно-кратковременного режима работы зависит от продолжительности включения PB (рис. 33, а):

$$P = P_n \sqrt{PB_n/PB}. \quad (125)$$

Если мощность двигателя при стандартном значении по каталогу PB_n равна P_n , то при большей фактической величине PB двигатель будет развивать меньшую мощность. Мощность P , развиваемую двигателем, когда фактическая продолжительность PB не совпадает со стандартной PB_n , пересчитывают на номинальную P_n , соответствующую ближайшему стандартному значению PB_n ,

$$P_n = P \sqrt{PB/PB_n} \quad (125')$$

и выбирают двигатель по каталогу.

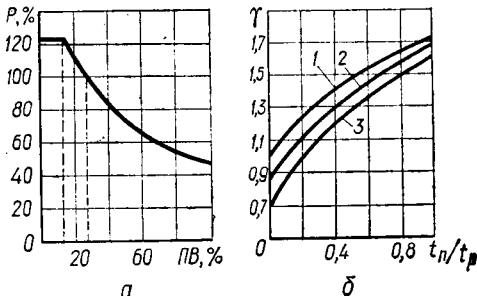
Третий этап выбора двигателя — определение перегрузочной способности двигателя по максимальному моменту кратковременной перегрузки

$$\psi_{\max} = M_{d \max}/M_n = (M_c + M_d)/M_n \leq [\psi]. \quad (126)$$

Допускаемый коэффициент кратковременной перегрузки зависит от типа двигателя и находится в пределах $[\psi] = 2,5 \dots 3$.

Окончательно выбираем двигатель, удовлетворяющий условиям нагрева и перегрузки.

В механизмах передвижения и поворота кранов приводятся в движение большие массы с большой механической инерцией. Момент



инерции движущихся масс, приведенный к двигателю, может во много раз превышать момент инерции ротора двигателя.

В таких механизмах при циклическом характере работы основными нагрузками являются динамические от ускорения движущихся масс, определяющие мощность двигателя. Статические нагрузки незначительны.

Мощность двигателя в этом случае:

$$P = (W_c + F_d) v / (\psi_{п.ср} \eta_m 10^3), \quad (127)$$

где W_c , F_d — статические и динамические нагрузки в механизме; v — скорость движения; $\psi_{п.ср}$ — среднепусковая перегрузка двигателя.

Если нельзя построить нагрузочную диаграмму для конкретного цикла работы, когда кран выполняет различные производственные операции, в первом приближении можно определить эквивалентный момент только по максимальной M_1 и минимальной M_2 нагрузкам:

$$M_э = \sqrt{(M_1^2 + M_2^2)/2}.$$

Мощность двигателя

$$P = k_э M_э \omega, \quad (128)$$

где $M_э$ — эквивалентный момент двигателя, кН · м; $k_э = 1,1 \dots 1,5$ — коэффициент запаса, величина которого зависит от отношения продолжительности пуска к времени установившегося движения: при $t_n/t_y \leq 0,05$ берут меньшее, при $t_n/t_y \geq 0,2 \dots 0,3$ — большее значение.

Рассмотрим другой метод определения эквивалентной мощности двигателя, когда отсутствует достоверный график нагрузок. В этом случае пользуются среднестатистическими данными, рекомендуемыми ВНИИПТМАШем. Определяем среднее время пуска t_n привода при различных нагрузках, отнесенное к средней продолжительности рабочей операции t_p :

$$t_p = l_p / v_\phi,$$

где l_p — средний рабочий путь (табл. 8); v_ϕ — фактическая скорость движения.

Определив значение t_n/t_p , по графикам (рис. 33, б) или опытным данным (табл. 9) находят коэффициент γ : кривая 1 — для расчета механизмов передвижения мостовых кранов, тележек, магнитных и грейферных кранов; поворота стреловых кранов; кривая 2 — для механизмов подъема грейферных и магнитных кранов; передвижных тележек крюковых кранов; кривая 3 — для механизмов подъема крюковых кранов.

Эквивалентную мощность $P_э$ для рабочей части цикла, т. е. без учета пауз, определяют по формуле

$$P_э = \gamma P_n. \quad (129)$$

Эквивалентная мощность двигателя за весь цикл определяется с учетом относительной продолжительности включения:

$$P = k P_э, \quad (130)$$

где $k = 0,35 \dots 1,5$ — коэффициент, зависящий от группы режима работы.

Если в механизме установлен сдвоенный привод, то нагрузки между двигателями, как правило, распределяются неравномерно из-за некоторого различия в их внешних характеристиках (рис. 10, б).

Крутящие моменты электродвигателя распределяются пропорционально жесткости их механических характеристик:

для первого двигателя

$$M_1 = M_c \frac{\beta_1}{\beta_1 + \beta_2}, \quad (131)$$

для второго двигателя

$$M_2 = M_c \frac{\beta_2}{\beta_1 + \beta_2}, \quad (132)$$

где β_1, β_2 — модули жесткостей механических характеристик первого и второго двигателей; M_c — статический момент (общий).

Перегружен будет тот двигатель, у которого больше модуль β .

Так как характеристики двигателей точно неизвестны, то невозможно точно распределить мощности между двигателями.

Практически мощность одного двигателя принимают

$$P_1 = (0,5 \dots 0,7) P.$$

При двух отдельных приводах от короткозамкнутых асинхронных двигателей рекомендуется выбирать мощность одного двигателя 0,625P.

Глава 3. МЕХАНИЗМЫ ПОДЪЕМА

3.1. Кинематические схемы

Механизмы подъема служат для вертикального перемещения груза. Их можно разделить на два основных типа: 1) с жесткой кинематической схемой — канатным или цепным приводом, ходовым винтом или зубчатой рейкой; 2) с фрикционным приводом — канатоведущим шкивом (применяется только в подъемниках).

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

Наиболее широко применяют канатные лебедки с электроприводом; довольно перспективными являются механизмы подъема с гидроприводом.

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

Механизмы подъема груза, кинематические схемы которых даны на рис. 34, состоят из следующих основных частей: полиспаста, грузозахватного устройства, барабана, редуктора, тормоза и двигателя.

Кинематическая схема механизма подъема с крюковой подвеской показана на рис. 34, а. Электродвигатель 1 соединен с цилиндрическим

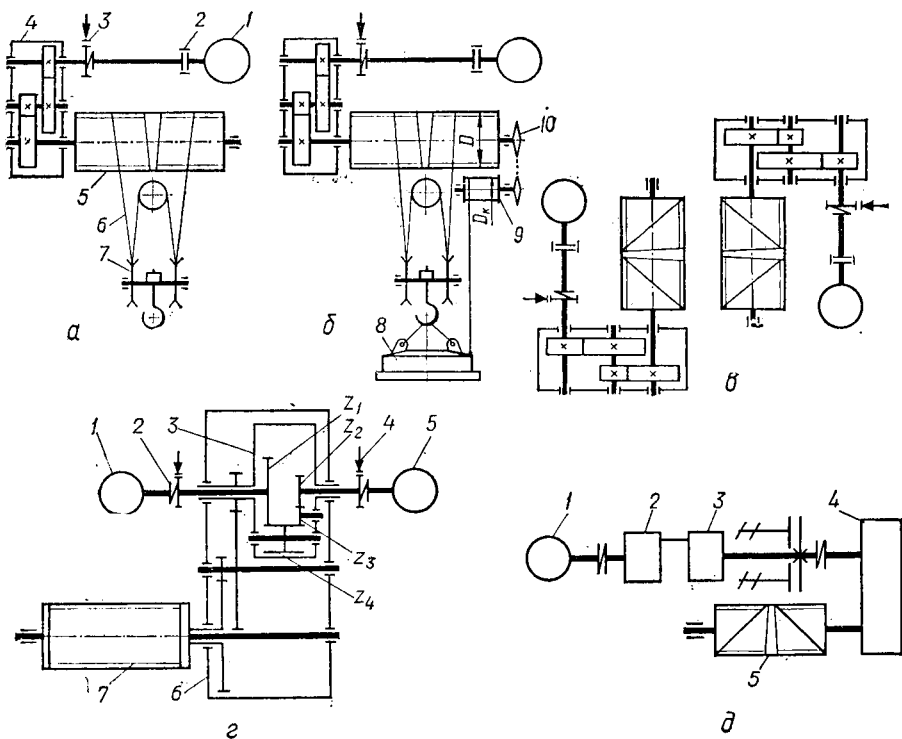


Рис. 34. Кинематические схемы механизмов подъема

редуктором 4 и барабаном 5 при помощи муфт 2, 3; полумуфта 3 со стороны редуктора выполнена с тормозным шкивом, на котором установлен колодочный тормоз. Редукторы могут выполняться с валами по обе стороны для различной компоновки механизмов подъема. На барабан наматывается канат полиспаста 6 с грузозахватным приспособлением 7.

Кинематическая схема механизма подъема с грузовым электромагнитом 8 отличается от обычной наличием дополнительного барабана 9 для наматывания и сматывания токоподводящего кабеля при подъеме и опускании груза (рис. 34, б). Привод этого барабана может осуществляться от канатного барабана с помощью зубчатой или цепной передач, а также от отдельного привода. Вследствие различных скоростей наматывания ветвей каната и кабеля передаточное число 10 передачи между барабанами будет равно

$$u = \frac{\omega_6}{\omega_k}, \quad (133)$$

где ω_6 , ω_k — угловые скорости вращения соответственно канатного и кабельного барабанов;

$$\omega_6 = \frac{v_1 u_n}{D/2}, \quad (134)$$

v_1 — скорость подъема груза, м/с; u_n — передаточное число полиспаста;

$$\omega_k = \frac{v_1}{D_k/2}, \quad (135)$$

D, D_k — диаметры канатного и кабельного барабанов.

Тогда

$$u = \frac{u_n D_k}{D}. \quad (136)$$

В грейферных кранах на тележке устанавливают два одинаковых механизма — один для подъема, другой для замыкания грейфера (рис. 34, *в*) или двухбарабанную лебедку с планетарной передачей и двумя двигателями (большей мощности для подъема, меньшей — для замыкания грейфера).

Механизмы с планетарными редукторами. На рис. 34, *г* показана кинематическая схема механизма с двухдвигательным приводом и планетарным редуктором. Валы электродвигателей 1, 5 соосны и вращают центральные колеса z_1, z_2 различных диаметров. Колеса z_1 и z_2 приводят во вращение сателлит z_4 , укрепленный в водиле 3, которое связано с приводной шестерней двухступенчатого редуктора 6, который вращает барабан 7. Вал двигателя 1 проходит внутри пустотелого вала, соединяющего водило с шестерней редуктора.

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

Конструктивный параметр передачи

$$k = (-1)^h \frac{z_1 z_4}{z_2 z_4}, \quad (137)$$

где h — число внешних зацеплений.

Кинематическое уравнение передачи

$$\omega(1 - k) = \omega_1 k - \omega_2.$$

Угловая скорость водила

$$\omega = \frac{\omega_1 k - \omega_2}{1 - k}, \quad (138)$$

где ω_1, ω_2 — угловые скорости соответственно двигателей 1 и 5.

Передаточное число планетарной передачи

$$u = 1 - k. \quad (139)$$

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

Схема механизма подъема с гидроприводом приведена на рис. 34, *д*. Особенностью этого механизма является широкий диапазон изменения скоростей, что очень важно для монтажных и механико-

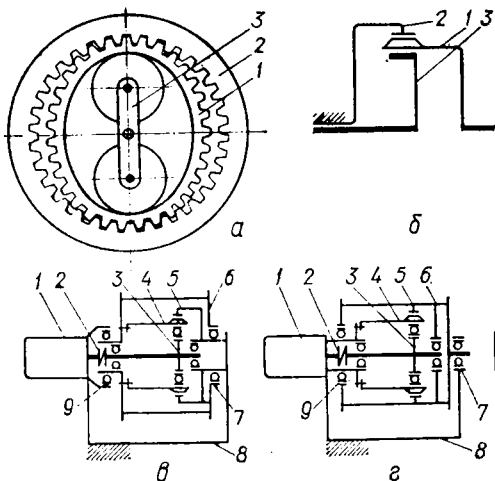


Рис. 35. Кинематические схемы механизмов с волновыми передачами

сборочных кранов. Электродвигатель 1 приводит в движение регулируемый насос 2, от которого жидкость под высоким давлением поступает в высокомоментный гидромотор 3 (радиально-поршневой с дисковым тормозом). От него через муфту и редуктор 4 сообщается вращение барабану 5.

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

Механизмы с волновыми передачами. В крановых механизмах применяют волновые передачи, обладающие рядом преимуществ: малыми габаритными размерами и массой, возможностью получения большого передаточного числа (одной ступени 100...350), простотой конструкции, меньшей стоимостью и пр.

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

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

По своей структуре волновая передача (рис. 35, а) представляет собой планетарную передачу (рис. 35, б) с внутренним зацеплением и малой разностью зубьев; одно из колес — гибкий зубчатый венец 1 — деформируется генератором 3 волн и входит в двух зонах в зацепление с жестким центральным колесом 2. При вращении водила 3 сателлит 1 обкатывается по зубчатому венцу колеса 2 и вращается с угловой скоростью, намного меньшей скорости водила.

Кинематические зависимости для волновой передачи аналогичны зависимостям для планетарной передачи:

$$\frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (140)$$

где $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ — угловые скорости звеньев 1, 2, 3; z_1, z_2 — число зубьев колес 1 и 2.

При неподвижном звене 2 ($\omega_2 = 0$) передаточное число при ведущем водиле

$$u_{31}^{(2)} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_1 - z_2}. \quad (141)$$

При $z_1 = 100$ и $z_2 = 101$ $u_{31} = -100$.

Основная особенность волновых передач заключается в том, что в зацеплении участвует большое число пар зубьев, причем чем больше крутящий момент на гибком звене, тем больше оно деформируется и тем больше пар зубьев находится в зацеплении.

Передача работает в качестве редуктора, если ведущим звеном является вал генератора, и в качестве мультипликатора, если ведущими являются валы гибкого или жесткого колес. Разность зубьев колес должна быть равна или кратна числу волн 1, 2, 3.

Основные параметры волновых зубчатых передач: внутренний диаметр гибкого колеса 35...405 мм; длина гибкого колеса 32...356 мм; передаточное число 80...320; крутящий момент на ведомом валу 9...27 640 Н·м; $\eta = 0,9$ при $u = 80$; $\eta = 0,7$ при $u = 320$. В Японии выпускают волновые редукторы с диаметром гибкого колеса около 500 мм и крутящим моментом на ведомом валу 30 000 Н·м при частоте вращения $n = 500$ мин⁻¹.

На рис. 35, в, г, д показаны кинематические схемы грузовых лебедок с волновой зубчатой передачей.

Фланцевый двигатель 1 (рис. 35, в) соединен с помощью муфты 2 с кулачковым генератором 3. Гибкое зубчатое колесо 4 соединено с барабаном 6 лебедки, а жесткое колесо 5 закреплено в раме 8. Барабан вращается в подшипниках 7 и 9.

Лебедка, изображенная на рис. 35, г, состоит из тех же элементов, но гибкое зубчатое колесо 4 соединено с рамой 8, а жесткое колесо 5 закреплено внутри барабана 6.

На рис. 35, д показана схема встроенных волновых передач в рабочие органы машины. В канатоведущем шкиве 8 лифта встроен волновой редуктор с кулачковым генератором и гибким подшипником. Ведущий вал двигателя 1 муфтой 2 соединен с генератором волн 3; гибкое колесо 5 в виде тонкостенного стакана передает вращение жесткому колесу 4, установленному в корпусе 7. На ведущем валу двигателя 1 установлен тормоз 6.

3.2. Полиспасты

Полиспастами называют систему подвижных и неподвижных блоков, огибаемых канатом или цепью, которая предназначена для выигрыша в силе — силовые полиспасты или скорости — скоростные полиспасты.

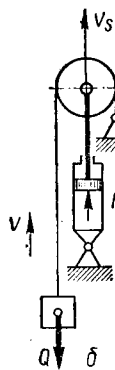
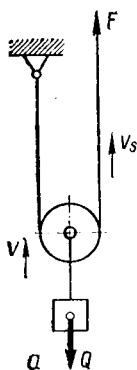


Рис. 36. Блоки для выигрыша в силе и скорости

пасты. В подъемных механизмах применяют в основном силовые полиспасты для уменьшения усилия в канате и снижения передаточного числа редуктора.

Скоростные полиспасты находят ограниченное применение в тихоходных гидравлических и пневматических механизмах. Блоки в полиспасте делятся на подвижные, перемещающиеся в пространстве, и неподвижные.

Силовые и скоростные зависимости двух типов полиспастов можно проследить на соответствующих подвижных блоках.

Для силового блока (рис. 36, а) натяжение F и скорость ветви v_s каната:

$$F = Q/2\eta; \quad v_s = 2 \cdot v, \quad (142)$$

где v — скорость подъема груза; η — к. п. д. блока.

Для скоростного блока (рис. 36, б) сила на поршне и его скорость будут равны:

$$F = 2Q/\eta; \quad v_s = v/2. \quad (143)$$

К. п. д. канатного блока учитывает потери на трение в опорах и жесткость каната; $\eta = 0,98$ для блоков на подшипниках качения и $\eta = 0,95$ для блоков на подшипниках скольжения.

Одинарные полиспасты. Верхние блоки неподвижны (в пространстве), нижние подвижны — перемещаются вместе с грузом (рис. 37, а).

В неподвижном полиспасте сила натяжения во всех ветвях каната одинакова:

$$F = Q/m, \quad (144)$$

где m — число ветвей полиспаста, на которых подвешен груз. Для одинарного полиспаста m является кратностью или передаточным числом $u_n = m$.

При подъеме груза вследствие потерь в блоках и от жесткости каната при изгибе натяжение в ветвях распределяется неравномерно:

$$F_1 = F\eta; \quad F_2 = F_1\eta; \quad F_3 = F_2\eta \dots F_{m-1} = F_{m-2}\eta.$$

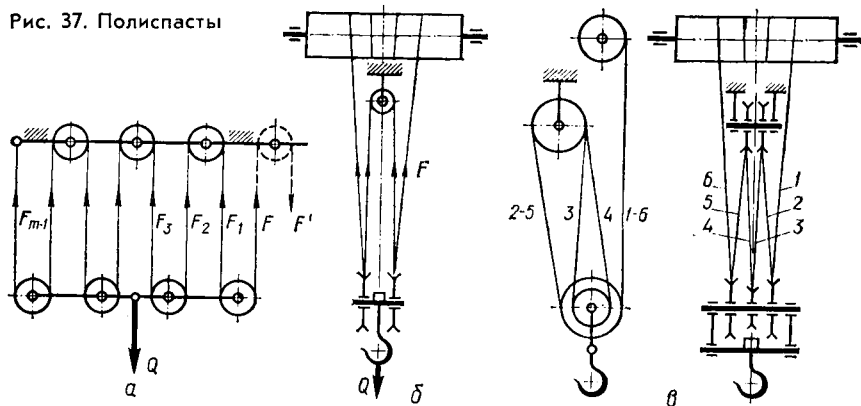
Уравнение равновесия системы:

$$\begin{aligned} Q &= F + F_1 + F_2 + \dots + F_{m-1} = \\ &= F(1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{m-1}). \end{aligned} \quad (145)$$

После определения суммы геометрической прогрессии получим формулу для расчета натяжения ветви каната:

$$F = Q \frac{1 - \eta^m}{1 - \eta}, \quad (146)$$

Рис. 37. Полиспасты



К. п. д. полиспаста определяют как отношение полезной работы Qh при подъеме груза на высоту h к затраченной работе Fmh :

$$\eta_n = \frac{Qh}{Fmh}; \quad \eta_n = \frac{1 - \eta^m}{m(1 - \eta)}. \quad (147)$$

Если тянущая ветвь сходит с неподвижного блока (на рис. 37, а штриховая линия), то

$$\eta_n = \frac{1 - \eta^m}{m(1 - \eta)} \eta. \quad (148)$$

Недостатком одинарных полиспастов является то, что вместе с подъемом груз перемещается также по горизонтали, вследствие чего изменяются величины реакции опор барабана и затрудняется точность установки груза.

Сдвоенные полиспасты (рис. 37, б, в) обеспечивают строго вертикальный подъем груза, реакции в опорах барабана распределяются равномерно. Сдвоенный состоит из двух одинарных полиспастов с уравнивательным блоком. На барабан (с правой и левой резьбой) навивается одновременно две ветви каната полиспаста. Уравнивательный блок при подъеме (опускании) груза не вращается и служит для уравнивания длин правой и левой ветвей каната полиспаста при неравномерной вытяжке. Поэтому его диаметр принимают меньше, чем у основных, и располагается он по оси симметрии сдвоенного полиспаста: в верхней обойме при четной (рис. 37, б) и в нижней (рис. 37, в) при нечетной кратности.

Кратность сдвоенного полиспаста

$$u_n = m/2, \quad (149)$$

т. е. равна половине ветвей, на которых подвешен груз, или числу подвижных блоков в крюковой подвеске: двукратный на рис. 37, б, трехкратный — на рис. 37, в.

К. п. д. сдвоенного полиспаста определяют по формулам (147) и (148), но вместо m следует брать кратность u_n :

$$\eta_n = \frac{1 - \eta^{u_n}}{u_n(1 - \eta)}; \quad \eta_n = \frac{1 - \eta^{u_n}}{u_n(1 - \eta)} \eta. \quad (150)$$

Кратность полиспастов механизмов подъема зависит от грузоподъемности и определяется технико-экономическими расчетами. Чем больше кратность полиспаста, тем меньше диаметры каната (но не менее допустимого), блоков и барабана и меньше передаточное число редуктора, масса и габариты, но с другой стороны при этом увеличиваются длины каната, барабана и число блоков.

На основании технико-экономических расчетов и практического опыта установлены пределы оптимальных значений кратности полиспастов в зависимости от грузоподъемности кранов общего назначения:

Q , т 5	10—15	20—30	40—50	75—125
u_n 2	2—3	3—4	4—5	5—6

3.3. Гибкие грузовые органы

К гибким грузовым органам относятся канаты и цепи.

Стальные проволочные канаты являются основным типом гибких органов, применяемых в грузоподъемных машинах. Они имеют следующие достоинства: высокую прочность, небольшую погонную массу, большую гибкость во всех направлениях, возможность работы на высоких скоростях, бесшумность работы, большие долговечность и надежность, вследствие большой упругости снижают динамические нагрузки в механизмах и металлоконструкциях.

Существует много различных конструкций стальных канатов, применяемых в зависимости от условий эксплуатации (рис. 38).

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

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

Классифицируются они по следующим признакам:

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

2) по направлению свивки: правая и левая;

3) по виду свивки: крестовая, где проволоки в прядях свиты в одну сторону, а пряди в канат — в противоположную; односторонняя (параллельная) — направление свивки проволок в пряди и прядей в канате совпадают; комбинированная, в которой проволоки в пряди

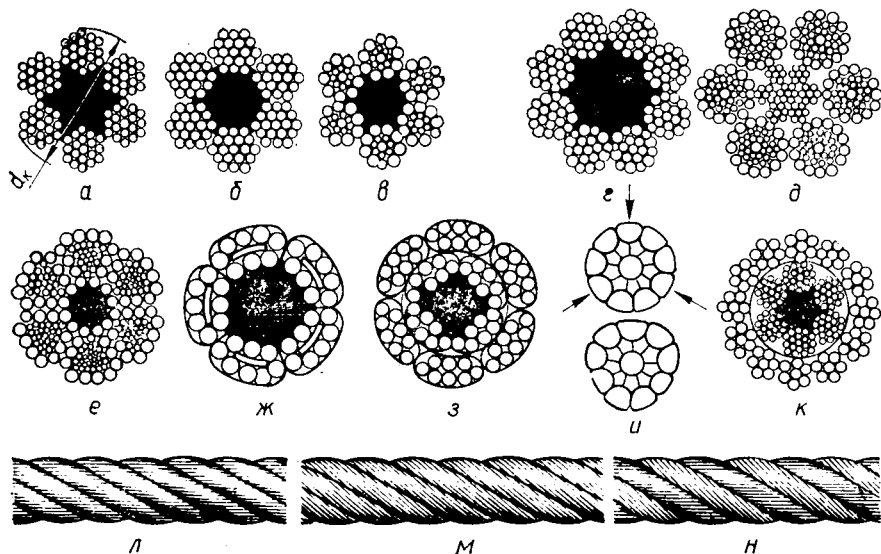


Рис. 38. Стальные проволочные краны

свиты во взаимно-противоположных направлениях, а пряди в канат свиты вправо или влево;

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

На рис. 38 приведены следующие типы канатов: *а* — шестипрядные ТК 6 × 9, *б* — шестипрядные ЛК 6 × 9, *в* — шестипрядные ЛК-0-6 × 19, *г* — восьмипрядные ЛК-Р 8 × 19, *д* — шестипрядные ТКЛ-РО 6 × 36 с металлическим сердечником, *е* — трехграннопрядные, *ж* — овалнопрядные, *з* — плоскопрядные, *и* — с радиально обжатыми прядями, *к* — двухслойные 12 × 7 + 6 × 19, *л* — крестовой, *м* — односторонней, *н* — комбинированной свивки.

Новые (семипрядные) канаты с центральной металлической прядью на 15% прочнее шестипрядных. Восьмипрядные канаты применяют в кранах с малым диаметром барабана, а также в подъемниках с канатоведущими шкивами.

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

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

Исследованиями установлено, что в значительной мере работоспособность каната определяют конструкция и качество сердечников. Сердечники в канате служат опорой прядей, придают канату гибкость и удерживают смазку. В канатах применяют в основном органические

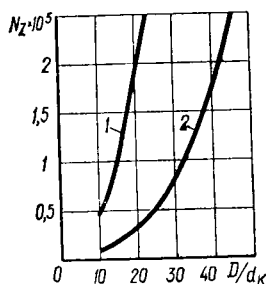


Рис. 39. Графики зависимости долговечности каната от отношения D/d_k и коэффициента запаса прочности

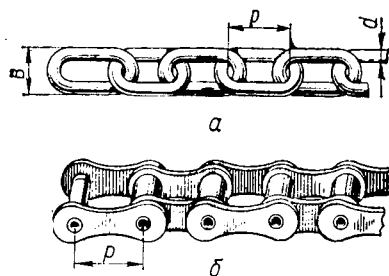


Рис. 40. Грузовые цепи

сердечники (из растительных волокон — пеньки). Они придают канату гибкость и хорошо удерживают смазку; ведутся исследования по замене пеньковых сердечников пластмассовыми.

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

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

Для снижения напряженного состояния предложена оригинальная конструкция канатов с предварительно деформированными проволоками в процессе свивки.

Поиски конструкций канатов с меньшими контактными напряжениями привели к созданию канатов с радиально обжатыми прядями. Они подвергаются радиальному обжатию и из фасонных прядей свивают канат высокой прочности (на 15% выше обычной конструкции).

В последнее время все чаще применяют двухслойные канаты с повышенной эластичностью вследствие малого диаметра проволоки (рис. 38, к).

При работе стальные канаты испытывают совместное действие напряжений растяжения, кручения, изгиба и контактных. Пока нет практически пригодных теоретических расчетов канатов на долговечность. Экспериментами установлено, что долговечность канатов зависит от соотношения диаметров блока (барабана) и каната D/d_k и расчетного коэффициента запаса прочности (рис. 39): чем меньше это отношение и запас прочности, тем ниже долговечность каната; (кривая 1 для большего и кривая 2 для меньшего коэффициента запаса прочности). Большие диаметры барабанов и блоков канатного привода являются его недостатком. Основными причинами преждевременного выхода каната из строя являются: неправильный выбор конструкции каната, материала ручья блоков, абразивный износ, нерегулярная или некачественная смазка, а также допущение перегрузок и, особенно, динамических воздействий. Перегибы каната на блоках вызывают знакопеременные напряжения и способствуют усталости металла проволок. Особенно сильно снижают долговечность обратные перегибы канатов.

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

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

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

Расчет канатов по нормам Госгортехнадзора сводится к определению максимального натяжения и разрывного усилия, по которому выбирают тип и размеры каната.

Натяжение одной ветви каната полиспаста при подъеме номинального груза

$$F_{\max} = \frac{Q}{m\eta_{\text{п}}}, \quad (151)$$

где m — число ветвей полиспаста; $\eta_{\text{п}}$ — к. п. д. полиспаста.

Разрывное усилие

$$F_{\text{раз}} = kF_{\max}, \quad (152)$$

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

Грузовые цепи в подъемных механизмах применяются реже, чем канаты, по следующим причинам: большая масса, меньшая надежность, невозможность контролировать качество цепи при работе, не допускают высоких скоростей и толчков нагрузок из-за опасности внезапного разрыва, более высокая стоимость и др.

По конструкции они делятся на сварные (рис. 40, а) и пластинчатые (рис. 40, б). Сварные цепи применяются в талях, подъемных механизмах малой грузоподъемности и с ручным приводом, а также для подвешивания груза к крюкам. Изготавливают сварные цепи из стали 10, Ст3Ц, Ст2 ($\sigma_s = 370...450$ МПа) без примесей серы и фосфора, во избежание красноломкости и хладноломкости.

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

По конструкции сварные цепи различают короткозвенные, когда шаг цепи $p = 2,6 d$, и длиннозвенные $p = 3,6 d$; по степени точности — калиброванные (отклонения составляют: по шагу $\pm 0,03d$, по ширине

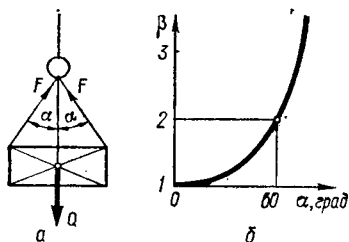


Рис. 41. Схемы к определению усилий в ветвях цепи

звена $\pm 0,05 d$) и некалиброванные ($\pm 0,1 d$). Калиброванные короткозвенные цепи применяют в качестве приводных.

Расчет цепей затруднителен, так как каждое звено на блоках или барабанах испытывает сложные деформации — растяжения, изгиба в двух плоскостях, кон-

тактные напряжения и является статически неопределимой системой. Поэтому цепи, как и канаты, выбирают по разрывному усилию (152) согласно ГОСТ 2319—70, принимая коэффициент запаса прочности: для машинного привода $K = 6...8$, для ручного $K = 3$.

Максимальное натяжение цепи зависит не только от веса груза и количества ветвей m , но и от угла их наклона (α) (рис. 41).

Натяжение цепи (рис. 41, а)

$$F = \frac{Q}{m \cos \alpha} = \beta Q / m. \quad (153)$$

Чем больше угол α , тем больше натяжение ветви; при $\alpha \approx 90^\circ$ $F_{\max}$ стремится к бесконечности. Допустимый угол $\alpha \leq 60^\circ$, тогда $\beta = 2$ (рис. 41, б):

$$F_{\max} = 2Q / m. \quad (154)$$

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

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

Пластинчатые цепи имеют те же недостатки, что и сварные, но более надежны в работе, так как нет сварного стыка и элементы цепи выполнены из прочной стали; они обеспечивают более плавную работу привода, чем сварные цепи.

3.4. Блоки и звездочки

Блоки. Для направления гибких тяговых органов применяют желобчатые блоки (рис. 42, а). Их изготавливают в основном литьем из серого СЧ 15-32 или модифицированного чугуна, стали марки 25Л (для боль-

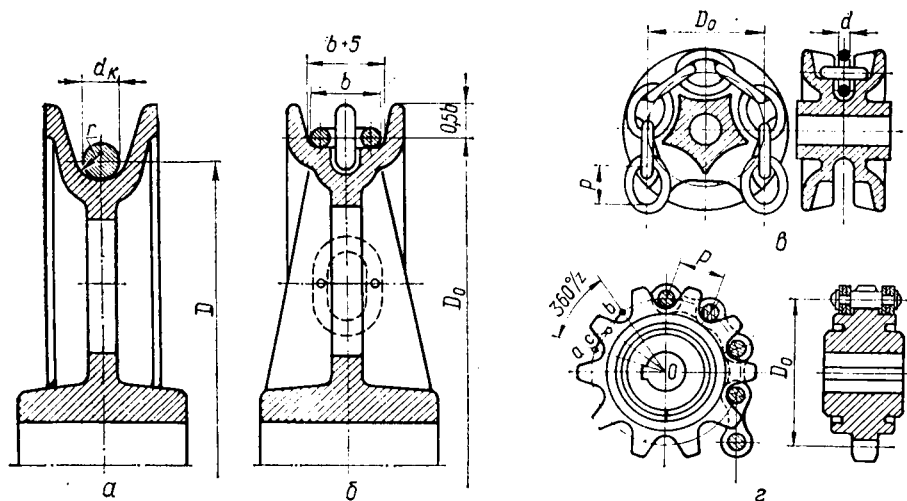


Рис. 42. Канатные и цепные блоки и звездочки

ших нагрузок и тяжелых режимов работы). Блоки больших диаметров выполняют сварной конструкции из стали.

Диаметр блока определяют из условий долговечности в зависимости от диаметра каната, типа механизма и группы режима работы:

$$\begin{aligned} D &\geq e d_k - \text{диаметр блока по центру каната;} \\ D_1 &\geq (e - 1) d_k - \text{диаметр по дну желоба.} \end{aligned} \quad (155)$$

Значение коэффициента e зависит от типа машины и режимов работы механизма ($e = 16 \dots 46$).

Диаметр уравнительного блока не влияет на долговечность канатов, поэтому принимают

$$D_y = (0,6 \dots 0,8) D. \quad (156)$$

Во избежание защемления канатов в ручьях и увеличения долговечности каната радиус желоба принимают больше радиуса каната $r = (0,6 \dots 0,7) d_k$; высота желоба $h = (2 \dots 2,5) d_k$; в блоках, установленных на конце стрелы крана, во избежание соскакивания каната с блока, высота желоба увеличена $h = (5 \dots 6) d_k$.

Блоки, как правило, монтируют на подшипниках качения, что способствует повышению к. п. д. полиспаста. Частота вращения подвижного блока полиспаста равна $n = 60v(u_n - 1)/\pi D$, где v — скорость подъема, м/с; u_n — кратность полиспаста.

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

Блок для сварных некалиброванных цепей показан на рис. 42, б.

Звездочки. Приводные звездочки (рис. 42, в) для калиброванных сварных цепей изготавливают из стали или чугуна. Гнезда и круговые пазы в звездочке выполнены в соответствии с формой и разме-

рами звеньев в двух перпендикулярных плоскостях. Поэтому звездочка представляет собой многогранник, длина грани которого равна длине звена цепи. Она захватывает набегающую цепь, звенья которой ложатся в углубления, и создает силу натяжения.

Для получения компактного цепного привода с минимальными габаритами и массой наименьшее количество гнезд на звездочке обычно $z_{\min} = 5$.

Ориентировочно диаметр звездочки

$$D_o = (20 \dots 30) d, \quad (157)$$

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

Более точно начальный диаметр звездочки можно определить по формуле

$$D_o = \sqrt{\left(\frac{p_u}{\sin \frac{90^\circ}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90^\circ}{z}}\right)^2}, \quad (158)$$

где p_u — шаг цепи.

Звездочки пластинчатых цепей (рис. 42, *г*) изготовляют из стали Ст4, Ст5, стали 20 ковкой, прокаткой (наиболее прогрессивный и экономичный способ) и литьем из стали 25Л. Они представляют собой зубчатые колеса, зубья которых захватывают цепь и создают крутящий момент.

Начальный диаметр звездочки

$$D_o = \frac{ab}{\sin(a \text{ OC})} = \frac{p_u}{\sin \frac{180^\circ}{z}}, \quad (159)$$

где z — число зубьев звездочки.

Для уменьшения габаритов привода принимают $z_{\min} = 8 \dots 10$.

3.5. Канатные барабаны

В механизмах применяют следующие типы барабанов (рис. 43):

с нарезной и гладкой поверхностями;

обычной конструкции — с наматываемым канатом и фрикционные; цилиндрические, конические и криволинейной формы.

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

По способу изготовления барабаны бывают: литые из чугуна (СЧ 15—32) или стали (сталь 25Л); сварные из стали — тонколистовой с накатанными канавками (для легких условий работы) или из толсто-стенных труб с нарезными канавками и сварно-литые.

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

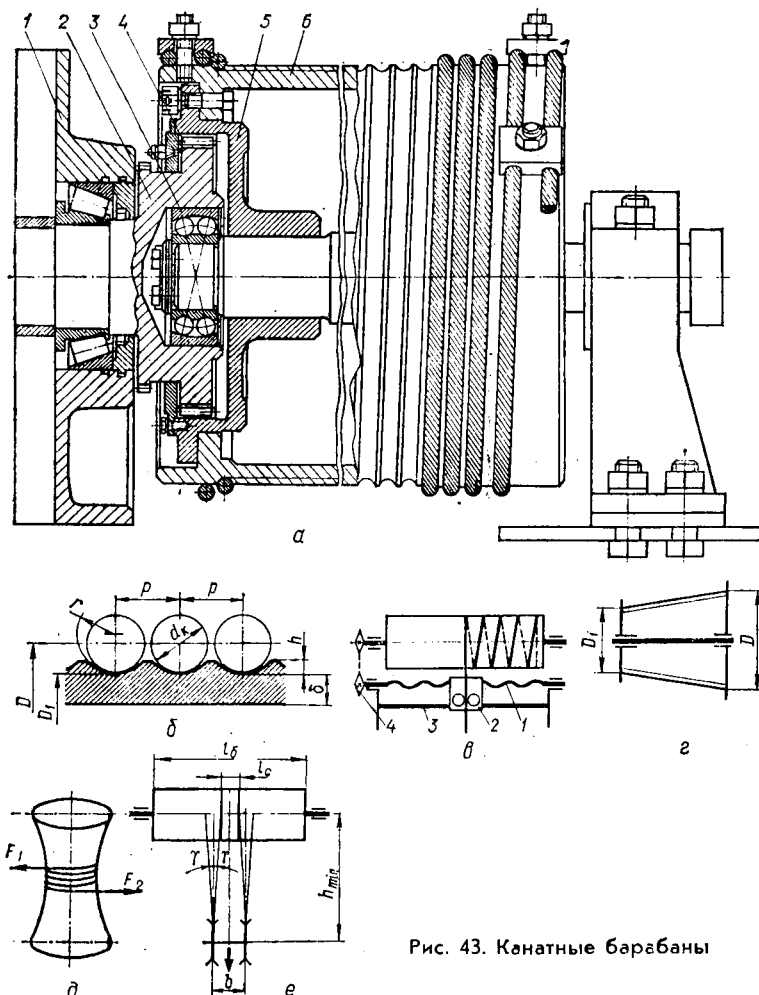


Рис. 43. Канатные барабаны

Общий вид установки барабана 6 с редуктором 1 приведен на рис. 43, а. Конец выходного вала 2 редуктора имеет фасонную форму: на наружной поверхности нарезаны зубья 4, а внутри — выточка, куда помещен сферический подшипник 3, обеспечивающий статически определенную систему привода и компенсацию перекосов при монтаже. На внутренней части втулки 5, скрепленной с барабаном, нарезаны зубья, которые входят в зацепление, образуя зубчатую муфту.

Крутящий момент на барабан передается компенсирующей зубчатой муфтой. Профили канавок на барабане показаны на рис. 43, б. Для правильной укладки каната на барабан, особенно при многослойной навивке, применяют канатоукладчики (рис. 43, в). От цепной передачи 4 приводится во вращение винт 1 с правой и левой резьбами, перемещающий каретку 2 по направляющей 3. Ход каретки за каждый оборот барабана равен диаметру каната.

Барабаны, как правило, имеют цилиндрическую форму, но когда требуется изменение натяжения наматываемого каната по определенному закону (в механизмах изменения вилета и др.), применяют барабаны конической (рис. 43, а) или другой формы, обеспечивающей постоянство крутящего момента привода. В тяговых лебедках находят применение фрикционные барабаны (рис. 43, б).

Диаметры барабана по оси каната и по дну канавок определяют соответственно по формулам (155), т. е. принимают такие же значения, как и для блоков. Допускается уменьшение диаметра барабана на 15% по сравнению с диаметром блока, т. е.

$$D \geq 0,85ed. \quad (160)$$

Профили и размеры канавок на барабане (рис. 43, б) выбирают из условий обеспечения долговечной и надежной работы каната. Радиус канавки $r = (0,6 \dots 0,7) d_k$, где d_k — диаметр каната; p — шаг винтовой линии, $p = d_k + (2 \dots 3)$ мм или $p \approx 1,1d_k$; глубина канавок для обычных барабанов $c = (0,25 \dots 0,4) d_k$; для барабанов грейферных кранов и в других случаях, где возможно ослабление натяжения каната, во избежание выхода каната из канавок последние выполняют более глубокими и с большим шагом

$$c > 0,65d_k, \quad p = 1,4d_k.$$

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

$$z_n = \frac{hm}{\pi D} + z_3 + z_k, \quad (161)$$

где h — высота подъема груза; m — число ветвей каната (кратность полиспаста); D — средний диаметр барабана (по центрам каната); z_3 — число запасных витков, согласно нормам Госгортехнадзора принимают $z_3 = 1,5 \dots 2$; z_k — число витков для крепления каната. Длина барабана

$$l_6 = z_n p. \quad (162)$$

Ширину реборд барабана выбирают конструктивно.

Длина барабана при сдвоенных полиспастах

$$l_6 = 2z_n p + l_c, \quad (163)$$

где l_c — длина средней (ненарезной) части барабана, определяется конструктивно из условий допускаемого угла отклонения γ каната на барабане (рис. 43, в).

Ориентировочно

$$l_c = b - 2h_{\min} \operatorname{tg} \gamma,$$

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

Длина каната при многослойной навивке на барабан (канатоемкость барабана)

$$l_k = \pi z_n (D_1 + D_2 + \dots + D_n), \quad (164)$$

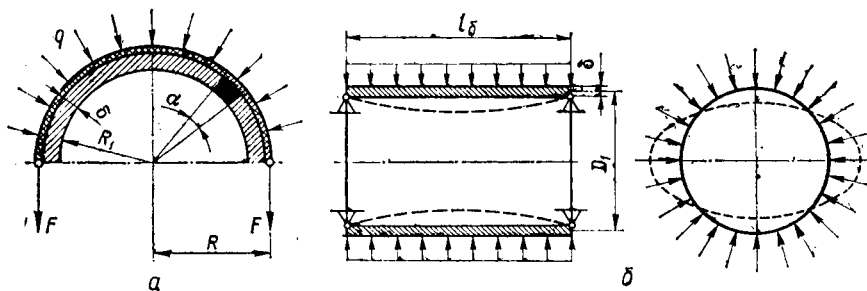


Рис. 44. К расчету барабана на прочность и устойчивость

где z_b — число витков в слое; D_1 — диаметр барабана (по центру канатов) первого слоя; D_2 — диаметр по второму слою;

$$D_2 = D_1 + 2d_k.$$

При i слоев каната на барабане D_i будет равен:

$$D_i = D_1 + 2d_k(i - 1).$$

Подставив значения $D_1, D_2, \dots, D_i$ в формулу (164) и взяв сумму членов арифметической прогрессии, получим

$$l_k = \pi i z_b [D_1 + d_k(i - 1)]. \quad (165)$$

Для конических барабанов меньший диаметр D_1 выбирают по формуле (155), а больший D — из условий равенства крутящих моментов привода:

$$D = D_1 \frac{F_{\max}}{F_{\min}}, \quad (166)$$

где $F_{\min}$ — минимальное натяжение каната, наматываемого на барабан (крайнее верхнее положение стрелы крана); $F_{\max}$ — максимальное натяжение каната (нижнее положение стрелы).

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

Соотношение натяжений набегающего (тянущего) F_1 и сбегающего (усилие рабочего) F_2 ветвей каната определяют по формуле Эйлера:

$$F_1/F_2 = e^{2\pi z f}, \quad (167)$$

где z — минимальное число витков на барабане; e — основания натуральных логарифмов; f — коэффициент трения между барабаном и канатом. Находим число витков на барабане, необходимое для создания требуемых усилий лебедки:

$$z = \frac{\lg F_1 - \lg F_2}{2\pi f \lg e}. \quad (168)$$

Расчет на прочность. Толщину стенки барабана определяют из условий сжатия, учитывая, что он нагружен равномерно распределенной

нагрузкой вследствие огибания его натянутым канатом силой F (рис. 44, а).

Сила, действующая на элементарную площадку $Rd\alpha p$,

$$dF = Rd\alpha pq, \quad (169)$$

где q — нормальное давление.

Сумма проекций элементарных сил на вертикальную плоскость

$$2F = 2Rpq \int_0^{\pi/2} \cos \alpha d\alpha = 2Rpq,$$

откуда

$$q = F/Rp. \quad (170)$$

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

$$\sigma_{\max} = -q \frac{2R^2}{R^2 - R_1^2}. \quad (171)$$

Заменим $R = D/2$; $R_1 = D_1/2$; $D_1 = D - 2\delta$, где δ — толщина стенки барабана.

Подставив эти значения в формулу (171), для максимального натяжения каната получим

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{F_{\max} D^2}{D(D - \delta) \delta p}. \quad (172)$$

С некоторым допущением $(D - \delta) \approx D$ формула для напряжения сжатия будет иметь такой простой вид:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{F_{\max} \cdot 10^{-6}}{\delta p}. \quad (173)$$

При многослойной навивке каната напряжение сжатия барабана

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{\varphi \psi F_{\max} 10^{-6}}{\delta p (1 - \delta/D)}, \quad (174)$$

где φ — коэффициент, учитывающий число слоев навивки каната:

n	1	2	3	4	и
φ	1	1,4	1,8	2	более;

ψ — коэффициент, учитывающий ослабление натяжения нижних витков при навивке последующих: $\psi = 0,7$ для стальных и $\psi = 0,8$ для чугуновых барабанов.

Допускаемое напряжение соответственно для чугуновых и стальных

$$[\sigma_{\text{сж}}] = \sigma_b/n, \quad [\sigma_{\text{сж}}] = \sigma_t/n,$$

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

Предварительно толщина барабана может быть определена по эмпирическим формулам: $\delta = 0,02D + (6...10)$ мм — для чугуновых; $\delta = 0,01D + 3$ мм или $\delta \approx 1,2d_k$ — для стальных барабанов.

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

Кроме деформаций сжатия, стенка барабана в общем случае испытывает также деформации изгиба и кручения. На совместное действие напряжений расчет производят при длине барабана $l_0 \geq (3...4) D$.

Напряжение изгиба

$$\sigma_n = M_n \cdot 10^{-6} / W_1,$$

где W_1 — экваториальный момент сопротивления стенки барабана:

$$W_1 = 0,1 D^3 (1 - \alpha^3);$$

$$\alpha = 1 - \delta / R.$$

Напряжение кручения

$$\tau = M_{кр} 10^{-6} / W_2,$$

где W_2 — полярный момент сопротивления стенки барабана:

$$W_2 = 0,2 D^3 (1 - \alpha^3).$$

Суммарное напряжение в стенке

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau^2},$$

где

$$\sigma_n = -(\sigma_{сж} + \sigma_n).$$

Более точная формула [23] для определения толщины стенки барабана:

$$\delta = \psi \varphi \frac{F_{\max}}{[\sigma_{сж}] \rho}, \quad (175)$$

где $\varphi = 1,07$ — коэффициент, учитывающий влияние изгибающих напряжений, которые возникают при навивке каната; ψ — коэффициент, отражающий влияние на нагрузку барабана деформаций стенки и каната:

$$\psi = \left(1 + \frac{E_k A_k}{E_6 \delta \rho}\right)^{-1/2}, \quad (176)$$

где E_k, E_6 — модули продольной упругости каната и барабана; A_k — площадь сечения всех проволок каната ($0,4 d_k^2$).

Устойчивость барабанов. Толщину стенки следует проверить на устойчивость согласно неравенству:

$$\sigma_{сж} = \psi \frac{F_{\max}}{\delta \rho} \leq \frac{\sigma_{кр}}{n_y}, \quad (177)$$

где $\sigma_{кр}$ — критическое напряжение; n_y — запас устойчивости.

В расчетах принимают: $n_y = 1,7$ для стальных; $n_y = 2,9$ для чугунных барабанов. При определенных (критических) давлениях барабан может потерять устойчивость (рис. 44, б) и круговая оболочка приобретает волнистые очертания. Совокупность выпуклостей и впадин называют волнами.

Число волн и значение критических давлений зависят от величины и характера нагрузок, геометрических размеров барабана, механических свойств материала.

Критическое давление при длинных барабанах $l_6 > 4D$:

$$p_{кр} = \frac{E_6}{4(1-\mu^2)} \left(\frac{\delta}{R} \right)^3, \quad (178)$$

где μ — коэффициент Пуассона ($\mu = 0,3$); R — средний радиус барабана.

Критическое напряжение

$$\sigma_{кр} = \frac{p_{кр} R}{\delta} < \sigma_T, \quad (179)$$

где σ_T — предел текучести материала на сжатие.

Принимают: $\sigma_{кр} \leq 0,8\sigma_T$ для стальных и $\sigma_{кр} \leq 0,6\sigma_B$ для чугунных барабанов.

Если $\sigma_{кр} \geq \sigma_T$, то критическое давление равно

$$p_{кр} = \frac{\delta}{R} \cdot \frac{\sigma_T}{1 + \frac{4\sigma_T}{E_6} \left(\frac{R}{\delta} \right)^2}. \quad (180)$$

Запас устойчивости — отношение критического давления к рабочему — может колебаться в пределах

$$p_{кр}/q = 6 \dots 8.$$

Для обычной длины барабанов критическое давление можно определить по формуле

$$p_{кр} = \frac{E_6}{(n^2 - 1) N^2} \left(\frac{\delta}{R} \right) + \frac{E_6}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{\delta}{R} \right)^3 \times \\ \times \left[n^2 - 1 + \frac{2n^2 - 1 - \mu}{N} \right], \quad (181)$$

где

$$N = 1 + \left(\frac{n l_6}{\pi R} \right)^2;$$

n — число волн; $n = 2, 3, 4$ подбирают так, чтобы $p_{кр}$ было минимальным.

Для сокращения расчетов $p_{кр \min}$ будет при числе волн:

$$n_{кр} = 2,74 \sqrt[4]{\frac{R}{\delta}} \sqrt[4]{\frac{R}{l_6}}. \quad (182)$$

При дробном значении $n_{кр}$ берут ближайшее целое число. Для средней длины барабанов можно воспользоваться приближенной формулой:

$$p_{кр} = \frac{2\pi E_6 \delta^2}{3 \sqrt{6} (1-\mu^2) R l_6} \sqrt{\frac{\delta}{R}} = 0,92 \frac{E_6 \delta^2}{R l_6} \sqrt{\frac{\delta}{R}}. \quad (183)$$

Расчетное критическое давление для сварных барабанов уменьшают на 15%.

Критическое напряжение в стенке барабана

$$\sigma_{кр} = \frac{p_{кр} R}{\delta} = 0,92 \frac{E_6 \delta}{l_6} \sqrt{\frac{\delta}{R}} \leq (0,8 - 0,6) \sigma_T. \quad (184)$$

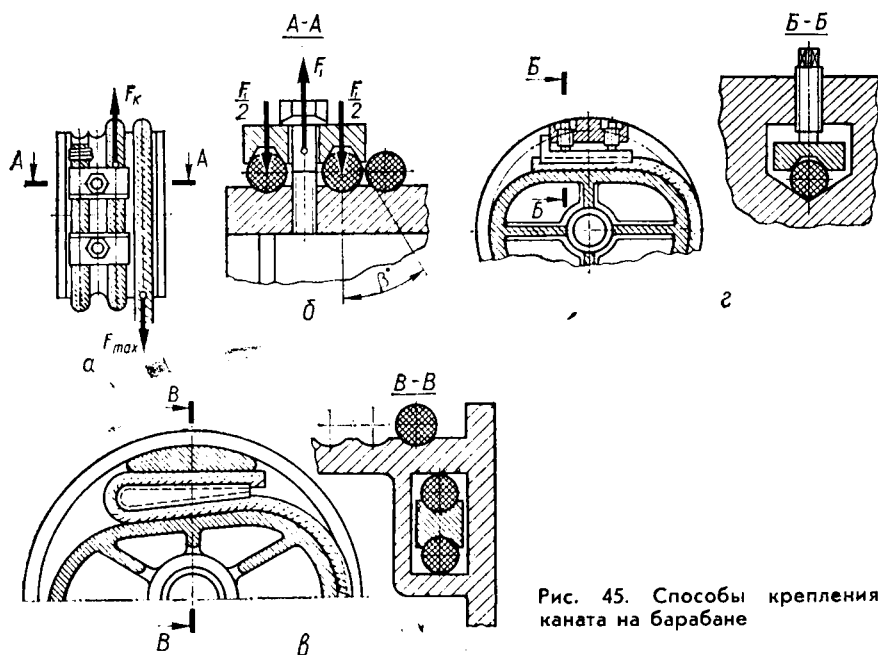


Рис. 45. Способы крепления каната на барабане

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

Различают следующие способы крепления канатов: наружными планками (рис. 45, а); внутренней прижимной планкой (рис. 45, б); с помощью клина (рис. 45, в). Планка прижимает канат к барабану с помощью одного или двух болтов. По нормам Госгортехнадзора планок должно быть не менее двух или одной с двумя болтами.

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

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

$$F_k = F_{\max} / e^{f\alpha}, \quad (185)$$

где f — коэффициент трения между канатом и барабаном; α — угол обхвата канатом барабана.

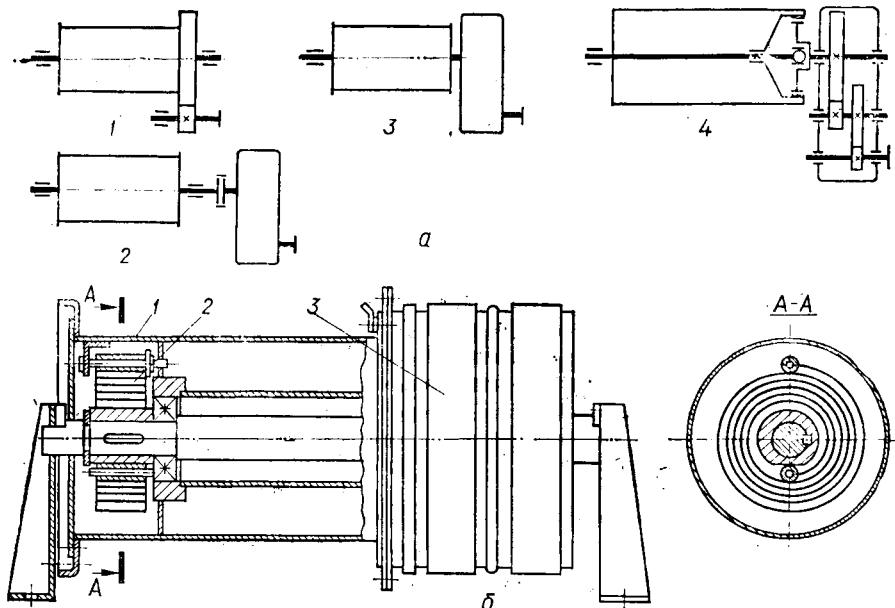


Рис. 46. Способы соединения барабана с приводом

В расчетах принимают $f = 0,1 \dots 0,16$ и $\alpha = (3 \dots 4) \pi$.

По нормам Госгортехнадзора количество крепежных болтов должно быть не менее двух. Усилие растяжения болта

$$F_1 = \frac{F_k}{(f + f_1)(1 + e^{f\alpha_1})}, \quad (186)$$

где $\alpha_1 = 2\pi$ — угол обхвата барабана канатом при переходе от одной канавки планки к другой; f_1 — приведенный коэффициент трения между планкой и барабаном; при угле заклинивания каната β

$$f_1 = f / \sin \beta. \quad (187)$$

Момент, изгибающий болт, $M_{из} = f_1 F_1 \cdot l$, где l — плечо изгиба.

Суммарное напряжение в болте при затяжке крепления с учетом растягивающих и изгибающих усилий (МПа)

$$\sigma_c = \frac{1,3k_3 F_1 10^{-6}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} + \frac{k_3 M_{из} 10^{-6}}{0,1 d_1^3}, \quad (188)$$

где $k_3 \geq 1,5$ — коэффициент запаса.

Способы соединения барабана с приводом. Существуют различные схемы соединения барабана с приводом (рис. 46, а): 1 — с помощью открытой зубчатой передачи; 2 — с помощью соединительной муфты, 3 — непосредственным соединением с редуктором, 4 — специальной зубчатой муфтой, встроенной в барабан.

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

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

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

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

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

Кабельный барабан с пружинным приводом (рис. 46, б) состоит из цилиндрического обода 1 для навивки кабеля, вращающегося контактора 3 и спиральной пружины 2, один конец которой закреплен на оси, а другой — связан с вращающимся барабаном. При опускании груза кабельный барабан вращается принудительно натяжением кабеля, одновременно закручивается спиральная пружина. При подъеме груза кабельный барабан приводится во вращение пружинной.

3.6. Грузозахватные устройства

Грузозахватные устройства могут взаимодействовать с грузом следующими способами:

- груз подхватывается или зацепляется захватным устройством (крюки, грузовые скобы, подхваты, контейнерные захваты);

- груз захватывается элементами захвата и удерживается силой трения (клешевые, эксцентриковые и др.);

- груз притягивается и удерживается устройством за счет сил электромагнитного или вакуумного воздействия;

- груз зачерпывается (грейферы, ковши).

Грузозахватными устройствами управляют вручную, дистанционно и автоматически

Тип грузозахвата и способ его управления влияют на производительность кранов. Наиболее совершенными являются автоматические и дистанционно управляемые грузозахватные устройства, позволяющие повысить производительность машин и высвободить большое количество обслуживающего персонала. К таким устройствам относятся грейферы для перегрузки сыпучих материалов, вакуумные захваты для подъема листовых и строительных грузов, подъемные электромаг-

ниты для транспортирования стальных и чугунных материалов, клещевые захваты и различные конструкции специальных устройств.

Использование грузозахватных устройств, которые позволяют быстро их ориентировать в пространстве и взаимодействовать с грузом, а также внедрение автоматических и дистанционных устройств — большой резерв дальнейшего повышения эффективности использования кранов, улучшения условий труда и безопасной их эксплуатации.

3.7. Грузовые крюки и скобы. Крюковые подвески

Крюки являются наиболее распространенными, но и самыми несовершенными грузозахватными устройствами, так как краны не могут работать автоматически и требуется постоянное присутствие рабочих для их обслуживания (навеса и съема груза).

По конструкции крюки разделяют на однорogie (рис. 47, а) и двурogie (рис. 47, г); последние более удобны для подъема длинномерных грузов.

К крюкам и скобам предъявляются исключительно высокие требования прочности и надежности.

Существуют следующие способы изготовления крюков: ковкой, штамповкой и с помощью заклепок из листовой стали, вырезанной по шаблону крюка (пластинчатые); литые крюки пока находятся в стадии исследования. Применение сварки при изготовлении крюков, а также заварки или заделки дефектов не допускается. Материалом служит вязкая малоуглеродистая сталь 20, а также сталь 20Г (высокоуглеродистая сталь и чугун не применяются из-за опасности внезапного разрушения).

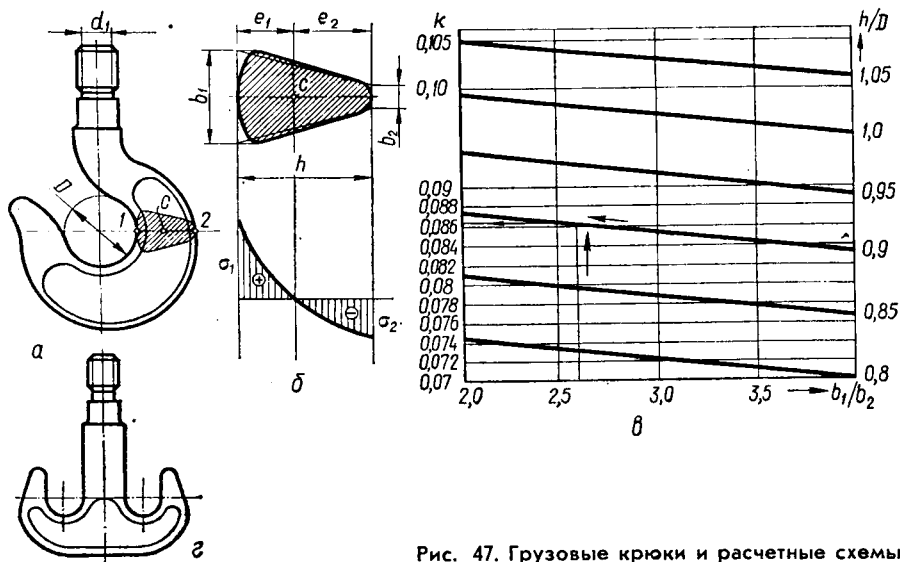


Рис. 47. Грузовые крюки и расчетные схемы

После изготовления кованые крюки подвергаются отжигу для снятия внутренних напряжений. Новые крюки проходят испытания на нагрузку 1,25 номинальной в течение не менее 10 мин.

Наиболее экономичная форма рабочего сечения крюка — трапециевидная с закругленными краями (рис. 47, б), а для малых нагрузок крюки могут иметь круглое сечение. Оптимальное соотношение размеров для стандартных крюков составляет $b_1/b_2 = 2...2,5$. На хвостовике крюка нарезана треугольная (до 100 т) или трапециевидная резьбы. Диаметр зева крюка выбирают из условий размещения в нем двух ветвей пенькового чалочного каната или сварной цепи.

Крюки и их размеры выбирают в зависимости от грузоподъемности.

Поверочный расчет крюка на прочность состоит в определении напряжений в наиболее опасных сечениях.

Напряжение растяжения в резьбе крюка (МПа)

$$\sigma_p = \frac{4Q \cdot 10^{-6}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p], \quad (189)$$

где d_1 — внутренний диаметр резьбы, м; $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение на растяжение.

В зависимости от группы режима работы подъемного механизма принимают 50...75 МПа (меньшее значение для тяжелого режима).

Высоту гайки определяют из условия смятия витков резьбы

$$h = \frac{4Qp \cdot 10^{-6}}{\pi (d^2 - d_1^2) [\sigma_{см}]}, \quad (190)$$

где p — шаг резьбы; d — наружный диаметр резьбы; $[\sigma_{см}]$ — допускаемое напряжение смятия: $[\sigma_{см}] = 30...35$ МПа; материал гайки — сталь 45.

Изогнутую часть крюка рассчитывают как криволинейный брус. Напряжения на внутренней части крюка (рис. 47, а, б)

$$\sigma_1 = \frac{Qe_1 \cdot 10^{-6}}{kA \cdot D/2}; \quad (191)$$

на внешней части сечения крюка

$$\sigma_2 = - \frac{Qe_2 \cdot 10^{-6}}{kA (D/2 + h)}. \quad (192)$$

В этих формулах: A — площадь поперечного сечения крюка; D — диаметр зева крюка; h — высота сечения; e_1, e_2 — расстояния от центра тяжести сечения до внутренних и внешних волокон крюка; k — коэффициент, зависящий от формы сечения крюка и его кривизны.

Как видим, напряжение на внутренней части крюка больше, чем на внешней из-за различных знаков напряжения сжатия. Определим значения параметров крюка

$$A = \frac{b_1 + b_2}{2} h,$$

где b_1 и b_2 — большая и меньшая ширина сечения;

$$e_1 = \left(\frac{b_1 + 2b_2}{b_1 + b_2} \right) \frac{h}{3}; \quad e_2 = h - e_1. \quad (193)$$

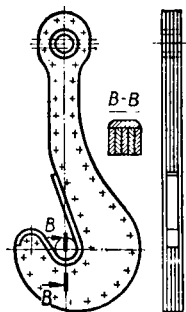
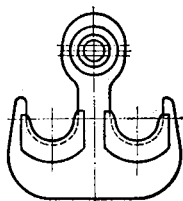


Рис. 48. Пласти-
нчатые крюки



Коэффициент k в общем случае на-
ходят из уравнения

$$k = -\frac{1}{A} \int_{e_1}^{e_2} \frac{y}{y+r} dA.$$

Для сечения правильной гео-
метрической формы (прямоуголь-
ник, трапеция, круг, эллипс) коэф-
фициент k можно определить инте-
грированием.

Для трапеции

$$k = \frac{2r}{(b_1 + b_2)h} \left\{ \left[b_2 + \frac{b_1 - b_2}{h} (e_2 + r) \right] \ln \frac{r + e_2}{r - e_1} - (b_1 - b_2) \right\} - 1, \quad (194)$$

где r — радиус кривизны сечения в центре тяжести его,

$$r = D/2 + e_1.$$

В зависимости от грузоподъемности $k = 0,05 \dots 0,1$ (меньшие значения для не-
больших грузоподъемностей).

Для прямоугольного сечения

$$k = -1 + 0,5u \ln \frac{1+u}{1-u}, \quad (195)$$

где

$$u = \frac{e}{r} = \frac{h}{2r};$$

если $u < 1$,
то

$$k = \frac{1}{3} u^2 + \frac{1}{5} u^4 + \frac{1}{7} u^6. \quad (196)$$

Для круга радиусом r или эллипса, бóльшая полуось a которого лежит в плоскос-
ти изгиба крюка,

$$k = \frac{u^2}{4} + \frac{u^4}{8} + \frac{5u^6}{64}. \quad (197)$$

При сложной форме сечения крюка коэффициент k определяют графо-аналитическим
методом.

Коэффициент k можно определить также по номограмме на рис. 47, в.
Касательные напряжения (среза)

$$\tau = Q/A.$$

Суммарные напряжения согласно третьей теории прочности

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_1^2 + 4\tau^2}.$$

Допускаемые напряжения

$$[\sigma_p] = \sigma_r/n,$$

где $n = 1,2 \dots 1,5$ — запас прочности.

Пластиначатые крюки (рис. 48) применяют для кранов большой
грузоподъемности. Для их изготовления не требуется мощного ковоч-

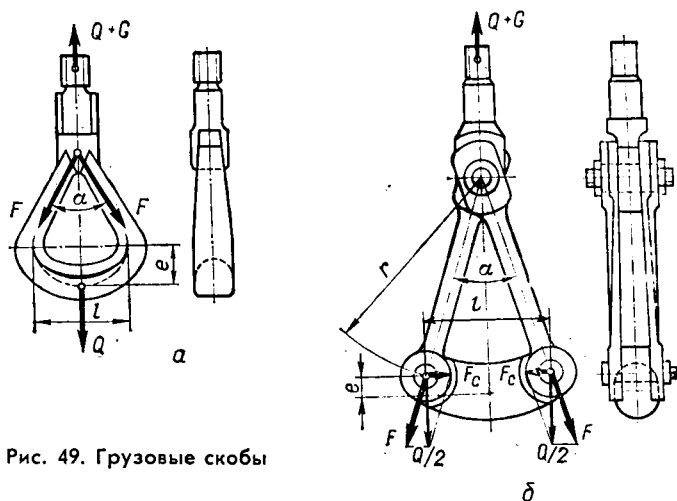


Рис. 49. Грузовые скобы

ного оборудования; их вырезают из листовой стали СтЗсп или стали 16МС и соединяют между собой заклепками. Такие крюки более надежны в эксплуатации, так как они разрушаются не мгновенно (как кованные), а отдельными пластинами, которые при осмотре можно обнаружить. Пластинчатые крюки применяют в таких мощных и ответственных кранах, как например, литейных грузоподъемностью 630 т, поднимающих ковши с расплавленным металлом (длина крюка более 5 м).

Проволочные крюки изготавливают из высокопрочной стальной проволоки, которую сплетают в плоские ленты, расположенные в соответствии с конфигурацией крюка. Между собой ленты скреплены контактной сваркой и соединительной массой. Снаружи крюк покрывается специальным защитным слоем. Проволочные крюки имеют высокую прочность и бывают однорогой и двурогой конструкции.

Грузовые скобы (рис. 49) применяют для больших грузоподъемностей (свыше 100 т). При той же грузоподъемности они имеют меньшие размеры вследствие закрытой симметричной конструкции. Недостатки скоб — большие потери времени на захват и снятие груза, что влечет за собой снижение производительности крана. Скобы изготовляют из стали 20. Конструктивно их выполняют цельноковаными (рис. 49, а) и составными (рис. 49, б). Составные скобы более надежны в работе и выполняют их на большую грузоподъемность (свыше 300 т). Цельнокованные скобы являются статически неопределимой системой и поэтому ограничиваются приближенным расчетом. Растягивающее усилие в боковых тягах

$$F = \frac{Q}{2 \cos \alpha/2}. \quad (198)$$

Изгибающий момент в поперечнике скобы можно определить по приближенной формуле:

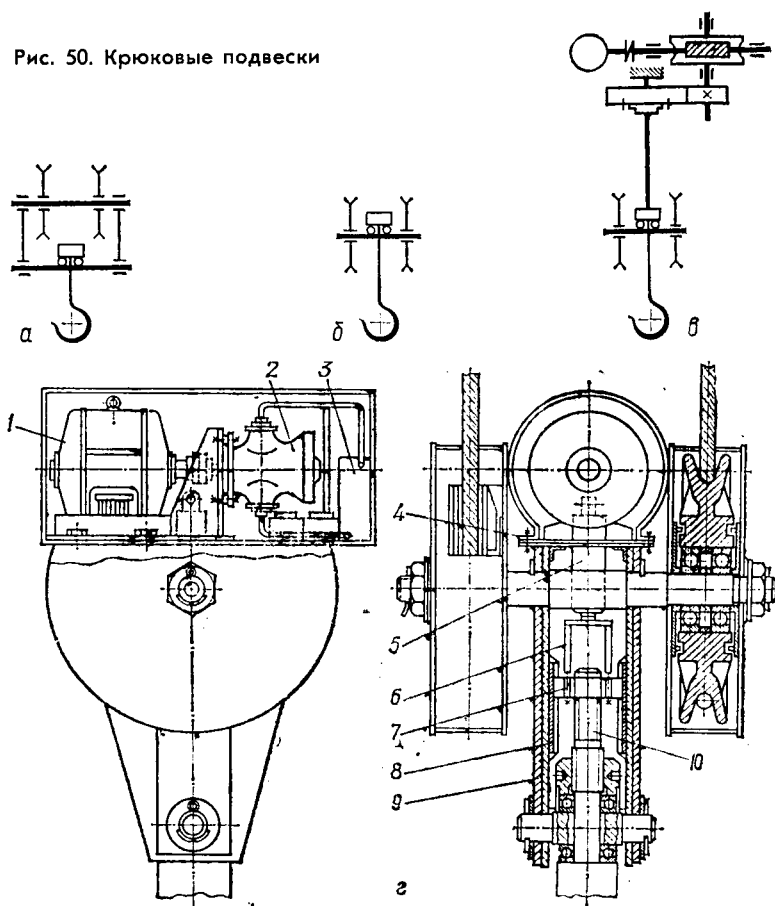
$$M_n \approx \frac{Ql}{6} + \frac{Qe}{2} \operatorname{tg} \alpha/2. \quad (198')$$

Обозначения видны из рис. 49, а.

В шарнирных скобах усилие F определяется по формуле (198), изгибающий момент поперечины:

$$M_n = \frac{Ql}{4} + Fce.$$

Рис. 50. Крюковые подвески



Напряжение в среднем сечении поперечины с учетом кривизны

$$\sigma = -\frac{F_c}{A} + \frac{M_n}{Ar} + \frac{M_n}{Ark} \frac{y}{r+y},$$

где A — площадь поперечного сечения; k — коэффициент, который определяют по формуле (197); y — расстояние от нейтральной оси до наиболее нагруженных волокон.

Крюковые подвески. Грузовые крюки и петли закрепляют в крюковых блочных подвесках, подвешенных на канатах полиспаста. В зависимости от количества блоков подвески бывают одно- и многоблочные; от способа крепления крюка — нормальные и укороченные (рис. 50, а, б). В нормальных подвесках крюк закрепляется гайкой, а в укороченных траверса и ось блоков совмещены.

Короткие подвески применяют только при четном количестве блоков; они более компактны и лучше используется полезная высота подъема. По способу подвеса они делятся на свободновисящие (на канатах) и с жестким подвесом; по кратности полиспаста — с постоянной

и с переменной кратностью. Подвески с переменной кратностью позволяют повысить грузоподъемность крана при той же мощности привода (за счет меньшей скорости подъема груза). Существует несколько способов изменения кратности полиспаста: вручную, канатоблочной системой, механизмом переключения, размещенными на тележке, автоматизированными системами переключения с управлением из кабины. Однако из-за усложнения конструкции и большей массы такие полиспасты не находят широкого применения.

Под гайку устанавливают упорный подшипник, позволяющий легко поворачивать крюки при захвате груза. Траверса также поворачивается вокруг своей оси. Такое сочетание движения крюка с подъемом позволяет легко ориентировать его в пространстве.

Канатные блоки в современных конструкциях кранов установлены на подшипниках качения, обеспечивающих высокий к. п. д. и длительный срок службы.

Для предотвращения отвинчивания гайки крюка применяют различные способы, но наиболее простым и надежным является закрепление планкой, входящей в пазы гайки и винта, к которому она крепится шпильками. Смазка блоков лучше набивная или с помощью масленок; предусмотрены уплотнения подшипников блоков и под грузовой гайкой крюка.

Крюковая подвеска (одноблочная) должна свободно опускаться без груза под действием собственной силы тяжести, которая должна быть не менее $2...5\% Q$; если ее масса недостаточна, на щеки подвески добавляют груз.

Ориентация крюка на груз осуществляется поворотом относительно вертикальной оси, который производится либо вручную, либо с помощью специального механизма.

При дистанционном управлении поворотом крюка на подвеске устанавливают специальные механизмы вращения. Они должны быть простыми, компактными и надежными в работе, иметь небольшую массу. В качестве поворотных механизмов используют механизмы с червячным или планетарным редуктором, а также с гидравлическими приводами. На рис. 50, в показана схема поворотного механизма с червячным редуктором.

Применяют также механизмы с гидроприводом (рис. 49, г). Насосная станция, состоящая из электродвигателя 1, гидронасоса 2 и бака 3 для жидкости, смонтирована на кронштейне 4, который прикреплен к щекам 9 подвески. Шток гидроцилиндра 5 соединен с помощью скобы 6 с гайкой 7. При подаче рабочей жидкости в гидроцилиндр шток перемещает в направляющих 8 гайку 7 и поворачивает винт 10, являющийся хвостовиком крюка.

Управление поворотными механизмами осуществляется дистанционно машинистом или автоматически по заданной программе — для кранов, работающих на строительно-монтажных и погрузочных работах, где производственные операции подчинены определенным закономерностям: грузы имеют определенную конфигурацию, размеры ограничены допусками, известны координаты места взятия и установки грузов.

3.8. Автоматические грузозахватные устройства

К ним можно отнести грейферы, клещевые и фрикционные захваты.

Грейферы представляют собой многозвенные механизмы, которые служат для захвата, транспортировки и автоматической разгрузки

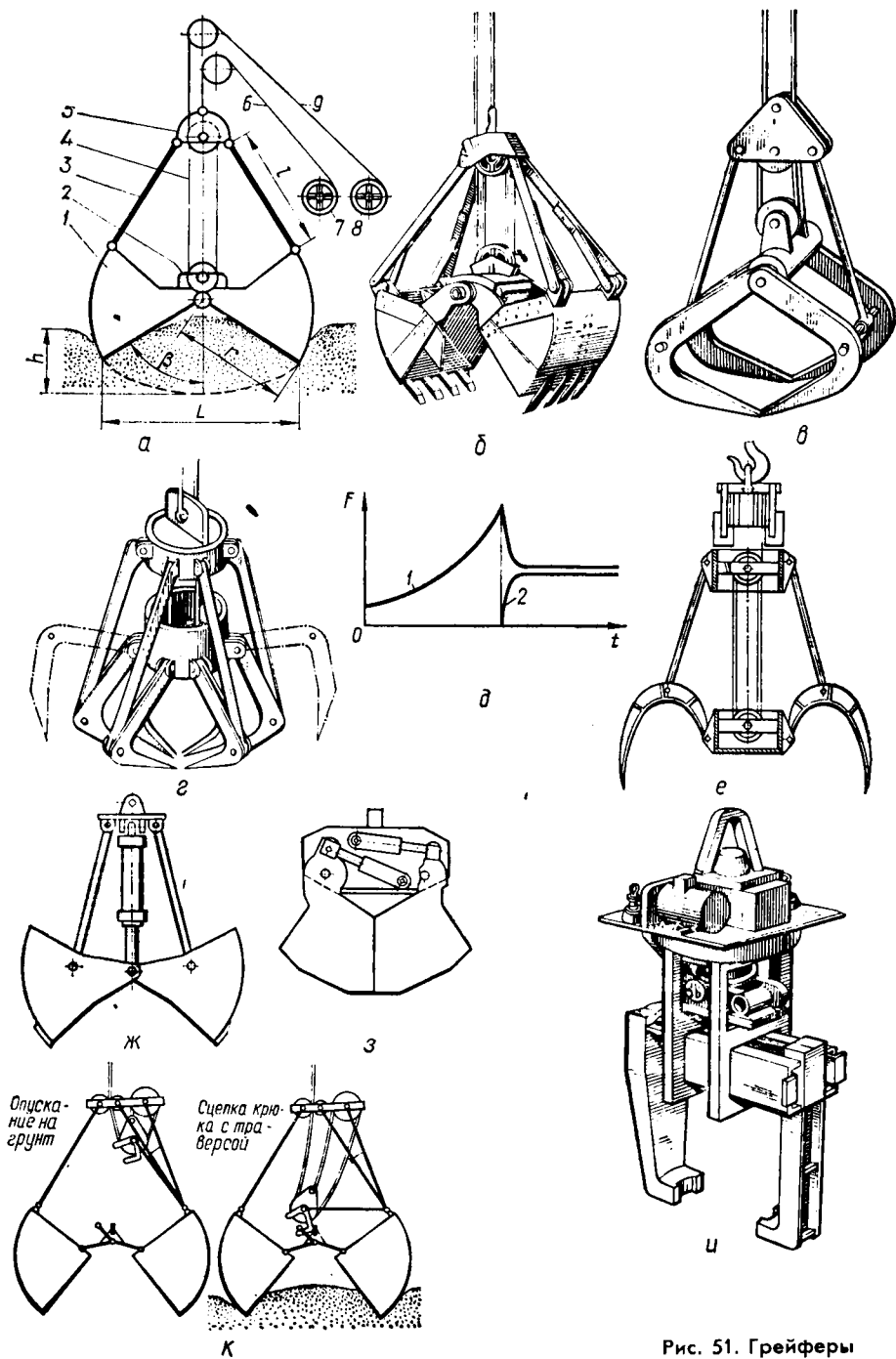


Рис. 51. Грейферы

сыпучих грузов (рис. 51, а, б), труб, бревен и других длинномерных грузов (рис. 51, в). Для крупнокусковых материалов, металлической стружки, дров и пр. применяют многочелюстные грейферы (шести- и восьмичелюстные) (рис. 51, г).

Вместимость грейферов находится в пределах $V = 0,4 \dots 10 \text{ м}^3$.

По системе привода грейферы делятся на: одноканатные, двухканатные и моторные. В одноканатном грейфере подъем осуществляется однобарабанной лебедкой, закрывание и раскрытие челюстей — специальным замыкающим устройством; двухканатный грейфер управляется двумя одинаковыми барабанными лебедками; в моторном грейфере раскрытие и закрывание челюстей осуществляется механизмами, установленными непосредственно на самой конструкции грейфера. Их можно разделить на электроталевые, винтовые, шпиндельные, эксцентриковые.

По типу привода: электрические, гидравлические, электрогидравлические и пневматические.

По числу челюстей грейферы бывают двухчелюстные и многочелюстные.

Двухканатный грейфер работает так (рис. 51, а): опускается на подъемном канате 6, закрепленном на головке 5 от механизма 7; замыкающий канат 9 ослаблен, челюсти 1 раскрыты и под действием собственного веса и кинетической энергии падения грейфера они углубляются в сыпучий материал. Затем начинает работать механизм замыкания 8 и с помощью поднимающейся траверсы 2 через полиспаст 4 и рычаги 3 происходит медленное сведение челюстей и зачерпывание материала; подъемный канат при этом ослаблен.

После закрывания челюстей подъем грейфера осуществляется двумя синхронно работающими лебедками 7, 8; нагрузка при этом на механизмы распределяется примерно поровну. Грузный грейфер транспортируют к месту разгрузки. Раскрытие челюстей может быть осуществлено в любом месте при неподвижном или движущемся грейфере; для этого дают обратный ход механизму 8, канат 9 ослабевает и под действием силы тяжести груза грейфер раскрывается.

Для получения больших усилий замыкания челюстей в грейфер встраивают полиспаст с кратностью $u_n = 4 \dots 8$. Максимальное усилие в замыкающем полиспасте

$$F_n = G u_n \eta_n, \quad (199)$$

где G — вес грейфера с грузом; η_n — к. п. д. полиспаста грейфера.

Грейферы изготавливают трех типов: легкого (для таких материалов, как некропный и нетвердый уголь, торф, соль и др.) с кратностью полиспаста $u_n = 4$; среднего для крупнокусковых грузов (уголь, руда средней плотности, гравий и др.) с кратностью полиспаста $u_n = 6$; тяжелого (для крупнокусковой руды, твердых пород и др.) с кратностью полиспаста $u_n = 8$.

Собственная масса грейфера определяется главным образом из условий зачерпывания материала. Она сильно влияет на работу и производительность грейферного крана: чем больше масса, тем лучше внедрение его в материал за счет кинетической энергии падения грейфера

при опускании и степени заполнения, но с увеличением массы грейфера уменьшается полезный груз. Ориентировочно массу грейфера для сыпучих грузов можно определить в зависимости от массы груза Q при полном заполнении грейфера:

$$G_{гр} = kQ, \quad (200)$$

где k — коэффициент, зависящий от характера грузов и типа грейфера, $k = 0,4 \dots 1,2$.

Снижение собственной массы грейфера имеет большое технико-экономическое значение. Для легко зачерпываемых грузов (зерно и др.) можно применять облегченные конструкции грейферов, изготовленных с применением легких сплавов. Создавая стале-алюминиевую конструкцию, для уменьшения износа режущих кромок их наплавляют твердыми сплавами. Для устойчивой работы центр тяжести раскрытого грейфера должен быть расположен как можно ниже.

Кратность грейферного полиспаста

$$u_n = \frac{1,2}{\eta_n} \sqrt{\frac{1}{V}} \cdot \frac{k_{зач}}{\bar{V}\rho}, \quad (201)$$

где V — вместимость грейфера, m^3 ; η_n — к. п. д. полиспаста; ρ — насыпная плотность зачерпываемого материала, $кг/м^3$; $k_{зач}$ — удельное сопротивление материала зачерпыванию, $кН/м^2$. Значение $k_{зач}$ для различных материалов находится в пределах 20...30 для песка, мелкого гравия, 60...100 для щебня, известняка и др.

Соотношение размеров отдельных элементов грейферов: полезная ширина $B = 1,1 \sqrt[3]{V}$; радиус $r = 1,25 \sqrt[3]{V}$; длина тяги $l = 1,9 \sqrt[3]{V}$; наибольшее раскрытие челюстей $L = 2,45 \sqrt[3]{V}$; наибольший угол раствора $2\beta = 160^\circ$; толщина слоя груза, зачерпываемого грейфером, $h = 0,56 \sqrt[3]{V}$; объем вынутого грунта $V_r = 1,8 \sqrt[3]{V^2} \cdot h$.

Графики усилий в подъемном и замыкающем канатах показаны на рис. 51, д. Как видим, усилие в замыкающем канате резко увеличивается (1) в период смыкания челюстей, усилие в подъемном — нарастает плавно (2).

Мощности электродвигателей механизмов замыкания P_3 грейфера и подъема P_n выбирают одинаковыми, так как подъем груженого грейфера осуществляется совместно двумя приводами, нагрузки которых автоматически при помощи схемы управления распределяются поровну:

$$P_n = P_3 = \frac{(G_{гр} + Q) v}{10^3 2\eta_m}, \quad (202)$$

Наличие двух лебедок (для подъема и замыкания грейфера) усложняет конструкцию крана, увеличивает его металлоемкость. Поэтому имеются конструкции, у которых механизм замыкания перенесен непосредственно на грейфер.

Моторные грейферы не требуют специальных крановых тележек, их навешивают на крюк любого электрического крана и в этом их пре-

имущество перед канатными. При разгрузке такого грейфера можно открывать челюсти на требуемую величину и тем самым регулировать процесс высыпания материала из грейфера, чего нельзя сделать в канатном грейфере.

На рис. 51, *е* показана компактная конструкция моторного грейфера с электроталью.

Гидравлические грейферы находят все большее применение, особенно для тяжелых грузов, где необходимо создавать большие усилия захвата. Их можно разделить на две группы: грейферы, у которых насос с приводом установлены на кране, а движение челюстей осуществляется от гидроцилиндров, расположенных на грейфере (рис. 51, *ж*, *з*); грейферы, насос и электродвигатель которых установлены на самой его конструкции. Привод позволяет регулировать скорость закрывания и открывания челюстей. Грейферы с вертикальными цилиндрами имеют то достоинство, что челюсти открываются под действием силы тяжести поднимаемого груза.

В многочелюстных грейферах каждая челюсть оборудована отдельным гидроцилиндром. Насосный агрегат заключен в водонепроницаемый корпус для выполнения подводных работ.

Применение гидравлических грейферов дает существенное снижение металлоемкости крана и энергозатрат по сравнению с канатными, благодаря уменьшению массы механизма подъема, тележки и моста.

Двухканатные (многоканатные) грейферы сохраняют свое преимущество перед гидравлическими как более высокопроизводительные установки при перегрузке сыпучих грузов, разработке песка и др. В других случаях они постепенно будут вытесняться гидравлическими грейферами.

Специальный грейфер, показанный на рис. 51, *и*, предназначен для транспортировки рулонов. Привод рычагов расположен непосредственно на грейфере и работает автоматически, захватывая рулоны различных диаметров и длин.

Одноканатный грейфер (рис. 51, *к*) работает следующим образом. Раскрытый грейфер опускается на материал, канат ослабляется, и крюк блока входит в проушину траверсы. Подъемной лебедкой челюсти постепенно смыкаются, грейфер заполняется материалом, и, когда он полностью закроется, начинается подъем.

Раскрывание грейфера осуществляется при упоре его о грунт и ослаблении каната, когда крюк выходит из проушины. Имеются различные конструкции замков, но принцип их работы одинаков — разъединить крюк с нижней траверсой. Одноканатный грейфер позволяет использовать обычный кран с крюковой подвеской и в этом его преимущество перед двухканатным. К недостаткам следует отнести сложность замыкающего устройства, меньшую надежность и производительность по сравнению с автоматически действующими двухканатным и моторным грейферами.

Пневматические грейферы применяют там, где на предприятиях используется сжатый воздух (в горнодобывающей промышленности, литейных цехах и др.). Бывают одно-, двух- и многоцилиндровые непосредственного действия и с передаточными звеньями.

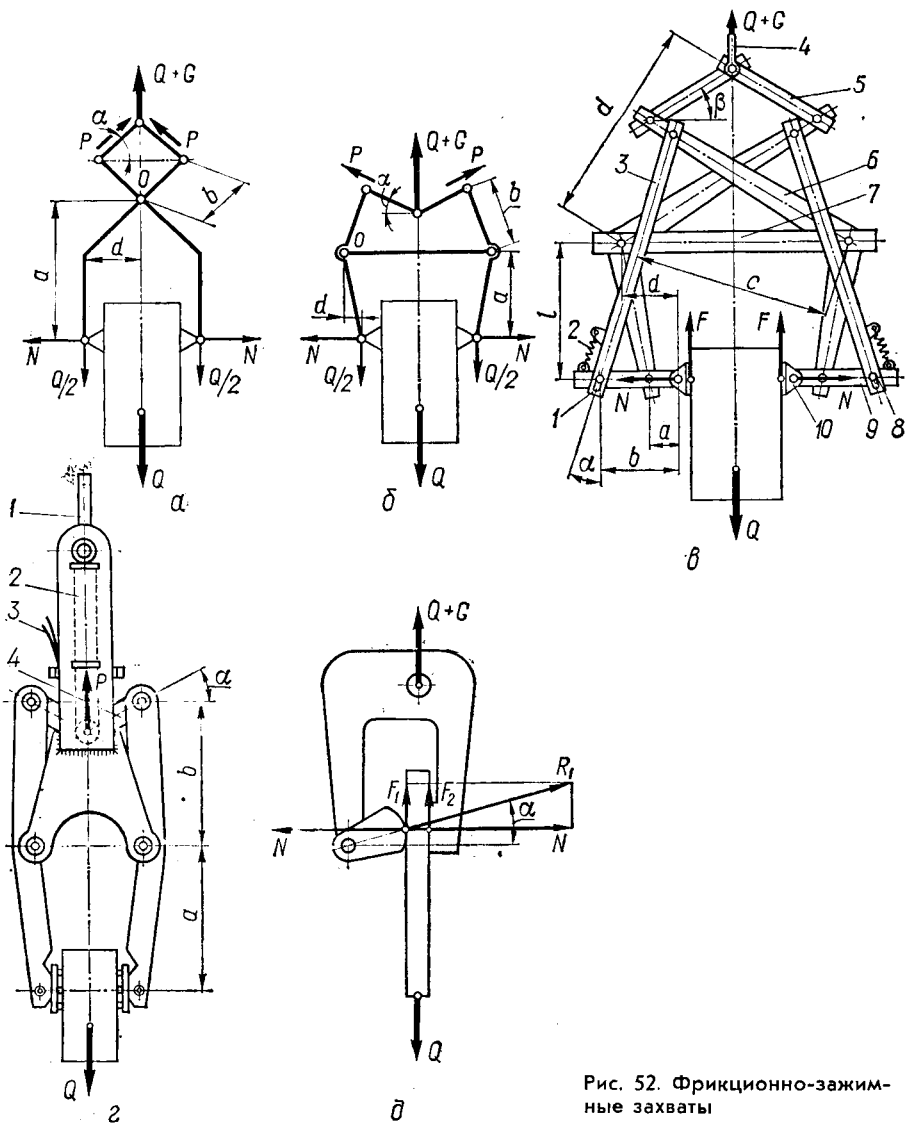


Рис. 52. Фрикционно-зажимные захваты

Фрикционно-зажимные захваты (клещевые и эксцентриковые, рис. 52) применяются для автоматического захвата штучных грузов (слитков, ящиков, труб, листов и др.). В этих захватах рычажные системы удерживают груз силой трения. Они выполняются двух типов: самозатягивающиеся, у которых усилие зажима создается весом груза, и приводные. В приводных захватах усилие зажатия создается с помощью электромеханического, гидравлического или пневматического приводов.

Клещевые захваты по конструкции разделяют на захваты со стягивающей (рис. 52, а) и распорной (рис. 52, б) рычажными системами;

по принципу действия — на полуавтоматические (захват груза автоматически, сжатие — вручную) и автоматические. Так как груз удерживается силами трения, то к конструкции клещевых захватов предъявляют особо высокие требования надежности и безопасности работы.

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

Сила нажатия упоров (рис. 52, а) для надежного удержания груза с учетом коэффициента запаса

$$N = \frac{k_3 Q}{2f}, \quad (203)$$

где $k_3 = 1,3 \dots 1,5$ — коэффициент запаса; f — коэффициент трения между рабочими поверхностями; для гладкого металлического упора захвата по металлу $f = 0,12 \dots 0,15$, по дереву 0,3; рифленого упора по металлу $f = 0,5$, по бетону 0,7.

Усилие в тяге с учетом веса рычагов G :

$$P = \frac{Q + G}{2 \sin \alpha}, \quad (204)$$

где α — угол наклона тяг.

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

$$Na - Qd/2 - Pb = 0.$$

Подставив значения N и P , получим соотношение для определения параметров рычажной системы клещевых захватов:

$$\frac{k_3 a}{f} - d - \frac{(1+n)b}{\sin \alpha} = 0, \quad (205)$$

где $n = G/Q$ — коэффициент массы захвата.

Значение коэффициента запаса

$$k_3 = \frac{(1+n)b}{(a/f) \sin \alpha} + \frac{d}{a/f}. \quad (206)$$

Принимая его величину из условий безопасности и выбрав оптимальный угол наклона α , можно определить соотношение длин рычагов захвата. Чем меньше угол α , тем больше усилие зажима, но вместе с тем возрастают усилия в рычагах, а следовательно, и их масса. Кроме того, захват распорного типа (рис. 51, б) при малых углах α становится опасным в работе из-за возможного проворачивания рычагов. Из выражения (206) можно определить величину угла, обеспечивающего надежное удержание груза:

$$\sin \alpha = \frac{(1+n)b}{k_3 a/f \mp d}. \quad (207)$$

Знак «плюс» соответствует схеме на рис. 51, б. При проектировании захватов рекомендуется

$$\alpha \leq 20^\circ.$$

$$u = \frac{b}{2a \sin \alpha} \quad (208)$$

увеличивается с уменьшением угла α .

Представляет практический интерес влияние массы рычагов захвата на величину усилия зажатия груза, особенно при малой массе груза в непрочной таре:

$$N_0 = \frac{Gb}{2a \sin \alpha}, \quad (209)$$

что может служить критерием для определения массы захвата из условий допускаемой силы зажатия непрочной тары.

Проблема повышения надежности удержания груза в фрикционных захватах является весьма актуальной для безопасной их эксплуатации и решается различными путями. На рис. 52, в приведен захват, особенностью которого является стабилизация силы трения в зоне контакта за счет введения в конструкцию обратной связи между силами трения F и нормальной силой N с помощью рычагов 3 и 9.

Клещевой захват, навешенный скобой 4 на крюк, работает следующим образом: при подъеме груза усилие, возникающее в тросах 5, передается на зажимные рычаги 6, последние поворачиваются относительно поперечины 7 и создают нормальное давление на груз, который удерживается силами трения в колодках 10. При этом сила трения от колодок через рычаги 9 и 3 воздействует на зажимные рычаги 6 и создает дополнительную силу зажатия груза, что приводит к увеличению коэффициента запаса сцепления и повышения надежности работы захвата.

Прорези 1 на рычагах 3 обеспечивают передачу усилия через оси 8 только в направлении от рычагов 9 к рычагам 3, а пружины 2 создают между ними постоянный силовой контакт.

Коэффициент запаса сцепления

$$k_3 = \frac{(1+n)df}{\left[l + \frac{b(d-a)}{b-a} f \right] \sin \beta} \left(1 + \frac{acf}{l(b-a) \cos \alpha} \right). \quad (210)$$

На рис. 52, г изображено грузозахватное устройство с гидравлическим приводом. Шток гидроцилиндра, воздействуя на систему рычагов, зажимает или отпускает груз. Масло в цилиндр подается шлангами. Управление захватом дистанционное или автоматическое. По сравнению с гравитационным гидравлическое устройство имеет ряд преимуществ: постоянная сила зажатия груза независимо от его размеров, легко осуществить дистанционное и автоматическое управление и др. Усилие, создаваемое штоком гидроцилиндра для удержания груза,

$$P = Q \frac{a}{b} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{f}. \quad (211)$$

Диаметр поршня D находят из формулы

$$P = 0,785kpD^2 10^6,$$

где $k = 0,8 \dots 0,9$ — коэффициент, учитывающий сопротивление от трения поршня в цилиндре и штока в сальнике; p — давление жидкости (6...30 МПа).

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

Эксцентрикковые захваты (рис. 52, д) применяются для транспортировки листовых материалов в вертикальном положении. Усилия зажатия создаются эксцентрикковым кулачковым зажимом под действием силы тяжести листа и удерживаются силами трения вследствие возникновения больших давлений в зоне контакта эксцентрика с грузом во избежание порчи поверхности. Они используются только для подъема твердых и прочных грузов.

Условие удержания груза:

$$N \geq \frac{k_3 Q}{f_1 + f_2}, \quad (212)$$

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

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

Из условий самозатягивания листа угол зажима эксцентрика должен находиться в пределах $\alpha \leq 6...10^\circ$. Рабочая поверхность эксцентрика профилируется по логарифмической спирали, что обеспечивает постоянство угла при различных толщинах листов $\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{const}$.

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

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

3.9. Электромагнитные и вакуумные захваты

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

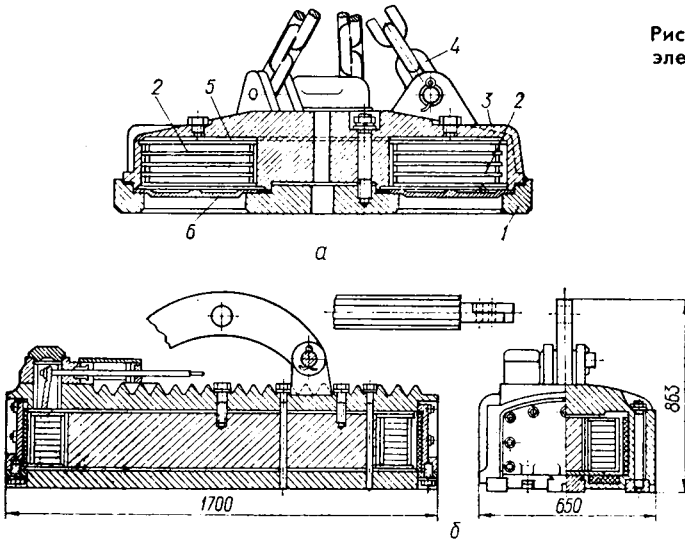
Подъемные электромагниты являются удобными и экономичными и применяются для перегрузки ферромагнитных грузов из стали и чугуна любой формы (слитков, плит, балок, металлоконструкций и др.). Преимущества электромагнитов: автоматизация захвата и разгрузки, дистанционное управление, возможность работы с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

Подъемная сила электромагнитов находится в пределах от нескольких сот кН до 0,3 МН.

Выпускают их круглой (рис. 53, а) и прямоугольной (рис. 53, б) формы мощностью 0,4...18,5 кВт. Наиболее распространены круглые электромагниты; прямоугольные применяют, в основном, для транспортирования длинномерных грузов (труб, балок, рельсов и др.), для чего используют траверсы с несколькими электромагнитами.

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

Рис. 53. Подъемные электромагниты



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

Подъемная сила электромагнита

$$F_p = \frac{(In)^2}{25A(R_B + R_M)^2}, \quad (213)$$

где In — число ампер-витков обмотки; A — площадь соприкосновения груза с полюсами магнита; R_B , R_M — магнитные сопротивления на участках пути магнитного потока (соответственно воздушном и металлическом).

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

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

Для повышения безопасности эксплуатации подъемные электромагниты снабжают дополнительными механическими устройствами, удерживающими груз от падения при исчезновении тока. Применяются также буферные аккумуляторные батареи с системой блокиров-

ки, которая подает электроэнергию от аккумуляторов при исчезновении напряжения в сети, а в последнее время предложены подъемные электромагниты в сочетании с постоянными магнитами, исключающие падение груза.

Вакуумные захваты основаны на том, что в камере создается разрежение воздуха (вакуум) и под действием атмосферного давления возникает сила притяжения между грузом и захватом. Преимущества: удобство и быстрота захвата, наличие жесткой связи захвата с грузом, что позволяет легко изменить положение груза в пространстве; сохранность поверхности, что особенно важно для шлифованных и полированных поверхностей. Они применяются для подъема длинномерных и тонкостенных грузов, листовых цветных металлов, листового стекла, фанеры, деревянных, пластмассовых и бетонных плит, труб, бочек и др. Масса вакуумных захватов по отношению к массе поднимаемого груза составляет 8...10% (у траверсных захватов больше).

Применение вакуумных захватов способствует автоматизации и повышению производительности крана.

В зависимости от способа создания вакуума в камере различают: насосные (рис. 54, а), эжекторные (рис. 54, б) и безнасосные (рис. 54, в) захваты.

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

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

Для перегрузочных работ с различными грузами применяют вакуумные грузозахватные устройства с жестким креплением вакуумных захватов (рис. 54, г) и подвешенных на траверсе (рис. 54, д).

На фермах 1 мостового крана (рис. 54, г) попарно смонтировано восемь пневмоцилиндров 2 с вакуумными захватами 4; на мосту крана размещены вакуум-насос 3, ресивер и вакуумный групповой коллектор для управления захватами. Грузоподъемность погрузчика 4 т.

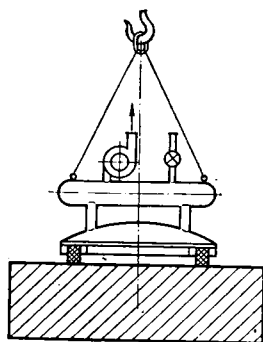
На рис. 54, д показан подвесной вакуумный захват для крупногабаритных деталей (панелей, блоков и др.). Захват состоит из рамы 1, несущей вакуумные тарелки 2, число и расположение которых меняется в зависимости от конфигурации груза. Электродвигатель 3 приводит в движение вакуум-насос 4.

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

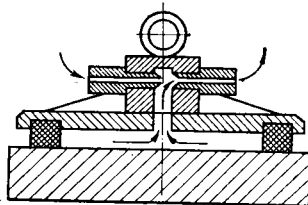
Стреловые гусеничные краны, оборудованные вакуумным захватом, могут поднимать железобетонные плиты массой до 20 т.

Подъемная сила вакуумного захвата

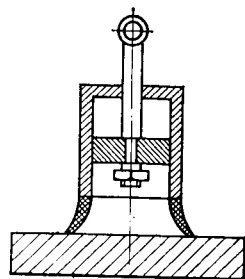
$$Q_v = k_p A (p_a - p_v), \quad (214)$$



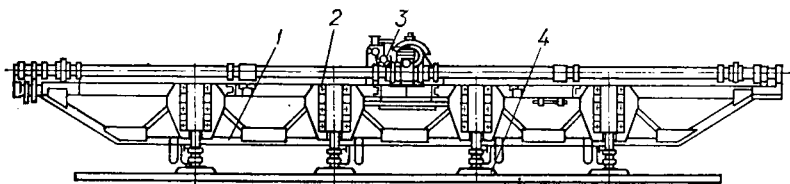
a



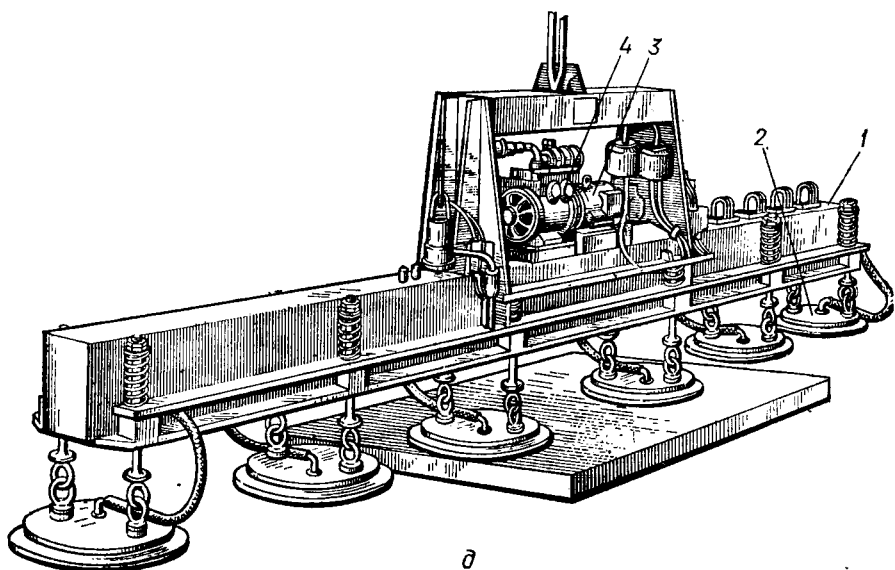
б



в



2



д

Рис. 54. Вакуумные захваты

где $k_p = 0,8 \dots 0,85$ — коэффициент, учитывающий изменение атмосферного давления и свойств уплотнителя; A — площадь вакуумной камеры, м^2 ; p_a — атмосферное давление, Па ; p_b — остаточное давление в камере, Па .

Предельная сила притяжения

$$Q_{\text{вп}} = 7 \cdot 10^4 A.$$

Принято считать, что на 1 Н силы тяжести груза требуется (1,2... 1,3) 10^{-5} м^2 активной площади вакуумного захвата.

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

3.10. Контейнеры с автоматическим захватом

Контейнеры (рис. 55) — унифицированные перевозные устройства, приспособленные для механизированной передачи с одного вида транспорта на другой. Контейнеры служат для перевозки и временного хранения штучных, сыпучих и наливных грузов. Они разделяются на универсальные и специальные. За последнее время контейнерные перевозки получили самое широкое распространение.

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

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

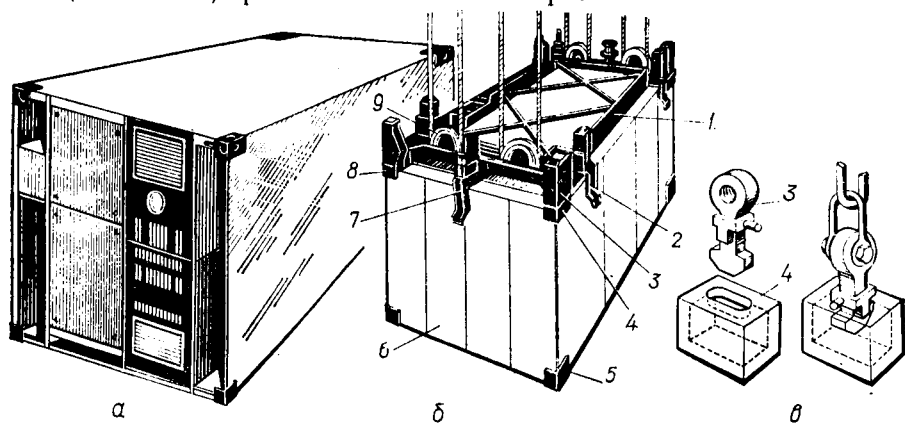


Рис. 55. Контейнеры с автоматическим захватом

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

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

По форме корпуса контейнеры разделяют на цилиндрические, формы параллелепипеда, конусообразные, пирамидальные, а по способу выгрузки на: опрокидные; с боковой разгрузкой; с донной разгрузкой; с пневморазгрузкой.

Основными параметрами контейнеров являются габаритные размеры и масса брутто.

Масса брутто изменяется в зависимости от насыпной плотности ρ груза:

$$Q_{бр} = V\rho + G_t, \quad (215)$$

где V — объем контейнера, м^3 ; G_t — собственная масса (тара) контейнера, т.

Объем и масса контейнеров чрезвычайно разнообразны и изменяются соответственно от 9 до 60 м^3 и 5,4 до 30 т. Отношение массы груза к полезному объему контейнера составляет 0,4...0,6.

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

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

Для подъема контейнеров применяется несколько конструкций автоматических захватов. На рис. 55, б приведена простая конструкция захвата, смонтированного на раме 1 и подвешенного на канатных блоках 9. По углам контейнера прикреплены верхние 4, 8 и нижние 5 угловые фитинги. Захват наводится на контейнер с помощью направляющих фиксаторов 2, 7, прижимающихся к стенкам 6, затем замки 3 входят в угловые фитинги и поворачиваются в рабочее положение.

На рис. 55, в показаны положения замков в момент входа в угловые фитинги и в повернутых положениях для подъема контейнера.

3.11. Тормозные устройства. Остановы и тормоза

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

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

Во многих механизмах с электроприводом торможение осуществляется самим электродвигателем одним из следующих способов (рис. 11): динамическим, противовключением и генераторным с рекуперацией энергии в сеть. В момент торможения двигатель переключается на специальную тормозную схему. На тормозном режиме электродвигателя осуществляется опускание груза, остановка механизмов передвижения и т. д. Окончательная фиксация остановки любого механизма всегда производится механическим тормозом в момент выключения электродвигателя. При исчезновении электроэнергии в сети автоматически включаются механические тормоза.

Все тормозные устройства можно разделить на две основные группы: остановы и тормоза.

Остановы предназначены только для остановки и удержания груза на весу. Они исключают его самопроизвольное опускание и не препятствуют подъему, т. е. одностороннего действия. По принципу работы остановы можно разделить на храповые (рис. 56, а, б) и фрикционные (рис. 56, в).

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

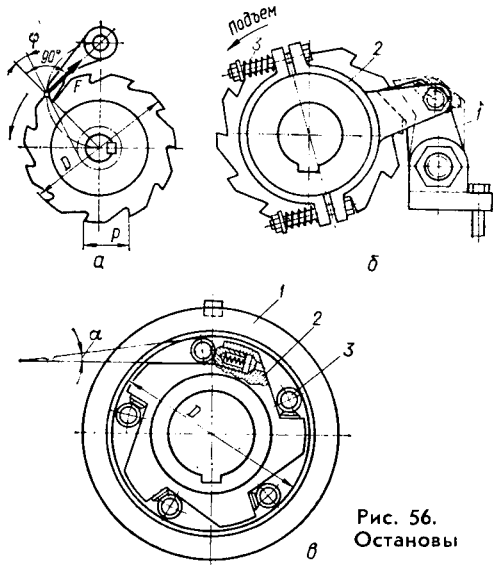


Рис. 56.
Остановы

груза. Удар при замыкании останова будет тем меньшей силы, чем больше число собачек.

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

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

$$m = 17,5 \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{\psi z [\sigma_n]}}, \quad (216)$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент на валу храпового колеса, Н · м; $\psi = \frac{b}{m}$ — отношение ширины зуба к модулю; z — число зубьев храпового колеса; $[\sigma_n]$ — допускаемые напряжения изгиба, МПа.

С учетом динамического характера нагружения выбирают сравнительно небольшими, принимая запас прочности $n = 3...4$ для стали и $n = 5$ — для чугуна.

При внутреннем зацеплении зубьев храпового колеса

$$m = 11 \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{\psi z [\sigma_n]}}.$$

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

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

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

Для устранения шума применяют различные устройства, основанные на том, что под действием сил трения при вращении вала на подъем собачка отводится от зубьев колеса. Устройство (рис. 56, б) состоит из хомута 2 с рычагом, шарнирно соединенным с собачкой 1. Хомут зажимается на валу усилиями пружины 3 и при повороте вала на подъем, благодаря силе трения, рычаг отводит собачку от зубьев колеса. При повороте вала в сторону спуска хомут вводит собачку в зацепление. Имеются и другие способы отвода собачки от зубьев колеса. Храповые остяновы применяют в основном не самостоятельно, а в сочетании с некоторыми типами тормозов.

Из фрикционных остановов наибольшее применение находят роликовые остановы (рис. 56, в). Они имеют преимущества перед храповыми: отсутствие ударов, шума, изгибающих усилий.

Останов состоит из неподвижного корпуса 1, вращающейся втулки 2 и роликов 3, находящихся в клиновых пазах. При вращении привода на подъем ролики находятся в широкой части пазов и не препятствуют повороту; при перемене направления вращения под действием силы тяжести груза происходит быстрая остановка механизма роликами, заклиненными в более узкой части пазов, куда посылают их пружины. Остановка и удержание груза на весу происходят за счет сил трения между роликами и корпусом. В роликовых остановах возникают большие контактные напряжения, поэтому их изготавливают из сталей ШХ15, 40Х, У10 (корпус и втулки); из стали У8, У8А, ШХ15 (ролики).

Нормальная сила давления на ролик

$$P_n = \frac{2M_{кр}k_d}{zDk_r \operatorname{tg} \alpha/2}, \quad (217)$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент на валу останова; D — внутренний диаметр останова; z — количество роликов; k_d — коэффициент динамичности; k_t — коэффициент, зависящий от степени точности изготовления и монтажа; α — угол заклинивания.

При расчетах принимают $z = 3...6$; коэффициент динамичности зависит от назначения останова: $k_d = 2,25$ для кранов, $k_d = 1,45$ для ленточных конвейеров и элеваторов; коэффициент точности находится в пределах $k_t = 0,65...0,9$.

$$\operatorname{tg} \alpha/2 \leq \operatorname{tg} \varphi = f;$$

$$\text{обычно } \alpha \leq 8^\circ.$$

Диаметр ролика (ориентировочно):

$$d = 1,88 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{10 \cdot M_p}{z}}, \quad (218)$$

где

$$M_p = \frac{k_d M_{кр}}{k_t}.$$

Конструктивно принимают $D = 8d$; длину ролика $l_p = (2...4) d$.

Наибольшие контактные напряжения сдвига между роликом и втулкой

$$\tau_{\max} = 1,42 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{P_n E_{np}}{\rho_n l_p}} \leq |\tau|, \quad (219)$$

где ρ_n — приведенный радиус кривизны рабочих поверхностей:

$$\rho_n = \frac{rR}{R+r}.$$

Допускаемые контактные напряжения сдвига зависят от твердости поверхностей:

$$|\tau| = (8...12) HRC.$$

Из условий контактной выносливости

$$|\tau'| = |\tau| \sqrt[6]{10^7/N},$$

где N — общее расчетное число включений.

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

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

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

по конструкции рабочего элемента — колодочные, ленточные, дисковые;

по назначению — стопорные (для остановки), спускные (для ограничения скорости при опускании груза);

по способу управления — автоматические и управляемые;

по принципу действия приводного усилия — закрытого типа, которые постоянно замкнуты действием внешней силы (пружины или груза), а размыкаются на время работы механизма при помощи электромагнитного, электрогидравлического, электромеханического приводов; открытого типа, замыкаемые усилием оператора для остановки механизма, и комбинированные, которые в нормальных условиях работают как открытого типа, в аварийных — как закрытого.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Тормозные шкивы выполняют литыми из чугуна, стали 45Л или штампованными из стали 45 с упрочнением рабочей поверхности до

твердости не менее *HV* 350. Для улучшения охлаждения тормоза следует предусматривать на внутренней поверхности шкива ребра, усиливающие движение воздуха и теплоотдачу.

Тепловой расчет тормозов довольно громоздкий. Поэтому ограничимся сравнением фактических средних значений мощности трения тормоза с предельным их значением для данного типа тормоза

$$P_{\tau}^{cp} \leq P_{\tau}^{np}.$$

Средняя мощность трения тормоза

$$P_{\tau}^{cp} = \omega M_{cp}^{\tau} \frac{t_{\tau}}{T_{\tau}} \cdot 10^{-3} \text{ кВт}, \quad (220)$$

где ω — угловая скорость вращения шкива; $M_{cp}^{\tau} = \frac{M_n^{\tau}}{2}$ — среднее значение тормозного момента, Н · м; M_n^{τ} — номинальный тормозной момент; t_{τ} , T_{τ} — время торможения и время цикла.

Предельное значение мощности трения (кВт) зависит от типа тормоза и диаметра шкива: $P_{\tau}^{np} = 0,5 \dots 3,5$ для колодочных и $P_{\tau}^{np} = 1,25 \dots 2,4$ для ленточных тормозов.

3.12. Колодочные тормоза с электромагнитными и электрогидравлическими приводами

Они делятся на одноколодочные и двухколодочные. В качестве привода применяют тормозные электромагниты и электрогидравлические толкатели.

Одноколодочные тормоза применяют редко — только в механизмах с ручным приводом по причине малого тормозного момента, а также неуравновешенности системы. Сила нажатия на колодки воспринимается валом тормозного шкива и подшипниками, что увеличивает их размеры и массу механизма.

Двухколодочные тормоза с электромагнитом (рис. 57) являются основными в грузоподъемных машинах и представляют собой уравновешенную систему, где практически отсутствуют усилия, изгибающие вал. Тормоз (рис. 57, а) состоит из шкива 1, тормозных рычагов 2, в которых шарнирно закреплены колодки 3 с фрикционными накладками, рабочей замыкающей пружины 6, находящейся в скобе 5 и закрепленной на штоке 7, вспомогательной пружины 4 (для быстрого отвода левой колодки), клапана с якорем 8, катушки электромагнита 9 и регулировочного винта 10 (для регулировки зазора между шкивом и колодками).

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

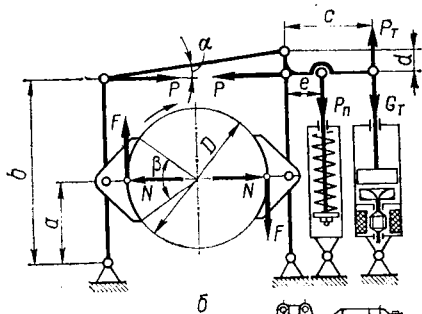
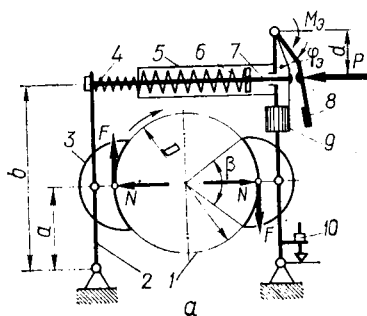


Рис. 57. Схемы двухколодочных тормозов

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

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

В современных конструкциях тормозов вместо электромагнитов широко распространены более надежные электрогидравлические приводы (рис. 57, б).

На рис. 57, в показана другая конструкция двухколодочного тормоза, который может быть соединен также с плунжерным электромагнитом, гидроцилиндром или ручным приводом управления.

Расчет колодочного тормоза для механизма подъема. Определяем место установки тормоза в приводе. Для уменьшения тормозного момента, а следовательно, размеров и массы тормоз целесообразно располагать на самом быстроходном валу механизма, где крутящий, а следовательно, и тормозной моменты минимальны. При этом следует иметь в виду, что согласно правилам Госгортехнадзора в приводной линии механизма подъема между барабаном и тормозом должна быть жесткая связь без фрикционных и кулачковых муфт. Для большей

безопасности тормозной шкив в соединительной муфте необходимо располагать со стороны редуктора, а не со стороны двигателя.

Крутящий момент от силы веса поднимаемого груза, приведенный к валу двигателя,

$$M_{кр} = \frac{QD}{2u_n u_p} \eta_m, \quad (221)$$

где D — диаметр барабана; u_n , u_p — передаточные числа полиспаста и редуктора; η_m — к. п. д. механизма.

Тормозной момент

$$M_T = k_T M_{кр}, \quad (222)$$

где k_T — коэффициент запаса торможения выбирают в зависимости от режима работы механизма:

k_T	1,5	1,75	2	2,5
Режим работы	2—3 (Л)	4 (С)	5 (Т)	6 (ВТ)

При установке тормоза на барабане тормозной момент его в u_p раз больше, чем на валу двигателя, а следовательно, больше размеры и масса.

Диаметр тормозного шкива выбирают в зависимости от тормозного момента:

D_T , мм	100	200	300	400	500	600
M_T , Н · м	20	70...180	250...500	1100	2000	4000

Минимальный диаметр тормозного шкива (м)

$$D_T = 1,5 \cdot 10^{-2} \sqrt[3]{\frac{M_T}{pf}}, \quad (223)$$

где f — коэффициент трения фрикционной ленты по стальному шкиву; p — давление между колодкой и шкивом.

Предварительно принимают: давление на 30—50% ниже допустимого, т. е. $p = 0,2...0,4$ МПа, коэффициент трения $f = 0,35$.

Сила трения между колодкой и шкивом

$$F = M_T / D_T. \quad (224)$$

Сила нажатия колодки на шкив

$$N = F / f. \quad (225)$$

Работа растормаживания при отходе колодок на величину ϵ :

$$L = 2N\epsilon / \eta_p, \quad (226)$$

где η_p — к. п. д. рычажной системы; обычно принимают $\eta = 0,9...0,95$ (большее значение для шарниров со смазкой); ϵ — радиальный зазор между колодкой и шкивом, его величина зависит от диаметра тормозного шкива ($\epsilon = 0,6...2,0$ мм).

Выбирают тип электромагнита с рабочим моментом M_s , моментом от веса якоря (M_a) и другими параметрами.

Усилие, прикладываемое к штоку при растормаживании (рис. 57, а),

$$P = M_s / d, \quad (227)$$

где d — плечо действия силы.

Передаточное число тормозной рычажной системы

$$u_p = N/P.$$

Расчетное усилие тормозной пружины, необходимое для создания требуемого тормозного момента:

$$P_p = P + P_b + P_{я},$$

где P_b — усилие вспомогательной пружины;

Это усилие принимают небольшим $P_b = 20 \dots 80$ Н;

$P_{я} = \frac{M_{я}}{d}$ — дополнительное усилие для преодоления момента от веса якоря.

Расчет рабочей пружины производят по предельному усилию при полностью сжатой пружине:

$$P_{пр} = k_3 P_p, \quad (228)$$

где $k_3 = 1,3 \dots 1,6$ — коэффициент запаса, учитывающий изменение усилия в пружине при регулировке тормоза.

Диаметр проволоки пружины

$$d = 1,6 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{k P_{пр} \lambda}{[\tau]}}, \quad (229)$$

где k — коэффициент кривизны, определяют в зависимости от λ ; $\lambda = \frac{D_{ср}}{d}$ — отношение среднего диаметра пружины к диаметру проволоки; $[\tau]$ — допускаемое напряжение в пружине.

При расчетах можно принимать $k = 1,05 \dots 1,25$; $\lambda = 4 \dots 16$.

Рабочая длина пружины

$$l_p = (0,3 \dots 0,5) D_{\tau}.$$

Давление на колодки

$$p = \frac{N \cdot 10^{-6}}{\pi D_{\tau} \frac{\beta^{\circ}}{360} B} = [p], \quad (230)$$

где $\beta = 60 \dots 120^{\circ}$ — угол обхвата шкива колодкой, B — ширина колодки; принимают на $5 \dots 10$ мм меньше ширины шкива: $B = B_{ш} - (5 \dots 10)$ мм.

Допускаемое давление в колодочных тормозах (МПа) зависит от типа тормоза: для стопорных тормозов $[p] = 0,6$, для спускных $[p] = 0,3 \dots 0,4$.

Можно принять высоту тормозной колодки $H = (0,5 \dots 0,6) D_{\tau}$ и тогда

$$p = \frac{N \cdot 10^{-6}}{BH}.$$

Рычажную систему следует проверить на жесткость. Перемещение рычажной системы от деформации рычагов и тяг не должно быть больше $0,1$ номинального хода электромагнита. Расчет деталей тормоза на прочность производят с учетом коэффициента динамичности k_d :

короткоходовые электромагниты — 2,5;

плунжерные электромагниты — 2;

электрогидравлические толкатели и управляемые — 1,25.

Тормоза с электрогидравлическим приводом (толкателем) (рис. 57, б). Электрогидравлический толкатель — это автономный привод, состоящий из центробежного насоса, приводимого от специального электродвигателя, и поршня, который соединен с тормозной системой. Тормоза с электрогидротолкателями имеют следующие преимущества перед тормозами с электромагнитами: плавность включения и выключения тормоза, что способствует уменьшению динамических нагрузок в механизмах и повышает их долговечность; возможность регулировки тормозного момента; возможность большого числа включений тормоза в час (до 2000); меньшие пусковые токи; выше износостойкость и надежность.

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

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

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

Электрогидравлические толкатели выполняют одно- и двухштоковыми. Одноштоковые серии ТЭГ и ТГМ, усилием 160...800 Н, двухштоковые серии Т, усилием 1600 Н. Конструкция одноштоковых электрогидротолкателей типа ТЭГ показана на рис. 58, а. Электродвигатель 6, находящийся в рабочей жидкости, приводит во вращение центробежный насос 5, который создает давление над поршнем 4 в цилиндре 2. Поршень вместе со штоком 3 поднимается и воздействует на рычажную систему, сжимает пружину и отводит колодки от шкива. Корпус 1 толкателя крепится к опоре тормоза шарнирно с помощью проушины.

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

Толкатель типа ТГМ показан на рис. 58, б. Кроме нормального исполнения, имеются конструкции с регулировкой времени подъема и опускания поршня с помощью дроссельных клапанов, что позволяет регулировать продолжительность включения тормоза.

В двухштоковом электрогидротолкателе (рис. 58, в) применяется электродвигатель фланцевого типа обычного исполнения, установленный на верхней части корпуса. Вращение насосу передается валом, установленным в подшипниках качения.

Основная характеристика электрогидротолкателей:

мощность специальных электродвигателей трехфазного тока 50—400 Вт, частота вращения 3000 об/мин, тормозной момент 10...

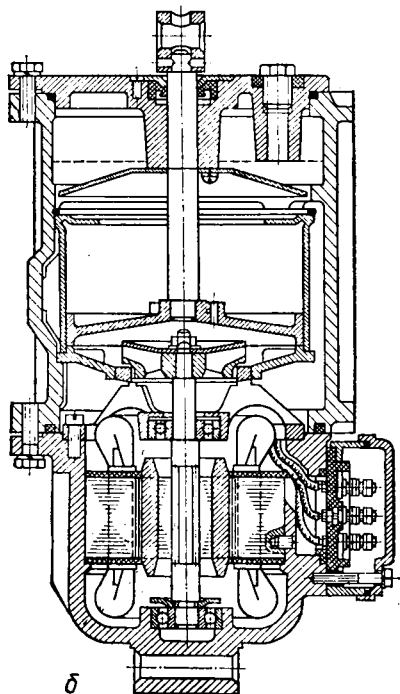
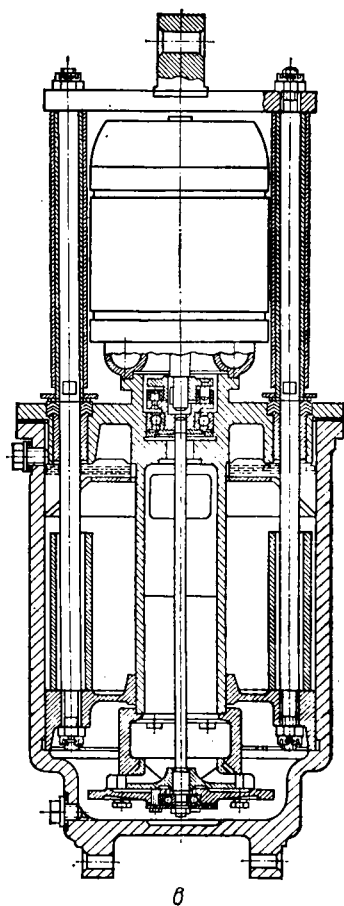
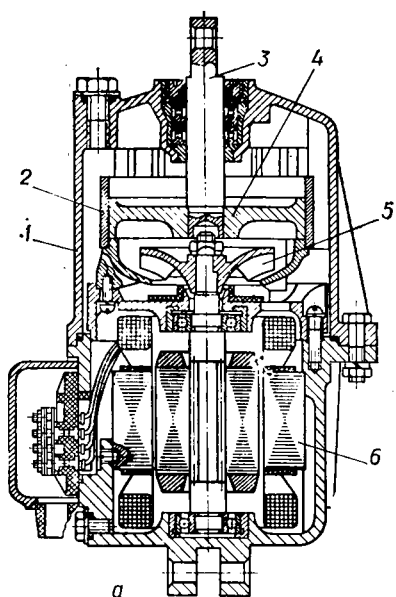


Рис. 58. Электрогидравлические толкатели

12 5001 Нм, тяговое усилие 160...1600 Н, давление жидкости 0,1...0,7 МПа и до 1,5 Мпа, время замыкания и размыкания тормоза 0,2...0,8 с.

Расчет тормоза с электрогидротолкателем аналогичен изложенному выше. Поэтому здесь ограничимся только формулой для определения усилий замыкающей пружины (рис. 57, б)

$$P_{\pi} = \frac{N \frac{a}{b} d - G_{\tau c}}{e\eta_p}, \quad (231)$$

где G_{τ} — вес деталей толкателя, соединенных с рычажной системой тормоза.

Тяговое усилие на штоке толкателя при растормаживании

$$P_{\tau} = \frac{P_{\pi e} + G_{\tau c}}{e\eta_p}.$$

3.13. Тормоза с электромеханическим приводом

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

На рис. 59, а приведен электромеханический толкатель центробежного типа. Он состоит из цилиндра 1, внутри которого на валу 3 установлена рычажная система с грузами 2. При включении двигателя вращающиеся рычаги с грузами под действием центробежной силы расходятся и смещают вал вместе со штоком 4 вверх, воздействуя на рычажную систему, и размыкают тормоз. Когда двигатель выключается под действием сжатой пружины и веса подвижных деталей толкателя система возвращается в исходное положение, и тормоз замыкается. Тормозная пружина может быть встроена внутри толкателя с целью упрощения и большей компактности конструкции тормоза.

Разработаны также электромеханические винтовые толкатели с резьбой под шарики, обладающие малой инерционностью вследствие небольших движущихся масс. При работе на постоянном токе время торможения можно регулировать в широких пределах (0,5—30 с). На рис. 59, б показан тормозной толкатель типа *ZKB* (ФРГ). Он состоит из короткозамкнутого двигателя 1 трехфазного тока, вращающего полый вал, в который входит винтовой шпиндель 3. В пазы пары винта-гайки 4 заложены шарики. Вверху шпиндель упирается в чашку 5, являющуюся опорой замыкающей пружины 7.

При включении двигателя вращается полый вал и муфта свободного хода 2 с гайкой 4, в результате чего шпиндель 3 и шток 6 с пружиной 8 перемещаются вверх, сжимают пружину и выключают тормоз. При выключении двигателя система возвращается под действием пружины в исходное положение. При опускании шпинделя муфта свободного хода не препятствует вращению гайки 4. Эта конструкция

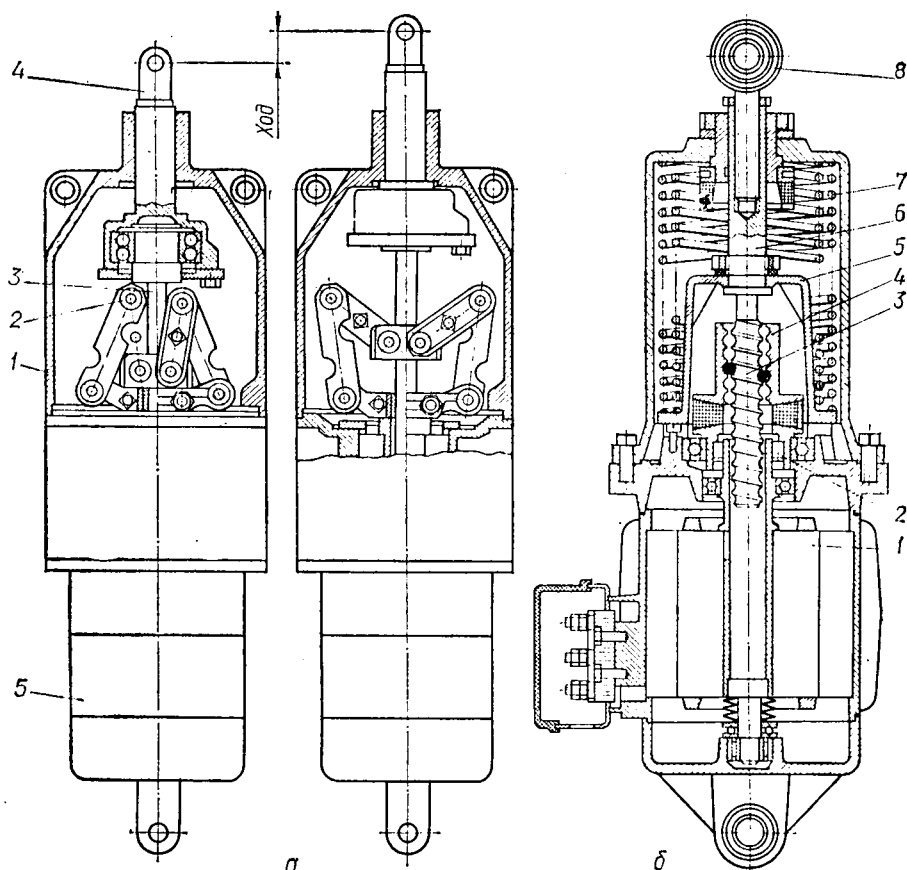


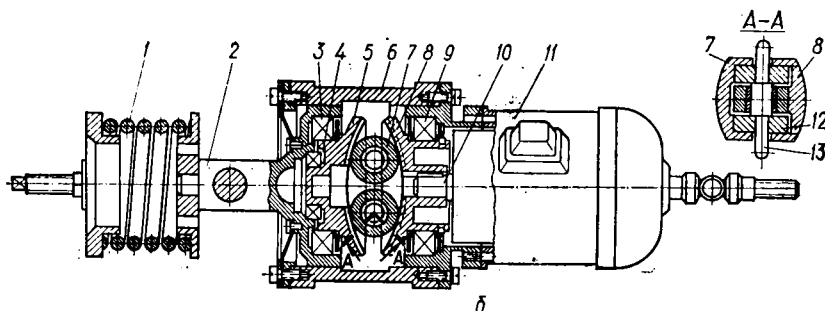
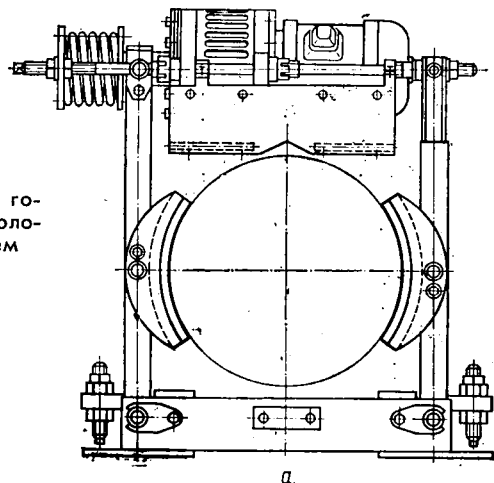
Рис. 59. Электромеханические толкатели

вследствие малой инерционности является более быстродействующей, чем другие типы толкателей.

Для плавного торможения напряжение электродвигателя толкателя подается через регулирующий трансформатор.

На рис. 60, а приведена конструкция колодочного тормоза с горизонтально расположенным электромеханическим толкателем. К корпусу 6 толкателя (рис. 60, б) прикреплен электродвигатель 11, на валу 10 которого посажена ведущая чаша 8, установленная на подшипнике 9 в корпусе. Ведомая чаша 5 установлена на подшипниках 3, 4, вмонтированных в хвостовик штока 2. Между чашами размещены на осях два груза, каждый из которых состоит из крайних и средних катков 7 и оси 13. Профиль чаш выполнен так, что катки 12 перемещаются по чаше 5, а каток 7 — по чаше 8. При включении двигателя грузы, перекачиваясь по поверхностям чаш под действием центробежной силы, удаляются от оси вращения и перемещают шток 2, сжимая тормозную пружину 1; тормоз размыкается.

Рис. 60. Тормоз с горизонтально расположенным толкателем



3.14. Тормоза с магнитогидравлическим толкателем

Магнитогидравлические толкатели отличаются надежностью, простотой конструкции, возможностью работы с регулируемым усилием замыкания, быстрым размыканием тормоза, малым износом из-за отсутствия вращающихся деталей. Толкатель (рис. 61) состоит из корпуса 8, катушки 5 электромагнита постоянного тока, якоря 7 (первичный поршень), перемещающегося в направляющей трубе 6 из немагнитного материала, вторичного поршня 3, соединенного со штоком толкателя.

Масляный резервуар 2 соединен с пространством под поршнем 7 трубой 9. Рабочее пространство над цилиндром А соединено с масляным резервуаром Б каналом 11, а для одностороннего протекания жидкости сверху вниз предусмотрен клапан 10. На крышке резервуара 2 предусмотрен регулировочный винт 1 спускного клапана 4.

При разомкнутом тормозе первичный и вторичный поршни занимают нижние положения. После включения тока катушка электромагнита поднимает первичный поршень вверх, вытесняя жидкость из нижнего рабочего пространства в верхнее, и вторичный поршень 3 со штоком поднимаются. Время подъема 0,8...1 с, время спуска регулируется клапаном 4 (1...6 с).

При износе тормозных накладок крайнее нижнее положение вторичного поршня автоматически изменяется вследствие возможности дополнительного заполнения нижнего цилиндра из резервуара через клапан 10. В зависимости от типоразмера мощность составляет 0,12...8 кВт, подъемная сила 120...7250 Н.

3.15. Дисково-колодочные тормоза

В последнее время все большее распространение получают дисково-колодочные тормоза, обладающие рядом преимуществ перед колодочными: улучшенная теплоотдача, большие тормозные моменты, равномерное давление на колодки и их износ, большой срок службы фрикционной пары, меньше момент инерции диска по сравнению со шкивом, что улучшает динамическую характеристику привода. С целью лучшего охлаждения тормозные диски выполняют с радиально расположенными отверстиями.

На рис. 62 приведена конструкция дисково-колодочного тормоза (ФРГ) с автоматическим регулированием зазора между диском и колодками. Диск 11 зажимается колодками 12 с помощью рычагов 2 под действием тарельчатой пружины 8, установленной на тяге 6. Посредине тяги закреплен рычаг 13, соединенный со штоком электро-гидротолкателя 5.

При включении толкателя рычаг 13 поворачивается и, воздействуя клином 4 на ролики 1 и вспомогательную пружину 14, разводит рычаги 2 и колодки. Для автоматического регулирования зазора между диском и колодками предусмотрено устройство 10: в рычаги колодки ввернуты пустотелые втулки 9, куда входит цилиндрический хвостовик колодок 12; на наружных концах втулок 9 предусмотрен храповик, шарнирно соединенный тягами 7 с осью 3, и при каждом цикле торможения поводки совершают качательное движение, поворачивают втулки 9, уменьшая зазор, что обеспечивает стабильность торможения.

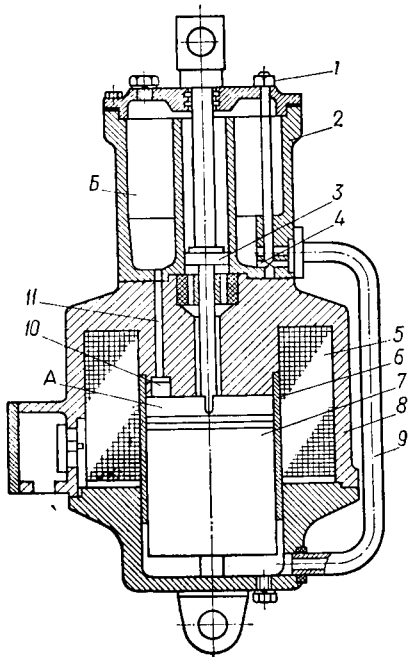
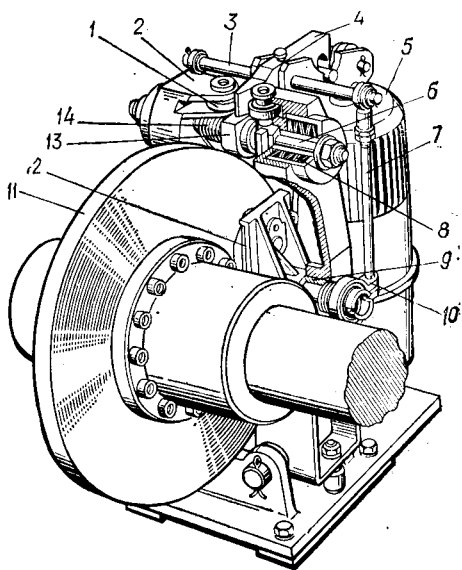


Рис. 61. Магнито-гидравлический толкатель

Рис. 62. Дисково-колодочный тормоз



3.16. Ленточные тормоза

Применяются чаще всего в механизмах, где требуются большие тормозные моменты при малых габаритных размерах, а также в групповых приводах. Стальная лента с фрикционными накладками охватывает шкив и в результате прижатия ее к вращающемуся шкиву происходит торможение. Для равномерного отхода ленты от шкива предусмотрены регулировочные болты. Тормоза управляются электромагнитом, гидро- или пневмотолкателями или ножными педалями. Замыкание тормоза может быть пружинным или грузовым. В случае необходимости создания больших тормозных моментов применяют двухобхватные ленточные тормоза с углом обхвата шкива 330° .

В зависимости от закрепления концов ленты различают следующие типы ленточных тормозов: простые, дифференциальные и суммирующие (рис. 63).

Простой ленточный тормоз (рис. 63, а) одностороннего действия применяется для неререверсивных механизмов.

Определяем величину окружного усилия на шкиве от тормозного момента

$$F = 2M_T/D_T, \quad (232)$$

где D_T — диаметр тормозного шкива.

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

$$S = F \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad s = \frac{F}{e^{f\alpha} - 1}, \quad (233)$$

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

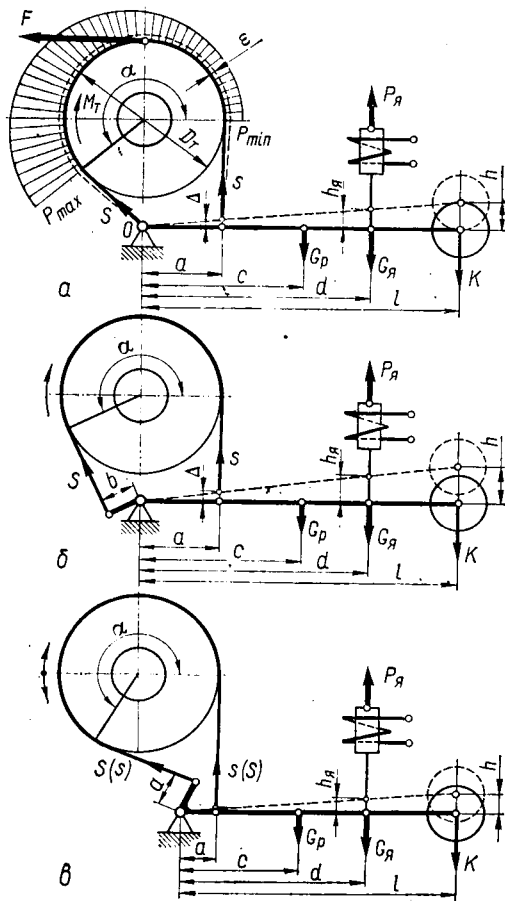


Рис. 63. Схемы ленточных тормозов

Соотношение между натяжениями

$$S = se^{f\alpha}. \quad (234)$$

Ширина ленты из условий допускаемого давления в контакте

$$B = \frac{2S \cdot 10^{-6}}{D_T [p]}, \quad (235)$$

где $[p]$ — допускаемое давление.

Значение допускаемых давлений зависит от материала фрикционных пар и типа тормоза: для стопорных 0,6...0,8 МПа, для спускных 0,3...0,4 МПа (первая цифра для тканой асбестовой ленты, вторая для вальцованной ленты).

Давление между лентой и шкивом:

$$p_{\min} = \frac{2s \cdot 10^{-6}}{BD_T}, \quad p_{\max} = \frac{2S \cdot 10^{-6}}{BD_T} < [p]. \quad (236)$$

Как видим, давление в контакте по дуге охвата распределяется неравномерно, что приводит к неравномерному износу фрикционных накладок ленты.

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

$$K = \frac{sa \frac{1}{\eta_p} (G_p c + G_d) \eta_p}{l}, \quad (237)$$

где G_p, G_d — вес тормозного рычага и якоря электромагнита; η_p — к. п. д. рычажной системы; a, c, d, l — размеры по рис. 63, а.

Практически принимают $\frac{l}{a} = 10...15$.

Перемещение точки крепления ленты к рычагу при зазоре между шкивом и лентой ε

$$\Delta = (R + \varepsilon) \alpha - R \alpha = \varepsilon \alpha. \quad (238)$$

Ход рычага под силой K

$$h = \varepsilon \alpha \frac{l}{a}. \quad (239)$$

Усилие электромагнита $P_d = Kl/d$.

Ход якоря $h_d = hd/l$.

Дифференциальный тормоз (рис. 63, б) также одностороннего действия, основанный на разности моментов натяжения ветвей ленты.

Усилие торможения

$$K = \frac{sa \frac{1}{\eta_p} - (Sb + G_p c + G_d) \eta_p}{l}. \quad (240)$$

Тормозной момент

$$M_T = \frac{e^{f\alpha} - 1}{a - be^{f\alpha}} (G_p c + G_d d + Kl) \eta_p \frac{D_T}{2}. \quad (241)$$

При $a = be^{f\alpha}$, что может иметь место в практике вследствие переменности коэффициента трения, тормозной момент $M_T = \infty$, что равносильно мгновенной остановке привода (как при включении остановки). Это может привести к аварии механизмов. Склонность к самозатягиванию, большой износ дифференциальных тормозов ограничивают их применение (в лебедках, где необходимо создать большие тормозные моменты, и в механизмах с ручным управлением).

Чтобы исключить самозатягивание дифференциального тормоза, принимают размеры

$$a \geq be^{f\alpha},$$

или

$$a = (2,5 \dots 3) b. \quad (242)$$

Суммирующий ленточный тормоз (рис. 63, в) является тормозом двойного действия, у которого величина тормозного момента не зависит от направления вращения привода.

Усилие торможения

$$K = \frac{\frac{1}{\eta_p} (S + s) a - (G_{pc} + G_{\pi d}) \eta_p}{l}. \quad (243)$$

Ход ленты $\Delta = \varepsilon \alpha / 2$.

Ход рычага

$$h = \frac{\varepsilon \alpha}{2} \cdot \frac{l}{a}. \quad (244)$$

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

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

3.17. Тормоза с осевым замыканием

К этому типу тормозов относятся дисковые, конусные и грузоупорные (рис. 64). В дисковых тормозах (рис. 64, а) тормозной момент создается силой прижатия неподвижных дисков 5 к вращающимся 6, посаженным на шлицевой тормозной вал. Как правило, тормоза применяют в многодисковом исполнении.

Для увеличения силы трения на неподвижные диски прикрепляют фрикционные накладки. Замыкается тормоз пружиной 1 с регулировочным болтом 2; размыкается — с помощью трех электромагнитов 3, якоря которых закреплены на тормозном диске. Тормоз вмонтирован в кожух 4 и может работать без смазки и в масляной ванне, где повышаются его эксплуатационные качества (долговечность, стабильность тормозного момента, охлаждение и др.). Дисковые тормоза применяют, в основном, в механизмах сравнительно небольшой мощности в сочетании с остановами.

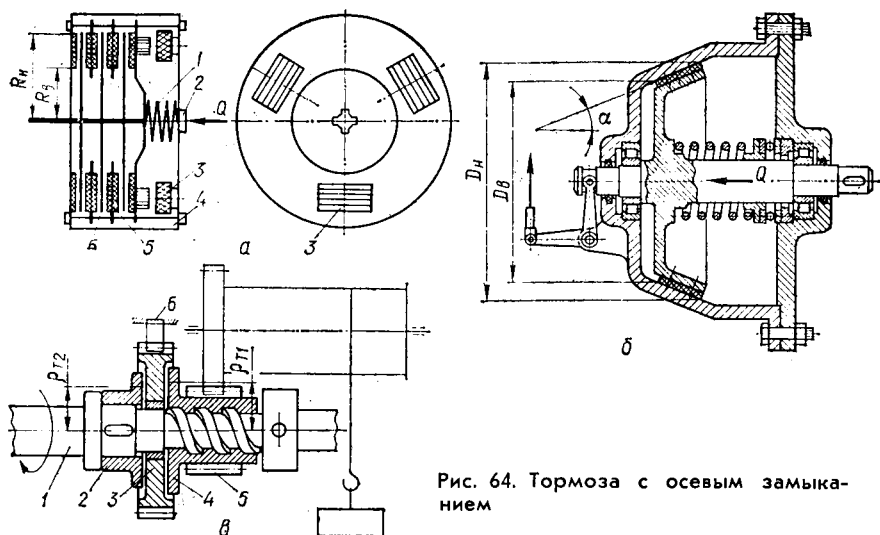


Рис. 64. Тормоза с осевым замыканием

Кроме пружинного замыкания, торможение может осуществляться грузом, силой нажатия машиниста через рычажную систему, а также с помощью гидравлики или пневматики.

Тормозной момент

$$M_T = zQf\rho_T, \quad (245)$$

где Q — осевое усилие прижатия дисков; z — количество пар поверхностей трения; f — коэффициент трения поверхностей; ρ_T — средний радиус поверхности трения.

Средний радиус поверхности трения или радиус действия сил трения определяется в зависимости от закона распределения давления на кольцевой площадке радиусом ρ :

$$\rho_T = \frac{M_T}{zQf} \frac{\int_{R_B}^{R_H} \rho \rho^2 d\rho}{\int_{R_B}^{R_H} \rho \rho d\rho}. \quad (246)$$

Принимая гипотезу, что работа трения (ρv) в любой точке поверхности трения является величиной постоянной, получаем

$$\rho_T = \frac{R_H + R_B}{2}.$$

Закон распределения давлений p зависит от жесткости элементов пар трения и способа приложения осевого усилия.

Принимая равномерное распределение давления по всей площадке трения ($p = \text{const}$), имеем

$$\rho_T = \frac{2}{3} \frac{R_H^3 - R_B^3}{R_H^2 - R_B^2}. \quad (247)$$

Коэффициент трения $f = 0,12 \dots 0,16$ при работе дисков в масляной ванне с фрикционными накладками по металлу и $f = 0,06$ — без накладок (сталь по стали).

Среднее давление на диски

$$p = \frac{Q \cdot 10^{-6}}{\pi (R_n^2 - R_b^2)} \leq [p]. \quad (248)$$

Допускаемые значения давления зависят от условий работы фрикционной пары: без смазки $0,3 \dots 0,6$, в масляной ванне $0,8 \dots 1,2$ (большие значения соответствуют вальцованной ленте).

Осевой зазор между дисками должен быть не менее $0,75$ мм с фрикционными обкладками и $0,2$ мм — без обкладок в масле.

Для конусных тормозов (рис. 64, б)

$M_T = Q r_T \frac{1}{\sin \alpha}$. При том же тормозном моменте усилие Q меньше, чем в дисковом тормозе, и зависит от угла α конуса. Во избежание заклинивания конуса угол α не должен быть малым ($\alpha \geq 15^\circ$).

Грузоупорные тормоза применяются в электроталях, ручных и машинных приводах механизмов подъема. Особенностью их является автоматическое замыкание под действием момента от силы тяжести поднимаемого груза. Остановка груза происходит плавно, так как величина замедления одинакова и не зависит от массы поднимаемого груза.

Тормоз (рис. 64, в) состоит из двух дисков — один 2 закреплен на валу 1 шпонкой, другой 4, выполненный заодно с шестерней 5, навинчен на резьбу. Между дисками на валу свободно посажено храповое колесо 3. При вращении вала 1 на подъем шестерня 5, связанная зубчатой передачей с барабаном, навинчивается на резьбу и, перемещаясь влево, зажимает храповое колесо между двумя дисками. Во время остановки привода груз удерживается на весу собачкой 6 храпового механизма. Для опускания груза двигатель изменяет направление вращения. При этом диск 4 свинчивается и отходит вправо от храпового колеса до тех пор, пока давление в зоне контакта не снизится настолько, что момент сил трения между храповиком и диском не окажется меньше грузового момента и груз не начнет ускоренно опускаться. Угловая скорость тормозного вала повышается вследствие свободного падения груза при разомкнутой системе до тех пор, пока не превысит скорость вращения шестерни 5. Тогда шестерня 5 снова будет навинчиваться на резьбу, зажимая храповое колесо и увеличивая момент трения между дисками и храповиком, прекращая их относительное движение. Малые относительные перемещения, таким образом, переходят в непрерывное скольжение дисков и груз опускается со скоростью, не превышающей скорость вала.

Осевое усилие сжатия дисков определяют исходя из величины грузового момента и параметров тормоза:

$$Q = \frac{M_{гп}}{r_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi) + f r_{T1}}, \quad (249)$$

где r_2 — средний радиус винтовой резьбы; ψ — угол подъема средней линии резьбы; φ — угол трения в резьбе; f — коэффициент трения

между дисками и храповым колесом; $\rho_{т1}$ — средний радиус трения между правым диском и храповиком.

Тормозной момент

$$M_{т} = Qf (\rho_{т1} + \rho_{т2}), \quad (250)$$

где $\rho_{т2}$ — средний радиус трения между левым диском и храповым колесом.

Для обеспечения плавности работы тормоз помещают в масляную ванну. Угол подъема резьбы $\psi \leq 15^\circ$; угол трения в резьбе $2...3^\circ$; число ходов винта $2...4$.

Для больших тормозных моментов применяют многодисковые тормоза.

3.18. Управляемые тормоза

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

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

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

На рис. 65 приведена схема колодочного тормоза открытого типа с гидравлическим управлением.

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

Усилие нажатия на педаль K_n для создания необходимого тормозного момента $M_{т}$ определяют из условия равенства работ педали и тормозных колодок

$$K_n h_n = 2N\varepsilon \frac{1}{\eta_0}, \quad (251)$$

где N — нормальное усилие на колодки; ε — радиальный зазор; h_n — ход педали; η_0 — общий к. п. д. рычажной и гидравлической систем (0,65...0,75).

С учетом усилия в размыкающей пружине сила нажатия на педаль

$$K_n h_n = Ph \frac{1}{\eta_0}, \quad (252)$$

где h — ход штока, $h = 2\varepsilon b/a$.

Находят

$$K_n = \left(N \frac{a}{b} + P_b \right) h / h_n \eta_0. \quad (253)$$

Выразив силу N через тормозной момент

$$N = \frac{M_T}{D_{\tau f}},$$

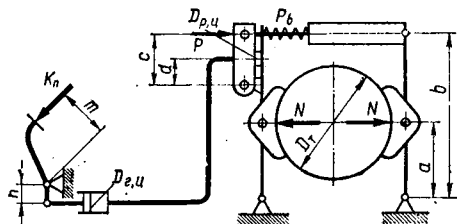


Рис. 65. Схемы управляемого тормоза

находим силу нажатия на педаль

$$K_n = \left(\frac{M_T}{D_{\tau f}} \frac{a}{b} + P_b \right) \frac{h}{h_n} \frac{1}{\eta_0}. \quad (254)$$

Величина h/h_n является кинематическим передаточным отношением рычажной и гидравлической систем

$$i_0 = h/h_n = \frac{c}{d} \frac{n}{m} \left(\frac{D_{г,ц}}{D_{р,ц}} \right)^2.$$

Подставив значения i_0 в формулу (254), получим

$$K_n = \left(\frac{M_T}{D_{\tau f}} \frac{a}{b} + P_b \right) \frac{n}{m} \frac{c}{d} \left(\frac{D_{г,ц}}{D_{р,ц}} \right) \frac{1}{\eta_0}.$$

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

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

Из условий равенства объемов жидкости, перемещаемой из главного в рабочий цилиндры и обратно, соотношение диаметров цилиндров равно:

$$D_{р,ц} = (1,8 \dots 3) D_{г,ц}.$$

Давление жидкости в рабочем цилиндре 3...4 МПа, а при экстренном торможении до 10 МПа.

3.19. Тормоза для регулирования скорости

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

Центробежные тормоза. Имеется много различных типов центробежных тормозов, однако наибольшее применение получил дисковый центробежный тормоз (рис. 66, а). На валу 1 закреплен диск 2, на ступице которого свободно сидит второй диск 4, между дисками установлен неподвижный фрикцион 3. На шарнирно закрепленном угловом рычаге 7 расположены массы б, которые под действием центробежной силы

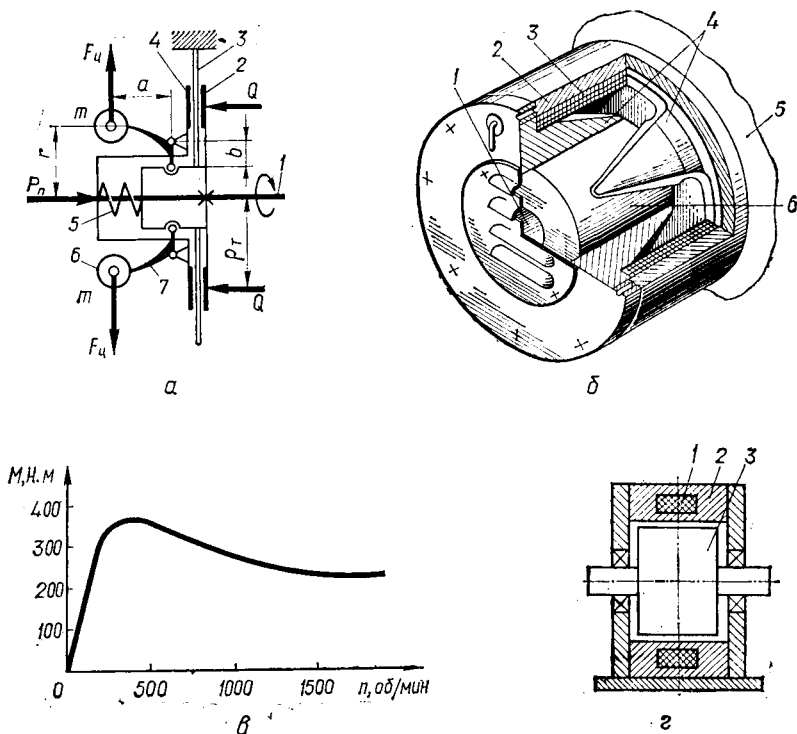


Рис. 66. Тормоза для регулирования скорости

поворачивают рычаги и прижимают диски к фрикциону, преодолевая усилие пружины 5. Происходит торможение и снижение скорости опускания груза. Устанавливаются центробежные тормоза, как правило, на быстроходном валу механизма. Так как остановить опускающийся груз этим тормозом невозможно, то устанавливают еще стопорный тормоз.

Центробежная сила

$$F_{ц} = z m \omega^2 r, \quad (255)$$

где z — количество тормозных грузов; m — масса одного груза; ω — угловая скорость вращения вала; r — расстояние от центра тяжести тормозных грузов при зажатых дисках до оси вала.

Осевое усилие дисков

$$Q = F_{ц} \frac{a}{b} - P_{п}, \quad (256)$$

где $P_{п}$ — усилие в пружине; a, b — плечи углового рычага.

Тормозной момент

$$M_T = n Q f \rho_T, \quad (257)$$

где n — число пар трущихся поверхностей; f — коэффициент трения; ρ_T — средний радиус трения.

$$P_n = m\omega^2 r \frac{a}{b} z - \frac{2M_{гр}}{(R_n - R_b) f n \eta_p}, \quad (258)$$

где $M_{гр}$ — крутящий момент на валу при опускании груза; R_n, R_b — наружный и внутренний радиусы фрикционных дисков.

Давление на поверхность трения

$$p = \frac{m\omega^2 r a / b z - P_n}{\pi (R_n^2 - R_b^2)} 10^{-6} \leq [\rho]. \quad (259)$$

Вихревые тормоза обеспечивают плавную и точную остановку механизмов без колебания. Они находят широкое применение в механизмах подъема, изменения вылета стрелы порталных кранов и передвижения при высоких скоростях. Он состоит (рис. 66, б) из статора 2 с полюсами 4 и ротора 6 с короткозамкнутой обмоткой. Ротор насаживают на вал 1 электродвигателя или на входной вал редуктора; статор при помощи фланца 5 крепится к корпусу двигателя или редуктора. Между полюсами статора расположена обмотка возбуждения 3, в которую подают постоянный ток. При пересечении стержнями обмотки вращающегося ротора неподвижного магнитного поля возбуждается э. д. с. и вихревые токи, которые, взаимодействуя с магнитным полем статора, создают тормозной момент. Процесс торможения регулируется изменением силы тока возбуждения и протекает плавно. С уменьшением скорости тормозной момент снижается; окончательная остановка фиксируется обычным тормозом. Для лучшего охлаждения тормоза ротор снабжен вентиляционными лопастями. Характеристика тормозного генератора показана на рис. 66, в.

Электромагнитный порошковый тормоз. Работа тормоза основана на том, что при подаче тока в обмотки 1 (рис. 66, г) образуется магнитный поток, проходящий через ферромагнитный порошок (с частицами 0,004...0,008 мм), заполнивший зазор между статором 2 и ротором 3. Намагнитенные частицы порошка в магнитном поле вследствие взаимного трения оказывают сопротивление сдвигу, величина которого зависит от напряженности магнитного поля в зазоре. Для повышения стабильности рабочих характеристик тормоза ферромагнитный порошок применяют в смеси с сухими или жидкими смазывающими веществами (графит, окиси магния и цинка, кварц, минеральные масла и др.). Тормозной момент в порошковом, как и в вихревом, тормозе можно регулировать в широких пределах плавно по любому закону изменением напряженности магнитного поля величиной тока возбуждения, что обеспечивает плавность торможения.

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

3.20. Пути совершенствования конструкций тормозных устройств

Тормоз в машине должен обеспечить безопасную работу, не создавать опасных динамических нагрузок и способствовать повышению производительности за счет рационального использования машинного времени. Неправильно выбранные конструкции и параметры тормозов могут явиться причиной перегрузок механизма при замыкании тормоза с большими ударами, в результате чего в приводной линии возбуждаются интенсивные колебания с большими перегрузками и возможным разрушением деталей. Как правило, при торможении динамические нагрузки превышают пусковые. На величину динамических нагрузок в механизме, кроме того, оказывает влияние место расположения тормоза в приводе. Поэтому следует производить динамические расчеты для различных вариантов установки тормоза (за исключением механизма подъема, где его место установки определено нормами).

Дальнейшее совершенствование тормозов может идти по следующим направлениям.

1. Снижение массы тормоза за счет рациональной его конструкции и совершенствования приводов, масса которых довольно значительна (в 1,5...2 раза может превышать массу самого тормоза).

2. Улучшение динамических характеристик тормозов: снижение момента инерции тормозного шкива, значение которого соизмеримо с моментом инерции ротора, а в некоторых значительно превышает его; рациональный выбор жесткости тормозных пружин и рычажной системы, определение оптимального времени замыкания тормоза и зазора в фрикционных парах.

3. Повышение надежности тормозов путем выбора рациональных конструкций тормоза и его привода, правильного выбора материалов, автоматической регулировки зазоров между трущимися поверхностями, синхронизации работы тормоза с двигателем механизма, применения уточненных методов расчета деталей тормозов на долговечность.

4. Дистанционное управление величиной тормозного момента и оснащение тормозов измерителями момента.

5. Повышение работоспособности тормозов, во многом зависящей от стабильности коэффициента трения в фрикционной паре, которую можно повысить применением более качественных фрикционных материалов с повышенными фрикционными свойствами и термостойкостью, улучшением конструкции тормоза для увеличения теплоотвода и защиты от возможного попадания смазки, а также применением тормозов с обратной связью.

3.21. Расчет приводов механизма подъема

Мощность двигателя механизма подъема (кВт) определяют из условия подъема номинального груза

$$P = Qv/\eta_m, \quad (260)$$

где Q — грузоподъемная сила, кН; v — скорость подъема груза, м/с; η_m — к. п. д. механизма:

$$\eta_m = \eta_n \eta_p \eta_b, \quad (261)$$

где η_n , η_p , η_b — к. п. д. полиспаста, редуктора, барабана.

Ориентировочно по каталогу выбирают мощность двигателя меньше расчетной, так как не все время кран работает с номинальным грузом (иногда и с меньшим).

По нагрузочному графику двигателя в течение цикла ориентировочно определяют относительную продолжительность включения

$$PB = \Sigma t_p / T_{\text{ц}}, \quad (262)$$

где t_p — время работы в течение цикла $T_{\text{ц}}$:

$$T_{\text{ц}} = 0,5h/v, \quad (263)$$

0,5 h — средний рабочий путь подъема груза.

Мощность установившегося режима пересчитывают на ближайшее значение при стандартном ПВ по формуле (125') и выбирают двигатель

по каталогу (ближайшей меньшей мощностью).

В дальнейшем двигатель проверяют на нагрев по среднеквадратичному моменту и на кратность перегрузки в период неустановившегося движения механизма подъема.

Передаточное число редуктора

$$u_p = \omega / \omega_6,$$

где ω , ω_6 — угловые скорости вращения двигателя и барабана:

$$\omega_6 = 2v_k / D = 2v_{u_n} / D, \quad (264)$$

где v_k — скорость наматывания каната на барабан; D — диаметр барабана по осям каната, u_n — кратность полиспаста.

Частота вращения барабана

$$n_6 = n / u_p,$$

где n — частота вращения двигателя.

Фактическая скорость подъема груза

$$v_\phi = (\pi D n_6) / 60 u_p. \quad (265)$$

Статический момент на валу двигателя механизма при подъеме грузов различной массы Q_i (согласно заданной загрузке крана):

$$M_i = (Q_i D) / 2 u_m \eta_\phi, \quad (266)$$

где u_m — передаточное число механизма, $u_m = u_p u_p$; η_ϕ — к. п. д. механизма подъема, принимаемый в зависимости от массы поднимаемого груза по экспериментальному графику (рис. 30).

Статический момент на валу двигателя при опускании номинального груза

$$M_{оп} = Q D \eta_m / 2 u_m. \quad (267)$$

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

Механизм подъема (рис. 67, а) заменяют физической моделью (рис. 67, б). На основе равенства их кинетических энергий

$$\frac{J_{пр} \omega^2}{2} = \frac{(J_p + J_T + J_M) \omega^2}{2} + \frac{(J_1 + J_2) \omega_1^2}{2} + \frac{(J_3 + J_6) \omega_2^2}{2} + \frac{m v^2}{2 \eta_m}, \quad (268)$$

где J_p , J_T , J_M , $J_{ш}$ — моменты инерции масс, находящихся на валу двигателя (ротора, тормозного шкива, шестерни, муфты); J_1 , J_2 , J_3 , J_6 — моменты инерции масс, находящихся на других (более тихоходных) валах; m — масса поднимаемого груза.

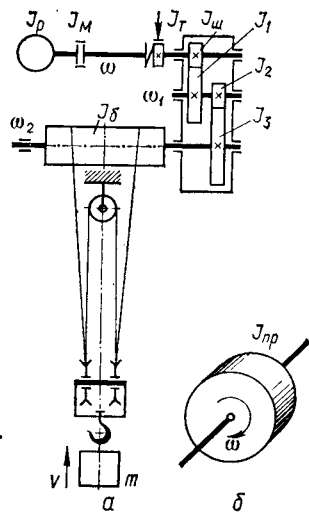


Рис. 67. Схема механизма подъема

Отсюда

$$J_{\text{пр}} = J_0 + \frac{J_1 + J_2}{u_1^2} + \frac{J_3 + J_6}{(u_1 u_2)^2} + \frac{mv^2}{2\eta_{\text{м}}}, \quad (269)$$

где $J_0 = J_{\text{р}} + J_{\text{т}} + J_{\text{м}} + J_{\text{ш}}$.

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

Тогда формулу (269) можно представить в таком простом виде:

$$J_{\text{пр}} = \delta J_0 + m \frac{v^2}{\omega^2 \eta_{\text{м}}}, \quad (270)$$

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

Момент двигателя при пуске механизма

$$M_{\text{п}} = M_{\text{с}} + J_{\text{пр}} \frac{\omega}{t_{\text{п}}} \quad (271)$$

или

$$M_{\text{п}} = M_{\text{с}} + \delta J_0 \frac{\omega}{t_{\text{п}}} + m \frac{v^2}{\omega t_{\text{п}} \eta_{\text{м}}}, \quad (272)$$

где $t_{\text{п}}$ — продолжительность пуска, с.

Коэффициент перегрузки электродвигателя по моменту

$$\psi_{\text{max}} = M_{\text{max}}/M_{\text{н}} = 2,5...3. \quad (273)$$

Время пуска привода $t_{\text{п}}$ при подъеме и опускании груза:

$$t_{\text{п}} = \frac{J_{\text{пр}} \omega}{M_{\text{п.ср}} \pm M_{\text{сг}}}. \quad (274)$$

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

Ускорение при пуске привода, м/с^2 ,

$$a_{\text{п}} = v/t_{\text{п}}. \quad (275)$$

Полученные ускорения должны удовлетворять следующим рекомендациям для кранов общего назначения (м/с^2):

К р а н ы

Монтажные и для подъема
жидкого и раскаленного метал-

ла	0,1
Машиностроительных заводов	0,2
Перегрузочные	0,6...0,8

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

$$M_{\text{с}} = \sqrt{\frac{\Sigma M_{\text{п}}^2 t_{\text{п}} + \Sigma M_{\text{г}}^2 t_{\text{г}}}{\beta \Sigma t_{\text{п}} + \Sigma t_{\text{г}} + \beta_0 \Sigma t_0}}, \quad (276)$$

где M_n — значения моментов в переходные периоды работы привода в течение цикла (принимая по нагрузочной диаграмме); M_y — значения установившихся моментов; Σt_n — суммарное время неустановившегося движения привода в течение одного цикла; Σt_y — суммарное время установившегося движения; Σt_0 — суммарное время пауз; β — коэффициент, учитывающий ухудшение условий охлаждения двигателя при пуске и торможении:

$$\beta = \frac{1 + \beta_0}{2};$$

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

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

$$M_s = \sqrt{\frac{M_n^2 \Sigma t_n + \Sigma M_y^2 t_y}{\beta \Sigma (t_n + t_y)}} \leq M_n, \quad (277)$$

где M_n — пусковой момент электродвигателя (одинаков для всех случаев нагружения); M_y — значения установившихся моментов согласно нагрузочной диаграмме.

Эквивалентная мощность двигателя по нагреву

$$P_s = M_s \omega 10^{-3}. \quad (278)$$

Окончательно определяют мощность, соответствующую фактическому ПВ по формуле (125').

3.22. Выбор [расчет] редуктора

Редуктор механизма подъема выбирают, исходя из расчетной мощности, частоты вращения двигателя, передаточного числа и режима работы.

Допустимая величина предельного момента, передаваемого редуктором,

$$M_{пр} = \psi M_p, \quad (279)$$

где M_p — табличное значение момента выбранного редуктора, ψ — кратность спускового момента, принимаемая в зависимости от режима работы:

Режим работы	Л	С	Т	ВТ
ψ	1,25	1,6	2,0	2,5

Если в качестве редуктора используют волновую передачу, то целесообразно привести краткие основы ее расчета [9]. Материалы, применяемые для изготовления деталей волновых передач, приведены в табл. 6.

Для контактирующих пар не рекомендуется брать материалы с одинаковой твердостью. Гибкие колеса и кольца предпочтительно изготавливать из труб, полученных поперечно-винтовой прокаткой. Передаточное число одной ступени предпочтительно брать близким к ряду 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400.

За номинальный момент, характеризующий нагрузочную способность передачи, принимают момент на тихоходном звене (гибком или жестком колесе) передачи. Значение момента следует выбирать ближайшим из ряда чисел: 1000, 1600, 2500, 4000, 6300... до 250 000 Н · м.

Таблица 6. Материалы для волновых передач

Деталь	Марка стали	Твердость HRC
Гибкое колесо	I группа: 20Х2Н4А, 18Х2Н4ВА, 30Х2ГН2, 40ХНМА и др. II группа: 50ХГ, 55С2, 60С2, 40ХГС, 30ХГСА и др. III группа: Сталь 50, 60	32...36 32...36 32...36
Жесткое колесо	Сталь 45, 50, 60, 40Х	28...32
Промежуточное колесо	55С2, 60С2, 50ХГ	55...60
Диски генератора	Сталь 45, 50, 60	50...54

Таблица 7. Коэффициент перегрузки k_p

$\frac{M_{\max}}{M}$	Значение k_p при u		
	100...160	160...250	250...400
1,2	1	1,1	1,2
1,6	1,1	1,2	1,3
2,5	1,2	1,3	1,4

Таблица 8. Коэффициент динамичности k_d

Степень точности зацепле- ния	Значение k_d при n_r , мин ⁻¹		
	≤ 1000	1000...1500	1500...3000
7С	1	1,15	1,4
7Х	1,07	1,20	1,5
8Х	1,2	1,25	—

Основные размеры, числа зубьев, средний диаметр гибкого колеса находим из условий действия на него номинального крутящего момента M :

$$d = c \sqrt[3]{\frac{M_p \psi}{|\tau|}}, \quad (280)$$

где c — коэффициент, учитывающий влияние распределения нагрузки по зонам зацепления и деформации на распределение напряжений в гибком колесе; значения $c = 14, 13, 12$ при $l/d > 0,5$ (l и d — длина и диаметр гибкого колеса); $u = 100 \dots 160; 160 \dots 250; 250 \dots 400$ соответственно.

Для коротких гибких колес $l/d = 0,15 \dots 0,3$; $c = 16 \dots 14$ ($u = 100 \dots 400$).

Расчетный крутящий момент на гибком колесе

$$M_p = k_p k_d M, \quad (281)$$

где k_p — коэффициент перегрузки (табл. 7); k_d — коэффициент динамичности (табл. 8).

Толщину t гибкого колеса под зубчатым венцом выбирают в зависимости от значения коэффициента $\psi = d/t$ по табл. 9.

Допускаемое напряжение кручения при реверсивном характере нагрузки

$$[\tau] = \frac{0,22 \sigma_B \rho_H}{n_{\min} k_\tau}, \quad (282)$$

где σ_B — предел прочности, МПа; $n_{\min}$ — коэффициент безопасности, $n_{\min} = 1,4$ для механизмов поворота и передвижения; $n_{\min} = 1,6$ для механизмов подъема; k_τ — коэффициент концентрации напряжений: $k_\tau = 1,7 \dots 2,2$ при нарезании зубьев гибкого колеса долбяком ($u = 400 \dots 100$); $k_\tau = 1,6 \dots 2$ при нарезании зубьев гибкого колеса червячной фрезой ($u = 400$); ρ_H — коэффициент режима нагружения (табл. 10).

Приведенное время работы механизма вычисляют по формуле

$$T = T_\Phi \frac{n_n}{1000}, \quad (283)$$

где T_Φ — фактическое время работы.

Таблица 9. Коэффициент $\psi = d/t$

a	Значение ψ для группы материала гибкого колеса		
	I	II	III
100...160	80	85	90
160...250	85	90	95
250...400	90	95	100

Таблица 10. Коэффициент ρ_n

Время работы механизма, ч, при $n_n = 1000 \text{ мин}^{-1}$	Значение ρ_n для режим работы		
	з (Л)	4 (С)	5 (Т)
До 1000	1,22	1,17	1,1
2500	1,1	1,05	1
6300	1	0,95	0,9
10 000	0,95	0,9	0,85
25 000	0,85	0,81	0,77

Допускаемые напряжения $[\tau]$ при реверсионной нагрузке 80, 70, 60 МПа соответственно для материалов I, II, III групп.

Диаметр окружности впадин зубчатого колеса

$$d_{fg} = d_b + 2t, \quad (284)$$

где d_b — внутренний диаметр гибкого колеса.

Модуль зацепления, мм:

$$m = \frac{d_{fg} + 2,5}{2 |u_{нд}|}, \quad (285)$$

где $u_{нд}$ — передаточное число передачи при ведомом гибком колесе.

Полученные значения округляют до стандартного.

Число зубьев гибкого (z_d) и жесткого (z_b) колес при ведомом гибком колесе:

$$z_d = 2u_{нд};$$

$$z_b = z_d + 2.$$

При ведомом жестком колесе:

$$z_b = 2u_{нд};$$

$$z_d = z_b - 2.$$

Из условий удобства нарезания зубьев следует, что z_b и z_d должны разлагаться на множители, меньшие 100, а из условий точности нарезания они не должны иметь общих делителей с числом зубьев долбяка.

Геометрический расчет волнового зацепления выполняют как для недеформируемых цилиндрических зубчатых колес внутреннего зацепления.

3.23. Механизмы подъема с гидроприводом и основы их расчета

Гидроприводы, обладающие меньшей металлоемкостью, глубоким и экономичным бесступенчатым регулированием скорости, малой инерционностью привода, небольшими динамическими нагрузками в механизмах и др., находят широкое применение во многих машинах, в том числе и в грузоподъемных.

На рис. 68, а приведен общий вид механизма подъема с высокооборотными (низкомоментными), а на рис. 68, б — с высокомоментными гидроприводами. Гидравлическая схема управления высокооборотным гидроприводом показана на рис. 68, в. Электродвигатель 1 через муфту 2 приводит в движение регулируемый аксиально-поршневой насос

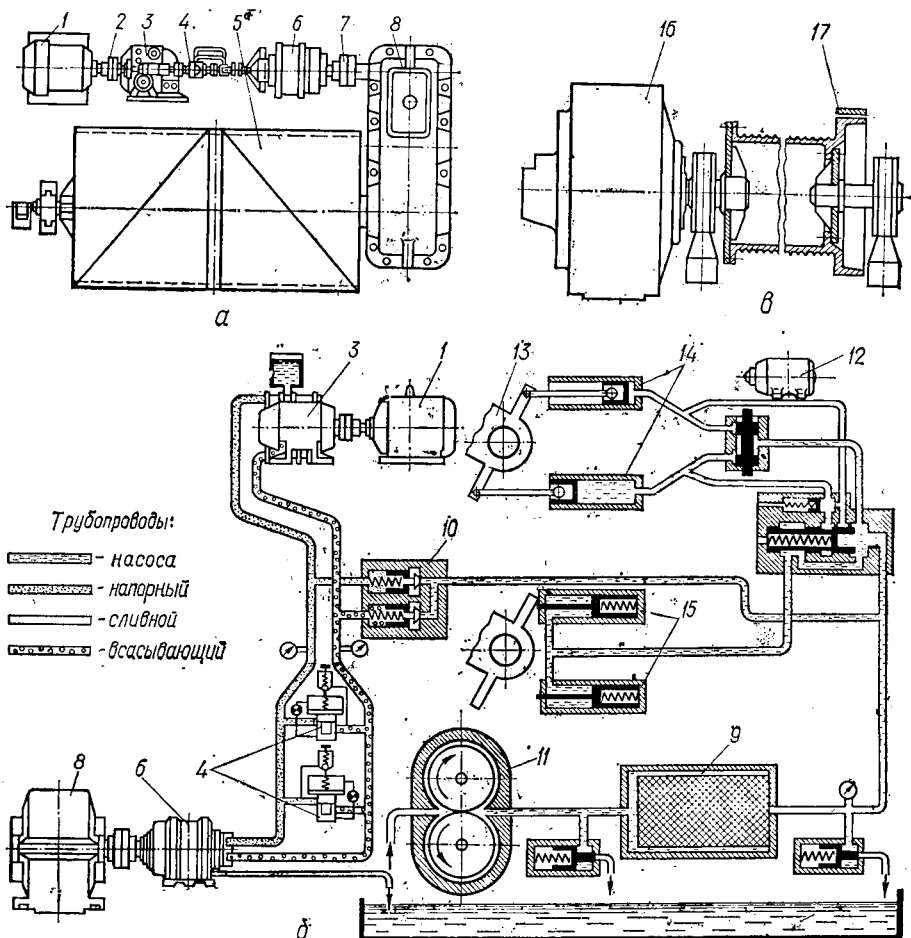


Рис. 68. Механизмы подъема с гидроприводами и схема их управления

3, подающий рабочую жидкость к гидромотору 6, который через муфту 7 и редуктор 8 вращает барабан 5 [52].

Для предохранения системы от перегрузок предусмотрены клапаны 4. В гидромоторе установлен дисковый тормоз с пружинным замыканием, размыкается он силой давления жидкости под плунжером, сжимая при этом тормозную пружину.

Принцип работы схемы управления. От насоса 3 рабочая жидкость подается шестеренным насосом 11 через фильтр 9 к клапанам 10, которые поддерживают давление в магистрали всасывания насоса 3 и пропускают жидкость до тех пор, пока давление не достигнет номинальной величины. Подача насоса регулируется дистанционно из кабины крановщика с помощью сельсинов, один из которых установлен в кабине, а другой 12 на насосе 3. Изменяя угол наклона люльки 13 с помощью штоков 14 гидроцилиндров насоса, меняется подача. При

отключении двигателя люлька устанавливается с помощью нульустановителя 15 в такое положение, при котором подача насоса равна нулю.

В механизме с высокомоментным гидромотором 16 последний соединен с барабаном непосредственно. На барабане установлен ленточный тормоз 17 закрытого типа с гидрозамыканием.

За последнее время безредукторные приводы (с электрическим и гидравлическим двигателями) находят все более широкое применение во многих отраслях машиностроения в силу целого ряда преимуществ перед обычными приводами и в первую очередь улучшенных динамических и весовых характеристик.

Расчет гидропривода сводится к определению мощности и кинематических параметров гидромоторов [31].

Расчетная мощность (кВт) гидромотора при номинальных нагрузке и скорости

$$P_r = \frac{M_6 \omega_6}{\eta_p}, \quad (286)$$

где M_6 — крутящий момент на барабане, кН · м; ω_6 — угловая скорость барабана, с⁻¹; η_p — к. п. д. редуктора.

Расчетные параметры гидромоторов: коэффициент усиления по скорости

$$k_d = \frac{2\pi}{q_r}; \quad (287)$$

коэффициент утечек

$$\Gamma_r = \frac{\omega_{г.н} (1 - \eta_{г.об})}{k_d \eta_{г.об} p_{г.н}}, \quad (288)$$

где $\omega_{г.н}$ — номинальная скорость вращения гидромотора; $\eta_{г.об}$ — объемный к. п. д.; $p_{г.н}$ — номинальное давление.

Передаточное число редуктора

$$u_p = \frac{M_6}{M_{г.н}}, \quad (289)$$

где $M_{г.н}$ — номинальный момент гидромотора.

Расчетная мощность насоса при номинальных нагрузках и скорости

$$P_n = \frac{P_r}{\eta_r}. \quad (290)$$

Расчетные параметры насоса: коэффициент усиления по расходу

$$k_q = \frac{q_{н.м}}{2\pi\gamma_m}, \quad (291)$$

где $q_{н.м}$ — максимальный рабочий объем; γ_m — параметр регулирования; коэффициент утечек

$$\Gamma_m = \frac{\omega_{н.н} k_q \gamma_m}{p_{н.н}} (1 - \eta_{н.об}), \quad (292)$$

где $\omega_{н.н}$ — номинальная угловая скорость насоса; $p_{н.н}$ — номинальное давление насоса; $\eta_{н.об}$ — объемный к. п. д.

$$\omega_n = \frac{\omega_6 \mu_{p.n}}{k_d \gamma_m k_q \eta_{г.об} \eta_{н.об}}, \quad (293)$$

где ω_6 — скорость барабана; $\eta_{г.об}$ — объемный к. п. д.; $\mu_{p.n}$ — передаточное число редуктора.

Расчетная мощность электродвигателя при номинальной нагрузке

$$P_9 = \frac{P_{г.н}}{\eta_{г.н}}, \quad (294)$$

где $\eta_{г.н}$ — общий к. п. д. гидромотора; $\eta_{н.н}$ — общий к. п. д. насоса.

Условие для выбора электродвигателя

$$P_{э.н} \approx P_9;$$

$$\omega_{э.н} \geq \omega_{н.р.}$$

Фактическое значение кратности максимального момента, при котором должно соблюдаться условие

$$\frac{M_{н.м}}{M_{э.н}} \leq |\psi|.$$

Максимальный крутящий момент на валу насоса

$$M_{н.м} = \frac{k_q k_d \gamma_m M_{г.м}}{\eta_{г.м} \eta_{н.м}}, \quad (295)$$

где $M_{г.м} = M_{г.п} + e J_{пр}$;

e — ускорение вала гидромотора:

$$e = e_6 \mu_{p.n},$$

e_6 — среднее угловое ускорение барабана; $J_{пр}$ — момент инерции масс механизма, приведенный к валу гидромотора

$$J_{пр} = \frac{J_{м.г}}{\omega_p^2 \eta_p} + J_{г.г} + J_{м.г}, \quad (296)$$

где $J_{м.г}$ — момент инерции деталей механизма и груза, приведенный к валу гидромотора; $J_{м.м}$ — момент инерции муфт; $J_{г.г}$ — момент инерции вращающихся масс гидромотора.

Глава 4. МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ

4.1. Основные кинематические схемы механизмов

В грузоподъемных машинах механизмы передвижения можно разделить на две группы: 1) механизмы, расположенные непосредственно на перемещаемой машине или тележке (рис. 69, а, б); 2) механизмы, расположенные вне перемещаемого объекта с гибкой (канатной или цепной) тягой (рис. 69, в); 3) механизмы, расположенные непосредственно у ходового колеса (рис. 69, г, д).

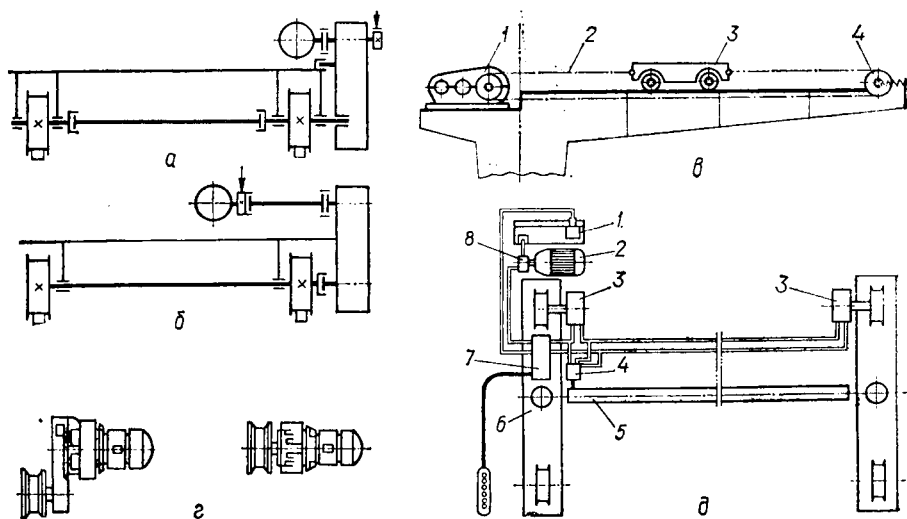


Рис. 69. Схемы расположения приводов в механизмах передвижения

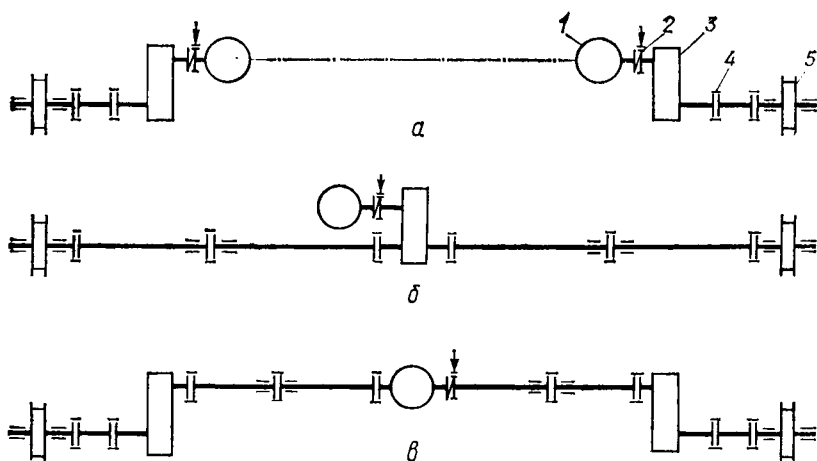


Рис. 70. Кинематические схемы механизмов передвижения

Кинематические схемы механизмов передвижения первой группы (рис. 70) в зависимости от типа и расположения привода можно разделить на следующие:

- с отдельным или индивидуальным приводом (рис. 70, а);
- с центральным приводом и тихоходным трансмиссионным валом (рис. 70, б);
- с центрально расположенным двигателем и быстроходным трансмиссионным валом с концевыми редукторами (рис. 70, в).

В современных конструкциях кранов наибольшее распространение получили механизмы с отдельным приводом. Это отвечает современным

принципам конструирования машин с максимальным приближением привода к исполнительному органу механизма. Механизм состоит (рис. 70, а) из электродвигателя 1, тормоза 2, редуктора 3, соединенного зубчатыми муфтами 4 с приводным колесом 5. Основные преимущества отдельного привода перед другими типами: простота конструкции, малая металлоемкость и размеры, отсутствие длинных трансмиссионных валов, муфт и подшипников, более плавное движение крана и др.

Для нормальной работы механизмов должна быть обеспечена электрическая синхронизация работы отдельных двигателей во избежание перекосов моста, т. е. механическая связь между ходовыми колесами с помощью трансмиссионного вала здесь заменена электрической («электрический вал»). Экономически целесообразно применять отдельный привод в кранах с большими пролетами (более 16 м); при малых пролетах — с центральным приводом.

Весьма компактна конструкция отдельного привода с фланцевым электродвигателем (рис. 70, в), обладающая удобствами монтажа и ремонта; в специальных кранах применяют также приводы, вмонтированные непосредственно в ходовое колесо.

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

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

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

Для передвижения тележек применяют кинематические схемы согласно (рис. 69, а, б, 70, б), а также механизмы с гибкой тягой — канатом или цепью (рис. 69, в) в стреловых и консольных кранах.

Привод 1 с помощью каната 2 (или цепи), охватывающего обводной блок 4, передвигает тележку 3 по балке консоли; направление движения тележки зависит от направления вращения барабана.

Преимущества механизма: компактность и малая масса тележки вследствие размещения механизмов подъема и передвижения вне тележки. Это позволяет уменьшить массу металлоконструкции крана. Недостаток — повышенный износ грузового и тягового канатов.

В последнее время все большее применение находят гидравлические механизмы передвижения кранов (рис. 69, д). Гидравлические приводы устанавливают непосредственно на валах приводных колес крана. Привод состоит из двух высокомоментных плунжерных гидро-

моторов 3, электродвигателя 2, плунжерного насоса 8, резервуара 1 для масла, синхронизатора 4, блока управления 7. Синхронизация вращения гидромоторов достигается установкой датчика, закрепленного на концевой балке 6, и с помощью штока взаимодействует с главной балкой 5. При перекосе крана датчик регулирует поток жидкости в гидромоторах и изменяет частоту их вращения. Привод достаточно компактен и обеспечивает плавную регулировку скорости движения и торможения крана, а также стопорения крана с помощью гидравлических замков.

4.2. Сопротивление передвижению рельсовых механизмов

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

Сопротивление в ходовых колесах крана определяется трением в подшипниках F_t , трением качения F_k колес по рельсам, трением торцов ступиц, трением поперечного скольжения колеса по рельсу и ребр о рельсы F_p .

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

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

Расчетная схема механизма передвижения приведена на рис. 71, а. Значение сил:

$$W = F_t + F_k + F_p;$$

$$F_t = (Q + G) \frac{fd}{D}; \quad F_k = (Q + G) \frac{2k}{D}, \quad (297)$$

где F_t — сила трения в опорах; F_k — сила трения качения колеса по рельсу; F_p — дополнительная сила трения в ребрах колес; D — диаметр ходового колеса по кругу катания; d — диаметр цапф; f — коэффициент трения в подшипниках; для подшипников качения $f = 0,015 \dots 0,020$; k — коэффициент качения колеса по рельсу, зависящий от диаметра и материала колес и типа рельсов $(3 \dots 12) \cdot 10^{-4}$ м.

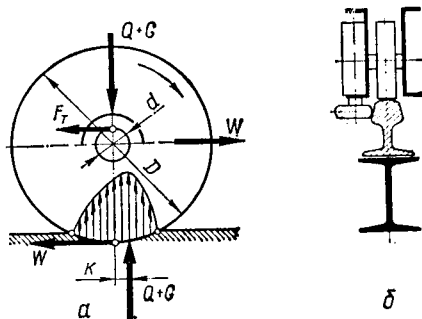


Рис. 71. Расчетная схема механизма передвижения и схема безребордного колеса с направляющим роликом

Сопротивление F_p теоретически определить нельзя из-за неопределенности всех факторов, влияющих на трение в ребордах, ступице и др. Поэтому дополнительные сопротивления учитывают коэффициентом k_p .

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

$$W = (Q + G) \left(\frac{fd + 2k}{D} \right) k_p + 0,7F_v + F_{ук}. \quad (298)$$

Значение коэффициента k_p зависит от типа крана, длины пролета, привода механизма (центральный, раздельный), конструкции колеса и типа подшипников: для кранов на конических колесах $k_p = 1,2$; на цилиндрических $k_p = 1,5$; для тележек $k_p = 2...2,5$; для кранов на цилиндрических безребордных колесах с направляющими боковыми роликами (рис. 71, б) условно принимают $k_p = 1,1$. Усилие от уклона пути

$$F_{ук} = (Q + G) \sin \alpha_y \approx (Q + G) \alpha_y, \quad (299)$$

где α_y — уклон подкранового пути в зависимости от типа крана, находится в пределах 0,001...0,01:

Мостовые краны	0,0015	Тележки, козловые краны	0,002
Электротали	0,001	Башенные краны	0,01

Усилие от ветровой нагрузки F_v определяем по формулам (14, 15).

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

$$w_c = \frac{W}{Q + G} = \frac{fd + 2k}{D} k_p. \quad (300)$$

Для механизмов передвижения электроталей сила сопротивления

$$W = (Q + G) \left[\left(\frac{fd + 2k}{D} \right) + \alpha_y \right]. \quad (301)$$

В расчетах принимают следующие значения коэффициентов:

$$k = 4 \cdot 10^{-4} \text{ м}; \quad f = 0,02; \quad \alpha_y = 0,001.$$

С учетом дефекта пути сопротивления от трения в ребордах и других сопротивлений принимают расчетное значение $W_p = (2,5...3) W$.

4.3. Мощность привода

Как показывают расчеты и экспериментальные исследования, в период установившегося движения в механизмах действуют только статические нагрузки от сил трения (при небольших внешних усилиях от ветра или уклона пути) небольшой величины (рис. 18).

Основными нагрузками, определяющими мощность двигателя и прочность механизма, как правило, являются динамические, которые возникают в период пуска и торможения привода.

Для предварительного выбора двигателя определяем общее усилие передвижения груженого крана с учетом сил инерции масс $F_{\text{и}}$ в пусковой период:

$$W_{\text{об}} = W + F_{\text{и}} = W + (1,1 \dots 1,3) (m_{\text{г}} + m_{\text{к}}) a, \quad (302)$$

где $m_{\text{г}}$, $m_{\text{к}}$ — поступательно движущиеся массы груза и крана; a — среднее ускорение крана при пуске, м/с^2 ; допустимые значения зависят от назначения крана и находятся в пределах $a = 0,05 \dots 0,25 \text{ м/с}^2$ (малые значения для монтажных кранов и кранов, транспортирующих жидкий и раскаленный металл); $1,1 \dots 1,3$ — коэффициент, учитывающий вращающиеся массы привода.

Мощность, кВт, предварительно выбранного двигателя

$$P = \frac{(W + F_{\text{и}}) v}{10^3 \eta_{\text{м}} \psi_{\text{п.ср}}}, \quad (303)$$

где $\psi_{\text{п.ср}}$ — средняя кратность пускового момента двигателя (0,8...2).

Номинальную мощность предварительно выбираемого двигателя можно определить сразу по формуле

$$P = \frac{(Q + G) v}{10^3 \eta_{\text{м}} \psi_{\text{п.ср}}} \left(\omega_{\text{с}} + \frac{\delta a}{g} \right), \quad (304)$$

где $\omega_{\text{с}}$ — коэффициент сопротивления передвижению тележки.

Значение коэффициентов $\delta = 1,1 \dots 1,3$.

Передаточное число редуктора:

$$u_{\text{р}} = \frac{\omega}{\omega_{\text{к}}}.$$

Частота вращения колеса

$$\omega_{\text{к}} = 2v/D.$$

Выбираем по каталогу тип редуктора и его параметры.

При раздельном приводе мощность одного двигателя принимают:

$$P_1 = (0,5 \dots 0,7) P.$$

Раскачивание поднимаемого груза на канатах влияет на мощность привода механизма передвижения.

В общем случае мощность двигателя механизма передвижения с учетом сил инерции при пуске и раскачивании груза может быть определена по формуле

$$P = \frac{(Q + G) v}{10^3 \psi_{\text{п.ср}} \eta_{\text{м}}} + \left[\omega_{\text{с}} + \frac{a}{g} (\delta + \beta) \right], \quad (305)$$

где $\beta = \frac{Q}{Q + G}.$

Как видим, влияние раскачивания груза на значение дополнительной мощности привода для тележек значительно больше, чем для кранов, так как меньше ее собственная масса, а следовательно, больше коэффициент β . При жестком подвесе груза $\beta = 0$ (например, для кранов-штабелеров).

В кранах, на которые действуют большие внешние нагрузки (ветровые, от уклона пути и др.), мощность привода необходимо рассчитывать по суммарным максимальным статическим усилиям:

$$P_{c.\max} = \frac{W_{c.\max} v}{10^3 \eta_m} . \quad (306)$$

Эта мощность может оказаться больше, чем мощность, рассчитанная по формулам (303), (306):

$$P_{c.\max} > P.$$

4.4. Проверка на устойчивость движения крана без буксования приводных колес

При нормальной работе крана приводные колеса перекатываются по рельсам без скольжения. Однако в период резкого сообщения механизму ускорения при пуске и торможении связь между колесами и рельсами может нарушиться с пробуксовками или полным буксованием.

Нарушение устойчивости движения крана связано не только с уменьшением скорости и производительности, но и с резким увеличением напряженности всей приводной линии, так как в ней возникают незагужающие колебательные процессы (рис. 72, а) типа автоколебательных с постоянными амплитудами, которые могут быть опасными для прочности механизма. Кроме того, при буксовании происходит износ приводных колес. Поэтому необходимо производить проверку на устойчивость путем расчета коэффициента запаса сцепления колес с рельсами. Так как вероятность неустойчивого движения больше при меньшем давлении на приводные колеса, то расчет следует вести для крана с раздельным приводом, когда крановая тележка находится в одном из крайних положений моста.

Условие устойчивого движения:

$$F_{cc} \geq k_{cc} (W_{об} - F_T), \quad (307)$$

где k_{cc} — коэффициент запаса сцепления.

Сила сцепления колеса с рельсом должна быть больше общего тягового усилия ($W_{об}$) привода ненагруженного крана при пуске без учета сопротивления трения в подшипниках колес (F_T).

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

$$a_{n.\max} = \left[\frac{z_{np}}{z} \left(\frac{\varphi_c}{k_{cc}} + \frac{fd}{D} \right) - \omega_c - F_b/Gg \right] g, \quad (308)$$

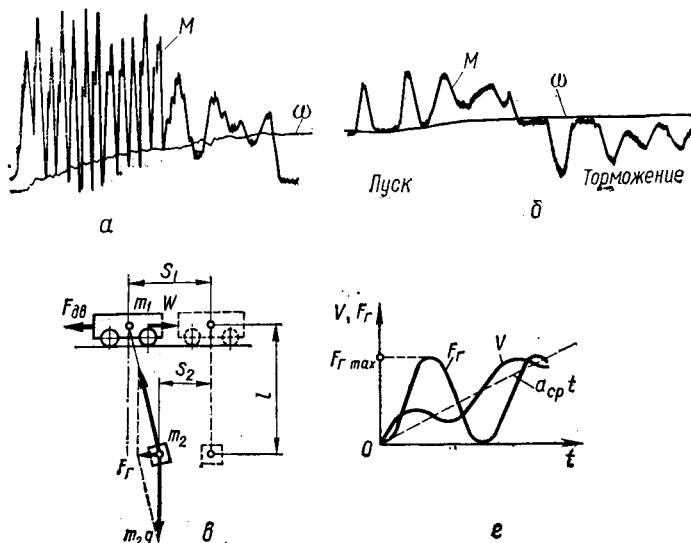


Рис. 72. Осциллограммы колебательных процессов в механизме передвижения

где ω_c — коэффициент сопротивления передвижению; $z_{пр}$ — число приводных колес; z — общее число колес моста; φ_c — коэффициент сцепления колес с рельсом.

Значение коэффициента сцепления зависит от состояния пути и места установки крана: $\varphi_c = 0,12$ для кранов, работающих на открытом воздухе; $\varphi_c = 0,20$ — для кранов, установленных в закрытых помещениях.

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

$$k_{сц} = \frac{\varphi_c}{(a_n/g + F_b/Gg + \omega_c) \frac{z_{пр}}{z} - fd/D} \geq 1,2, \quad (309)$$

где a_n — фактическое ускорение при пуске, $a_n = \frac{v}{t_n}$; ω_c — коэффициент сопротивления движению крана (формула 300) при $k_p = 1$. Допустимые средние ускорение и замедление составляют 0,05...0,25; максимальные 1...1,2 м/с².

Из формул (308) и (309) видно, что значения ускорений крана и коэффициента запаса сцепления (при отсутствии сил ветра) не зависят от того, груженный кран или нет.

Окончательную проверку двигателя на нагрев производим по методу, изложенному в гл. 2.

4.5. Расчет тормозного момента

Назначение тормоза в механизме передвижения — поглощение кинетической энергии поступательно движущихся и вращательных масс крана. Согласно нормам Госгортехнадзора все краны и тележки со скоростями движения более 0,5 м/с должны быть снабжены тормозами. Расчет тормозного момента механизма передвижения должен производиться из условия исключения буксования приводных колес по рельсам при максимально допустимых значениях замедлений. Значение тормозного момента определяют как разность моментов сил инерции движущихся масс и минимального момента сил сопротивления передвижению

$$M_T = M_H - M_{c \min}. \quad (310)$$

Выражение для тормозного момента можно записать в развернутом виде:

$$M_T = \left(\frac{mv^2}{\omega_T^2} \eta_m + \Sigma J_{вр} \right) \varepsilon - \frac{W_{c \min} R_k}{u_p} \eta_m, \quad (311)$$

где m — масса крана, кг; $\Sigma J_{вр}$ — сумма моментов инерции вращающихся масс крана, приведенных к тормозному валу, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; ω_T — угловая скорость вала, на котором установлен тормоз, с^{-1} ; v — скорость движения крана, м/с; ε — угловое ускорение, с^{-2} :

$$\varepsilon = \frac{a}{R_k}.$$

Минимальная сила сопротивления определяется без учета трения в ребордах ходовых колес ($k_p = 1$) и при движении крана под уклон:

$$W_{c \min} = G(W_c^1 - \alpha_y). \quad (312)$$

Для обеспечения необходимого запаса сцепления и избежания пробуксовок приводных колес максимальное ускорение при торможении должно быть не больше значений, определяемых по формуле

$$a_T = \left[\frac{z_{пр}}{z} \left(\frac{\varphi}{k_{сц}} - \frac{fd}{D} \right) + \omega'_c \right] g. \quad (313)$$

Таблица 11. Значения замедлений и минимальные пути торможения

$\frac{G_{сц}}{G}$	Коэффициент сцепления			
	$a_T, \text{м/с}^2$	$s_T, \text{м}$	$a_T, \text{м/с}^2$	$s_T, \text{м}$
1	0,90	$v^2/1,8$	1,5	$v^2/3,06$
1/2	0,45	$v^2/0,9$	0,75	$v^2/1,53$
1/2	0,25	$v^2/0,46$	0,40	$v^2/0,625$

Замедления и соответствующие им допустимые минимальные пути торможения приведены в табл. 11.

Минимально допустимое время торможения

$$t_T = \frac{2s_T}{v_k}. \quad (314)$$

4.6. Динамические нагрузки в механизме с учетом колебательных процессов

В период неустановившегося движения механизмов передвижения кранов и тележек в приводных линиях возникают большие колебательные нагрузки, амплитуды которых во много раз (3...7) могут превышать суммарные статические и инерционные нагрузки.

На рис. 72 а, б приведены осциллограммы моментов сил упругости M в приводной линии механизма и скорости передвижения ω при неустановившемся движении — пуске и торможении.

Как правило, приводные линии этих механизмов подвержены более интенсивным колебаниям, чем механизмы подъема, что объясняется большими поступательно движущимися массами кранов, мгновенным приложением внешних нагрузок, наличием жестких тормозов и другими причинами.

Максимальные динамические нагрузки в линии привода в пусковой период

$$M_{\max} = M_c + 2 (M_{п \max} - M_c) \frac{J_2}{J_1 + J_2}, \quad (315)$$

где $M_{п \max}$ — максимальный пусковой момент, развиваемый двигателем; M_c — статический момент сопротивления передвижению, приведенный к валу двигателя.

Момент инерции ротора, тормозного шкива и муфт $J_1 = J_p + J_m$; $J_2 = 0,2 (J_p + J_m) + \frac{m_k R_k^2}{u_p^2 \eta_m}$ — момент инерции всех остальных вращающихся и поступательно движущихся масс.

Частоту колебаний двухмассовой системы находим по формуле (71).

Коэффициент динамичности

$$k_d = \frac{M_{\max}}{M_c}. \quad (316)$$

Аналогично можно определить динамические нагрузки в механизме передвижения при торможении крана, подставив вместо $M_{п \max}$ значение тормозного момента M_T .

Амплитуды колебательных нагрузок при торможении могут быть значительно больше, чем в период пуска привода, особенно при наличии в приводе жестких короткоходовых тормозов или торможения противовключением двигателя с возбуждением автоколебаний (рис. 21, е).

Расчет трансмиссионных валов на виброустойчивость. Быстроходные трансмиссионные валы должны быть проверены на виброустойчивость по критической частоте вращения вала во избежание резонанса, т. е. совпадения вынужденных и свободных колебаний. При резонансе возбуждаются колебания с большими амплитудами, что может привести к разрушению вала. Частота вынужденных колебаний вала

$$\omega = n/60 \text{ с}^{-1}, \quad (317)$$

где n — частота вращения вала, мин⁻¹.

При наличии эксцентриситета вала с насаженными на нем деталями при большой частоте вращения возникают значительные изгибные колебания, частоту которых можно определить по формуле

$$p_{кр} = a_n \sqrt{\frac{c_n}{m}}, \quad (318)$$

где a_n — коэффициент, зависящий от формы колебаний: 0,179 — одна полуволна; 0,716 — две полуволны на длине вала; m — масса вала; c_n — изгибная жесткость вала

$$c_n = k \frac{EI_3}{l^3}; \quad (319)$$

k — коэффициент жесткости; I_3 — экваториальный момент инерции сечения вала; l — длина вала между опорами.

Резонанс возникает не только при критической, но и при кратной частоте. При работе вала в дорезонансной зоне виброустойчивость соблюдается при условии

$$\omega \leq 0,7 p_{кр},$$

а при работе в зоне между первой и второй резонансными скоростями при условии

$$1,4 p_1 \leq \omega \leq 0,7 p_2.$$

Наибольшее допустимое расстояние (м) между подшипниковыми опорами трансмиссионного вала большой длины определяют из условия допустимого статического прогиба:

$$l = 43 \cdot 10^2 \sqrt[3]{\frac{d^4}{q_b} \left(\frac{f}{l} \right)}, \quad (320)$$

где d — диаметр вала, м; q_b — масса 1 м вала, кг/м; f/l — допустимый прогиб вала 1/700...1/1000.

Влияние гибкого подвеса на динамику механизма. В период неустановившегося движения механизма происходит колебание груза, которое вызывает дополнительные нагрузки и усложняет работу машиниста по точности установки груза. Согласно расчетной схеме (рис. 72, в) уравнения движения масс можно записать такой системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} m_1 \frac{d^2 s_1}{dt^2} + F_r &= F_{дв} - W, \\ m_2 \frac{d^2 s_2}{dt^2} - F_r &= 0, \end{aligned} \quad (321)$$

где m_1 — масса тележки (крана); m_2 — масса груза; s_1, s_2 — перемещения соответствующих масс; $F_{дв}$ — сила движущая; W — сила сопротивления движению; F_r — дополнительная сила, вызванная колебанием груза.

На основании геометрических соотношений можно записать

$$\frac{m_2 g}{F_r} = \frac{l}{s_1 s_2};$$

тогда

$$F_r = \frac{m_2 g}{l} (s_1 - s_2).$$

После преобразования получим дифференциальное уравнение

$$\frac{1}{v^3} \cdot \frac{d^3 v}{dt^3} + \frac{dv}{dt} = \frac{F_{дв} - W}{m_1 + m_2}, \quad (321')$$

где v — частота свободных колебаний двухмассовой системы

$$v = \sqrt{\frac{g(m_1 + m_2)}{l m_1}}.$$

Решение

$$v = At + B \sin vt + C \cos vt. \quad (322)$$

Подставив v в уравнение (321'), получим

$$A = \frac{F_d}{m_1 + m_2} = a_{cp},$$

где $F_d = F_{дв} - W$, a_{cp} — среднее ускорение тележки. При нулевых начальных условиях

$$B = \frac{m_2 F_d}{m_1 (m_1 + m_2) v}; \quad C = 0.$$

Подставив постоянные интегрирования, получим формулу для определения скорости движения тележки при пуске

$$v = a_{cp} t + \frac{m_2 a_{cp}}{m_1 v} \sin vt,$$

которая изменяется по гармоническому закону.

Дополнительная сила от действия колебания груза носит также гармонический характер (рис. 72, з), увеличивая и уменьшая среднюю силу тяги

$$F_r = m_2 a_{cp} (1 - \cos vt). \quad (323)$$

Частота собственных колебаний зависит от высоты подъема груза и соотношения масс. Минимальная частота будет при максимальной высоте подвеса, максимальная (0,2...0,3 Гц) — при малой высоте.

Раскачивание груза ведет к повышению нагрузок на конструкцию механизма, а также к увеличению опасности пробуксовки приводных колес. Снижения амплитуды колебаний груза и тележки можно достичь уменьшением среднего ускорения привода и повышением плавности регулирования скорости двигателя.

4.7. Расчет механизма с канатной (цепной) тягой

Расчет включает определение сопротивлений передвижению тележки, расчет мощности и выбор электродвигателя, редуктора, тягового каната, проверку двигателя по условиям нагрева и перегрузочной способности.

На тележке (рис. 73) * установлено два блока, по которым перекачивается подъемный канат во время движения тележки. Такая конструкция обеспечивает постоянно уровня поднятого груза при перемещении тележки в любом направлении. Однако при этом увеличивается сопротивление движению тележки, обусловленное натяжением ветвей, жесткостью каната и к. п. д. блоков. Для обеспечения постоянного натяжения тягового каната и устойчивого движения тележки без рывков обводной блок обычно подпружинивают.

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

$$F = W_x + F_v + F_{ук} + F_k + F_0. \quad (324)$$

Сопротивление от сил трения

$$W_x = (Q + G_T) \frac{(df + 2k)}{D_p} k_p.$$

Остальные сопротивления находим по известным ранее формулам. Сопротивление перемещению грузового каната

$$F_k = F_1 - F_4.$$

Натяжение в ветвях каната:

$$F_2 + F_3 = Q;$$

$$F_3 = F_2 \eta; \quad F_2 = \frac{Q}{1 + \eta};$$

$$F_1 = \frac{Q}{\eta(1 + \eta)};$$

Тогда

$$F_4 = \frac{Q}{1 + \eta} \eta^2;$$

$$F_k = \frac{Q(1 - \eta^3)}{(1 + \eta)\eta}. \quad (325)$$

При подвесе груза на m ветвях каната:

$$F_k = Q \frac{(1 - \eta)(1 - \eta^{m+1})}{\eta(1 - \eta^m)}, \quad (325')$$

* Обозначения те же, что и на рис. 69, в.

η — к. п. д. блока грузового каната.

Натяжение в свободной ветви тягового каната

$$F_0 = \frac{q_k l^2}{8h}, \quad (326)$$

где q_k — вес 1 м тягового каната; l — максимальная длина свободно висящего тягового каната при расположении грузовой тележки в конечном

положении; h — стрела провеса тягового каната (1...3% пролета).

Статическая мощность двигателя

$$P_c = \frac{Fv}{10^3 \eta_m}.$$

Проверка двигателя на нагрев и перегрузку выполняется ранее изложенными методами.

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

$$F \leq F_0 e^{f\alpha}, \quad (327)$$

где f — коэффициент трения каната по барабану (блоку); α — угол обхвата барабана (блока) канатом.

4.8. Конструкция ходовой части кранов

Крановые ходовые колеса по конструкции разделяются на двухребордные (наиболее распространенные), одноребордные и безребордные; по форме поверхности — на цилиндрические (рис. 74, а, б), конические (рис. 74, в) и бочкообразные (рис. 74, г). Реборды ходовых колес служат для направления движения крана, предотвращения схода колес, они воспринимают горизонтальные поперечные силы при движении крана. Под действием поперечных сил происходит скольжение реборд по рельсам.

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

По данным ВНИИПТМаш усилия на реборды колес с цилиндрическим ободом ориентировочно можно принимать

$$F_n = 0,2 (Q + G_r),$$

где G_r — вес тележки.

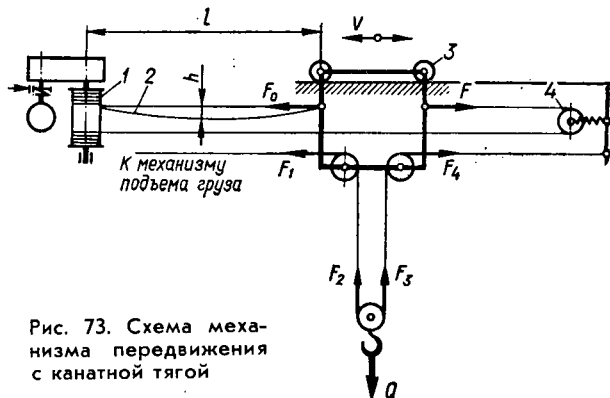


Рис. 73. Схема механизма передвижения с канатной тягой

В результате действия горизонтальной силы колеса оказываются постоянно прижатыми ребордами к рельсам и должны следовать всем неровностям пути в горизонтальной плоскости, что приводит к интенсивному износу реборд.

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

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

Предложено также много конструктивных решений для уменьшения износа реборд: применение съемных реборд, прикрепленных к ободу, которые при перекосах могут поворачиваться по конической поверхности обода; установка ребордных дисков на подшипниках качения (рис. 74, д), заменяющих в паре реборда-рельс трение скольжения трением качения и др. Но все эти решения значительно усложняют конструкцию ходовых колес.

Ходовые колеса изготавливают следующими способами: литьем из стали 40Л и 55Л, прокаткой на колесопрокатных станах из стали 35, 50, 65Г, 50Г2 и др. и сборкой (больших диаметров); ступица отличается из низкоуглеродистой стали, бандаж изготавливается прокаткой из качественной стали и надевается с натягом в горячем состоянии. Для повышения износостойкости и долговечности колес их поверхности катания подвергают термической обработке (до твердости НВ 300...400 на глубину не менее 15 мм). Наиболее длительный срок службы (до 5 лет) имеют колеса, изготовленные штамповкой на прессах с дополнительной прокаткой на колесопрокатном стане.

Для повышения надежности и уменьшения мощности привода ходовые колеса устанавливают на подшипниках качения. Ходовые колеса монтируют на валах на подшипниках (приводные) или на осях без шпонок (не приводные) в сферических подшипниках качения, установленных в разъемных буксах (рис. 74, е), которые крепят к концевым балкам моста или к раме тележки. Применение блочной конструкции ходовых колес со съемными буксами значительно упрощает сборку и смену ходовой части крана.

Конструктивное выполнение механизмов передвижения кранов может быть различным. Привод от двигателя осуществляется: через вал с зубчатыми муфтами; через карданный вал (для балансиров);

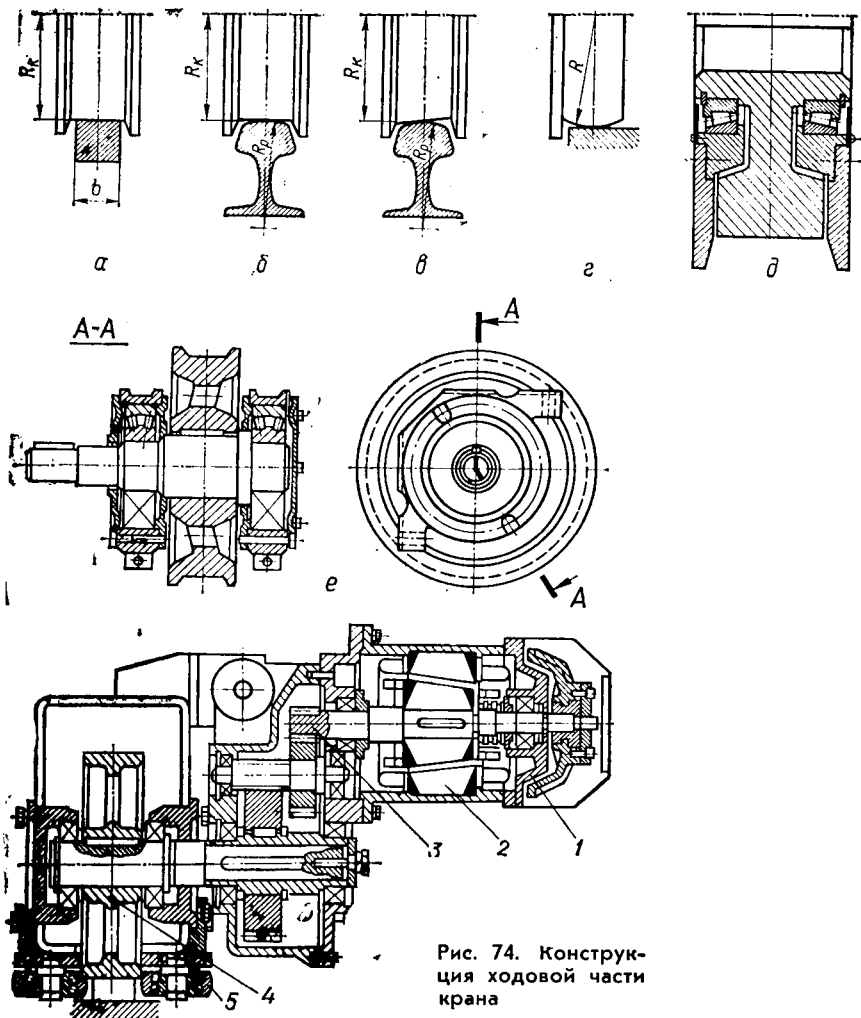


Рис. 74. Конструкция ходовой части крана

в помощью блок-привода, объединяющего двигатель, тормоз и редуктор в один блок. Блок-привод обладает компактностью и меньшей массой по сравнению с обычными механизмами.

На рис. 74 приведена конструкция блок-привода, состоящего из фланцевого электродвигателя 2 с коническим ротором, конического тормоза 1, редуктора 3, передающего вращение безреборному ходовому колесу 4, закрепленному в концевой балке крана. Для предупреждения схода колес с рельса предусмотрены горизонтальные ролики 5.

Количество ходовых колес выбирают в зависимости от грузоподъемности крана:

$Q, \text{ т}$	до 50	75—125	150—200	250—300
$z \dots$	4	8	12	16

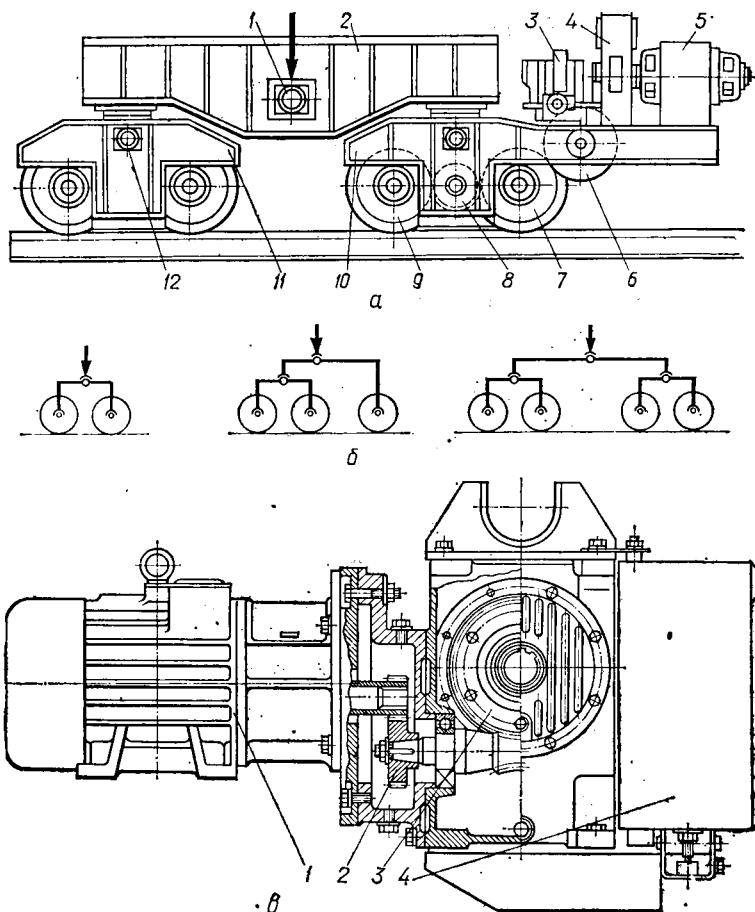


Рис. 75. Балансирные тележки

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

В тележке обычно 4 и 8 колес, а при большой грузоподъемности 16. Для обеспечения статически определимых ходовых систем и равномерного нагружения колес применяют балансирные тележки, конструкция которых дана на рис. 75, а. Ходовые колеса 7 установлены в двухбалансирных тележках 10, 11, соединенных с главным балансиром 2 шарнирами 12. К последнему с помощью шарнира 1 крепится одна из сторон крана.

Привод балансирной тележки индивидуальный, состоящий из двигателя 5, редукторов 4, 3, зубчатой передачи 6, передающей вращение двум ходовым колесам посредством зубчатых колес 7, 8, 9. Схемы двух-, трех- и четырехколесных балансирных тележек приведены на рис. 75, б.

В новых конструкциях кранов широко применяют мотор-редукторы, включающие и тормоз. Для одного приводного колеса он навешивается непосредственно на вал, а привод двух колес осуществляется посредством промежуточного вала и открытой передачи. В качестве редуктора могут быть цилиндрические, планетарные и червячные. На рис. 75, в показана конструкция мотор-редуктора с глобоидной червячной передачей. Он состоит из электродвигателя 1, цилиндрической передачи 2, глобоидного редуктора 3 и тормоза 4. Характерной особенностью мотор-редукторов является большая компактность и малая масса конструкции.

Для уменьшения потерь на трение и повышения долговечности применяют безребордные ходовые колеса с горизонтальными направляющими роликами.

На четырехколесных кранах направляющие ролики устанавливают с внутренней стороны пролета; на кране с балансирными тележками — по два направляющих ролика на каждой тележке (по одному с каждой стороны). Безребордные колеса в балансирных тележках применяют также для специальных кранов большой грузоподъемности (рис. 4, б).

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

4.9. Расчет колес на прочность

Для расчета ходовых колес на прочность определяют максимальную силу давления на опоры тележки или крана. Конструктивно крановые тележки выполняют так, что центр тяжести расположен близко к центру симметрии рамы. В общем случае, когда центр приложения нагрузки находится в точке O_1 с координатами a_1, b_1 (рис. 76, а), максимальная сила давления на колесо D :

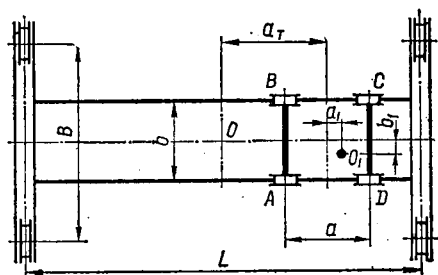
$$F_{\max} = \frac{G_T}{4} + \frac{Q}{4} \left(1 + \frac{2a_1}{a} + \frac{2b_1}{b} \right). \quad (328)$$

Максимальную силу давления на колеса крана

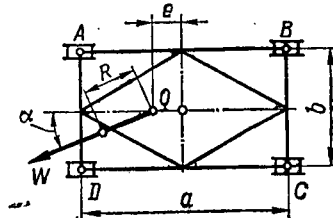
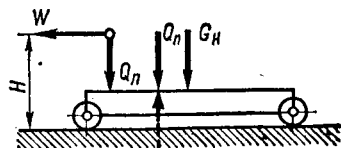
$$F_{\max} = \frac{G_K}{4} + \frac{G_T}{4} \left(1 + \frac{2a_T}{L} \right) + \frac{Q}{4} \left(1 + \frac{2(a_T + a_1)}{L} + \frac{2b_1}{B} \right).$$

В стреловых поворотных кранах усилия на колеса складываются из постоянных нагрузок G_n от неповоротной части крана и переменных Q_n от поворотной части, изменяющихся в функции угла поворота стрелы α . Считают, что центр тяжести неповоротной части крана

Рис. 76. Схема к расчету усилий на ходовые колеса крана



а



б

G_H совпадает с центром симметрии рамы (рис. 76, б). Центр тяжести поворотной части крана расположен на оси стрелы на расстоянии R от оси вращения O , которая смещена от центра симметрии рамы на величину e .

На опоры крана действуют также горизонтальная составляющая W , включающая в себя ветровую и инерционную нагрузки, а также составляющая веса при уклоне пути.

Приложив к точке O по две равных и противоположно направленных силы Q_n и W , получим силы Q_n и W , перенесенные в точку O , и момент $M = Q_n R + WH$. Разложим моменты на $M_1 = M \cos \alpha$ и $M_2 = M \sin \alpha$, расположенные соответственно в продольной и поперечной плоскостях.

Нагрузки на ходовые колеса от веса постоянной нагрузки неповоротной и поворотной частей крана:

$$\begin{aligned} F_A &= \frac{G_H}{4} + Q_n \frac{a/2 + e}{2a} + M \frac{\cos \alpha}{2a} - M \frac{\sin \alpha}{2b}; \\ F_B &= \frac{G_H}{4} + Q_n \frac{a/2 - e}{2a} - M \frac{\cos \alpha}{2a} - M \frac{\sin \alpha}{2b}; \\ F_C &= \frac{G_H}{4} + Q_n \frac{a/2 + e}{2a} + M \frac{\cos \alpha}{2a} + M \frac{\sin \alpha}{2b}; \\ F_D &= \frac{G_H}{4} + Q_n \frac{a/2 - e}{2a} - M \frac{\cos \alpha}{2a} + M \frac{\sin \alpha}{2b}. \end{aligned} \quad (330)$$

Для отыскания значения угла α , при котором опорные нагрузки будут максимальными, приравняем нулю соответствующую производную

$$\frac{dF_C}{d\alpha} = -\frac{M}{2a} \sin \alpha + \frac{M}{2b} \cos \alpha = 0,$$

откуда $\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{b}$.

Тогда максимальное значение усилия на колесо

$$F_{2\max} = \frac{G_H}{4} + Q_n \frac{a/2 + e}{2a} + M \frac{b}{2a \sqrt{a^2 + b^2}} + M \frac{a}{2b \sqrt{a^2 + b^2}}. \quad (331)$$

Нагрузка на колесо будет максимальной, когда стрела повернется перпендикулярно к диагонали, соединяющей середины сторон контура опирания крана.

По максимальному усилию, действующему на колесо при номинальном грузе и ветровой нагрузке рабочего состояния, определяют расчетную нагрузку

$$F_p = k_n k_d F_{\max}, \quad (332)$$

где k_n — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине рельса: $k_n = 2$ для плоских рельсов, $k_n = 1,1$ для рельсов с выпуклой головкой; k_d — коэффициент динамичности, зависящий от скорости движения:

$v, \text{ м/с}$	...	до 1	1...1,5	1,5...3	> 3
k_d	...	1,0	1,1	1,2	1,3

Контактные напряжения смятия, возникающие в зоне контакта колеса с рельсом,

$$\sigma_n = k_\tau k_r \sqrt{\frac{10^{-6} E_p E_{\text{пр}}^2}{R_{\max}^2}}, \quad (333)$$

где k_τ — коэффициент, учитывающий влияние тангенциальной нагрузки на работу колеса в зависимости от режима работы механизма: $k_\tau = 1$ для легкого, $k_\tau = 1,04...1,06$ для среднего и $k_\tau = 1,06...1,1$ для тяжелого режимов; k_r — коэффициент, зависящий от отношения $R/R_1 < 1$; R_1 — больший из радиусов (колеса или головки рельса); R — меньший радиус

$\frac{R}{R_1} \left(\frac{R_1}{R} \right)$	...	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2	0,1
k_r	...	0,09	0,099	0,111	0,13	0,19	0,28

$E_{\text{пр}}$ — приведенный модуль упругости, когда модули колеса E_1 и рельса E_2 неодинаковы:

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}.$$

Для плоского рельса, когда $R_1 = \infty$, и цилиндрического обода колеса, т. е. для линейного контакта

$$\sigma_n = 1,67 \cdot 10^{-4} k_\tau \sqrt{\frac{F_p E_{\text{пр}}}{b R}}, \quad (334)$$

где b — рабочая ширина рельса (длина линии контакта).

Допускаемые напряжения выбирают в зависимости от суммарного числа оборотов колеса за срок его службы. При небольшом $N \leq 10^4$ допускаемые значения эффективных напряжений неизменны и равны

$$[\sigma_{н.э}] = (2,5 \dots 3,0) HB.$$

При большом суммарном числе оборотов колеса за срок службы предельное значение допускаемого напряжения снижается:

$$[\sigma_n] = [\sigma_{н.э}] \sqrt[9]{\frac{10^4}{N}},$$

где N — приведенное число оборотов ходового колеса за срок службы:

$$N = n_1 + n_2 \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2 + n_3 \left(\frac{F_3}{F_1} \right)^3 + \dots, \quad (335)$$

где $F_1, F_2, F_3, \dots$ — нагрузки на колеса, при которых сделаны обороты; $n_1, n_2, n_3, \dots$, где n_1 — число оборотов колеса под нагрузкой F_1 :

$$n_1 = 3600 \frac{v}{\pi D} h_1,$$

где D — диаметр колеса, h_1 — число часов работы крана с номинальной нагрузкой за весь срок службы.

Или через путь перемещения

$$n_1 = h_1 z \frac{s_1}{\pi D},$$

где z — число циклов работы крана в час; s_1 — путь перемещения за цикл.

Определяем нагрузки на ходовые колеса при различной массе поднимаемого груза согласно нагрузочной диаграмме или усредненному графику загрузки механизма и находим n_2, n_3 .

Значения допускаемых контактных напряжений $[\sigma_{н.э}]$ (МПа) для числа оборотов $N = 10^4$ находятся в пределах 430...920 для кованых стальных колес различных марок сталей с термической обработкой и 410...650 для литых стальных колес.

В качестве материалов для ходовых колес находят применение также полиамиды. Они отличаются хорошей обрабатываемостью, малой массой (в 7 раз меньше стали), малым износом, высокими демпфирующими свойствами, бесшумностью работы и др. Изготавливаются колеса диаметром до 200 мм методом литья под давлением без последующей обработки. Для больших диаметров колес изготавливаются бандажи, которые напрессовываются после нагрева до $t = 80^\circ \text{C}$ в воде.

Глава 5. МЕХАНИЗМЫ ИЗМЕНЕНИЯ ВЫЛЕТА

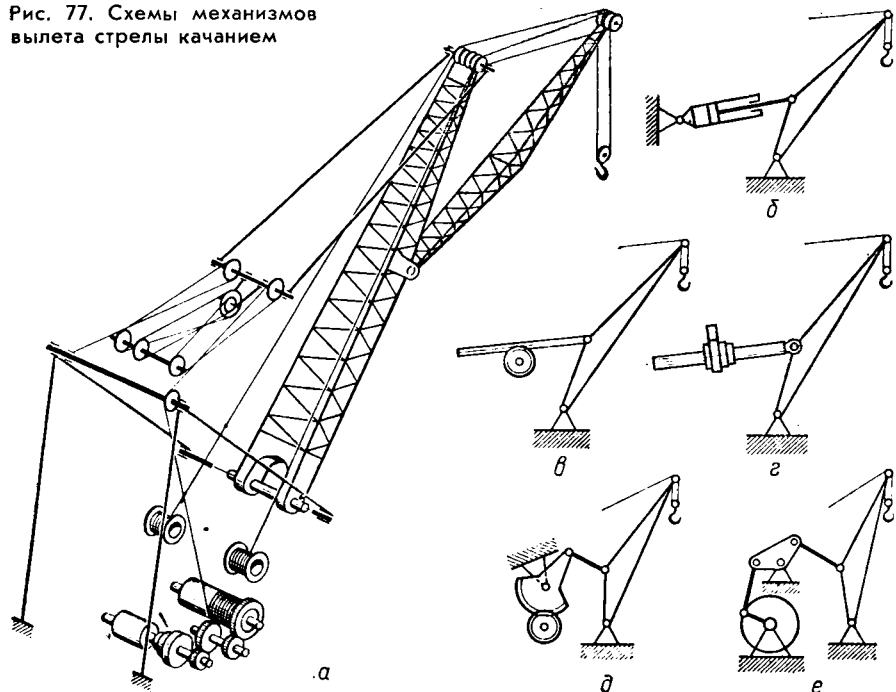
5.1. Способы и механизмы изменения вылета

В поворотных стреловых кранах механизмы изменения вылета предназначены для перемещения груза в радиальном направлении. Вылет можно изменять двумя способами: радиальным — перемещение тележки или электротали по стреле; качанием стрелы в вертикальной плоскости (изменением угла наклона).

Стреловая тележка может быть обычной конструкции (с механизмами подъема и передвижения) и облегченная (с канатной тягой и выносными механизмами), обладающая значительно меньшей металлоемкостью. Поэтому такая конструкция тележки, как и электроталь, является основным механизмом радиального изменения вылета.

Механизмы изменения вылета качанием стрелы бывают следующих типов (рис. 77):

Рис. 77. Схемы механизмов
вылета стрелы качанием



полиспастные (а), гидравлические (б), реечные (в), винтовые (г), секторные и секторно-кривошипные (д), кривошипно-коромысловые (е). Наиболее широко применяют полиспастные механизмы вследствие простоты устройства и эксплуатации, небольшой массы. Все большее распространение получает гидравлический механизм из-за небольших габаритов, плавности хода, возможности регулирования скорости (применяется чаще всего в самоходных мобильных кранах). Остальные механизмы устанавливают в кранах, где необходима жесткая связь со стрелой, исключающая самопроизвольное движение стрелы под действием сил инерции и ветровых нагрузок. Наиболее простыми из них являются реечный и винтовой механизмы, имеющие сравнительно небольшую металлоемкость. Однако винтовой механизм обладает низким к. п. д. Кривошипному механизму присуще ценное свойство — повышенная безопасность в работе вследствие запираания стрелы в мертвых положениях кривошипа, что исключает применение концевых защит, которые предохраняют от возможного падения или запрокидывания стрелы при переходе за крайнее положение. Их применяют в портальных кранах.

Полиспастные механизмы изменения вылета аналогичны механизмам подъема и состоят из двигателя, редуктора, тормоза и барабана. Натяжение каната подъема стрелы переменное и зависит от угла наклона. Для обеспечения постоянства крутящего момента двигателя применяют конические или более сложной конструкции (формы) барабаны. Механизм изменения вылета должен быть снабжен тормозом

с запасом торможения не менее 1,75, рассчитанным на максимальный крутящий момент. В кранах, предназначенных для подъема ядовитых и взрывчатых грузов, а также расплавленного металла, механизмы должны быть оборудованы двумя тормозами.

5.2. Расчет механизма

Расчетная схема полиспастного механизма приведена на рис. 78, а. На стрелу действуют следующие силы: вес груза Q , вес стрелы G_c , ветровые нагрузки $F_{в1}$, $F_{в2}$, сила натяжения F_r подъемного каната.

Расчет включает определение мощности электродвигателя по средней и среднеквадратичной нагрузке, проверку по максимальным нагрузкам при пуске и на продолжительность пуска и торможения привода. Сначала определяют силу, действующую на стреловой полиспаст для нескольких (крайних и средних) положений стрелы. Кратность полиспаста выбирают в зависимости от грузоподъемности крана.

В общем виде усилие в стреловом полиспасте получим из уравнения равновесия сил, действующих на стрелу,

$$F_n = \frac{QL + G_c c - F_r h_r + F_{в1} \rho_1 + F_{в2} \rho_2}{l_n}, \quad (337)$$

где L — плечо действия веса груза; c — плечо действия силы G_c ; h_r — плечо действия силы F_r ; ρ_1 , ρ_2 — расстояние от центра действия ветровых нагрузок до шарнира стрелы; l_n — расстояние от силы F_n до шарнира стрелы.

Строят нагрузочную диаграмму и определяют среднеквадратичную нагрузку:

$$F_{н.ср} = \sqrt{\frac{\sum (F_{нi} \Delta l_i)^2}{\sum \Delta l_i}}, \quad (338)$$

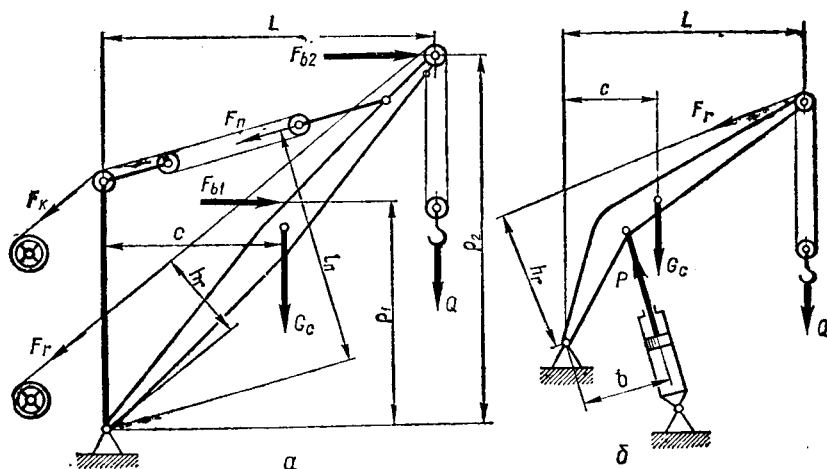


Рис. 78. Расчетные схемы механизмов

где F_{pi} — усилия в полиспадах для разных промежуточных углов наклона стрелы; Δl_i — длина полиспаста для каждого промежутка.

Для практических расчетов усилий в стреловом полиспасте можно принимать среднее усилие для конечных положений стрелы — нижнего и верхнего:

$$F_{п.ср} = \frac{F_{п \max} + F_{п \min}}{2}.$$

Статическая мощность двигателя

$$P_c = \frac{F_{п.ср} v_{пол}}{10^3 \eta_m},$$

где $v_{пол}$ — скорость сокращения полиспаста, м/с; η — к. п. д. механизма;

$$v_{пол} = v_{ср} \frac{\Delta l_{п}}{\Delta a}, \quad (339)$$

где $\Delta l_{п} = \Delta l_{\max} - \Delta l_{\min}$ — величина сокращения полиспаста; $\Delta a = L_{\max} - L_{\min}$ — величина изменения вылета; $v_{ср}$ — средняя скорость перемещения груза.

Мощность двигателя (статическую) можно определить также по среднему усилию в канате F_k , который наматывается на барабан,

$$P = \frac{F_k v_k}{10^3 \eta_m},$$

где v_k — средняя скорость навивки каната на барабан.

Предварительно выбранный двигатель по статическим нагрузкам проверяют из условий нагрева и перегрузки.

Проверка двигателя на продолжительность пуска при минимальном и максимальном усилиях

$$t_{п} = \frac{2T}{\omega_c (M_{п.ср} - M_{ст}) \eta_m} + \frac{J_{пр} \omega_c}{M_{п.ср} - M_{ст}}, \quad (340)$$

где $T = m_c \omega^2 L^2 / 8 + m_r v^2 / 2$ — кинетическая энергия стрелы и груза; $J_{пр}$ — приведенный к валу двигателя момент инерции вращающихся масс механизма; $\omega_c = \alpha / t_{п}$ — угловая скорость вращения стрелы, s^{-1} ; α — угол подъема стрелы.

Время подъема стрелы

$$t_{п} = \frac{\Delta l_{п}}{v_{п}},$$

$v_{п}$ — скорость движения груза при подъеме стрелы или линейная скорость движения конца стрелы; M_c — статический момент при $F_{\max}$ и $F_{\min}$; при $F_{\max}$

$$M_c = \frac{F_{\max}}{u_p} \frac{D}{2} \frac{1}{\eta_m};$$

при $F_{\min}$

$$M_c = \frac{F_{\min}}{u_p} \frac{D}{2} \frac{1}{\eta_m}.$$

Определяем время пуска при максимальном и минимальном усилиях в стреловом полиспасте.

Согласно нормам время пуска при $F_{\max}$ должно быть не более 5...6 с, при $F_{\min}$ — не более 1,5 с.

Тормоз проверяем на продолжительность торможения при действии максимального и минимального моментов, которая должна быть не более 4...5 с при $F_{\min}$ и не менее 1,5 с при $F_{\max}$:

$$t_T = \frac{2T\eta_m}{\omega_c (M_T - M'_c)} + \frac{J_{\text{пр}}\omega_c}{M_T - M'_c}, \quad (341)$$

где M'_c , M_T — статический и тормозной моменты.

При $F'_{\min}$ и $F'_{\max}$ с учетом к. п. д.:

$$M'_c = M_c \eta_m^2.$$

Для получения необходимого времени торможения тормоз следует отрегулировать на меньший тормозной момент или на валу двигателя установить маховик.

В настоящее время широкое распространение получили также гидравлические механизмы изменения вылета (рис. 78, б), обладающие большой компактностью, плавностью работы.

Усилие в цилиндре, необходимое для подъема стрелы,

$$P = \frac{QL + G_c c - F_r h_r}{b}. \quad (342)$$

5.3. Механизмы изменения вылета, обеспечивающие горизонтальное перемещение груза

Изменение угла наклона стрелы в рассмотренных механизмах связано с одновременным подъемом или опусканием груза, а следовательно, с большими колебаниями нагрузок. Поэтому некоторые механизмы изменения вылета сконструированы так, что при изменении угла наклона стрелы груз остается на прежнем уровне, и, кроме того, для разгрузки привода момент от веса стрелы уравнивается моментом от противовеса: при опускании стрелы плечо ее центра тяжести удаляется от оси качания и одновременно увеличивается плечо противовеса.

Мощность двигателя механизма изменения вылета стрелы при этом меньше, чем в обычных механизмах вследствие постоянства уровня груза и расходуется в основном только на преодоление сил трения в шарнирах, сопротивления от жесткости канатов на блоках, от ветровых нагрузок и сил инерции.

Рассмотрим один из таких механизмов, применяемых в порталных кранах (рис. 79, а, б). Механизм кривошипно-коромысловый сообщает колебание стреле 1 от кривошипа 6 через шатун 7 и коромысло 8. Стрела совершает полный размах за полуоборот кривошипа. Система уравновешена противовесом 9.

На конце стрелы 1 шарнирно присоединен хобот 2, в точке 3 которого закреплена гибкая оттяжка, а конец ее закреплён в точке 5.

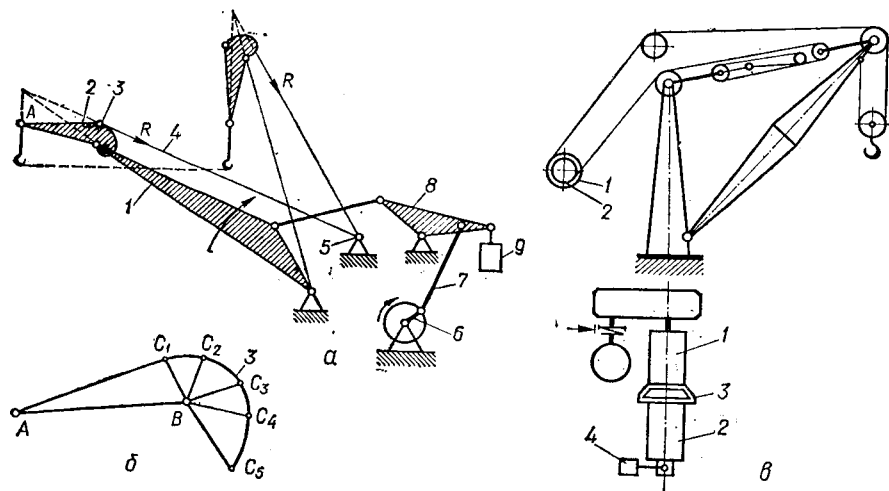


Рис. 79. Схемы механизмов изменения вылета, обеспечивающих горизонтальное перемещение груза

Вследствие того что гибкая оттяжка 4 огибает криволинейную часть хобота 2 по кривой лемнискаты (рис. 79, б), при изменении вылета груз будет перемещаться по горизонтали. Действительно, кинематическая схема механизма — стрела, оттяжка и хобот — являются шарнирным четырехзвенником с переменными сторонами (прямильный механизм Чебышева).

Стрела в любом положении находится в равновесии, так как равнодействующая сил R проходит через ось вращения 5. Кроме описанного, имеются и другие механизмы изменения вылета с жесткой оттяжкой, полиспадные и пр.

На рис. 79, в показана одна из полиспадных схем механизма изменения вылета — с сопряженными лебедками, в которой горизонтальное перемещение груза достигается путем связи между стрело- и грузоподъемными лебедками. Горизонтальное перемещение груза при подъеме стрелы в этом механизме достигается тем, что при наматывании стрелового каната на барабан (в обычных кранах это приводит к одновременному подъему груза) грузовой канат сматывается с барабана грузовой лебедкой. При опускании стрелы все происходит в обратном направлении.

Барабан стрелоподъемной лебедки 2 приводится в движение от барабана 1 грузовой лебедки с помощью фрикционной муфты 3, включаемой электромагнитом 4 одновременно с пуском двигателя грузовой лебедки. Подбором диаметров барабанов и направлением навивки канатов можно добиться почти горизонтального перемещения груза при изменении вылета стрелы.

6.1. Схемы механизмов поворота

Механизмы предназначены для вращения поворотной части крана вместе с грузом относительно вертикальной оси. Характерной особенностью механизмов поворота является большое передаточное число 200...1000 вследствие ограниченных линейных скоростей груза во избежание его раскачивания. Для реализации большого передаточного числа в механизмах предусмотрены червячные редукторы ($u_p = 30...40$) и зубчатые передачи ($u_n = 10...25$). В последнее время все больше внедряются компактные планетарные и волновые редукторы.

Механизмы поворота можно классифицировать по следующим признакам.

По расположению на кране:

механизм установлен на неповоротной раме крана и вращает зубчатый венец;

механизм установлен на поворотной части крана и вращается вместе с ним в результате обкатывания приводной шестерни вокруг неподвижного зубчатого венца на раме;

по конструкции (рис. 80):

с горизонтальным расположением двигателя и червячным (а) или зубчатым (б) редукторами, в том числе с зацеплением Новикова и с канатным приводом (в);

с вертикальным расположением двигателя и применением планетарного (г) или волнового (д) редукторов; с гидравлическим приводом; по количеству двигателей:

однодвигательные с одной приводной шестерней и двумя шестернями, передающими вращение на зубчатый венец (е);

многодвигательные, которые имеют модификации: два двигателя работают на один общий редуктор и 2—4 одинаковых привода работают на общий зубчатый венец.

В основном, механизмы поворота одновигательные, но для мощных кранов с большим вылетом применяют многодвигательные.

При больших диаметрах зубчатого венца применяют цепочное зацепление.

Для современных кранов наиболее рациональным механизмом поворота является привод с вертикальным расположением двигателя с планетарным или волновым редукторами, характеризующийся компактностью конструкции, легкостью и простотой обслуживания.

Все большее распространение находит гидравлический привод механизма поворота, обладающий широкой и плавной регулировкой скорости поворота, компактностью и большой надежностью.

Механизм поворота с канатным приводом, хотя до сих пор и применяется на кранах большой грузоподъемности, но имеет существенные недостатки (большие габариты и масса, малая точность остановки) и в новых кранах не находит применения.

Схемы механизмов поворота с червячным и зубчатым редуктором понятны из рис. 80, а, б. Поэтому остановимся на других конструкци-

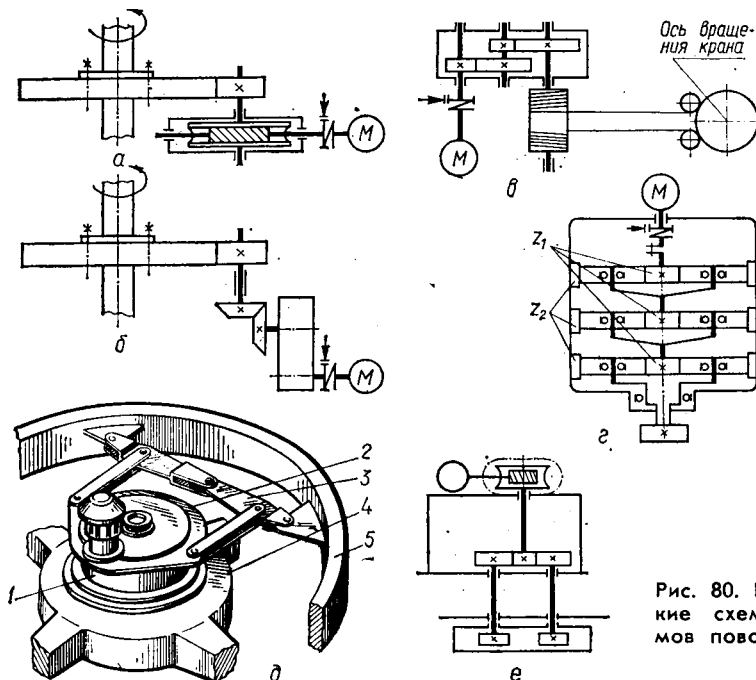


Рис. 80. Кинематические схемы механизмов поворота кранов

ях. На рис. 80, д показан механизм с волновым редуктором с большим передаточным числом (1640), что позволяет исключить применение открытых зубчатых передач. Корпус 1 закреплен на раме, ведомое звено 2 с помощью рычажной системы 3 связано с поворотной платформой 5. Рычажная система способствует компенсации погрешностей установки редуктора и возможной несоосности ходовой рамы и поворотной платформы. В новых кранах применяют планетарные механизмы поворота, кинематическая схема которых приведена на рис. 80, г. Передаточное число редуктора зависит от соотношения числа зубьев венцового колеса z_2 и солнечной шестерни z_1 .

$$u_p = (1 + u_1)(1 + u_2)(1 + u_3); \quad u_1 = u_2 + u_3 = \frac{z_2}{z_1}.$$

6.2. Сопротивление в опорах при повороте крана

Сопротивление повороту крана в установившийся период определяется трением в опорах, зависящих от конструкции опорно-поворотного устройства, ветровых нагрузок и отклонения оси колонны от вертикали. Опорные устройства бывают:

- на подшипниках при вращающейся колонне крана;
- на роликовой опоре и подшипниках в кранах с неподвижной колонной;
- на ролико-шариковых опорных кругах или на ходовых колесах в передвижных и других типах кранов.

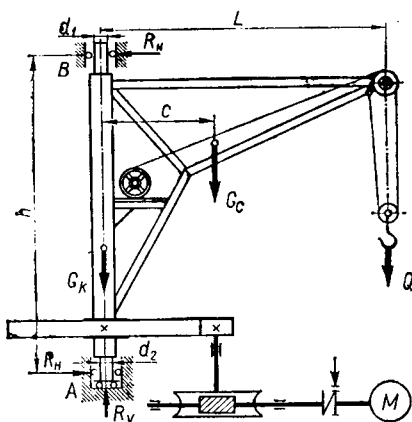


Рис. 81. Расчетная схема крана с поворотной колонной

Сопротивление в подшипниковых опорах крана с вращающейся колонной (рис. 81). Вертикальная реакция, воспринимаемая подпятником,

$$R_v = Q + G_k + G_c, \quad (343)$$

где Q, G_k, G_c — соответственно вес груза, колонны и стрелы. Горизонтальные реакции находим из уравнения равновесия:

$$QL + G_c c + R_h h = 0;$$

$$R_h = \frac{QL + G_c c}{h}.$$

Статический момент сопротивления повороту в общем случае равен сумме моментов сил трения в опорах $M_{тр}$, ветровых нагрузок M_b и уклона крана $M_{ук}$:

$$M_c = \Sigma M_{тр} + M_b + M_{ук};$$

$$M_{тр} = R_h f_1 d_1 / 2 + R_h f_2 d_2 + R_v f_3 d_3 / 2,$$

где d_1, d_2, d_3 — диаметры верхней и нижней опор и подпятника; f_1, f_2, f_3 — коэффициенты трения в верхней и нижней опорах; $f = 0,015 \dots 0,020$ для подшипников качения. Радиус трения сплошной пята

$$\rho_1 = \frac{d_3}{3};$$

кольцевой пята

$$\rho_2 = \frac{1}{3} \cdot \frac{d_n^3 - d_b^3}{d_n^2 - d_b^2}, \quad (344)$$

где d_n, d_b — наружный и внутренний диаметры пята.

Момент от ветровых нагрузок

$$M_b = 0,7 F_b h_b, \quad (345)$$

где F_b — ветровая нагрузка, h_b — расстояние от оси вращения крана до центра действия ветровой нагрузки.

Момент сил от возможного отклонения оси колонны крана от вертикали на угол ψ :

$$M_{ук} = (QL + G_c c) \sin \psi. \quad (346)$$

Сопротивление в роликовой опоре и подшипниках крана с неподвижной колонной (рис. 82). Вертикальное усилие, воспринимаемое упорным подшипником верхней опоры, равно сумме веса поднимаемого груза Q и веса вращающихся частей крана G_c (стрелы), G_n (противовеса):

$$R_v = Q + G_c + G_n. \quad (347)$$

Для увеличения устойчивости крана и уменьшения изгибающих моментов, действующих на колонну, устанавливают противовес.

Рис. 82. Расчетная схема крана с неподвижной колонной

Вес противовеса определяется из условия равенства суммы статических моментов, действующих на кран в нагруженном и разгруженном состояниях:

$$M_H = QL + G_c c - G_n l_n, \quad (348)$$

$$M_p = G_c c - G_n l_n.$$

Приравняв моменты $M_H = -M_p$, определим

$$G_n = \frac{\frac{Q}{2} L + G_c c}{l_n}. \quad (349)$$

В связи с переменным весом груза на крюке кран не бывает полностью уравновешен: при номинальной грузоподъемности колонна крана изгибается в сторону груза моментом от половины веса груза, и при отсутствии груза — в сторону противовеса.

Горизонтальную реакцию R_H находим из уравнения моментов для нагруженного крана

$$R_H = \frac{QL + G_c c - G_n l_n}{h}. \quad (350)$$

Статический момент сопротивления повороту равен сумме моментов от сил трения, ветра и уклона:

$$\Sigma M = \Sigma M_{тр} + M_B + M_{ук}.$$

Момент сил трения в верхней опоре и нижнем опорно-поворотном устройстве:

$$\Sigma M_{тр} = M_{тр1} + M_{тр2} + M_{тр3}. \quad (351)$$

Момент сил трения в радиальном подшипнике верхней опоры:

$$M_{тр1} = R_H f \frac{d_1}{2}. \quad (352)$$

Момент сил трения в упорном подшипнике:

$$M_{тр2} = R_H f \frac{d_2}{2}.$$

Усилие, действующее на каждый из двух роликов (рис. 82, б):

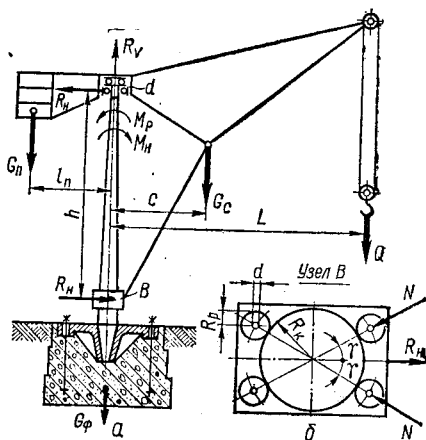
$$N = R_H \frac{1}{2 \cos \gamma}. \quad (353)$$

Момент сил трения в нижнем опорно-поворотном устройстве:

$$M_{тр} = 2N \left[\frac{fr}{R_p} + \left(\frac{1}{R_p} + \frac{1}{R_k} \right) k \right] R_k. \quad (354)$$

Момент от ветровых нагрузок, действующих на кран и груз:

$$M_B = M_{кр} + M_{гр}.$$



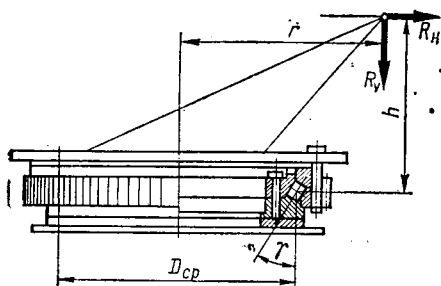


Рис. 83. Расчетная схема роликового опорно-поворотного участка

Момент сил, возникающих при отклонении пути от вертикали:

$$M_{\text{ук}} = [QL + G_o - G_n l_n] \sin \psi. \quad (355)$$

Статическая мощность двигателя механизма поворота:

$$P_s = \frac{\Sigma M \omega_k}{10^3 \eta_m},$$

где ω_k — угловая скорость поворота крана.

Сопротивление в ролико-шариковых опорных кругах (рис. 83). В шариковых и роликовых опорно-поворотных устройствах все действующие силы можно привести к вертикальной силе R_v , приложенной в центре опоры, горизонтальной силе R_h , приложенной по центру тел качения, и моменту

$$M = R_v r + R_h h.$$

Момент сил сопротивления вращению в шариковых и роликовых опорах определяют по эмпирической формуле

$$M_o = \frac{\omega (5M + R_v D_{cp})}{\cos \gamma}, \quad (356)$$

где D_{cp} — средний диаметр круга катания роликов или шариков; $\omega = 0,005 \dots 0,01$ — коэффициент, учитывающий сопротивление от качения и трения шаров или роликов о сепаратор.

6.3. Мощность привода

В период пуска механизма двигатель преодолевает, кроме статических нагрузок, моменты от сил инерции вращающихся масс привода, металлоконструкции и груза:

$$M_n = J_{\text{пр}} \cdot \frac{\omega}{t_n},$$

где t_n — продолжительность пуска привода.

В том случае, когда двигатель еще не выбран и отсутствуют данные значений моментов инерции ротора, муфт и т. д., в расчет берут общий момент инерции крана и привода:

$$J_b = \delta (m_r L^2 + m_k c^2) + m_n l_n^2, \quad (357)$$

где δ — коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма; m_r , m_k , m_n — массы груза, крана, противовеса.

Приведенный к валу двигателя момент инерции крана:

$$J_{\text{пр}} = \frac{J_b}{u_m^2 \eta_m}, \quad (358)$$

где u_m , η_m — передаточное число и к. п. д. механизма.

Время пуска и торможения механизма принимают согласно рекомендациям ВНИИПТМаш такими, чтобы линейное ускорение конца стрелы было не более 1 м/с^2 :

Максимальный вылет стрелы							
$L_{\text{тах}}, \text{ м}$	5	7,5	10	15	20	25	30
Минимально допустимое время пуска $t_{\text{п min}}, \text{ с}$	1	1,5	2,5	4	8	8	10
Максимально допустимое время торможения крана $t_{\text{т тах}}, \text{ с}$	4	6	8	10	15	25	30

Расчетная мощность двигателя, кВт:

$$P = \frac{(M_c + M_n)}{\eta_m \psi_{\text{п.ср}} \cdot 10^3} \omega_k, \quad (359)$$

где $\psi_{\text{п.ср}}$ — средний коэффициент перегрузки двигателя.

Передаточное число механизма:

$$u_m = \frac{\omega}{\omega_k}.$$

Проверку двигателя по условиям нагрева ведут или по среднеквадратичному моменту (при известном нагрузочном графике), или по методу номинального режима работы.

Тормоз в механизме поворота крана рассчитывают из условий поглощения кинетической энергии движущихся масс привода, конструкции крана, груза, а также преодоления моментов от действия ветровых нагрузок и уклона пути; силы сопротивления от трения в опорах уменьшают величину тормозного момента.

С целью уменьшения габаритов тормоза его устанавливают на валу двигателя.

Тормозной момент:

$$M_T = M_n + \frac{M_b + M_{\text{ук}}}{u_m} \eta_m - \frac{M_c}{u_m} \eta_m;$$

или

$$M_T = J_{\text{пр}} \frac{\omega}{t_T} + \frac{M_b + M_{\text{ук}} - M_c}{u_m} \eta_m, \quad (360)$$

где t_T — время торможения; u_m — передаточное число механизма; η_m — к. п. д. механизма.

Если тормоз установлен не на валу двигателя, то все моменты следует приводить к валу тормоза; к. п. д. приводной цепи определяют также до тормозного вала.

6.4. Предохранительные устройства в приводе

Для предохранения от поломок элементов механизма при случайном стопорении поворотной части крана (задевание стрелы за препятствие, заклинивание опорно-поворотного устройства и др.), а также от больших динамических нагрузок в периоды неустановившегося движения в приводе механизма устанавливают предохранительную муфту.

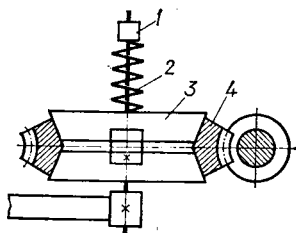


Рис. 84. Схема предохранительной фрикционной муфты

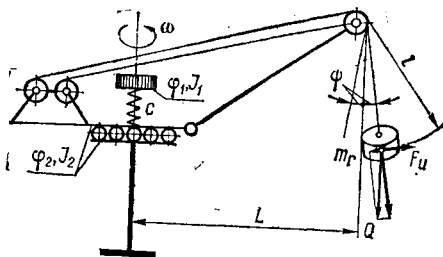


Рис. 85. Схема для расчета динамических нагрузок

Наиболее часто применяют фрикционную муфту предельного момента. На рис. 84 дана схема фрикционной муфты, вмонтированной в червячное колесо.

Крутящий момент от венца 4 к конусам обода 3 передается через фрикционную связь, сила трения в которой создается сжатой пружиной 2. Момент трения муфты регулируется силой сжатия пружины с помощью гайки 1. При недопустимых перегрузках происходит проскальзывание венца, что исключает аварию.

Предельный крутящий момент, отключающий муфту:

$$M_{кр} = k_3 M_n u_p \eta_p, \quad (361)$$

где M_n — пусковой крутящий момент на валу червячного колеса; u_p , η_p — передаточное число и к. п. д. червячной передачи; k_3 — коэффициент запаса (1,2...1,4).

6.5. Динамические нагрузки в механизме поворота

Механизмы поворота кранов можно привести к двухмассовой эквивалентной схеме (рис. 85): в первую массу включают ротор двигателя, муфту и тормозной шкив (J_1), во вторую — приведенные массы поворотной части крана и груза (J_2).

Упругими звеньями между массами являются валы, муфты и зубчатые передачи, обладающие суммарной жесткостью c . Дифференциальное уравнение вращения груза вокруг оси, проходящей через точку подвеса:

$$J_r \frac{d^2 \psi}{dt^2} = M_1, \quad (362)$$

где $J_r = m_r l^2$ — момент инерции груза относительно этой оси,

$$M_1 = -QL \sin \psi + F_n l \cos \psi;$$

F_n — сила инерции груза

$$F_n = m_r \varepsilon L,$$

ε — угловое ускорение вращения крана.

При малых углах отклонения груза

$$\cos \psi \approx 1, \quad \sin \psi \approx \psi$$

получим

$$\frac{d^2\psi}{dt^2} + \lambda^2\psi = q; \quad q = \varepsilon L/l.$$

При нулевых начальных условиях

$$\psi = \frac{q}{\lambda^2} (1 - \cos \lambda t) = \frac{\varepsilon}{g} L (1 - \cos \lambda t), \quad (363)$$

где λ — круговая частота колебания груза.

Уравнения движения масс

$$\left. \begin{aligned} J_1 \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} + c(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_1; \\ J_2 \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} - c(\varphi_1 - \varphi_2) &= -M_2, \end{aligned} \right\} \quad (364)$$

где M_1 — пусковой момент двигателя; M_2 — приведенный к валу двигателя момент от сил сопротивления вращению крана с учетом инерции отклоняющегося груза при повороте стрелы.

Для режима пуска момент двигателя равен:

$$M_1 = M_c + M_{изб},$$

где M_c — статический момент от сил сопротивления вращению крана; $M_{изб}$ — избыточный момент двигателя.

Приведенный момент $M_2 = M_c + M_r$.

Дополнительный момент от сил инерции отклоняющегося груза:

$$M_r = QL \operatorname{tg} \psi = QL\psi.$$

Подставив значение ψ (363), получим

$$M_r = J_r \varepsilon (1 - \cos \lambda t).$$

После решения системы дифференциальных уравнений динамические моменты в линии привода механизма с учетом упругих колебаний системы и отклонения груза будут равны:

$$\begin{aligned} M_A &= M_c + \left(n_2 M_{изб} - n_1 M_n \frac{1}{\left(\frac{v}{\lambda} \right)^2 - 1} \right) \cos vt + \\ &+ n_1 M_n \frac{1}{\left(\frac{\lambda}{v} \right)^2 - 1} \cos \lambda t, \\ M_n &= J_r \varepsilon, \end{aligned} \quad (365)$$

где n_1 и n_2 — коэффициенты соотношения масс системы:

$$n_1 = \frac{J_1}{J_1 + J_2}; \quad n_2 = \frac{J_2}{J_1 + J_2};$$

v — круговая частота собственных колебаний двухмассовой схемы (71).

Из уравнения (365) следует, что динамические моменты, действующие в приводной линии, состоят из суммы статических моментов,

нагрузок от сил инерции движущихся масс крана и периодических составляющих с двумя частотами колебаний груза и масс привода λ и ν . Частота λ низкая, частота ν высокая.

При значениях $\cos \nu t = -1$ и $\cos \lambda t = -1$ динамические нагрузки в механизме становятся максимальными:

$$M_{\text{д max}} = M_{\text{с}} + 2(n_2 M_{\text{изб}} + n_1 M_{\text{н}}). \quad (365')$$

Аналогичным путем можно определить динамические моменты в приводе при торможении крана.

Динамические нагрузки в механизмах поворота за счет колебательных составляющих упругих моментов могут достигать довольно больших значений, в 3...6 раз превышающих статические нагрузки.

Это необходимо учитывать при расчетах деталей механизмов на прочность и выносливость.

Глава 7. ПРОЛЕТНЫЕ КРАНЫ

7.1. Мостовые краны. Общие сведения

Мостовые краны являются одними из наиболее распространенных и предназначены для обслуживания технологических грузопотоков, выполнения погрузочно-разгрузочных транспортных операций в цехах промышленных предприятий, на монтажных контейнерных площадках, в открытых и закрытых складах. Краны перемещаются по рельсовым путям, расположенным на значительной высоте от пола цеха, занимают мало полезного пространства и обеспечивают обслуживание почти всей его площади. В некоторых случаях мостовые краны располагают на эстакадах. Основные параметры и размеры мостовых кранов выбирают по ГОСТ 6711—70. Грузоподъемность до 1000 т; пролеты кранов 2...34 м; скорости подъема груза до 1 м/с (60 м/мин), передвижения крановой тележки 0,17...0,83 м/с (10...50 м/мин), передвижения моста 0,66...2,5 м/с (40...150 м/мин).

Самое большое распространение получили мостовые краны грузоподъемностью 5...320 т. Примерно 2/3 всех мостовых кранов снабжены крюковыми подвесками. По грузоподъемности пятитонные краны составляют 20%, десятитонные — 17%; наиболее распространен средний режим работы примерно 80% кранов.

Мостовые краны комплектуют из унифицированных узлов. Они бывают с одной и двумя тележками. В зависимости от конструкции моста краны делят на одно- и двухбалочные (специальные краны могут быть многобалочными).

7.2. Однобалочные мостовые краны

За последнее время однобалочные мостовые краны получили широкое распространение. Их изготавливают грузоподъемностью 0,25...100 т с электроталью или специальными тележками с одним и двумя подъемами. Однобалочные краны имеют меньшие размеры (по ширине) и массу (на 10...15%) по сравнению с двухбалочными. Снижение массы

металлоконструкции однобалочного крана особенно ощутимо при больших пролетах, которые доходят до 40 м. Схема однобалочного мостового крана с электроталью показана на рис. 86, а. Электроталь 3 передвигается по нижнему поясу главной балки 1 двутаврового сечения, которая концевыми балками 5 с ходовыми колесами 6 опирается на подкрановые пути. Механизм 4 передвижения крана раздельный с фланцевыми двигателями, что имеет преимущество перед другими конструкциями с трансмиссионным валом вдоль моста. Подвод энергии к электродвигателям механизма передвижения крана осуществляется троллеями, а к электродвигателям тали — гибким кабелем. Управление краном производится из кабины машиниста или с пола (при низких скоростях).

Подвесные однобалочные краны перемещаются по подвесному рельсовому пути (рис. 86, б). Двутавровая балка 1, по которой передвигается электроталь 3, прикреплена к тележкам 5, перемещающимся по двум двутавровым балкам 6, подвешенным к конструкции перекрытия цеха. Механизм передвижения тележки раздельный. Подвод электроэнергии к двигателям 4 тележек — с помощью троллеев 7, а к электротали — кабелем 2.

Особенностью подвесных кранов является возможность обслуживания тех зон между пролетами, куда не достают обычные мостовые краны. Это способствует бесперегрузочному движению груза и комплексной механизации грузопотоков в цехе.

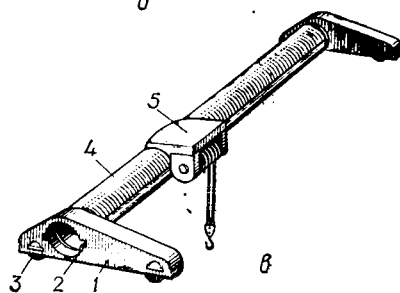
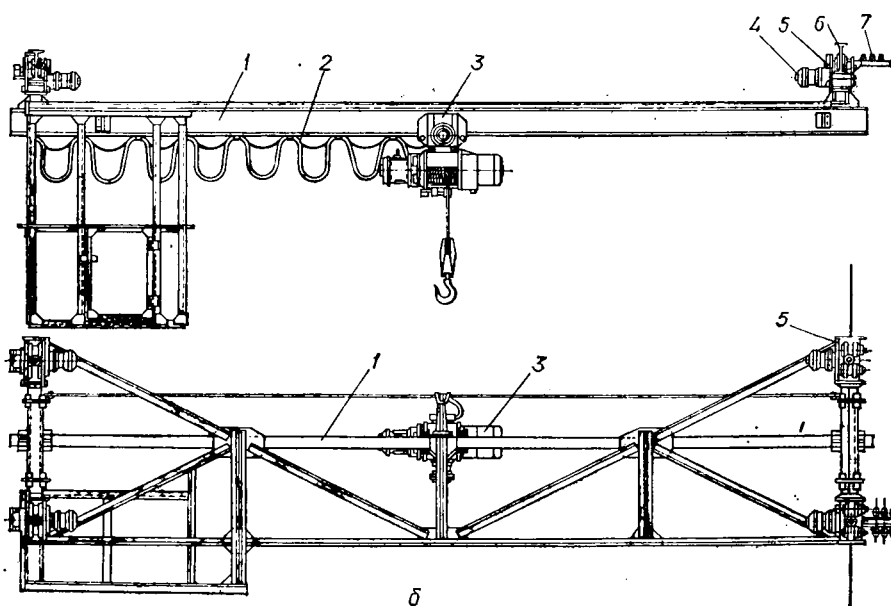
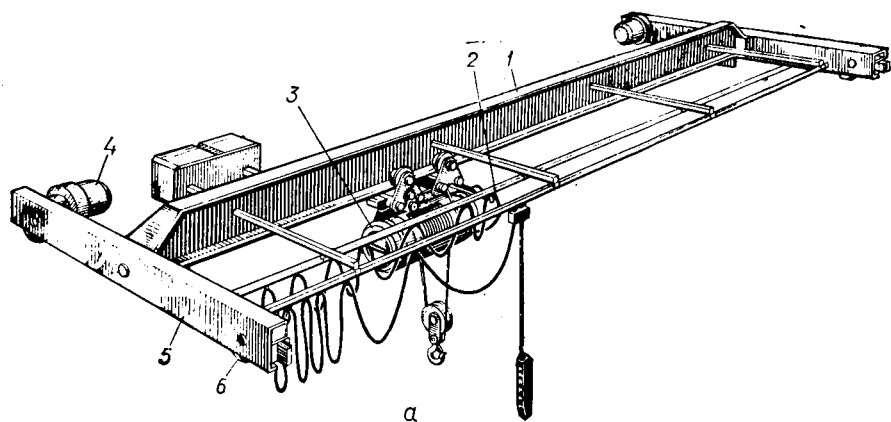
На рис. 86, в приведен однобалочный кран с главной балкой 4 из трубы большого диаметра. Грузовая тележка 5 передвигается по рельсам 2, расположенным на трубе в горизонтальной диаметральной плоскости. Поперечные концевые балки 1 присоединяются к трубе так, что длинные концы их обращены в сторону крюковой подвески. Ходовые колеса 3 грузовой тележки со стороны крюка опираются на рельс сверху, а с другой стороны — снизу.

На рис. 86, г показан однобалочный кран большой грузоподъемности. На верхнем поясе моста коробчатого сечения уложены рельсы, по которым передвигается тележка. От опрокидывания тележка удерживается опорными нижними и верхними колесами.

Другая схема тележки однобалочного крана представлена на рис. 86, д, где тележка 2 передвигается на колесах 1 и удерживается от опрокидывания колесами 3.

7.3. Электрические тали

Электротали (рис. 87) представляют собой весьма компактные грузоподъемные механизмы, применяющиеся в качестве подъемных механизмов однобалочных (реже двухбалочных) мостовых кранов и как самостоятельный стационарный подъемный механизм. Они являются целесообразным и экономичным видом грузоподъемных машин для внутризаводской транспортной системы. Компактность электротали достигается установкой электродвигателя внутри канатного барабана и соосного редуктора. Диаметр барабана выбирают конструктивно из условий размещения в нем двигателя ($D \geq 20d_k$).



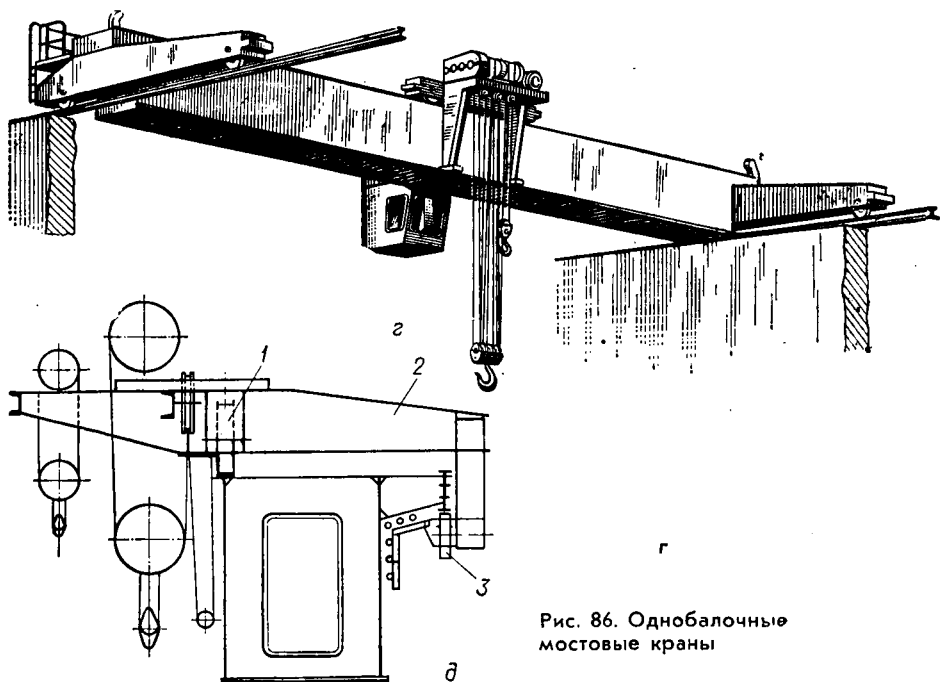


Рис. 86. Однобалочные мостовые краны

По расположению относительно направления ездовой балки тали бывают продольного и поперечного исполнений.

Конструкция электроталей унифицирована, состоит из отдельных узлов-блоков, что облегчает их изготовление и повышает качество.

В зависимости от назначения электротали могут быть оборудованы различными грузозахватными устройствами (крюковыми подвесками, грейферами и пр.).

Электроталь устроена следующим образом (рис. 88, а). В нарезной барабан 6 встроен электродвигатель 7, к которому ток подводится щетками через кольцевой токосъемник. Двухступенчатый соосный редуктор имеет две пары прямозубых цилиндрических колес 4 и 5. Валы редуктора и двигателя соединены зубчатой втулкой 9. Барабан вращается от колеса 5 через зубчатую муфту 10. Полость редуктора отделена от двигателя манжетным уплотнением. Смазываются зубчатые передачи путем разбрызгивания масла при погружении зубчатого колеса в масляную ванну.

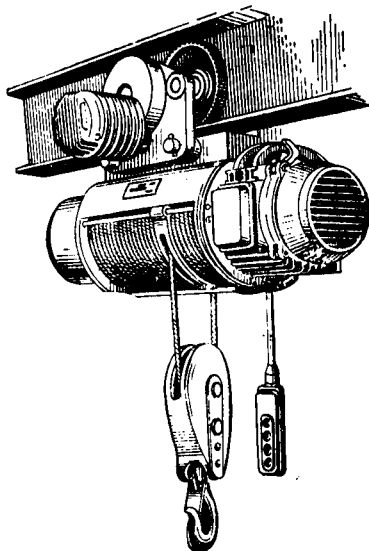


Рис. 87. Общий вид электротали

Редуктор обдувается воздушным потоком, создаваемым центробежным вентилятором, крыльчатка которого крепится к тормозному шкиву.

Для большей безопасности работы предусмотрены два тормоза. На быстросходном валу редуктора установлен колодочный тормоз 3 с длинноходовым электромагнитом закрытого типа, который является стопорным и регулируется на тормозной момент с требуемым запасом торможения.

Второй тормоз грузоупорный 1, служащий для опускания груза. Тормозные диски и храповик 2, установленные на промежуточном валу редуктора, погружены частично в масляную ванну. Диски изготовлены из фрикционных материалов, обеспечивающих длительную работу в масле. С другой-торцевой стороны барабана расположен шкаф 8 с электроаппаратурой, являющийся противовесом для редуктора. Здесь размещены пускатели двигателей передвижения и подъема, конечные выключатели подъема и спуска крюка.

Ходовая часть электротали состоит из приводной и неприводной шарнирных тележек, соединенных траверсой, к которой крепится ее корпус.

Кинематическая схема механизма передвижения приводной тележки представлена на рис. 88, б. Привод ходовой тележки состоит из короткозамкнутого асинхронного электродвигателя фланцевого типа и редуктора, передающих вращение двум коническим каткам.

Для точной установки деталей и узлов при сборке, а также в случае подъема специальных грузов (например, стеклянных деталей) необходима малая скорость вертикального перемещения груза. Этим условиям удовлетворяют специальные электротали с микроприводом и двумя скоростями подъема с соотношением скоростей 1 : 8, 1 : 14 относительно основной. Сначала подъем и опускание груза происходит на первой, а при приближении к месту установки — на второй скорости.

В последнее время большое применение получили компактные блочные конструкции электроталей с установкой двигателя вне барабана. Электротали с коническим ротором выпускают одно- и двухскоростные грузоподъемностью 0,16...63 т, устроенные по общей схеме: с внешним короткозамкнутым асинхронным электродвигателем с коническим ротором и дисковым тормозом.

При включении двигателя возникает аксиальная составляющая магнитного поля, которая сдвигает ротор к вершине конуса и, преодолевая усилие замыкающей пружины, размыкает тормоз. Осевое смещение ротора находится в пределах 0,6...4,5 мм. Сдвиг ротора в осевом направлении мало сказывается на величине воздушного зазора (при осевом сдвиге на 2 мм зазор увеличится всего на 0,35 мм), что практически не оказывает влияния на величину пускового тока двигателя. Чтобы уменьшить резкие толчки при замыкании тормоза, в электродвигателе предусмотрены амортизационные устройства.

На рис. 89 приведена конструкция электротали фирмы «Балканкар» (НРБ).

Основными самостоятельными блоками являются: асинхронный короткозамкнутый самотормозящий двигатель с коническими ротором 11

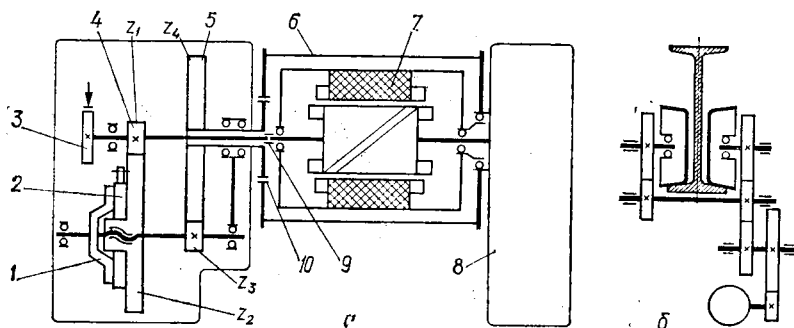


Рис. 88. Кинематические схемы механизмов электротали

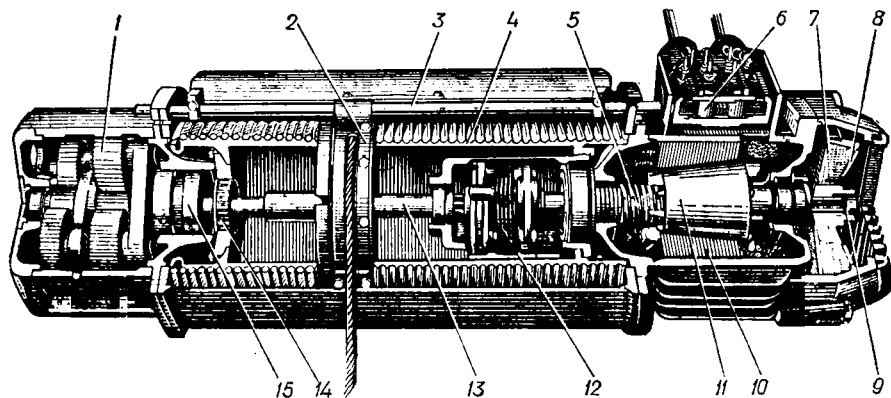


Рис. 89. Конструкция электротали с коническим двигателем

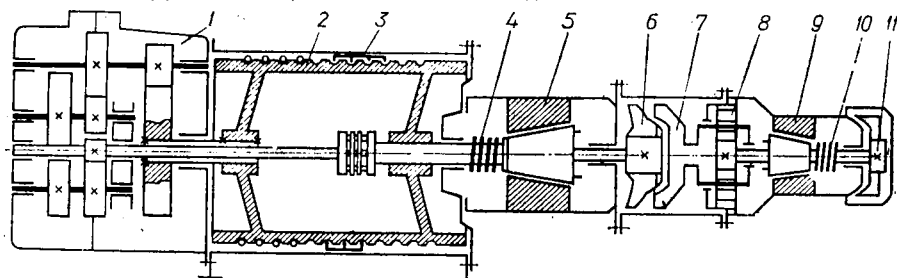


Рис. 90. Схема двухскоростной электротали с коническими двигателями

и статором 10, барабан 4, компактный редуктор 1 планетарный с внутренним зацеплением. Вращение редуктора передается с помощью эластичной муфты 12 и вала 13; редуктор с барабаном соединен зубчатой муфтой 14. В качестве опор применяют подшипники качения 15. Для обеспечения правильной укладки витков на барабан установлен канатоукладчик 2, связанный штангой 3 с конечным выключателем 6. Тормоз 7 конический с фрикционными накладками 8 регулируется с помощью гайки 9. Сжатая пружина 5, воздействуя на ротор, замыкает тормоз.

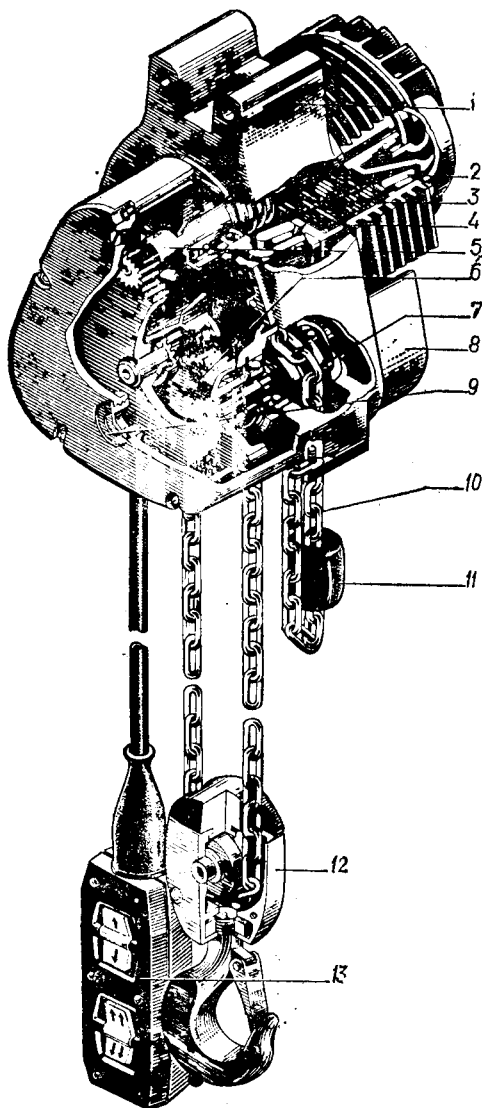


Рис. 91. Конструкция цепной электротали

На рис. 90 приведена схема двухскоростной электротали с двигателем с коническим ротором, выпускаемой фирмой «Detag» (ФРГ). Электроталь состоит из следующих отдельных частей: соосного редуктора 1, барабана 2 с канатоукладчиком 3; двигателя 5 с коническим ротором и тормозной пружины 4; тормоза 6, 7; планетарного редуктора 8; микропривода, состоящего из фланцевого двигателя 9 с коническим ротором небольшой мощности, тормозной пружины 10 и тормоза 11.

На рис. 91 показана конструкция двухскоростной цепной электротали (НРБ, «Балканкар»). Электроталь состоит из корпуса 1 с крышкой 8, двигателя с коническими ротором 3 и статором 4, тормоза 2, планетарного редуктора 6, приводного вала 5, звездочки 7 для сварной цепи 10, крюковой подвески 12. Электроталь снабжена маслоуказателем 9, ограничителем подъема 11 и командным переключателем 13.

Грузоподъемность 0,125...1 т, мощность основных двигателей 0,18...0,76 кВт, микропривода — 0,06...0,24 кВт.

Пневматические тали. Основные преимущества пневмоталей: малые металлоемкость и габариты, взрывобезопасность, бесступенчатое регулирование скорости, неограниченная продолжительность включений и др.

Пневматические тали бывают канатные и цепные. Оборудованы реверсивными роторными пневмодвигателями давлением 40...60 Па. Планетарный редуктор помещен в барабан. Тали снабжены дисковым пневматическим и грузоупорным тормозами.

В ФРГ выпускают пневматические тали грузоподъемностью 0,15...10 т с большим диапазоном изменения скорости подъема груза 1,9...50 м/мин. Двигатели применяют ротационные аксиомно-поршневого типа. Масса талей от 12 до 75 кг.

7.4. Двухбалочные мостовые краны

Двухбалочные мостовые краны находят наибольшее распространение для всех грузоподъемностей. В зависимости от назначения на мостовом кране устанавливают грузовые тележки с одним и двумя механизмами подъема различной подъемной силы.

Специальные мостовые краны большой грузоподъемности (450... 630 т) имеют две основные балки для главной тележки и две внутренние балки, по которым передвигается вспомогательная тележка с двумя подъемами (100/20 т) (рис. 4, б).

Двухбалочный мостовой кран общего назначения (рис. 92, а) состоит из двух главных балок 2, по которым передвигается грузовая тележка 1. Главные балки прикреплены к концевым балкам 6, опирающимся через ходовые колеса 5 на рельсы, уложенные на подкрановые балки. Передвигается кран двумя раздельными механизмами 4. Электрический ток к крану подводится главными троллеями, протянутыми вдоль пролета цеха с противоположной от кабины стороны, к тележке крана ток подается гибким кабелем 7. Управляется кран из кабины 3. Мост крана изготавливают из сплошных балок или в виде фермы из стали различных профилей.

На рис. 92, б показана установка в цехе двухбалочного крана с центральным механизмом передвижения, а на рис. 92, в — облегченная конструкция крана за счет оригинальных балок моста и компактной тележки с механизмом подъема — электроталью.

Предохранительные и взвешивающие устройства. Для безопасной эксплуатации краны оборудованы специальными устройствами. В подъемных механизмах устанавливают конечные выключатели, которые при подходе груза к крайнему верхнему положению (а бывает и нижнему) автоматически останавливают механизм вследствие разрыва электрической цепи. Применяют следующие типы конечных выключателей: рычажный и кнопочный для одностороннего и шпindelный винтовой для двухстороннего ограничения хода.

Ограничитель высоты подъема приведен на рис. 93, а. На тележке установлен конечный выключатель 5, соединенный канатом 1 с рычагом 3 и грузом 2, обеспечивающим замыкание контактов конечного выключателя 5. При достижении крюковой подвески 4 верхнего положения рычаг 2 приподнимается, разрывает контакты конечного выключателя и отключает электродвигатель механизма подъема.

Применяются также ограничители высоты подъема с редукторным приводом (рис. 93, б), отключающие двигатель при повороте вала конечного выключателя 8 на определенный угол. Передача вращения от вала 6 барабана к конечному выключателю осуществляется через редуктор 7. Краны снабжают ограничителями грузоподъемности, которые автоматически выключают привод механизма подъема, если груз превышает максимальную грузоподъемность крана (до 20%). В кранах с гидравлическим приводом ограничителем грузоподъемности является предохранительный клапан.

На кранах и тележках предусмотрены буферы (пружинные, гидравлические и др.), а при скорости передвижения тележки или

Рис. 92. Двухбалочные краны

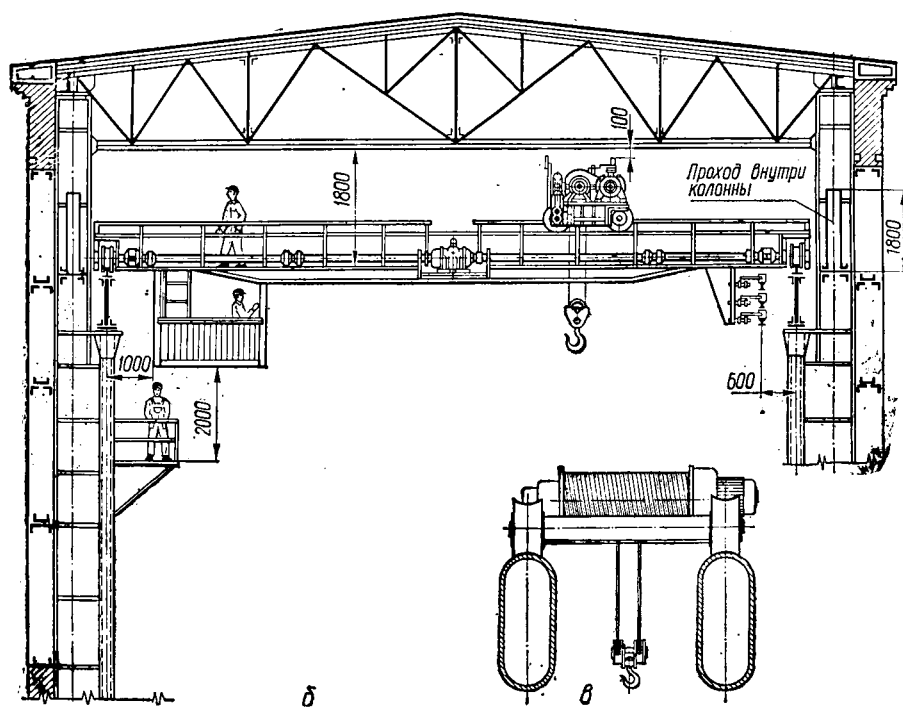
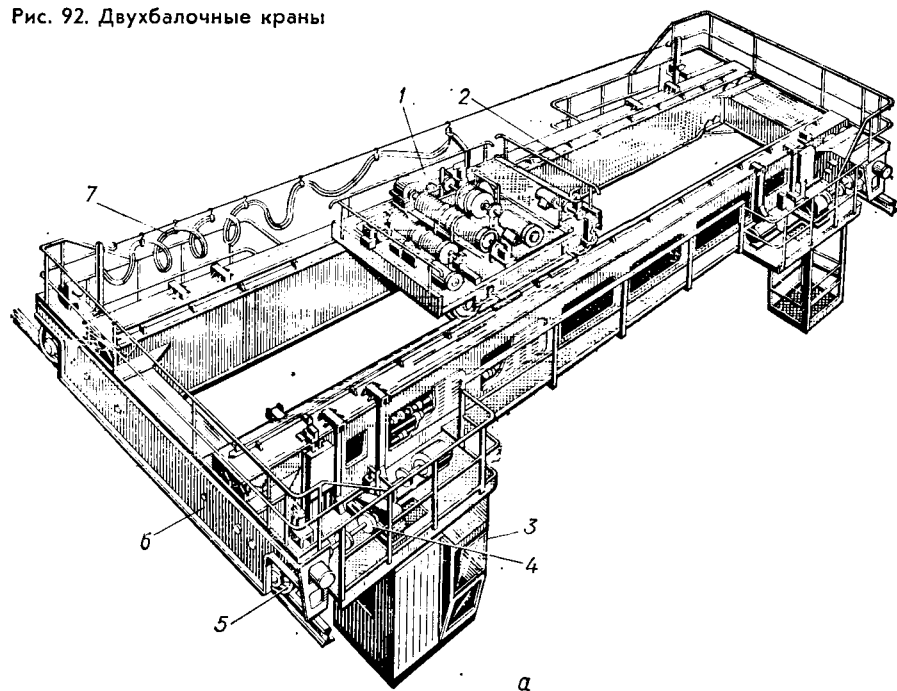
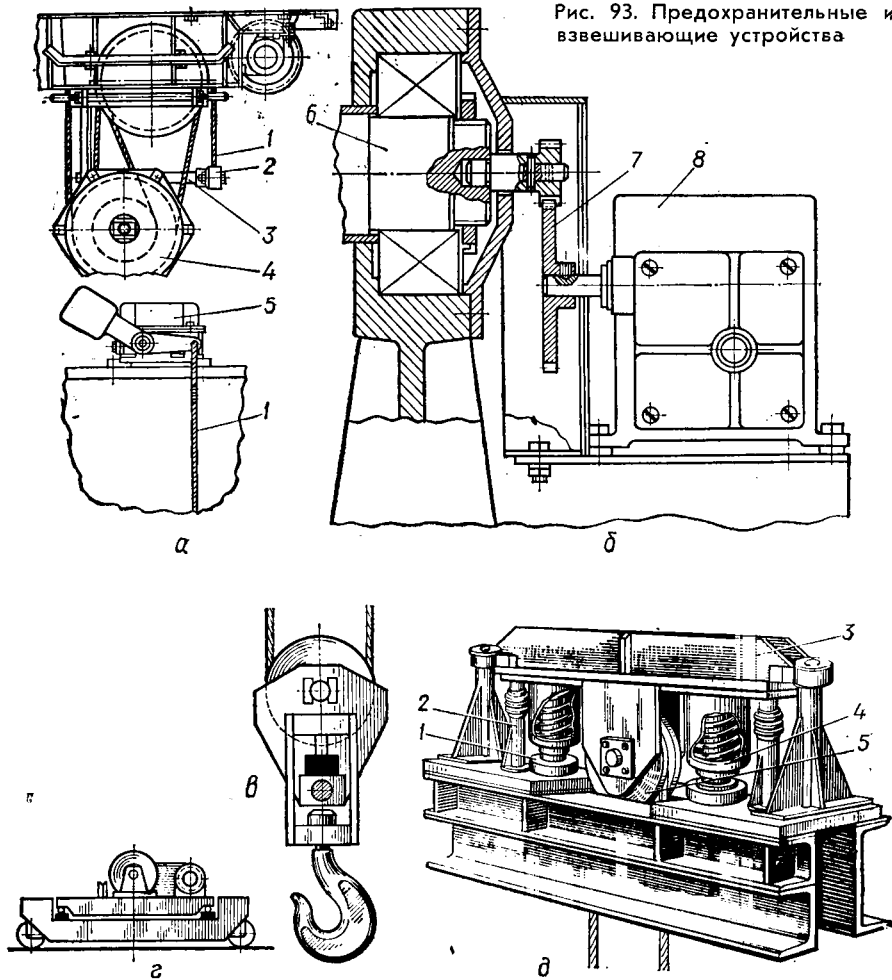
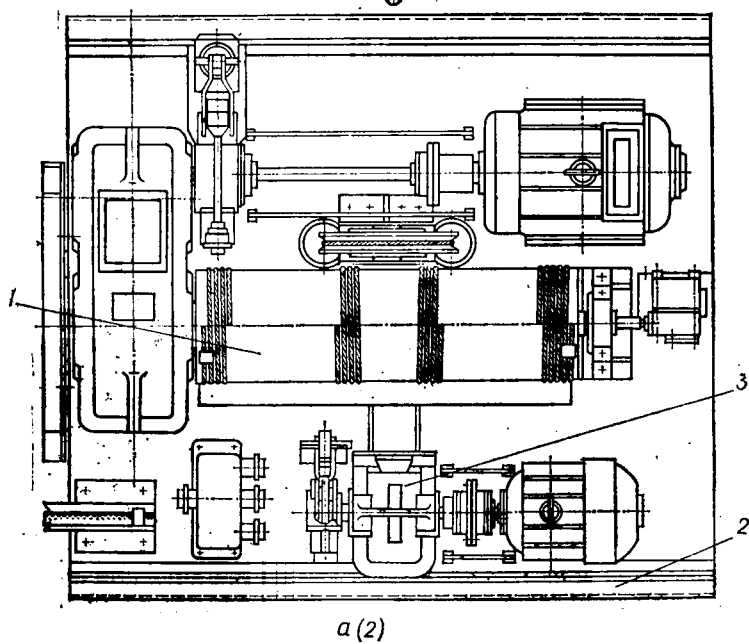
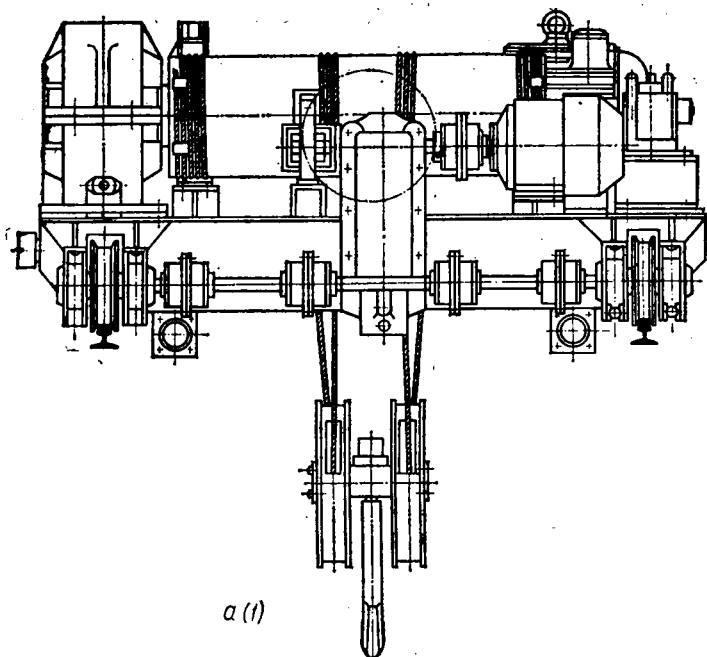


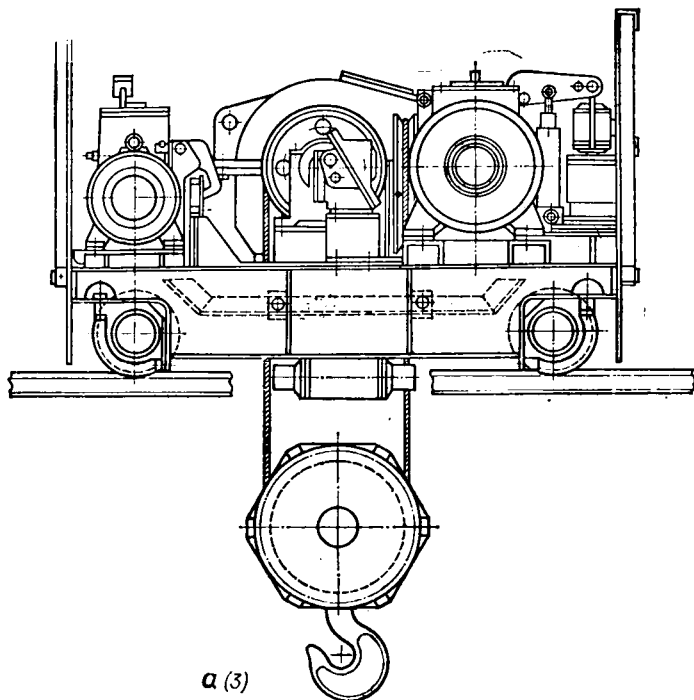
Рис. 93. Предохранительные и взвешивающие устройства



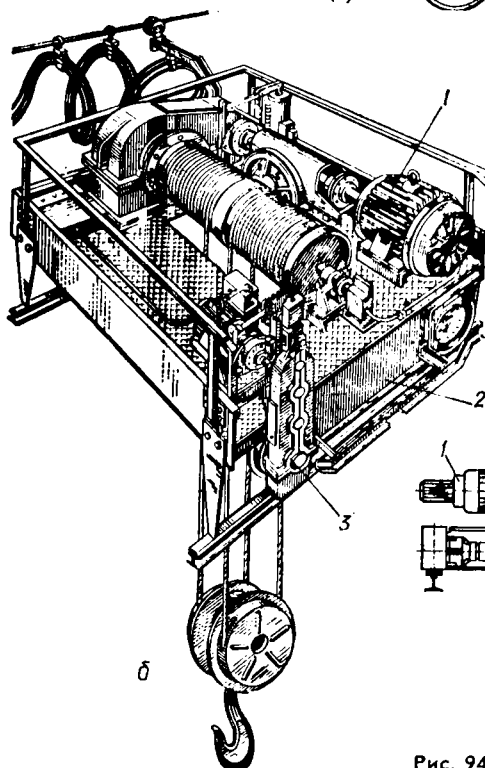
моста более 32 м/мин в конце пути устанавливают конечные выключатели. В башенных, порталных и козловых кранах конечные выключатели устанавливают независимо от величины скорости движения.

В некоторых кранах предусматривают взвешивающие устройства, которые одновременно выполняют роль ограничителей подъемной силы. Силовые месдозы бывают различных типов. На рис. 93, в показаны месдозы (зачерненные) на крюковой подвеске с проводочными датчиками сопротивления; на рис. 93, г — на раме тележки между основной и дополнительной рамами. Месдозы могут быть установлены и на уравнительном блоке 5 (рис. 93, д). Траверса 3 посредством пружин 4 опирается на месдозы 1. Для предохранения месдоз от перегрузки предусмотрены ограничители 2.

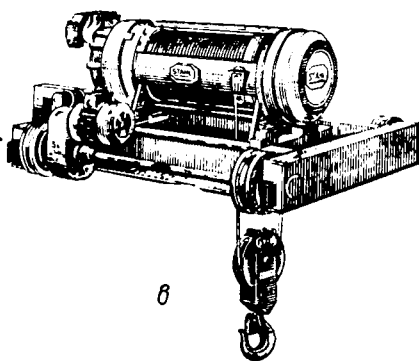




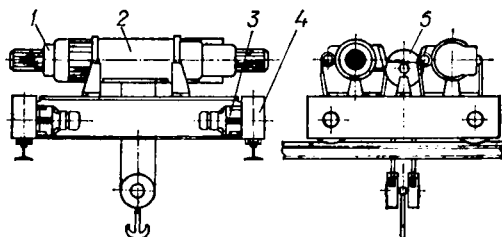
a (3)



б



б



2..

Рис. 94. Крановые тележки

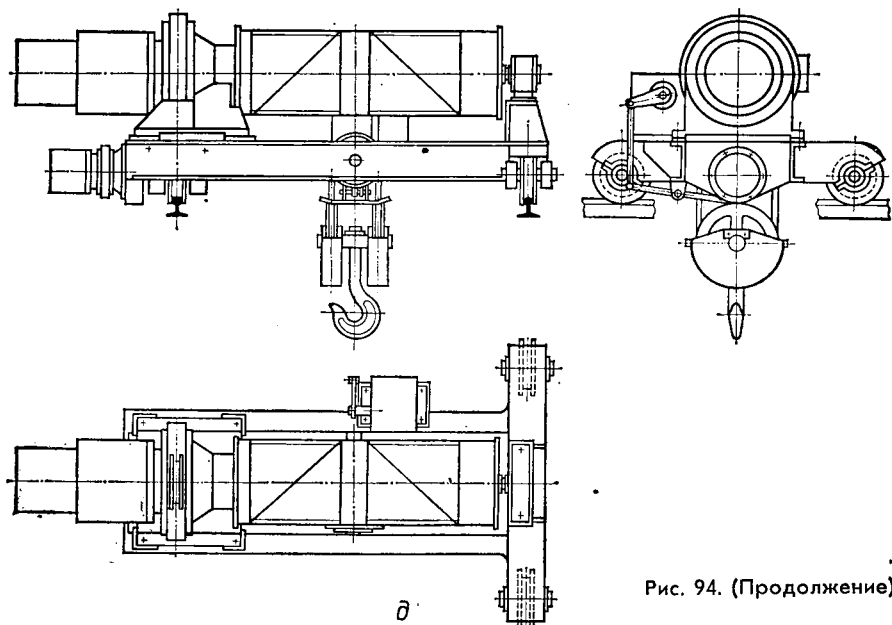


Рис. 94. (Продолжение)

7.5. Крановые тележки

По конструкции крановые тележки бывают одно- и двухбарабанные. Тележка (рис. 94, а, б) состоит из сварной металлической рамы 2 на ходовых колесах, на которой смонтированы механизмы подъема 1 груза и передвижения 3 тележки.

Рама сварена из продольных и поперечных балок из листовой стали; сверху накрыта настилом. С целью снижения массы тележки и повышения ее жесткости применяют гнутые профили.

Узлы механизмов смонтированы так, что на продольные балки опираются подшипники вала барабана, редуктор и двигатель механизма подъема. Механизм передвижения установлен посередине между ходовыми колесами или сбоку тележки — для удобства монтажа и замены вертикального редуктора. При проектировании тележек необходимо стремиться к тому, чтобы ее центр тяжести приближался к геометрическому центру; при этом будет выполнено весьма важное требование равномерного распределения нагрузки на ходовые колеса. Однако с целью создания максимального сцепного веса и исключения пробуксовок колес центр тяжести тележки целесообразно сместить в сторону оси приводных колес. Расположение механизмов должно быть удобным для доступа и обслуживания; тележки по краям ограждены перилами. При проектировании следует иметь в виду, что ширина краевой тележки зависит от длины барабана, а нормальный ряд размеров колеи, в которой должны вписываться все тележки, стандартизован: 1400, 2000 и 2500 мм.

В механизме подъема применяют двуступенчатые цилиндрические горизонтальные редукторы типа Ц-2, ГК, редукторы с планетарными передачами.

В механизме передвижения тележки применяют вертикальные редукторы типа ВК и ВКН (боковые).

В качестве муфт наибольшее применение в кранах получили зубчатые муфты типа МЗ, МЗП, обладающие хорошими компенсирующими свойствами, достаточной податливостью и надежностью работы.

С целью снижения массы и габаритов крановых тележек предложены конструкции, у которых корпус редуктора одновременно является и балкой рамы. В некоторых крановых тележках взамен обычного механизма подъема устанавливают электротали, в результате чего тележка приобретает простую компактную и облегченную конструкцию (рис. 94, в).

На рис. 94, г приведена конструкция тележки со сдвоенными электроталими грузоподъемностью 125 т. Две электротали 2 с фланцевыми конусными двигателями 1 смонтированы на раме тележки; ходовые колеса 4 приводятся в движение отдельными механизмами 3 с планетарным редуктором. На раме установлены канатные блоки 5 полиспаста.

Кроме обычных четырехколесных тележек, для небольшой грузоподъемности применяют компактные трехколесные тележки небольшой массы с планетарным редуктором (рис. 94, д).

7.6. Металлические конструкции крановых мостов

Металлоконструкция является остовом крана, на котором монтируется тележка, механизмы и приводы крана, и от ее качества зависит работа всех элементов и крана в целом. Поэтому к металлоконструкциям предъявляются высокие требования прочности, жесткости и надежности при минимальной металлоемкости.

Мосты сваривают из листовой стали, гнутых профилей, фасонного проката и стальных труб марки ВМС-Зкп. Одна из основных проблем краностроения — снижение массы кранов, экономия металла. Поэтому применяют низколегированные стали и легкие сплавы (алюминиевые, магниевые). Низколегированные стали прочнее стали Ст3, но имеют следующие недостатки: высокая чувствительность к концентрации напряжений и большая стоимость. Металлоконструкции из низколегированной стали экономически выгодно применять для кранов большой грузоподъемности (свыше 75 т). Алюминиевые сплавы (Д16Т и АМ-6) имеют примерно в 3 раза меньшую плотность, чем сталь, достаточно высокую механическую и коррозионную прочность, которую сохраняют и при низких температурах; их применение снижает массу крана и давление на ходовые колеса, улучшает технико-экономические показатели крана. Считают целесообразным применять легкие сплавы для кранов малой грузоподъемности (5...10 т) и больших пролетов (более 20 м); масса металлоконструкции снижается на 50...70%. Известны конструкции мостов из легких сплавов для кранов большой грузоподъемности и больших пролетов (50 т, 30 м).

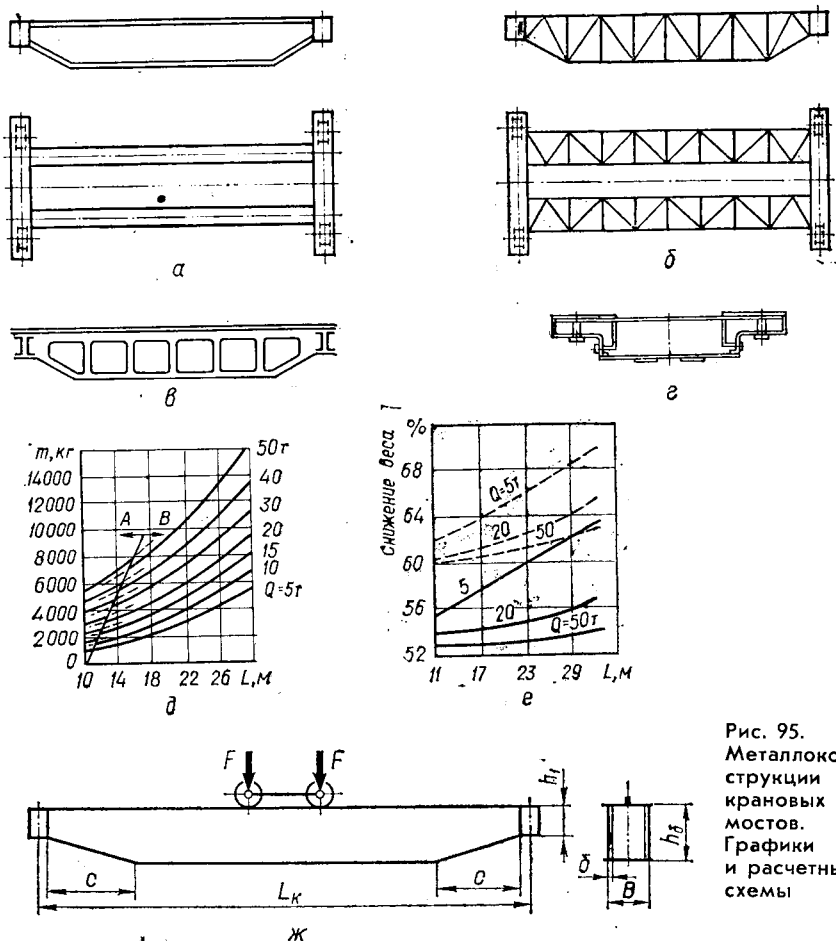


Рис. 95. Металлоконструкции крановых мостов. Графики и расчетные схемы

Краны, у которых мосты изготовлены из легких сплавов, дороже по сравнению с обычными, но вследствие меньшей их массы снижается расход электроэнергии.

Пролетная часть двухбалочного моста выполняется в виде пространственных балочных коробчатых (рис. 95, а) и ферменных (рис. 95, б) конструкций или в виде безраскосных ферм (рис. 95, в).

Концевые балки (рис. 95, г) выполняют коробчатого сечения; момент инерции их сечения относительно вертикальной оси должен быть не меньше момента инерции сечения главной балки в месте их соединения. Балки и их соединения должны быть не только прочными, но и жесткими, чтобы избежать перекосов моста, ведущих к быстрому износу ходовых колес. На рис. 95, д приведены графики для определения массы главной балки, а на рис. 95, е — графики степени уменьшения металлоемкости конструкции при замене стали Ст3 алюминиевыми сплавами (сплошные линии — сплав АМг6, штриховые — сплав Д16-Т) для различной длины пролетов.

Мосты со сплошными балками имеют преимущества перед мостами с решетчатыми балками: применима прогрессивная технология изготовления, меньшая трудоемкость, так как можно применять автоматическую сварку; меньше высота моста; стоимость и напряженность конструкции вследствие уменьшения концентрации напряжений в стыках; большая надежность; недостаток — большая, чем у решетчатых масса. Поэтому для кранов с большими пролетами применяют решетчатые балки.

Как известно, применяемые конструкции жестких мостов имеют ряд существенных недостатков, оказывающих влияние прежде всего на снижение долговечности ходовой части кранов. Поэтому ведутся поиски новых решений по улучшению конструкций отдельных узлов кранов, в том числе и мостов.

В последнее время созданы краны со статически определимыми мостами (рис. 24, в). Они состоят из двух полумостов, каждый из которых опирается на три «точки». Мост крана как бы разрезан по диагоналям в местах стыка главных балок с концевыми, и их жесткие соединения заменены шарнирно-подвижными на роликовых опорах. Это позволяет равномерно нагрузить каждое из ходовых колес, устранить перекося крана при движении, а следовательно, уменьшить износ реборд ходовых колес и рельсов, увеличить плавность хода крана, улучшить условия работы элементов моста, снизить потребляемую мощность.

Опыт эксплуатации таких кранов показал, что срок службы ходовых колес значительно увеличился, хотя шарнирные сочленения полумостов приводят к усложнению конструкции крана. Ввиду того что в мостовых кранах применяются преимущественно мосты в виде сплошных балок, приведем данные по основным параметрам их конструкции (рис. 95, ж).

Высоту двухступенчатой главной балки выбирают в зависимости от длины пролета $h_0 = (1/14 \dots 1/18) L_k$; высота концевой балки $h_1 = (0,6 \dots 0,7) h_0$, ширина главной балки $B = (1/2 \dots 1/3) h_0$ и не менее $B \geq L_k/40$, $L_k/50$; длина скоса балки $c = (0,1 \dots 0,2) L_k$; толщина листового материала балки $\delta \geq 5$ мм. Условие устойчивости конструкции моста $h_0/\delta \leq 160$; при $h_0/\delta \geq 160$ ставят вертикальные и горизонтальные ребра жесткости.

Критерием жесткости является статический прогиб балки, который в зависимости от режима работы допускается: $f_{\text{доп}} \leq L_k/600 \dots L_k/700$; для балок из алюминиевых сплавов $f_{\text{доп}} \leq L_k/400$.

Расчетные нагрузки, действующие на металлоконструкцию:

1) Постоянные — весовые нагрузки металлоконструкции, механизмов передвижения крана и кабины.

Распределенная нагрузка от собственного веса одной балки двухбалочного моста и механизма передвижения:

$$q_0 = \frac{0,5G_m + G_{\text{мех}}}{L_k} k_n, \quad (366)$$

где $0,5G_m$ — собственный вес половины сварного коробчатого моста; $G_{\text{мех}}$ — вес механизма передвижения крана; k_n — коэффициент

перегрузки, зависящий от скорости движения крана:

$$k_n = 1 (v < 1 \text{ м/с}); \quad k_n = 1,1 (v = 1...1,5 \text{ м/с});$$

$$k_n = 1, 2 (v = 1,5...3 \text{ м/с}).$$

Учитывается также сосредоточенная нагрузка от веса кабины и электрооборудования G_k .

2) Подвижные — создаются силой давления от ходовых колес груженой тележки, движущейся по мосту.

Усилие на одно колесо тележки при номинальном грузе Q :

$$F_1 = k_d \frac{Q}{4} + \frac{G_T}{4},$$

где G_T — вес тележки; k_d — динамический коэффициент, учитывающий инерционные силы при подъеме и опускании груза, $k_d = 1,2; 1,3; 1,4$ для кранов общего назначения соответственно для легкого, среднего и тяжелого режимов; $k_d = 1,1$ для монтажных и литейных кранов.

3) Инерционные — возникают в горизонтальной плоскости при резком торможении моста:

$$q_n = \frac{0,5G_m + G_{\text{мех}}}{gL_k} a_{\text{max}}. \quad (367)$$

Максимальные допускаемые ускорения при резком торможении:

$$a_{\text{max}} \leq \varphi g z_n / z, \quad (368)$$

где φ — коэффициент сцепления колес с рельсами; z_n — число приводных колес; z — общее число колес крана; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Сосредоточенная инерционная поперечная нагрузка в горизонтальной плоскости от массы кабины при резком торможении моста:

$$F_{н.к}^n = m_k a_{\text{max}}. \quad (369)$$

Сосредоточенные продольная и поперечная инерционные нагрузки в горизонтальной плоскости при резком торможении моста и тележки с грузом:

$$F_{н1}^n = (m_t + m_r) 0,5 a_{\text{max}}; \quad (370)$$

$$F_{н2}^{np} = (m_t + m_r) 0,5 a_t.$$

Ускорение тележки при пуске и торможении $a_t = 0,1...0,25 \text{ м/с}^2$, а при резком пуске и торможении $a_t = 0,2...0,5 \text{ м/с}^2$.

Скручивающие моменты возникают от действия вертикальных, эксцентрично приложенных нагрузок — от веса механизмов передвижения крана, площадок и др.: $M_{ск} = \Sigma G_i l_i$; горизонтальных инерционных нагрузок, приложенных эксцентрично относительно горизонтальной оси; горизонтальных поперечных сил от перекоса, приложенных к колесам.

Металлоконструкции рассчитывают для трех комбинаций нагрузок: I — учитывает действия постоянных и подвижных нагрузок; II — кроме указанных, учитывает горизонтальные инерционные и рабочие ветровые нагрузки; III — учитывает, кроме постоянных статических, монтажные и транспортные нагрузки.

Металлоконструкцию грузоподъемных машин рассчитывают на прочность по максимальным нагрузкам II комбинации, на выносливость — по эквивалентным нагрузкам I комбинации.

Металлоконструкции кранов тяжелого и весьма тяжелого режимов рассчитывают на усталостную прочность.

Касательные допускаемые нагружения $|\tau| = \alpha |\sigma_p|$, где $\alpha = 0,6 \dots 0,75$.

Главную балку рассчитывают для наиболее неблагоприятного случая нагружения при одновременном резком торможении моста и тележки с номинальным грузом.

Нормальные напряжения в балке:

от вертикальных нагрузок

$$\sigma_b = \frac{M_{рас}^{\Sigma}}{W_x};$$

от горизонтальных нагрузок

$$\sigma_r = \frac{\alpha M_{рас}^{\Sigma}}{W_y}, \quad (371)$$

где W_x и W_y — моменты сопротивления сечений балки относительно осей x и y .

Коэффициент α зависит от количества заторможенных колес z_s :

$$\alpha = 0,1 \left(\text{при } \frac{z_s}{z} = 1/2 \right); \quad \alpha = 0,04 \left(\text{при } \frac{z_s}{z} = 1/4 \right);$$

суммарные напряжения

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_b + \sigma_r.$$

Касательные напряжения:

от распределенных вертикальных сил

$$\tau_1 = \frac{F_{рас}^{\Sigma} S}{2\delta J_{mx}}, \quad (372)$$

где S — статический момент сечения балки; J_{mx} — момент инерции сечения; δ — толщина стенки балки; $F_{рас}^{\Sigma}$ — расчетная поперечная сила от вертикальных нагрузок; от кручения

$$\tau_2 = \frac{\Sigma M_{кр.рас}}{2\delta A}, \quad (373)$$

где A — площадь сечения балки.

Суммарные касательные напряжения $\tau = \tau_1 + \tau_2$.

Приведенный метод расчета по допускаемым напряжениям не характеризует несущую способность конструкции и не может полно оценить ее состояние при одновременном действии нескольких нагрузок. Поэтому в расчетах строительных конструкций применяют более совершенный метод расчета — по предельным состояниям, основанный на статистическом учете условий работы конструкции. В нем дана вероятностная трактовка нагрузок и несущей способности. Различают два предельных состояния: 1) по несущей способности и ограничению

Таблица 12. Расчетные нагрузки и их комбинации

Виды нагрузок	Комбинации нагрузок			
	Ia	Ib	IIa	IIb
Масса элементов крана G (включая тележку) с учетом коэффициента толчков k_T	$n_1 G$	$n_1 k'_T G$	$n_1 G$	$n_1 k_T G$
Масса груза Q (включая грузозахват) с учетом динамических коэффициентов ψ и коэффициентов толчков k_T	$\psi_1 Q_3$	$k'_T Q_3$	$n_2 \psi_{11} Q$	$n_2 k_T Q$
Горизонтальные силы инерции масс крана (разгон или торможение одного из механизмов) F_H		F_H		$n_3 F_H^{\max}$

развития чрезмерных пластических деформаций; 2) по общим деформациям и колебаниям, так как иногда большие деформации и колебания могут явиться причиной потери работоспособности конструкции. По второму предельному состоянию определяют прогиб и сравнивают его с допустимым.

Расчет по первому методу производится с целью не допустить предельных состояний при эксплуатации крана в течение всего срока службы. Наибольшие расчетные нагрузки N , действующие на элемент конструкций, не должны превышать предельных нагрузок Φ из условий несущей способности элемента $N \leq \Phi$ [52].

Усилие N определяют в виде нормальных нагрузок P_i^H , представляющих собой максимальные нагрузки рабочего состояния. Расчетное усилие

$$N = \sum \alpha_i P_i^H n_i, \quad (374)$$

где α_i — усилие в элементе при $P_i^H = 1$; n_i — коэффициент перегрузки; P_i^H — наибольшая нагрузка за время эксплуатации, которая может привести к истощению несущей способности элемента.

Расчетные нагрузки и их комбинации даны в табл. 12.

Значение коэффициентов: $n_1 = 1,1$ для массы конструкции; $n_1 = 1,1 \dots 1,3$ для массы оборудования на кране; $n_2 = 1,05 \dots 1,5$ коэффициент перегрузки (большее значение для тяжелого режима работы); k_T — коэффициент толчков; ψ — динамический коэффициент для вертикальных динамических нагрузок; n_3 — коэффициент перегрузки для горизонтальных динамических нагрузок ($n_3 \leq 2$).

Предельное усилие, которое определяет несущую способность элемента:

$$\Phi = FRm_k,$$

где F — геометрический фактор элемента (площадь сечения, момент сопротивления, момент инерции сечения и др.); m_k — коэффициент условий работы; R — расчетное сопротивление элемента,

$$R = R^H/k_m;$$

Рис. 96. Схема крана с разгрузочным устройством моста

здесь R^n — нормативное сопротивление; k_m — коэффициент безопасности по материалу:

$$m_k = m_1 m_2 m_3,$$

где m_1 — коэффициент, учитывающий ответственность элемента (1,0...0,75); m_2 — коэффициент, учитывающий отклонение в размерах конструкции (0,9...0,95); m_3 — коэффициент, учитывающий несовершенство расчетов. Формулы, по которым можно вести расчеты:

на прочность

$$\sigma_{II} \leq m_k R,$$

на выносливость

$$\sigma_I \leq 0,9 m_k \sigma_{ч.к}^*,$$

где σ_{II} и σ_I — напряжения при втором и первом расчетных случаях; m_k — коэффициент условий работы; R — расчетное сопротивление; $\sigma_{ч.к}^*$ — сниженный предел выносливости из-за циклической перегрузки напряжениями σ_{II} при z_{II} циклов:

$$\sigma_{ч.к}^* = \sigma_{ч.к} \sqrt[m]{1 - (\sigma_{II}/\sigma_{ч.к})^m - z_{II}/N_6}.$$

Когда $z_I < N_6$, проверку прочности производят по ограниченной выносливости по формуле

$$\sigma_I \leq 0,9 m_k \sigma_{ч.к/о}.$$

При $\sigma_{II} < \sigma_{ч.к}$ расчет на выносливость не производится; при $\sigma_{II} > \sigma_{ч.к}$ и $\sigma_I > \sigma_{ч.к} z_I + z_{II} = N < N_6$ проверка прочности производится по ограниченной выносливости

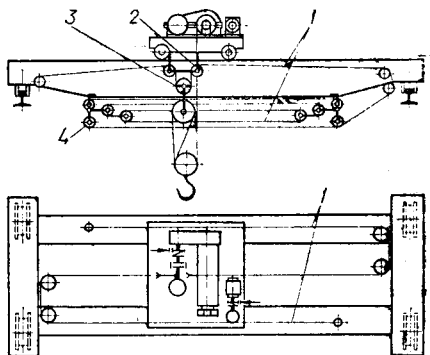
$$\sigma_{пр/о} \leq 0,9 m_k \sigma_{ч.к/о},$$

где $\sigma_{пр/о}$ — приведенные напряжения; $\sigma_{ч.к/о}$ — ограниченный предел выносливости.

Запас по долговечности

$$n_d = \left(\frac{\sigma_{пр/о}}{\sigma_{пр}} \right)^m = \left(\frac{0,9 m_k \sigma_{ч.к/о}}{\sigma_{пр}} \right)^m.$$

Для снижения массы металлоконструкций кранов предложены способы их разгрузки от изгибающих моментов. На рис. 96 изображена система крана с разгрузочным устройством. Верхняя обойма 3 грузового полиспаста подвешена на разгрузочных канатах 1, огибающих отклоняющие блоки 2 и укрепленных на раме крановой тележки. Канаты запасованы на разгрузочные полиспастные блоки 4, размещенные под обеими пролетными балками моста. Чем больше масса поднимаемого груза, тем больше усилия, сжимающие балки моста.



Величина и характер действия разгрузочного момента зависят от натяжения грузового каната, конструктивного выполнения и расположения разгрузочного полиспаста. Такой способ разгрузки кранового моста можно назвать «саморазгрузением». Он приводит к уменьшению общей массы крана примерно на 18...22%.

Предварительно напряженные мосты позволяют увеличить грузоподъемность крана при допустимых статических прогибах.

7.7. Козловые краны

Козловые краны (рис. 97) отличаются от мостовых тем, что их мост установлен на две высокие вертикальные фермы («козлы»), которые опираются ходовыми колесами на рельсы, уложенные на одном уровне — уровне пола или на различных — одна ферма на эстакаде или на уровне пролетного строения. Предназначены в основном для погрузочно-разгрузочных и монтажных работ на открытых площадках, а также для специальных работ — обслуживания гидротехнических сооружений, сборки судов и пр. Краны бывают бесконсольными, одно- и двухконсольными и могут перекрывать железнодорожные пути, автомобильные проезды и площади складов. Козловые краны общего назначения широко используются на железнодорожном транспорте при погрузке и выгрузке контейнеров штучных и насыпных грузов, лесных и других строительных материалов.

Козловые краны общего назначения (рис. 97, а) выпускают грузоподъемностью 5...50 т; специальные краны до 500...2000 т. Пролет кранов доходит до 140 м, высота подъема — до 80 м; скорость движения тележки — до 10 м/с.

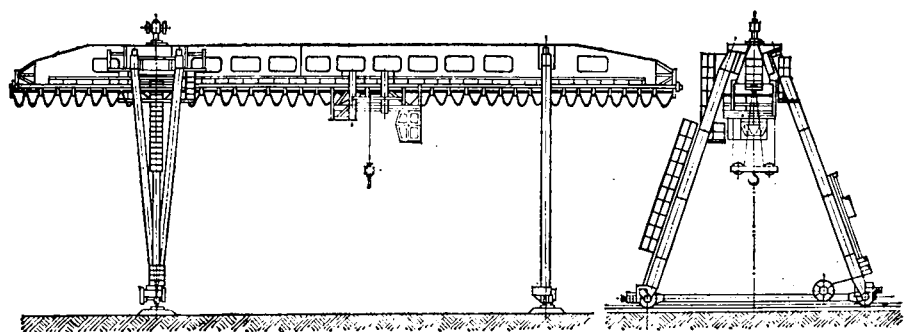
Все типы козловых кранов можно классифицировать по характеру грузоподъемных органов, конструкции кранового строения, способу передвижения грузовых тележек, методу монтажа и демонтажа. По типу опирания моста краны могут быть с обеими жесткими или с одной жесткой и другой гибкой опорами.

В козловых кранах больших пролетов ($L_k > 30$ м) и особенно в перегрузочных мостах одна из вертикальных ферм выполняется в виде пространственной, а вторая — плоской конструкции.

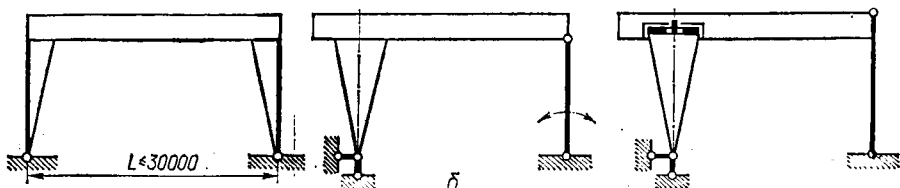
Мост крана с вертикальными фермами крепится двумя способами (рис. 97, б): 1) с пространственной фермой — жестко, с плоской — шарнирно; 2) с пространственной фермой — с помощью опоры скольжения, допускающей поворот моста относительно штыря, с плоской — с помощью сферического шарнира. Такие конструкции опор допускают некоторое угловое перемещение моста при перекосах и наклоне одной из опор от температурного удлинения моста или деформации подкранового пути, а также исключают изгиб моста при забегании одной из опор.

Краны больших пролетов оборудуют ограничителями перекоса для предотвращения недопустимо больших угловых перемещений моста.

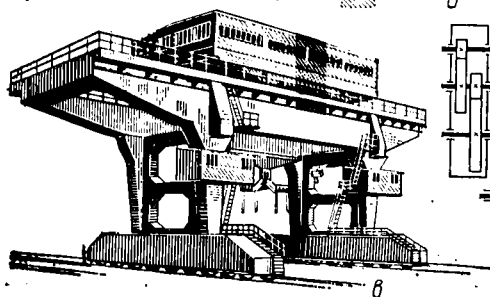
Для энергетического строительства применяют краны с двумя тележками: главная тележка перемещается по верхнему поясу моста, а вспомогательная (5...10 т) — по нижнему.



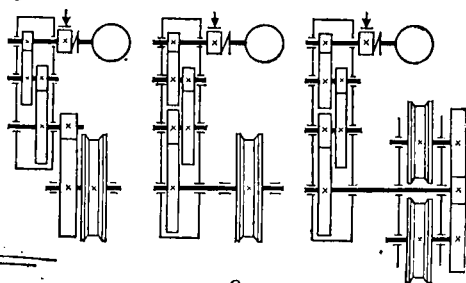
a



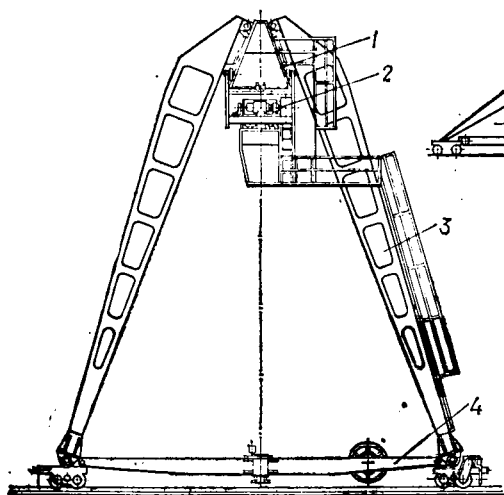
б



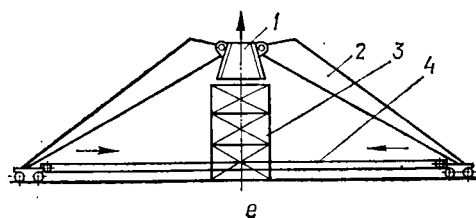
в



г



д



е

Рис. 97. Козловые краны

Металлические конструкции кранов бывают следующих видов: ферменные (из труб или профилей) и мостовые (сплошные и из одиночных труб большого диаметра) (рис. 3, б, в). Основной материал — обычная и низколегированная сталь.

В кранах грузоподъемностью до 5 т подъемными механизмами служат электрические тали, перемещающиеся по монорельсовой двутавровой балке моста. Специальный козловой кран грузоподъемностью 250/100 т приведен на рис. 97, в.

По типу привода грузовые тележки козловых кранов бывают самоходные обычной конструкции и выносные с канатным или цепным приводом, обладающие меньшей (в 1,5...2 раза) массой и более простой конструкцией. Последние имеют малый срок службы каната, поэтому их применяют для небольших грузоподъемностей.

Кабины в кранах располагают на жесткой опоре (при пролетах до 25 м) или на перемещающейся тележке.

Механизм передвижения кранов современных конструкций выполняют только с раздельным приводом, размещенным на ходовой части опоры. Электрическая схема управления обеспечивает синхронность работы приводов.

Вертикальные фермы крана опираются на ходовые тележки через балансиры для равномерного распределения нагрузок на колеса. Ходовые тележки выполняют в виде отдельных монтажных узлов, с различными кинематическими схемами механизмов передвижения (рис. 97, г). Вторая схема имеет преимущества перед первой, так как нет открытой зубчатой передачи.

В двухколесных балансирных тележках применяется третья схема. Наиболее прогрессивная схема — с фланцевыми двигателями (рис. 74, ж).

Синхронность движения раздельных приводов механизмов независимо от их нагрузки достигается с помощью схемы управления. Для плавного торможения применяют тормоза с электрогидротолкателями, электромагнитные порошковые тормоза, что исключает появление больших динамических нагрузок и перекосов крана.

Широкое применение получили козловые самомонтирующиеся краны (рис. 97, д). Особенностью этих конструкций является наличие в них элементов, обеспечивающих самомонтаж без применения дополнительных кранов, что значительно снижает трудоемкость монтажа (в 1,5—2 раза). Кран состоит из моста 1, грузовой тележки 2 и наклонных ферм 3, скрепленных жесткой стяжкой 4. Схема монтажа показана на рис. 97, е (3 — деревянные подставки).

Противоугольные устройства предназначены для предотвращения угона силой ветра козловых кранов, перегружателей и других типов передвижных кранов, установленных на открытых площадках. Противоугольные захваты обычно включаются при действии ветра с удельной нагрузкой 250...400 Па.

Противоугольные устройства делятся на три группы: остановы, затормаживающие ходовые колеса; стопорные устройства или фиксаторы; рельсовые захваты.

Противоугольные устройства бывают ручного и автоматического действия. Привод противоугольного захвата включается автомати-

чески от анемометра при большой скорости ветра. При удельной нагрузке ветра 250 Па включаются световые или звуковые сигналы, а при 400 Па автоматически отключаются механизмы передвижения и включается привод противоугонных устройств, зажимающих башмаками головку рельсов с двух сторон.

Механизмы захвата бывают клиновые, пружинные, гидравлические, пневматические и магнитные.

Автоматический клещевой захват 1 (рис. 98, а) зажимает рельс силой веса клина 3 через рычажную систему 2. Выключение захватов (освобождение рельсов) осуществляется барабанной лебедкой 4, поднимающей клин в верхнее положение, вследствие чего рычаги сходятся под действием пружины 5, и клещи освобождают рельс. Применяется для перегружателей и других тяжелых кранов.

На рис. 98, б приведено автоматическое противоугонное клещевое устройство пружинного типа. Клещи замыкаются пружиной, а размыкаются при помощи канатной лебедки.

Представляет интерес конструкция автоматического захвата с гидротолкателем (рис. 98, в), установленного на тележке 4, которая размещена у концевой балки крана и перемещается на ходовых колесах 1 по рельсу. Рычаги 6 с подпружи-

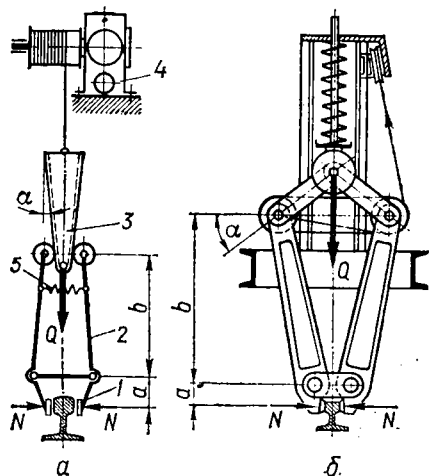
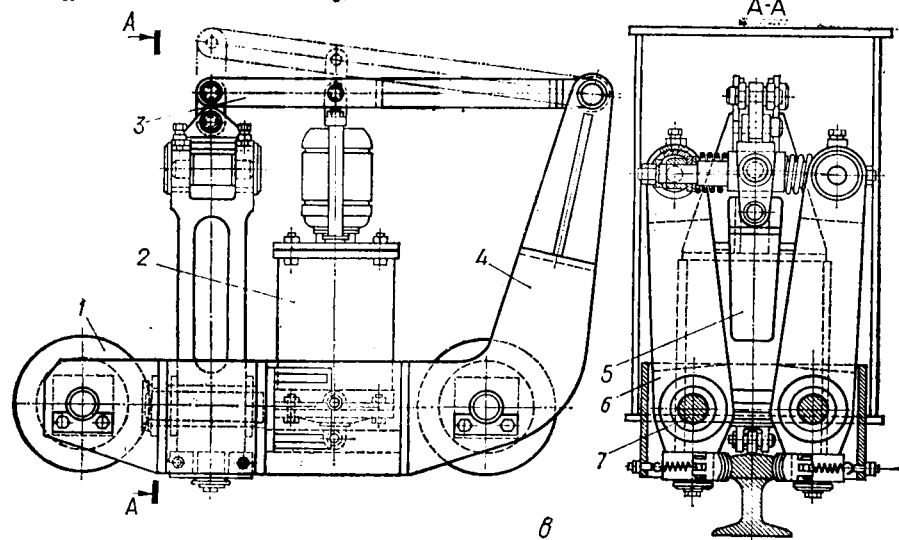


Рис. 98. Противоугонные устройства



ненными эксцентриками поворачиваются относительно осей 7 под действием груза 5 и зажимают рельс. В нерабочем положении рычаги удерживаются траверсой 3, прикрепленной к штоку гидротолкателя 2.

Расчет устройства ведут по величине силы угона крана при заторможенных колесах:

$$F_{\text{уг}} = F_{\text{в}} - G_{\text{к}}\omega_0 - \frac{2M_{\text{т}}}{D},$$

где $F_{\text{в}}$ — сила давления ветра на кран в нерабочем состоянии; $G_{\text{к}}$ — вес крана (без груза крана); $M_{\text{т}}$ — тормозной момент, приведенный к валу колеса; D — диаметр колеса; ω_0 — минимальный коэффициент сопротивления движению крана (при $k_{\text{р}} = 1$).

Необходимое усилие нажатия на головку рельса, обеспечивающее надежное удержание крана от больших ветровых нагрузок:

$$N = \frac{k_3 F_{\text{уг}}}{2if_c}, \quad (375)$$

где k_3 — коэффициент запаса (1,2...1,5); i — число захватов на кране; f_c — коэффициент сцепления губок захватов с рельсом; $f_c = 0,15...0,3$ (0,3 для губок с насечкой).

Вес клина или усилие пружины:

$$Q = \frac{2Na \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}{b\eta_{\text{р}}}, \quad (376)$$

где α — угол по рис. 98, a, b ($\alpha = 4...8^\circ$ для клина и $\alpha = 3...15^\circ$ для рычагов); $\varphi = 1...3^\circ$ — приведенный угол трения; $\eta_{\text{р}} = 0,95$ — к. п. д. рычагов.

Рабочая площадь губок захвата

$$A \geq \frac{N}{[\sigma_{\text{см}}]}, \quad (377)$$

где $[\sigma_{\text{см}}]$ — допускаемое напряжение смятия; для закаленных сталей 65Г или 60С2 (твердость поверхности НВ = 350 — 450) принимают 200...250 МПа; для незакаленной стали 45 или 50—80 МПа.

7.8. Краны с жестким подвесом и управляемым захватом груза (краны-манипуляторы)

В кранах этого типа захват груза, его установка на требуемое место и освобождение захвата происходит автоматически. На базе этих кранов возможны дальнейшие конструктивные разработки, направленные на решение важной проблемы — полной автоматизации грузоподъемных машин.

К этим кранам (рис. 99) относятся: a — клещевой колодцевый кран для посадки и выдачи горячих слитков в прокатных цехах; b — краны-манипуляторы; $в$ — кран-штабелер для работы на складах; $г$ — контейнерный кран; $д$ — стеллажный кран-штабелер; $е$ — кран для складирования контейнеров.

Кинематическая связь между краном и захватом с большой точностью ориентировки захвата груза в пространстве осуществляется жестким или полужестким пространственным подвесом.

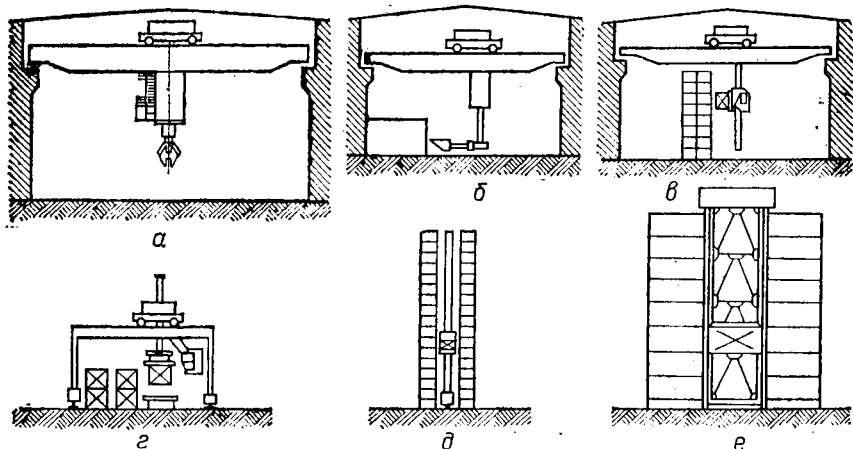


Рис. 99. Схемы кранов с жестким подвесом и управляемым ориентируемым захватом

При ручной строповке время, затрачиваемое на подвешивание и снятие груза, довольно значительно и составляет 30...50% от полного цикла, что существенным образом влияет на снижение загрузки и производительности крана.

Кроме того, в обычных кранах при свободном подвесе на канатах груз совершает колебательные движения, которые увеличивают время и снижают точность установки груза. Для снижения амплитуд колебаний применяют пространственные подвесы, успокоители, маневрирование механизмами и др.

Краны-штабелеры. Применяют на машиностроительных заводах для механизации работ на складах, где хранят инструмент, приспособления, полуфабрикаты и готовую продукцию. Они обеспечивают максимальное использование объема склада, удобство доступа к грузам, возможность автоматизации погрузочно-разгрузочных работ, минимальную затрату времени на доставку грузов, высокую производительность. Мостовые краны-штабелеры бывают опорного и подвесного типов, обслуживают склады с расположенными в несколько рядов стеллажами и являются универсальными, т. е. могут выполнять погрузочно-разгрузочные работы с различными грузами. Для этого применяются соответствующие захваты.

Грузоподъемность кранов-штабелеров соответствует ряду грузоподъемностей мостовых кранов. Максимальная их грузоподъемность до 25...30 т, но чаще всего применяют мостовые — до 10 т и стеллажные — до 2 т.

Краны-штабелеры управляются из кабины (обычно подъемной) или с пола, а также автоматически по заданной программе.

Наибольшее применение находят краны-штабелеры с вилочными захватами. При поворотной колонне крана рабочий орган ее получает движение в четырех взаимно перпендикулярных направлениях.

Мостовой кран-штабелер (рис. 100, а) состоит из моста 1, грузовой тележки 2 с закрепленной на ней колонной 3, механизмов подъема

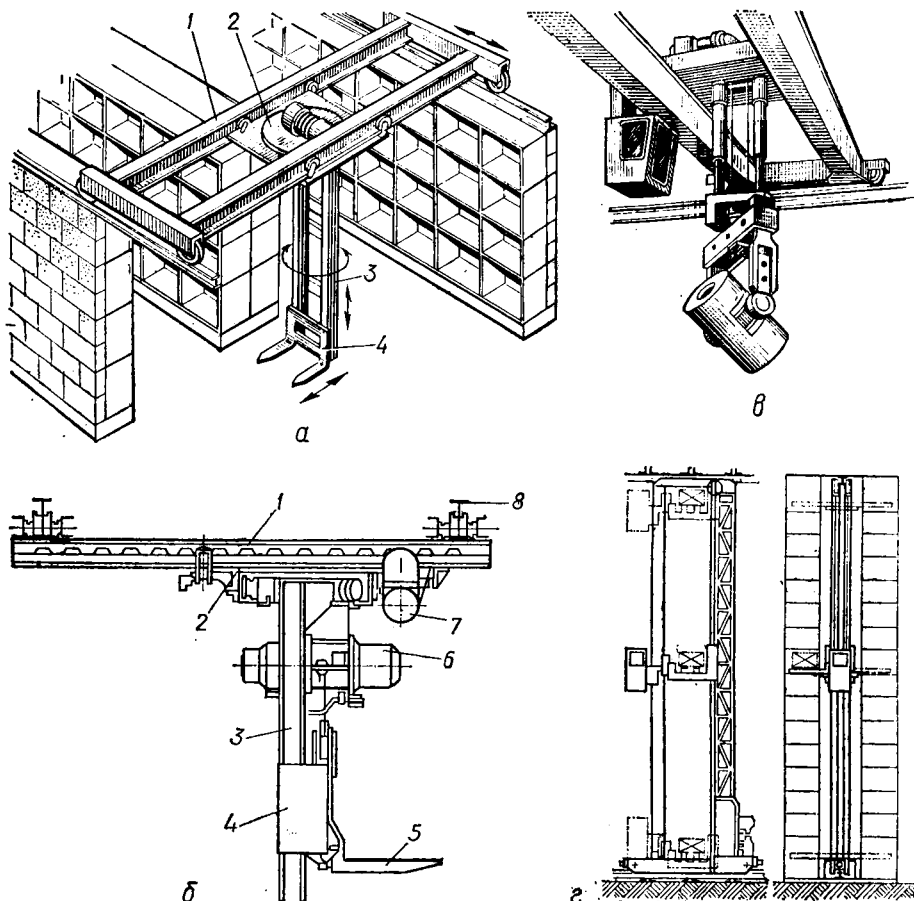


Рис. 100. Краны-штабелеры

груза, передвижения моста и тележки, механизма поворота колонны. По вертикальным направляющим колонны движется грузоподъемное устройство 4.

Подвесной кран-штабелер с неповоротной колонной и канатным механизмом показан на рис. 100, б. Мост 1 передвигается вдоль пролета по подвесному пути 8, колонна 3 прикреплена к тележке 2, движущейся по мосту с помощью механизма передвижения 7. Захват 5 с грузовой тележкой 4 поднимается электроталью 6.

Для работы на складах рулонов бумаги применяют специальные краны-штабелеры (рис. 100, в) с телескопической трубчатой колонной и канатным механизмом подъема. Траверса поворачивается специальным механизмом.

Стеллажный кран-штабелер (рис. 100, г) не имеет моста и представляет собой грузовую тележку, перемещающуюся по рельсам, расположенным вдоль стеллажей. По вертикальным направляющим движется

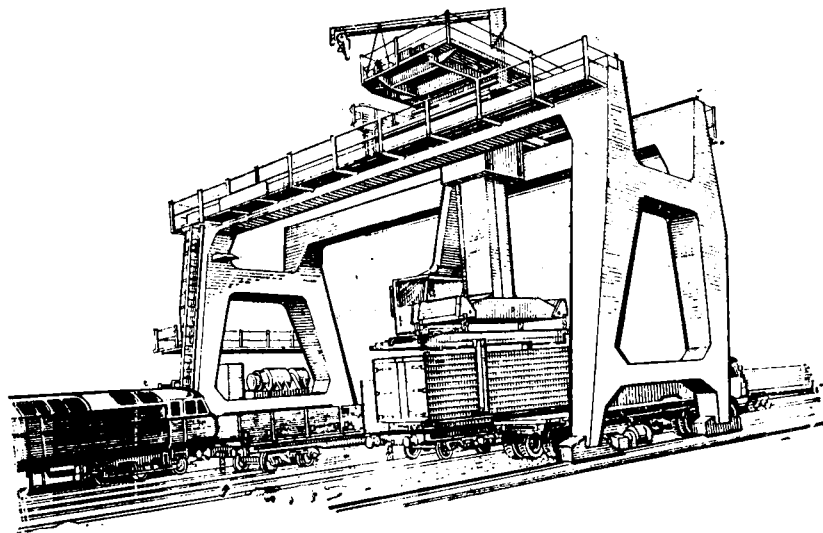


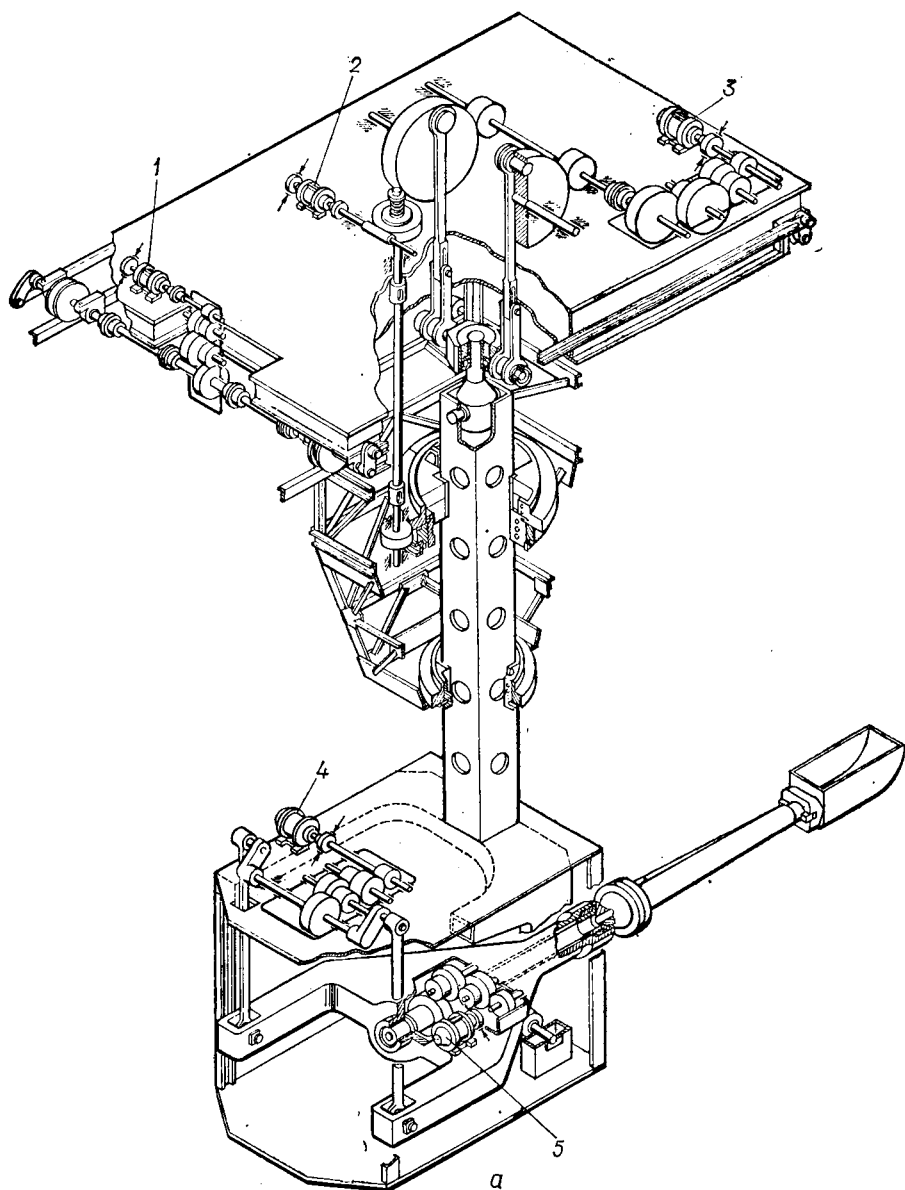
Рис. 101. Контейнерный кран

грузоподъемник с выдвижным грузозахватным устройством. Эти краны значительно легче мостовых и проще в конструктивном исполнении. На рис. 100, а показана схема стеллажного автоматического крана-штабелера, работающего по заданной программе с помощью перфокарт или от ЭВМ.

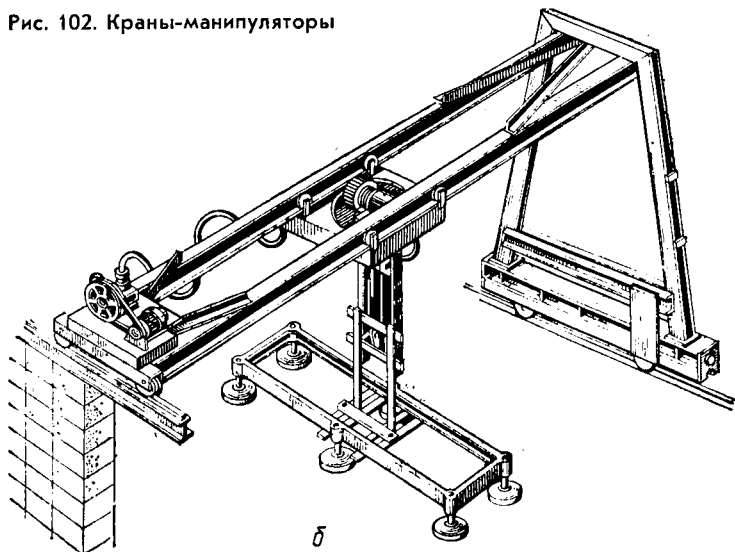
Контейнерные краны. Развитие контейнерной системы транспортирования грузов потребовало не только создания специальных автомобилей, железнодорожных платформ и судов, предназначенных для перевозки контейнеров, но и разработки новых перегрузочных средств. В настоящее время контейнеры складывают в два яруса, а в недалеком будущем высота складирования увеличится.

Наибольшее распространение получили козловые контейнерные краны (рис. 101) двух типов: бесконсольные (пролет до 26 м) и консольные для больших пролетов. По типу ходовой части они бывают на рельсовом и пневмоколесном ходу. Легкий контейнерный кран имеет небольшие массу и стоимость. Он выполняет шесть рабочих движений, в том числе наклон и поворот контейнера для правильной установки.

Технологические краны-манипуляторы. В качестве примера краноманипулятора рассмотрим кран (рис. 4, в) для загрузки шихтовых материалов в электросталеплавильные печи. Он выполняет семь рабочих движений: передвижение крана и тележки, вращение кабины с хоботом вокруг вертикальной оси, подъем колонны, качание хобота, поворот и заминание мульды, в которой находится груз. На рис. 102, а показана крановая тележка, на колонне которой закреплена кабина с механизмами и аппаратурой управления загрузкой. Передвигается тележка от механизма 1, подъем колонны с мульдой осуществляется двумя кривошипными от привода 3. Мульда на хоботе совершает качательное движение от кривошипного механизма 4, вращение относи-



относительно оси хобота для высыпания материала механизмом 5, вращение относительно оси колонны для захвата очередной мульды механизмом 2. Всеми операциями управляет машинист, но в связи с четкой последовательностью выполнения технологических операций можно перевести кран на программное управление. Аналогична конструкция и посадочных кранов.



Посадочные краны выполняют технологические операции по обслуживанию колесопрокатных станов и ковочных машин: посадка заготовок в нагревательные печи, выдача нагретых заготовок различной конфигурации, удержание и поворот и др.

Разработаны на основе технологического процессаковки программы цикловой системы управления механизмами ковочного крана.

Вакуумно-захватные краны (рис. 102, б) предназначены для автоматического захвата листовых материалов. Они могут быть использованы для механизации технологических процессов по разборке пакетов листов и подачи их на конвейер для дальнейшей транспортировки.

В связи с тем что операции, выполняемые краном, однотипны и закономерны, можно составить неизменную программу, по которой кран будет работать автоматически.

7.9. Кабельные краны

Кабельные краны применяются для транспортировки грузов через водные препятствия, к строительным объектам гидросооружений, на складах лесоматериалов, а также в случаях, когда требуется обслуживать большие складские площади.

По конструкции краны делят на следующие типы:

стационарные;

качающиеся, у которых мачты могут наклоняться в каждую сторону на небольшой угол;

продольно-подвижные: башни смонтированы на тележках, перемещающихся по рельсовому пути;

радиально-подвижные: одна башня неподвижная, другая — перемещается по дуге;

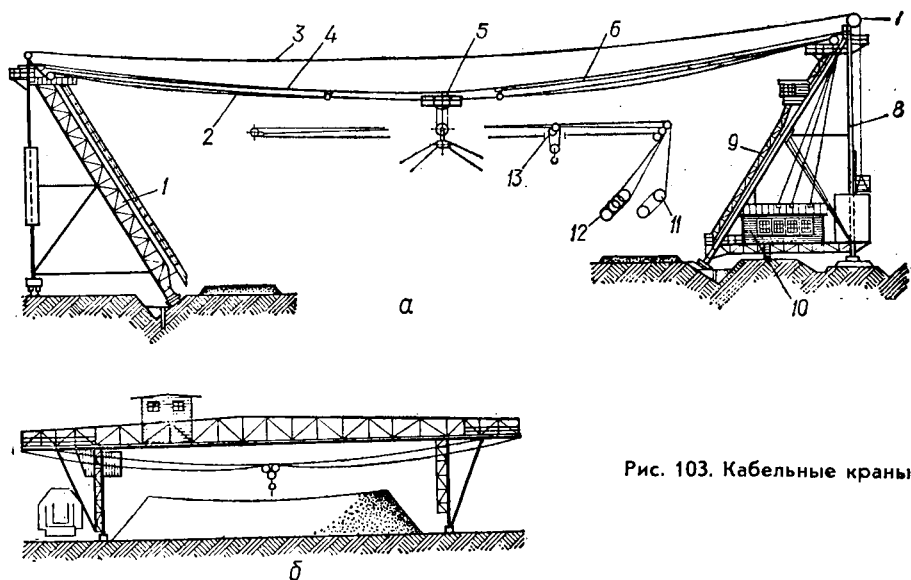


Рис. 103. Кабельные краны

мостовые — несущий канат подвешен к консолям козлового крана.

Грузоподъемность кабельных кранов 1...25 т и доходит до 150 т; пролет до 1 км (наибольший пролет крана, переброшенного через реку, составляет 1800 м); скорость подъема груза до 3 м/с, а передвижения тележки до 8...10 м/с; скорость передвижения опорных башен небольшая (6...20 м/мин). Привод ходовых балансирных тележек индивидуальный. Механизмы подъема груза и передвижения тележки отличаются сравнительно большой длиной барабанов. Грузовая тележка представляет собой легкую металлическую конструкцию. В зависимости от рода груза на тележку навешивают крюки, грейферы, бабьи для бетона и другие грузозахватные устройства.

При пролетах более 150 м применяются подвески, которые служат для поддержания несущих канатов на нужном расстоянии друг от друга и уменьшения их провисания. В качестве несущих используют канаты закрытой конструкции; для тяговых и подъемных — многопрядные канаты крестовой свивки.

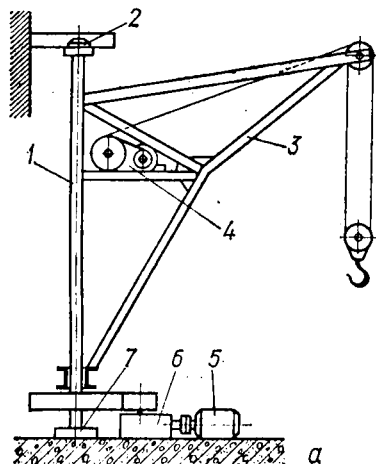
На рис. 103, а приведена конструкция продольно-подвижного кабельного крана. Он состоит из двух башен — машинной 8 и хвостовой 1, между которыми натянуты несущие 4 канаты. По этим канатам перемещается тележка 5 с блоками 13 подъемного полиспаста; один конец подъемного каната 6 закреплен на хвостовой башне, другой идет на подъемную лебедку 11, расположенную в машинном помещении 10. Тележка перемещается канатами 2 тяговой лебедки 12. На кране предусмотрен дополнительный канат 3 с блоками 7 для подвешивания электрокабелей. На башнях установлены лестницы 9. Башни опираются на балансирные ходовые тележки, перемещающиеся по рельсам вдоль площади обслуживания. Высота опор определяется пролетом крана и особенностями местности.

Мостокабельный кран (рис. 103, б) представляет собой козловый кран с легким пролетным строением, к консолям которого подвешен несущий канат. Механизмы подъема и перемещения аналогичны рассмотренным. Краны применяют при сравнительно небольших (для кабельных кранов) пролетах (до 100 м).

Глава 8. СТРЕЛОВЫЕ КРАНЫ

8.1. Поворотные краны с внешними выносными опорами

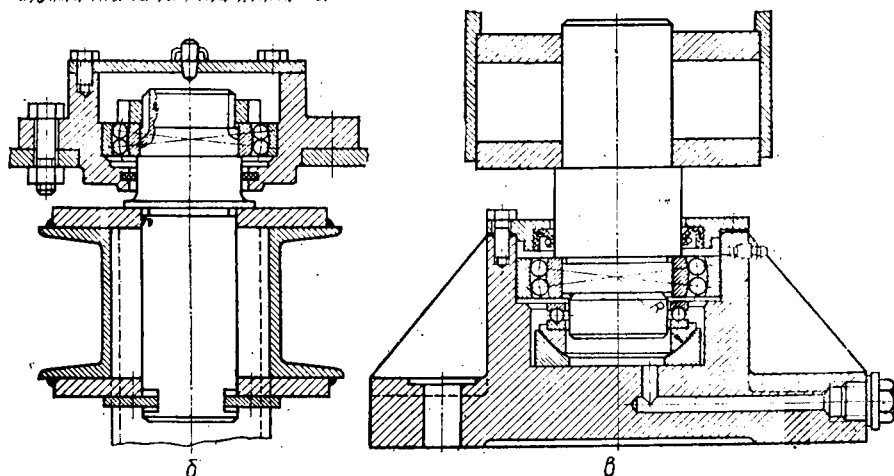
Поворотные краны применяются для обслуживания ограниченных площадей, примыкающих к стенам или металлоконструкциям пролетов, и передачи груза с одного пролета в другой. Они могут быть стационарными и передвижными (передвижные устанавливают в узких пролетах цеха).



Простейший поворотный стреловой кран (рис. 104, а) состоит из поворотной колонны 1, нижним концом опирающейся на подпятник 7, а верхним — на подшипник 2. К колонне крепится металлоконструкция стрелы 3. На стреле смонтирована подъемная лебедка 4. Кран поворачивается механизмом 5 с червячным редуктором 6 и зубчатой передачей.

Конструкция опорно-поворотных устройств зависит от характера

Рис. 104. Поворотный кран с внешними опорами



нагрузок. Верхняя опора нагружена горизонтальными усилиями, которые воспринимаются радиальными подшипниками качения (рис. 104, б). В нижней опоре, где действуют осевые и радиальные нагрузки, установлены упорный и радиальный подшипники качения (рис. 104, в). Для компенсации неточностей монтажа и деформации колонны применяют самоустанавливающиеся подшипники или подшипники со сферической шайбой.

8.2. Стационарные, свободностоящие поворотные краны

Краны устанавливаются на открытых площадках и обслуживают ограниченные участки, соответствующие максимальному и минимальному вылетам стрелы. Стационарные краны являются свободностоящими и удерживаются от опрокидывания массой фундамента. По конструкции бывают с неподвижной колонной (рис. 105, а), с вращающейся колонной и с поворотным кругом (рис. 105, б).

Для снижения изгибающих моментов, действующих на колонну, и уменьшения опрокидывающих моментов в кранах предусматривают противовес.

Колонна нижней частью установлена в гнезде опорной плиты, прикрепленной к фундаменту анкерными болтами. Колонну выполняют в виде конструкции равного сопротивления. По способу изготовления колонны бывают кованные, литые и решетчатые с шейками и шипами для опор несущей конструкции.

Из условий минимального расхода металла колонны изготавливают сварными квадратного или прямоугольного сечений из профилей или трубчатые. Верхняя опора крана с неподвижной колонной (рис. 106, а) состоит из радиальных и упорных самоустанавливающихся подшипников, воспринимающих горизонтальные и вертикальные нагрузки. К верхней траверсе крепится стрела крана и противовес. Нижняя опора представляет собой двух-, четырехкатковую или многороликовую обойму; четырехкатковая обойма применяется при установке на кране противовеса. Ролики применяются бочкообразной формы с большим радиусом кривизны. Для регулирования положения катков относительно колонны ось катков выполнена с эксцентриситетом. Многороликовую обойму устанавливают в тяжелых кранах.

Большое применение получили опорно-поворотные устройства (рис. 106, б) с подшипниками качения (шариковыми и роликовыми), значительно уменьшающими силы трения в опорах. Роликовые опоры применяют при больших нагрузках. Фундаментные плиты (рис. 106, в) бывают литой (левая сторона) и сварной (правая сторона) конструкции. В качестве расчетного положения для определения максимальных усилий в болтах фундаментной плиты за расчетное принимают положение стрелы по оси $x-x$, проходящей через центры двух болтов.

Максимальная нагрузка на болт от опрокидывающего момента

$$F_1 = \frac{Ml_1}{l_1^2 i_1 + l_2^2 i_2 + \dots + l_n^2 i_n}, \quad (378)$$

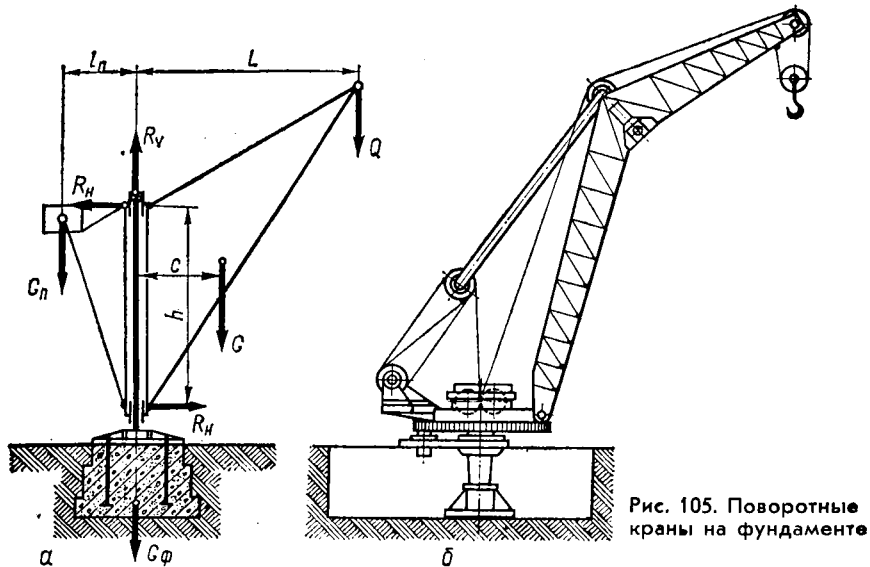


Рис. 105. Поворотные краны на фундаменте

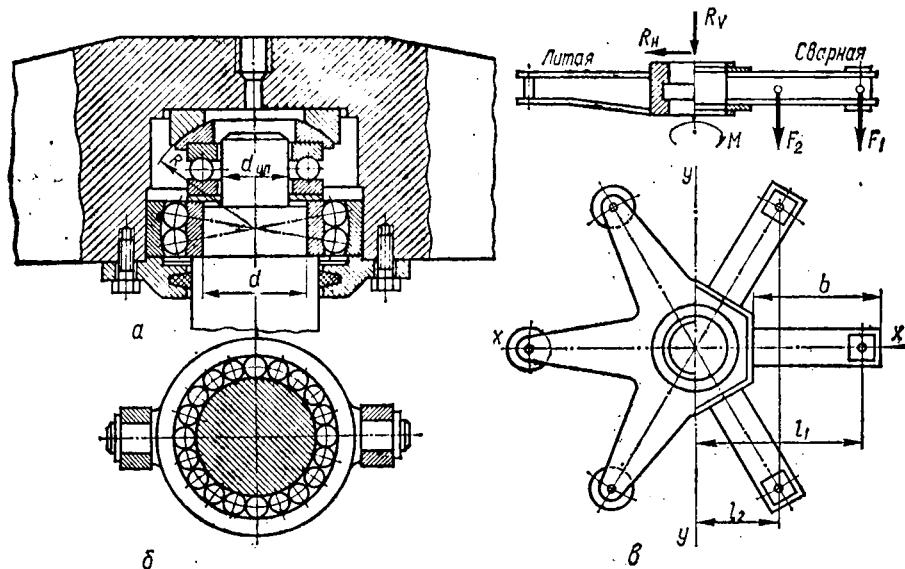


Рис. 106. Конструкции опор и фундаментной плиты

где M — опрокидывающий момент, учитывающий действие весовых нагрузок крана и сил ветра; $l_1, l_2, \dots, l_n$ — расстояние от оси $y-y$ до соответствующего болта; $i_1, i_2, \dots, i_n$ — количество болтов, нагруженных соответствующим усилием $F_1, F_2, \dots, F_n$.

Опрокидывающий момент

$$M = M_{\text{в}} + M_{\text{н}},$$

где M_v — момент от сил ветра, действующих на кран и груз; M_n — момент от действия нагрузок; $M_n = R_n h$ (h — плечо силы).

Разружающая сила

$$F_v = \frac{R_v}{i_0}, \quad (379)$$

где R_v — вертикальные усилия, действующие на кран; i_0 — общее количество болтов.

Нагрузка на наиболее нагруженный болт:

$$F = F_1 - F_v. \quad (380)$$

Сила затяжки болтов должна быть такой, чтобы при максимальных нагрузках на кран исключить раскрытие стыка. Расчетное усилие $F_{\text{рас}}$ растяжения болтов с учетом коэффициента запаса k , соотношения податливостей соединяемых деталей (χ) и скручивания болтов при затяжке (1,3) можно определить по формуле

$$F_{\text{рас}} = [1,3k(1 - \chi) + \chi] F, \quad (381)$$

где $k = 1,8 \dots 2$; $\chi = 0,2 \dots 0,3$.

Чтобы не было сдвига плиты относительно фундамента под действием горизонтальной силы R_n , должно соблюдаться условие

$$R_n \leq f \left(i_0 \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma_p] + R_v \right), \quad (382)$$

где $f = 0,35 \dots 0,5$ — коэффициент трения между плитой и фундаментом; $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение растяжения для болта. Проверку на смятие фундамента производят по условию

$$p = \frac{F_{\text{max}} + \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma_p]}{S_{\text{оп}} 10^6} \leq |p|; \quad (383)$$

$$F_{\text{max}} = F_1 + F_v,$$

где $|p|$ — допускаемое напряжение смятия; в зависимости от типа кладки составляет $0,8 \dots 2,5$ МПа; $S_{\text{оп}}$ — опорная поверхность лапы.

Размеры и массу фундамента определяют из условия устойчивости крана от действия опрокидывающего момента и из условия допускаемого давления на грунт. Влияние боковых граней, примыкающих к фундаменту, при расчете не учитывается.

Форму фундамента принимают в виде усеченной пирамиды.

Из условий устойчивости крана вес фундамента должен быть не менее

$$G_{\phi} \geq \frac{2Mk}{b}, \quad (384)$$

где M — опрокидывающий момент, действующий на кран; $k = 1,4$ — минимальный коэффициент грузовой устойчивости; b — длина стороны основания фундамента.

Напряжения смятия между подошвой фундамента и грунтом от действия вертикальных сил

$$\sigma_V = \frac{R_V + G_\Phi}{S_\Pi}, \quad (385)$$

где S_Π — площадь подошвы фундамента.

Напряжение смятия от действия момента

$$\sigma_M = \frac{R_n h}{W_\Pi}, \quad (386)$$

где W_Π — момент сопротивления подошвы фундамента относительно оси, перпендикулярной к плоскости действия момента,

$$W_\Pi = \sqrt{2} b^3 / 12,$$

где b — длина стороны квадрата.

Условие отсутствия раскрытия стыка

$$\sigma_v \geq \varepsilon \sigma_M, \quad (387)$$

где $\varepsilon = 1,5$ — коэффициент запаса.

Суммарное напряжение смятия грунта:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_V + \sigma_M \leq [\sigma]_{\Sigma}. \quad (388)$$

Допускаемые напряжения смятия (МПа): 0,2...0,5 — глина, гранит; 0,6...3 — соответственно щебенка, гранит.

8.3. Настенные передвижные консольные краны

Для обслуживания площадей, расположенных у стен пролетов механических, сборочных, металлургических и других цехов, а также на складах широко применяют настенные консольные краны. Они передвигаются по рельсовому пути вдоль пролета.

По конструкции их можно разделить на два типа: поворотные и неповоротные с тележкой для изменения вылета.

На рис. 107, а приведена конструкция настенного поворотного крана. Консоль 8 прикреплена к колонне 2, поворот которой осуществляется механизмом 3 (угол поворота до 180°); кран передвигается вдоль пролета на ходовых колесах 4 по рельсу с помощью механизма 1. От опрокидывания кран удерживают катки 7, опирающиеся на верхние направляющие. Горизонтальные усилия в нижней опоре воспринимают катки 5. На площадке консоли установлен механизм подъема 6. Реакции в опорах поворотной колонны и силы, действующие на катки крана (рис. 107, б), определяют по методу, изложенному в параграфе 6.2. Расчеты мощности приводов механизмов передвижения и поворота выполняют обычными методами.

Передвижной неповоротный кран показан на рис. 107, в. Изменение вылета крюка для увеличения площади обслуживания осуществляется тележкой, передвигающейся по консоли.

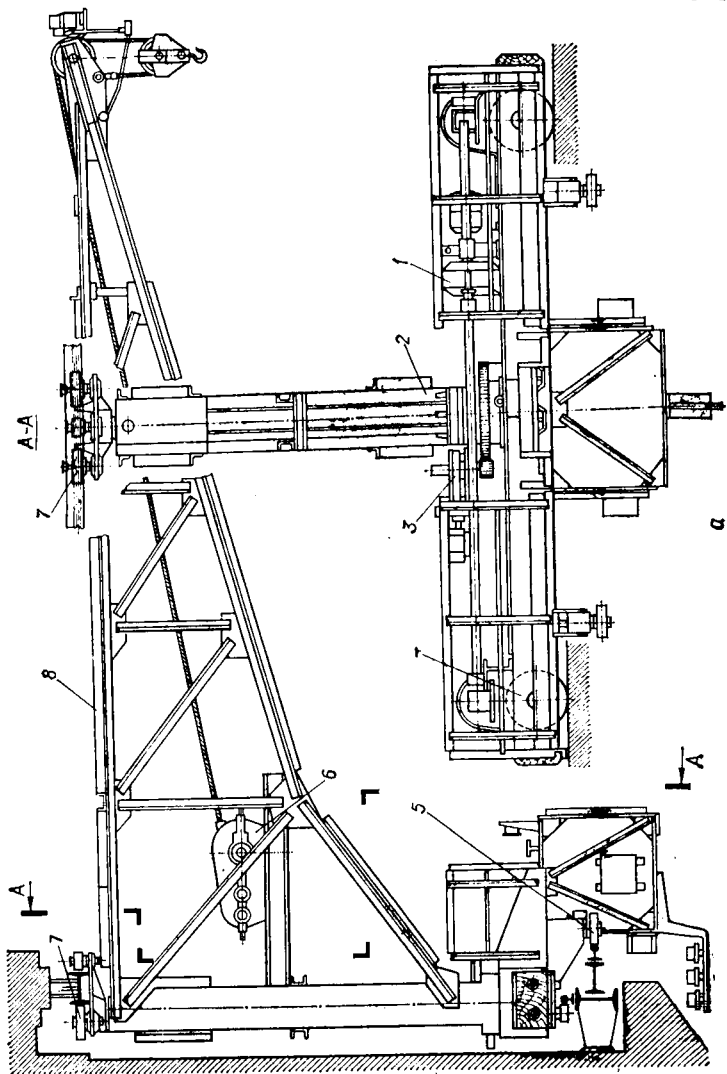
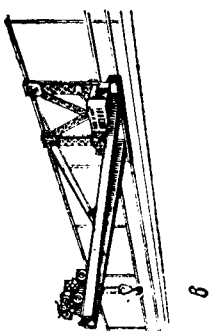
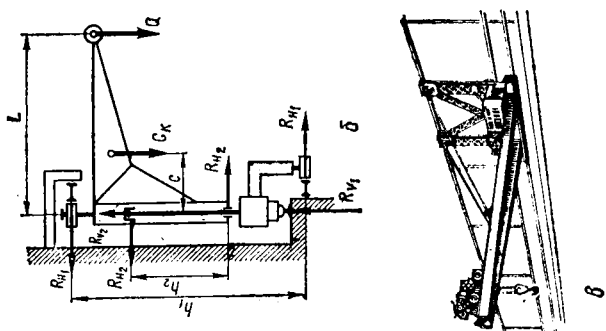


Рис. 107. Настенные передвижные краны

8.4. Башенные краны

Башенные краны относятся к передвижным стреловым кранам и представляют собой Г-образные свободно стоящие поворотные конструкции, у которых стрелы прикреплены к верхней части. Они являются наиболее распространенными грузоподъемными машинами, применяемыми в промышленном, гидротехническом, энергетическом и гражданском строительстве, на открытых складах, полигонах и при строительстве судов.

Грузоподъемность башенных кранов колеблется в широких пределах (1...80 т); максимальный вылет — до 45 м, высота подъема груза — 5...150 м, частота вращения — 0,2...0,7 об/мин.

Преимущества башенных кранов: большая высота подъема, что дает большое подстреловое пространство; возможность обслуживания нескольких объектов или площадок с одной стоянки, высокая маневренность; простота перемещения крана по подкрановым путям; хороший обзор площадки крановщиком; простота конструкции. Они позволяют механизировать подъемно-транспортные операции при строительстве зданий на 98%.

К недостаткам следует отнести значительную продолжительность и трудоемкость монтажно-демонтажных работ, перебазировки и устройства подкрановых путей.

Башенные краны (рис. 108) классифицируются по следующим признакам: по типу стрел — с подъемной 1, с балочной 2, с шарнирно-сочлененной стрелой 3; по типу башен — с неповоротной башней 4, с поворотным оголовком 5; с поворотной башней на портале 6; по способу уравнивания — с уравниванием стрелы 7, с уравниванием груза 8, с уравниванием крана 9; по способу установки — стационарный 10, самоподъемный 11, передвижной 12; по типу ходового оборудования — рельсовые, автомобильные, пневмоколесные, гусеничные и шагающие.

Металлоконструкции кранов изготавливают трубчатыми и решетчатыми.

Передвижные краны, у которых кабина расположена на высоте более 55 м, оборудуются лифтом для машиниста.

Для снижения массы стрелы ее выполняют решетчатой с переменным сечением. Вылет крюка изменяется двумя способами — наклоном стрелы и передвижением каретки по горизонтальной стреле. Краны бывают с нижним и верхним расположением противовесов. Башенные краны с поворотной башней и нижним расположением противовеса имеют преимущества перед кранами с верхним расположением противовеса: противовес и все механизмы, расположенные внизу, повышают устойчивость крана; кран воспринимает меньшие ветровые нагрузки; дает снижение массы крана; удобство монтажа (своим полиспастом без специальных устройств), условий обслуживания и транспортировки.

Лебедки башенных кранов выполняют одно- или многоскоростными, с электрическим и гидравлическим приводом. Механизмы поворота бывают с обычным, планетарным и волновым редукторами. Основным типом являются зубчатые цилиндрические редукторы с эвольвентным зацеплением и зацеплением Новикова, а также цилиндрико-конические и червячные.

В современных конструкциях кранов почти повсеместно применяют вертикальные двигатели, что исключает установку конических

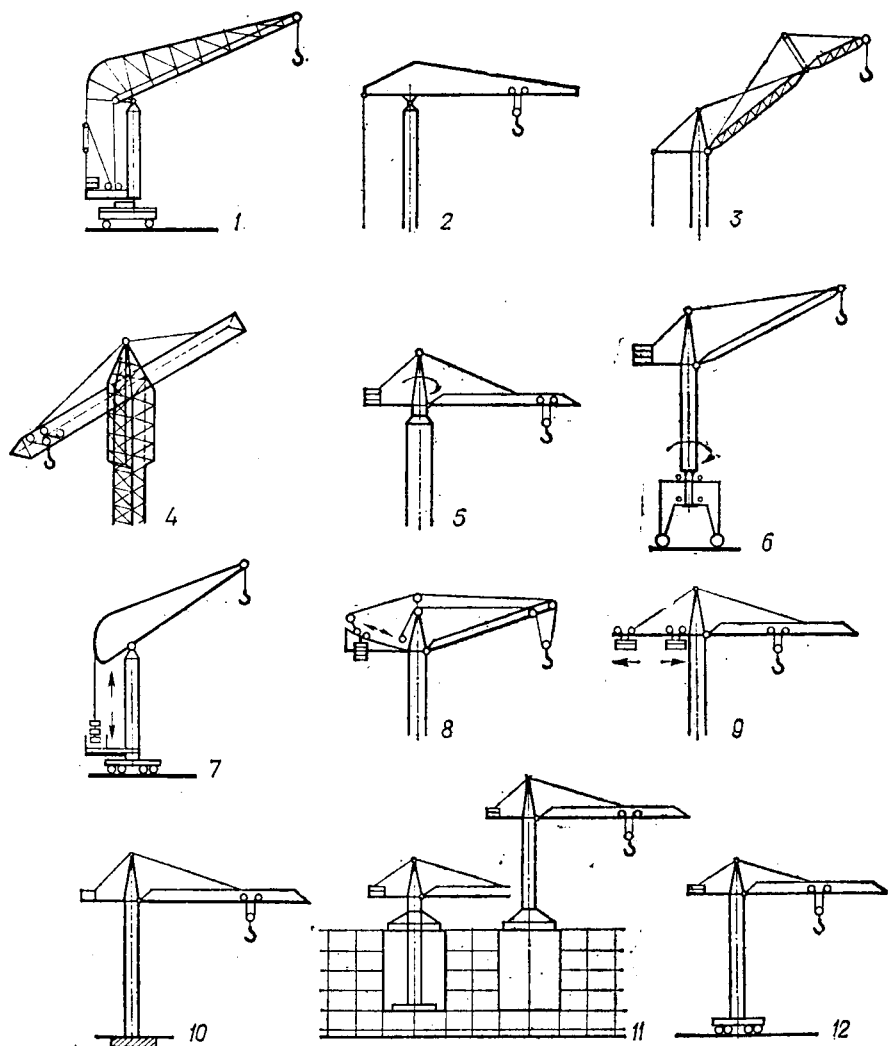


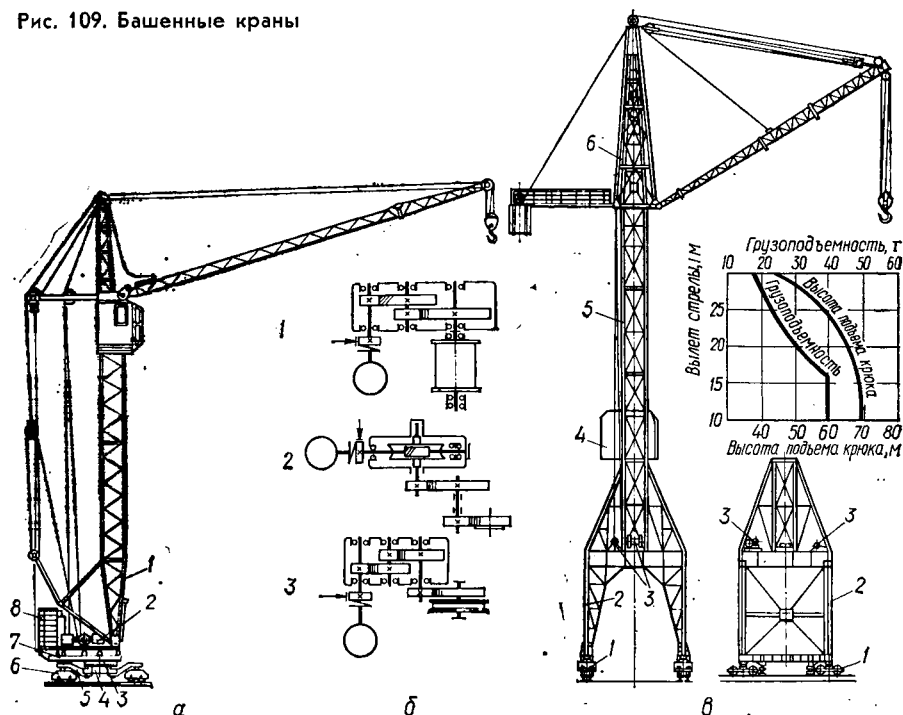
Рис. 108. Типы башенных кранов

и червячных передач. Это облегчает конструкцию механизмов, делает ее более надежной. В последнее время все больше начали внедрять волновые редукторы с большим передаточным числом (1640) без традиционной открытой зубчатой передачи.

Для снижения динамических нагрузок и защиты от поломок на механизм поворота устанавливают муфты предельного момента, электромагнитные муфты скольжения, гидромуфты и амортизаторы.

На рис. 109, а изображен башенный кран с решетчатой металлоконструкцией. Башня 1 крепится к поворотной платформе 7, опирающейся посредством роликовой или шариковой опоры 3 на пово-

Рис. 109. Башенные краны



ротную кольцевую раму 4 через шарнирные кронштейны 5. Последние опираются на приводные и не приводные ходовые тележки 6. На поворотной платформе 7 установлены противовес 8, механизмы 2 лебедки (грузоподъемная и стрелоподъемная) и механизм вращения крана. В верхней части башни шарнирно прикреплены консольная распорка с блоками, стрела и кабина. Нижнее расположение противовеса и механизмов способствует понижению общего центра тяжести крана, снижению усилий, воспринимаемых башней, а следовательно, уменьшению массы крана и увеличению его устойчивости. Такая конструкция позволяет значительно снизить трудоемкость монтажных работ, что очень важно для кранов, применяемых в строительстве.

На рис. 109, б приведены кинематические схемы механизмов подъема 1, вращения 2 и передвижения крана 3. Механизм подъема стрелы аналогичен механизму 1.

Для высотного строительства применяют самоподъемные или приставные башенные краны. Они обслуживают строительство зданий высотой 25...30 этажей. Подъем осуществляется лебедками с полиспастами.

Для монтажа агрегатов электростанций, металлургических, химических и машиностроительных заводов применяют специальные башенные краны большой грузоподъемности с грузовым моментом до 140 00 кН · м и массой до 400 т.

Неподвижная башня 5 (рис. 109, в) опирается через портал 2 на ходовое устройство 1 с балансирными тележками. Оголовок 6 со стрелой

уравновешен противовесом и вращается вокруг башни. Механизмы крана 3 установлены на портале, а управляется кран из кабины 4. Для плавного регулирования скорости в широких пределах в некоторых кранах устанавливают электропривод постоянного тока от тиристорного преобразователя.

На приведенных графиках дана зависимость грузоподъемности крана от вылета стрелы и высоты подъема крюка.

Для обеспечения безопасной эксплуатации башенные краны снабжены следующими *предохранительными устройствами*: ограничителями конечных положений механизмов, ограничителями грузоподъемности и грузового момента, анемометрами (измерителями скорости ветра с включением звуковых и световых сигналов), тупиковыми упорами на подкрановых путях, рельсовыми захватами, звуковыми сигналами и световым табло, указывающими крайние положения рабочих органов.

8.5. Портальные краны

Портальный — это поворотный стреловой кран, установленный на самоходном портале. По назначению эти краны делят на портовые, монтажные и строительные. Портальные краны применяют на погрузочно-разгрузочных работах в портах, на открытых складах, заводах стройиндустрии, строительстве гидротехнических сооружений и др. Несущей конструкцией крана является портал, который опирается на ходовые тележки, передвигающиеся по подкрановым рельсам. Грузоподъемность кранов достигает 100 т, вылет — до 50 м, скорость подъема груза — 80 м/мин, скорость изменения вылета — 60 м/мин, скорость передвижения крана — 40 м/мин. Краны грузоподъемностью более 20 т снабжены механизмом вспомогательного подъема. Завод подъемно-транспортного оборудования (ПТО) им. С. М. Кирова выпускает портальные краны грузоподъемностью 10, 16, 32/16 и 80/50 т.

Портальный кран (рис. 110) состоит из следующих основных частей: портала 1 с приводными и не приводными балансирными тележками 12, на котором находится опорно-поворотное устройство 2, несущее поворотную платформу 3. На поворотной платформе размещены механизмы: подъема груза, поворота крана и изменения вылета 11. Последний состоит из двигателя, редуктора и кривошипно-коромыслового механизма. К коромыслу 9 с одной стороны подвешен противовес 10, а с другой прикреплена тяга 8, соединенная со стрелой 4. На конце стрелы шарнирно прикреплен хобот 5, поддерживаемый оттяжкой 6. При работе механизма 11 стрела изменяет угол наклона, а следовательно, и вылет. Кабина управления 7 расположена возле корневого шарнира стрелы.

Особенность портальных кранов — наличие высокого портала и оригинального механизма изменения вылета, обеспечивающего горизонтальное перемещение груза.

Портал представляет собой жесткую решетчатую или коробчатую металлоконструкцию, высота которой обеспечивает возможность проезда под ней железнодорожных вагонов и безрельсового транспорта.

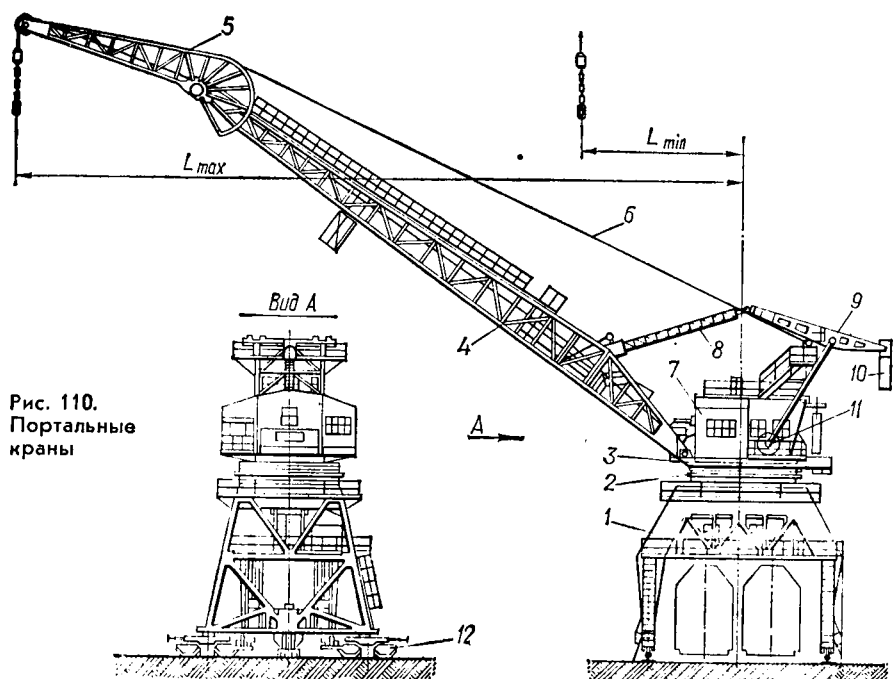


Рис. 110.
Портальные
краны

Поворотная рама крана опирается на круговой рельс, уложенный на портале, или вращается на колонне. Стреловая система представляет собой четырехзвенный прямильный механизм Чебышева, обеспечивающий горизонтальное перемещение груза при изменении вылета стрелы. Стрела соединена с качающимся коромыслом, на заднем плече которого подвешен противовес, уравнивающий стрелу и хобот в любых положениях. Механизм изменения вылета состоит из электродвигателя, редуктора, тормозов и кривошипно-коромыслового механизма, приводящего коромысло в качательное движение. Этот механизм может быть гидравлического или реечного типа. Привод механизма вращения крана обычной конструкции с неподвижным цевочным колесом.

Подъемная лебедка реверсивная с двумя тормозами — двухколодочным и дисковым центробежным. Балансиры портала опираются на балансирные тележки. Ходовые колеса тележек приводятся в движение от электродвигателя через червячный редуктор. Неприводные тележки снабжены надежными противоугонными захватами от больших ветровых нагрузок.

8.6. Самоходные мобильные краны

Самоходные краны имеют автономный привод, большую маневренность и мобильность. Они позволяют выполнять погрузочно-разгрузочные и монтажные работы в различных отраслях промышленности, строительства, сельского хозяйства, перемещаясь на большие

Рис. 111.
Крановые
стрелы

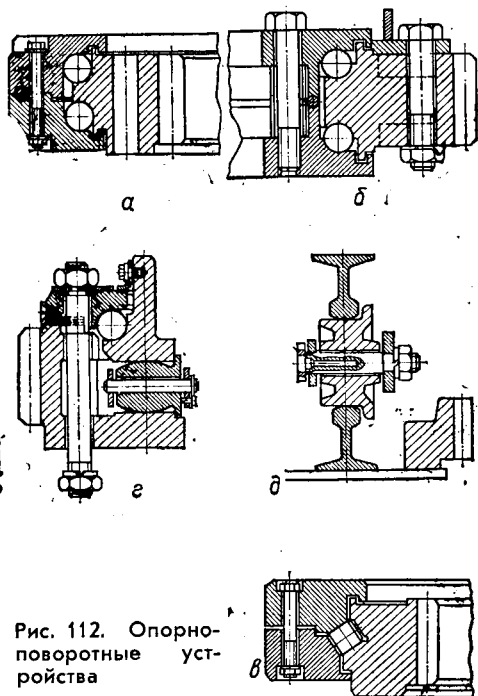
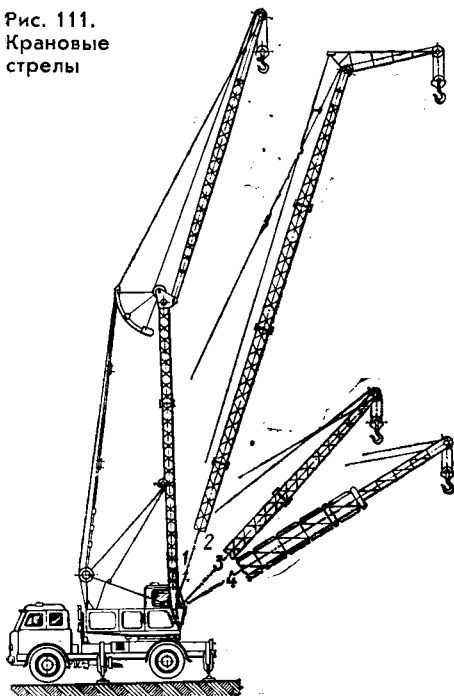


Рис. 112. Опорно-поворотные устройства

расстояния. По конструкции ходовой части эти краны бывают автомобильные, пневмоколесные и гусеничные.

В самоходных кранах на поворотной платформе закреплена стрела и смонтированы механизмы: подъема груза, изменения вылета стрелы, поворота крана; механизм передвижения крана размещен на ходовой неповоротной части крана. Если кран работает с грейфером, то подъемных механизмов два — подъема и замыкания грейфера.

Управление механизмами осуществляется из кабины, установленной на поворотной части крана. Привод крановых механизмов осуществляется по трем основным схемам: 1) от одного двигателя внутреннего сгорания через трансмиссионные валы и сцепные муфты; 2) от индивидуальных электродвигателей, получающих энергию от системы двигателя внутреннего сгорания — генератор постоянного или переменного тока; 3) от гидравлических приводов, где гидравлические насосы подают жидкость к гидромоторам каждого механизма. В настоящее время электрический и гидравлический приводы применяются в самоходных стреловых кранах. При этом упрощается управление механизмами, повышается надежность кранов. Краны с гидравлическими приводами рабочих механизмов имеют довольно хорошую маневренность, небольшую массу, возможность в широких пределах регулировать скорости механизмов, что способствует получению хороших эксплуатационных показателей.

Стреловое оборудование и опорно-поворотные устройства кранов. Конструкцию стрелового оборудования выполняют в зависимости от

типа крана: канатно-подвесное — для кранов с электрическим и механическим приводами, жесткоопорное (жесткоподвесное) — для кранов с гидроприводами.

Применяют следующие типы стрел (рис. 111): прямая короткая 3, прямая телескопическая 4, прямая с гуськом 2 и стрела с длинным гуськом 1. Гуськи, шарнирно-соединенные с основной стрелой, применяют для увеличения площади обслуживания.

В кранах малой грузоподъемности для повышения маневренности стрелу выполняют телескопической раздвижной. Для кранов с гидроприводами жесткоопорные стрелы изготавливают телескопическими, раздвижка и наклон которых осуществляются гидроцилиндрами.

Для изготовления стрел применяют низколегированные стали и легкие сплавы (алюминиевые и магниевые), которые дают снижение массы стрелы до 50%. Это позволяет увеличить вылет стрел на 15...20% или грузоподъемность крана на 20...25%.

Вращение крана осуществляется на опорно-поворотном устройстве. Так как центр тяжести поворотной части крана находится вне круга катания, то опорное устройство должно воспринимать не только положительные, но и отрицательные (отрывающие) нагрузки.

Наиболее совершенными опорно-поворотными устройствами стреловых кранов (рис. 112) являются подшипниковые, которые имеют меньшие габариты, особенно по высоте, хорошо центрируют поворотную часть крана относительно неповоротной, обладают меньшими потерями на трения, отличаются простотой обслуживания. При сравнительно малых нагрузках предпочтительно применять шариковые устройства (на рис. 112, а, б показаны устройства с зубчатыми ободами внутреннего и внешнего зацепления). При больших нагрузках устанавливают роликовые (в) и комбинированные шарико-роликовые устройства (г). Катковое устройство, опирающееся на рельсовый опорный круг (д), применяют с центральной цапфой, относительно которой вращается кран. Они не обладают преимуществами подшипниковых устройств и поэтому находят ограниченное применение.

Автомобильные краны. Их монтируют на стандартных или специальных шасси грузовых автомобилей. Они передвигаются с опущенной стрелой и укрепленным крюком. Привод может быть от общего двигателя внутреннего сгорания (д. в. с.), от индивидуальных электрических и гидравлических двигателей.

На рис. 113, а показаны смонтированные на автомобиле 1 механизмы с индивидуальными электроприводами, питаемыми от синхронного генератора 2 трехфазного тока, который приводится от д. в. с. через коробку отбора мощности. Поворотная рама установлена на опорно-поворотном устройстве 9, на ней закреплена стрела 10 и смонтированы механизмы подъема груза 5, вращения крана 4, подъема стрелы 6 и грейферная лебедка 7. Кран управляется из поста 3. Нижняя неповоротная рама оснащена выносными опорами и стабилизатором 8, обеспечивающими устойчивость крана. Перед началом работы кран устанавливают на высоте опор и рессоры выключают. При работе без откидных опор на нижней раме установлен стабилизатор, который

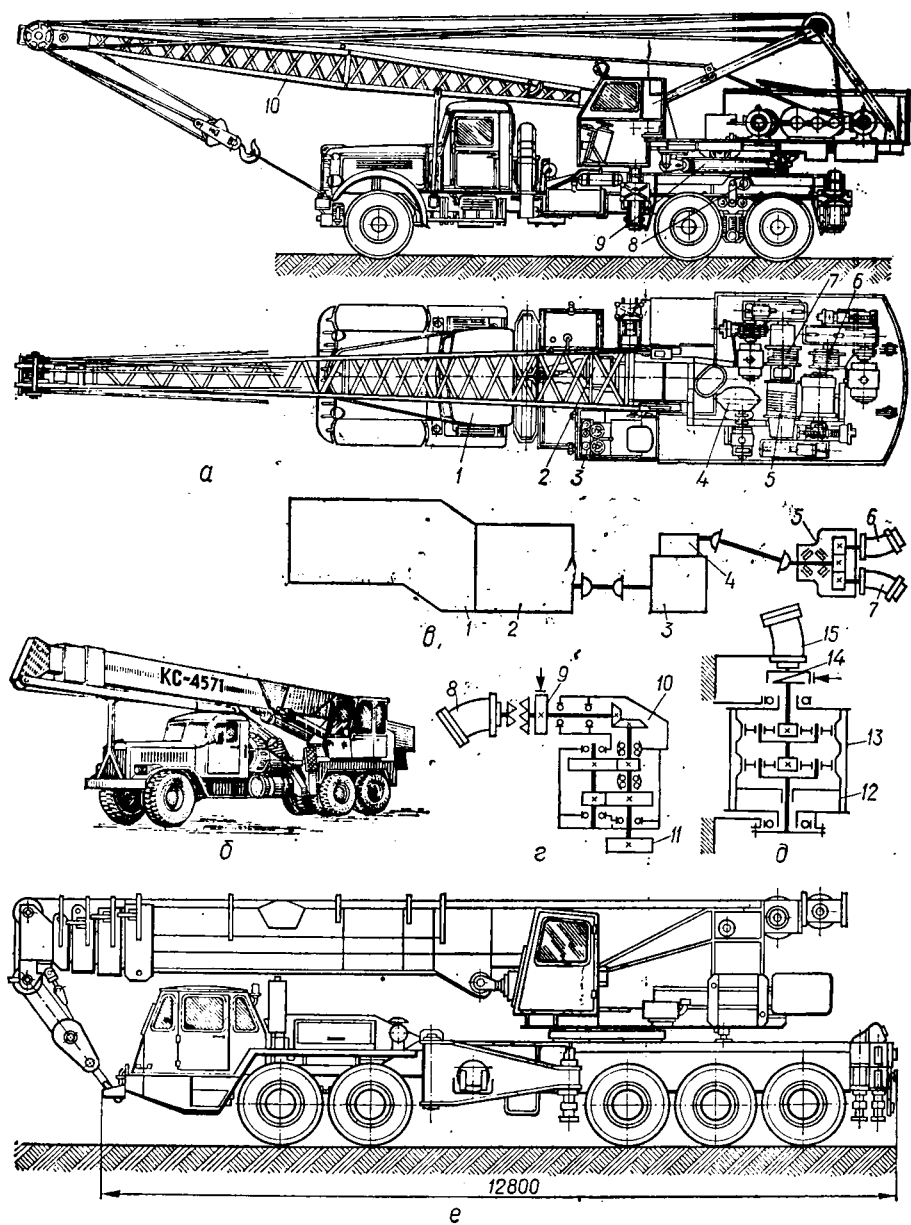


Рис. 113. Автомобильные краны

блокирует рессоры автомобиля. Портал является опорой полиспаста изготавливается из труб.

Наша промышленность выпускает автомобильные краны с гидроприводом КС-1571; КС-2571; КС-3571; КС-4571 и КС-5471 грузоподъемностью соответственно 4; 6,3; 10; 16 и 25 т с телескопической стрелой корабчатого сечения длины 10,5...21,75 м.

Гидроприводом оборудованы механизмы подъема груза, изменения вылета, вращения, изменения длины стрелы, а также установка выносных опор. Предусмотрена гидравлическая блокировка рессор, обеспечивающая жесткое соединение стрелы с шасси, что повышает устойчивость крана.

На кранах установлены типовые объемные гидроприводы с рабочим давлением 16 МПа. Поворотная платформа опирается на раму роликовым опорно-поворотным кругом и приводится во вращение аксиально-поршневым гидромотором через двухступенчатый косозубый редуктор. На кранах грузоподъемностью 10 и 16 т грузовая лебедка приводится в движение гидромотором через планетарный редуктор, встроенный в барабан. Транспортная скорость крана — 70...80 км/ч. Кран КС-5471 грузоподъемностью 25 т установлен на специальном шасси с трехсекционной телескопической стрелой длиной 10,7 м. Стрела может быть оснащена гуськом длиной 8,5 м. Транспортная скорость крана — 50 км/ч. Привод механизмов — от индивидуальных гидромоторов, подъем стрелы — от гидроцилиндров.

Автомобильный гидравлический кран КС-4571 (рис. 113, б) оснащен телескопической стрелой с жесткой подвеской, обладает высокой степенью унификации. Телескопическая стрела имеет одну неподвижную секцию и две подвижные, опирающиеся на ролики. Перемещение осуществляется длинноходовыми гидроцилиндрами двухстороннего действия (ход 6 м) и канатным мультипликатором.

Привод насосов 6 и 7 (рис. 113, в) осуществляется от автомобильного двигателя 1 через коробку передач 2, раздаточную коробку 3, коробку отбора мощности 4 и раздаточный редуктор 5.

Механизм поворота платформы (рис. 113, г) включает гидромотор 8 аксиально-поршневого типа, трехступенчатый коническо-цилиндрический редуктор 10, колодочный тормоз 9 с гидротолкателем; зубчатое колесо 11. Колесо 11 входит в зацепление с зубчатым венцом опорно-поворотного круга и поворачивает кран.

Привод грузовой лебедки (рис. 113, д) состоит из аксиально-поршневого гидромотора 15, планетарного двухступенчатого редуктора 12, вмонтированного в барабан 13, ленточного тормоза 14. Для предупреждения от перегрузок установлен ограничитель грузоподъемности, который обеспечивает автоматическое отключение всех приводов крана при недопустимых перегрузках. Ограничитель состоит из датчиков угла подъема стрелы, длины стрелы и усилий.

Ограничитель грузоподъемности имеет электронно-вычислительное устройство, учитывающее бесступенчатое изменение длины стрелы и массу поднимаемого груза. Кабина машиниста имеет теплоизоляцию и оборудована обогревом и электрическим снегоочистителем. Кран может работать при низких температурах (-40°C), для чего он оборудован специальным устройством подогрева масла.

В ФРГ получили большое распространение гидравлические стреловые самоходные краны с телескопической стрелой, выпускаемые фирмой «Krupp—Ardelt» (рис. 113, *е*). Их грузоподъемность достигает 120 т, наибольшая высота подъема крюка — до 75 м, масса — 84 т. Подвижные секции телескопической стрелы перемещаются с помощью гидроцилиндров с длиной хода поршня до 7 м. Стрелы изготовлены из легированных сталей. Грузоподъемные лебедки выполняют с планетарными или цилиндрическими редукторами, многодисковым тормозом и барабаном для многослойной навивки. Выносные опоры оборудованы гидроприводами, управляемыми с пульта машинистом. Наклон крана контролируется по приборам, расположенным в кабине машиниста. Краны оборудованы электронными ограничителями грузоподъемности, которые учитывают текущую длину стрелы, угол наклона и массу груза. При достижении предельной величины опрокидывающего момента автоматически отключаются механизмы крана.

В США фирма «Grove» выпускает гидравлические стреловые краны грузоподъемностью 11...110 т с вылетом стрелы 1,8...47 м и наибольшей высотой подъема крюка 16...80,7 м. Стрелы телескопические многосекционные с жесткой подвеской, с двумя — четырьмя выдвижными секциями. Для уменьшения массы стрелу изготавливают из стали повышенной прочности, в некоторых кранах стрелы выполняют решетчатыми.

Гидропривод крана выполнен с регулированием скорости механизмов путем изменения частоты вращения приводного двигателя насоса. На кранах установлены секционные шестеренные гидромашины, обладающие высокой надежностью, низкой стоимостью и малой металлоемкостью. Краны монтируют на шасси повышенной маневренности. На них установлены электронные ограничители грузоподъемности.

Фирма «Kato Works Co Ltd» (Япония) выпускает стреловые краны с гидроприводом грузоподъемностью 8...75 т, с вылетом стрелы 3...75 м и высотой подъема крюка 3...31 м. Стрела телескопическая коробчатого сечения с количеством подвижных секций, зависящим от грузоподъемности: двухсекционная для 8 т, трехсекционная для 16...20 т, четырехсекционная для 30...75 т. Наклон стрелы осуществляется с помощью гидроцилиндров двухстороннего действия.

Для механизмов подъема и поворота платформы применены низкомоментные аксиально-поршневые гидромоторы с червячными или цилиндрическими зубчатыми редукторами и ленточными или дисковыми тормозами. На некоторых кранах применены поршневые гидромоторы с регулируемым рабочим объемом в зависимости от величины нагрузки.

Предусмотрен спуск крюка со скоростью свободного падения, для чего управляемая муфта отключает барабан от редуктора. Механизмы выносных опор гидравлические, управляемые с пульта. Наклон крана контролируется по приборам, установленным на шасси и в кабине машиниста. Кран оборудован приборами безопасности, которые автоматически выключают механизмы с замыканием тормозов.

Пневмоколесные краны (см. рис. 5, *б* и 114, *а*, *б*). Характеризуются мобильностью с большой свободой передвижения по твердым (асфальт, бетон) и естественным покрытиям дорог.

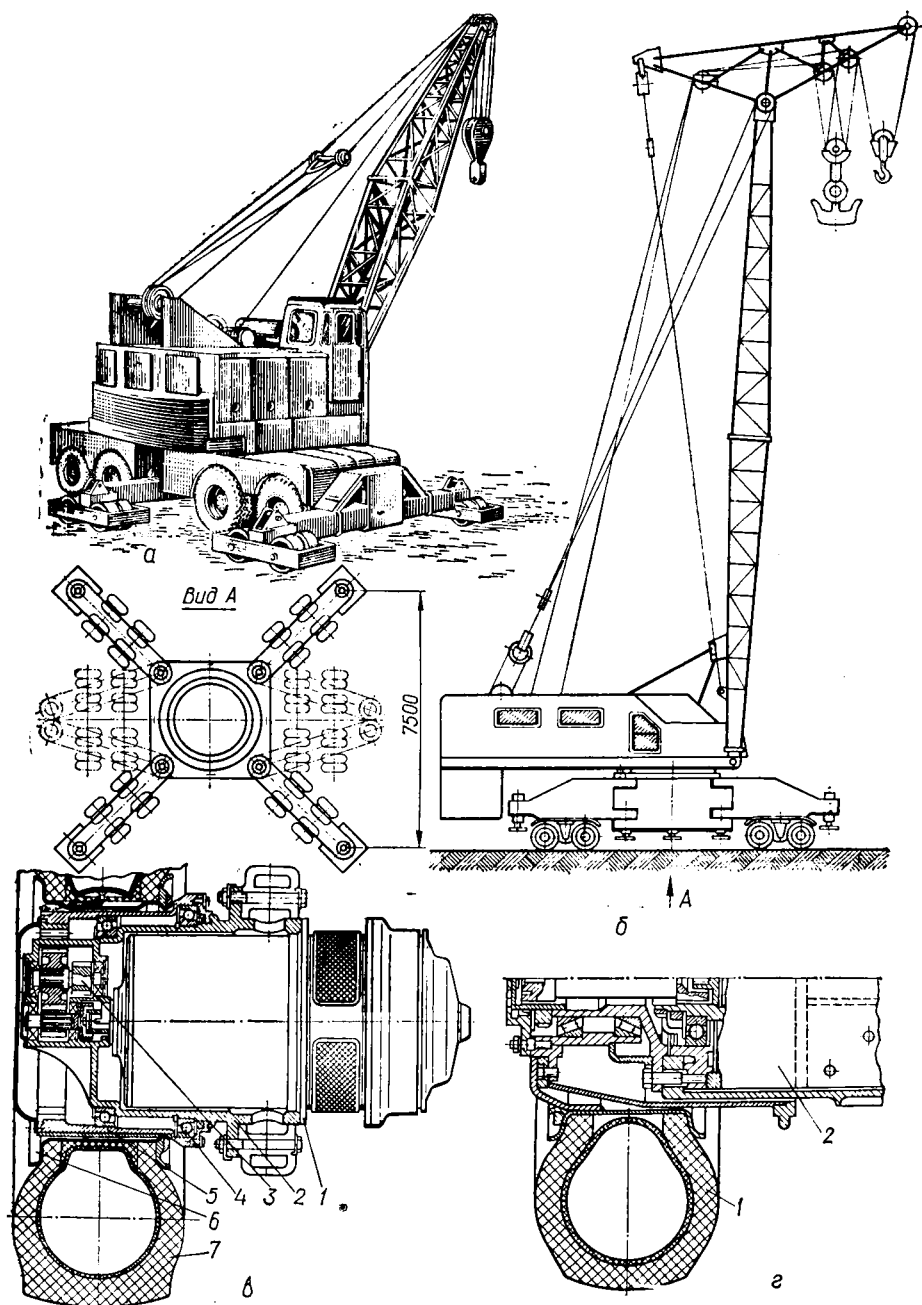


Рис. 114. Пневмоколёсные краны

Выпускают краны грузоподъемностью 16...100 т, ходовая часть которых выполняется в зависимости от грузоподъемности трех- и четырехосной на сдвоенных пневматических шинах. Задние оси неподдрессоренные или с жесткой подвеской. Для увеличения коэффициента сцепления колес с грунтом применяют специальные шины с крупным рисунком или шины низкого давления. Ходовая рама опирается на задние колеса через балансиры; передняя неприводная ось шарнирно соединена с рамой. Как и в других типах мобильных кранов, здесь применяют два типа приводов: 1) от двигателя внутреннего сгорания через трансмиссионные валы и сцепные муфты — для кранов малой грузоподъемности; 2) дизель-электрический или дизель-гидравлический на каждый механизм. Основным типом является индивидуальный электропривод постоянного тока с управлением по системе генератор — двигатель, обеспечивающий регулирование скорости в широких пределах.

Выносные опоры крана, обеспечивающие устойчивость, одновременно снижают его маневренность при работе. Поэтому разработаны специальные конструкции выносных опор на катках (рис. 114, а). Устойчивость крана может быть достигнута установкой пневматических ходовых колес на разводных кронштейнах (рис. 114, б).

Механизмы передвижения пневмоколесных кранов выполняют по следующим типам: бездифференциальный — с помощью конических передач; дифференциальный; с индивидуальным приводом на каждое ведущее колесо (мотор-колесо). В двух первых схемах движение передается от двигателя внутреннего сгорания через трансмиссию. В качестве индивидуального привода применяют электрический и гидравлический.

В мотор-колесах двигатель и редуктор размещены внутри колеса или вне колеса. Конструкция первого типа может быть реализована только в пневмоколесах большого диаметра и, кроме того, требует устройства интенсивного охлаждения.

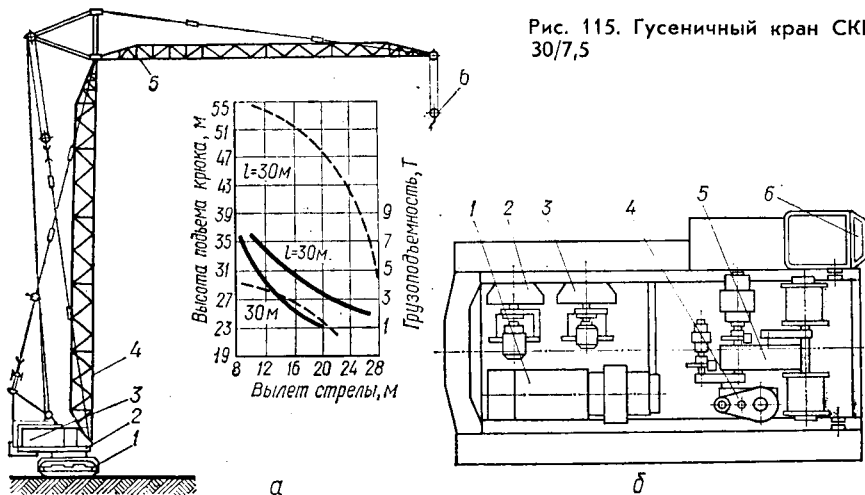
На рис. 114, в приведена конструкция мотор-колеса с внешним двигателем (ВНИИСтройдормаш и завод «Динамо»). К корпусу с фланцем 2 прикреплен электродвигатель 1, передающий вращение редуктору 3, который приводит в движение ведущий стакан 5 с внутренним зубчатым зацеплением; обод 6 с пневмошиной 7 вращаются в подшипниках 4.

На рис. 114, г приведен гидравлический привод ходового колеса 1 с помощью высокомоментного радиально-поршневого гидромотора 2. По сравнению с предыдущей эта конструкция более компактна, с меньшей массой и обладает повышенной надежностью.

Создан пневмоколесный кран грузоподъемностью 300 т на семиосном шасси с гидроприводами и телескопической стрелой длиной 90 м.

Гусеничные краны. Обладают повышенной проходимостью на грунтах малой твердости. Скорость движения — до 6 км/ч. Перебазирование на большие расстояния производится на тяжеловозах. Гусеничный кран (рис. 115, а) состоит из поворотной платформы 2 с силовой установкой, механизмами и кабиной 3, гусеничного хода 1, стрелы 4, гуська 5, крюковой подвески 6. Здесь же приведены графики зависимости

Рис. 115. Гусеничный кран СКГ 30/7,5



грузоподъемности крана от вылета стрелы и высоты подъема крюка. Грузоподъемность крана, как видно из графиков, переменна и зависит от вылета крюка: чем больше вылет, тем меньше грузоподъемность и меньше высота подъема крюка.

На поворотной платформе (рис. 115, б) размещены силовая дизель-электрическая установка 1, лебедка 5 главного подъема, лебедка 2 вспомогательного подъема, стрелоподъемная лебедка 3, механизм вращения 4, кабина управления 6. На этих кранах применяют преимущественно двигатели внутреннего сгорания с дизель-электрической или дизель-механической системой привода. Гусеничные краны с силовой установкой на переменном токе могут работать от внешней сети.

Краны типа СКГ грузоподъемностью 40, 63, 100, 160, 250 т выпускают с различными видами рабочего оборудования: трубчатые стрелы с короткими гуськами и стрелы-башни с длинными гуськами (до 50 м).

Механизмы передвижения выполнены с индивидуальным приводом по нескольким схемам в зависимости от габаритов ходовой части.

Опорно-поворотные устройства кранов могут быть шариковыми (при сравнительно малых нагрузках), роликовыми или комбинированными — шарико-роликовыми.

На рис. 116, а приведена конструкция гусеничного крана ДЭК-50 с башенно-стреловым оборудованием (длина стрел 15, 30 и 40 м, гуська — 10 м). На платформе крана размещены механизмы (рис. 116, б); главного подъема 3 с двухдвигательным приводом и дифференциальным редуктором вращения 5, стрелоподъемный 2, вспомогательного подъема 1, передвижения крана 4. Здесь же размещена силовая дизель-генераторная установка 6. Повышения грузонесущей способности стреловых кранов можно достичь увеличением их устойчивости за счет регулируемых противовесов, применения широко расставленных выносных опор, опиранием стрелы на вспомогательное устройство и др.

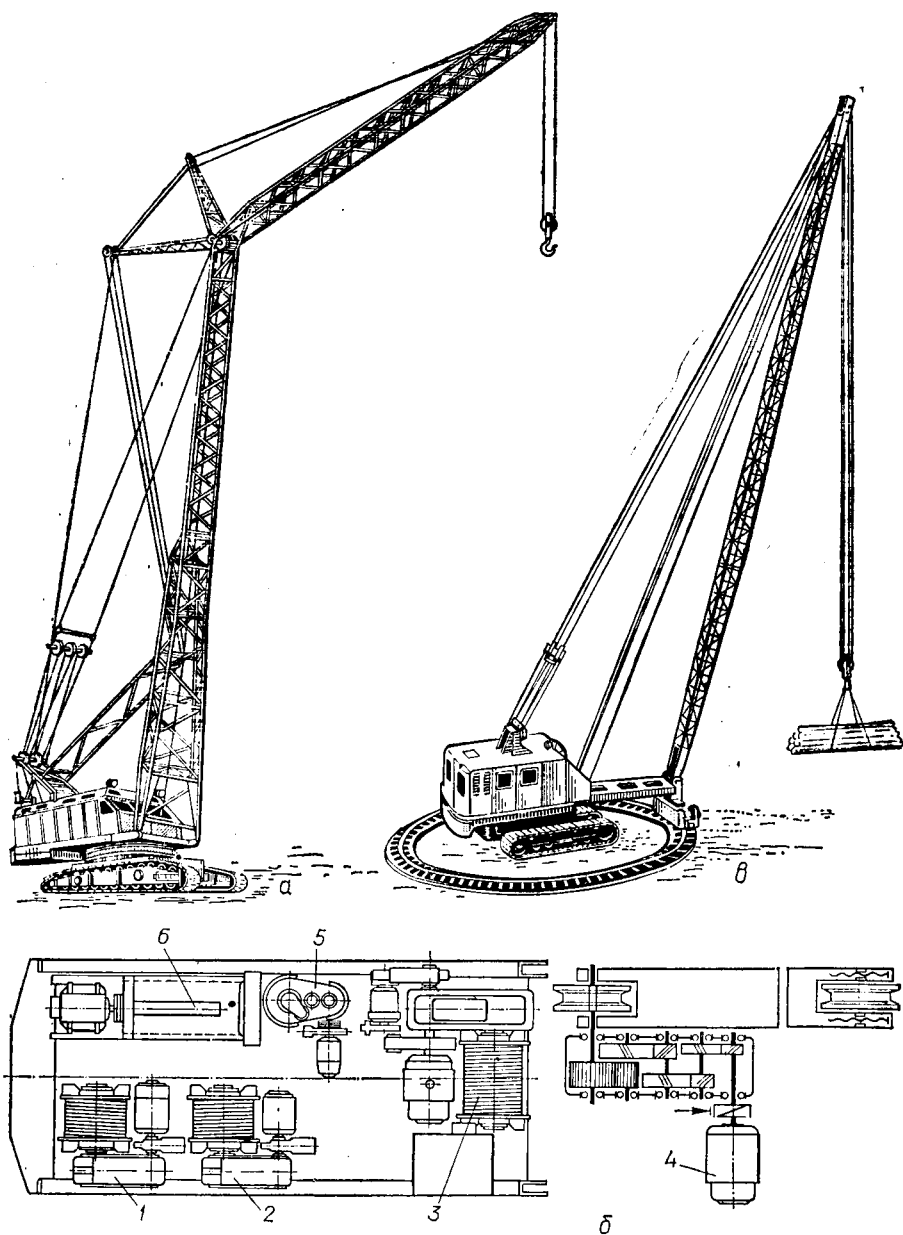


Рис. 116. Гусеничные краны ДЭК-50 с повышенной грузонесущей способностью

На рис. 116, в показан кран, у которого грузонесущая способность увеличена благодаря установке стрелы на отдельной тележке, движущейся по кольцевому рельсу от крана с помощью поворотной балки.

8.7. Устойчивость передвижных кранов

Для безопасной эксплуатации все передвижные краны должны иметь достаточную устойчивость от опрокидывания. Особенно высокие требования устойчивости предъявляют к стреловым кранам, где она обеспечивается только силой собственного веса, проекция которой на плоскость опоры всегда должна находиться внутри опорного контура (рис. 117). Опрокидывающими силами являются: вес груза, инерционные силы при работе механизмов крана и ветровые нагрузки. Согласно нормам Госгортехнадзора расчет кранов на устойчивость должен быть выполнен как для рабочего положения крана с грузом (грузовая устойчивость), так и для нерабочего состояния крана без груза (собственная устойчивость) при наиболее неблагоприятном сочетании нагрузок. Устойчивость крана характеризуется коэффициентом устойчивости.

Коэффициентом грузовой устойчивости крана называют отношение момента относительно ребра опрокидывания, создаваемого весом всех частей крана с учетом всех дополнительных нагрузок (ветровой, инерционных сил, возникающих при пуске или торможении механизмов подъема груза, поворота и передвижения крана) и сил от наиболее

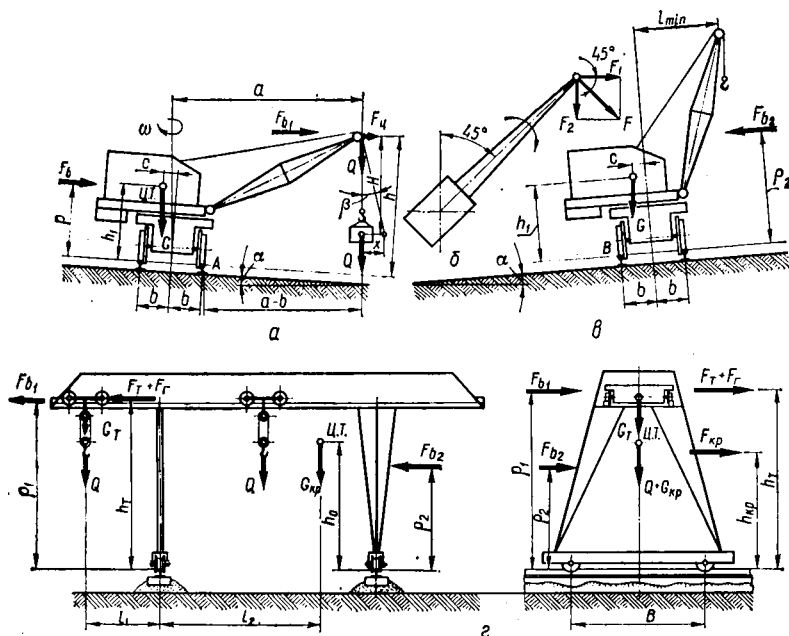


Рис. 117. Расчетные схемы устойчивости передвижных кранов

шего допустимого при работе уклона, к моменту, создаваемому рабочим грузом относительно того же ребра опрокидывания.

Коэффициент собственной устойчивости крана определяется как отношение момента, создаваемого весом всех частей крана с учетом уклона пути в сторону опрокидывания относительно ребра опрокидывания, к моменту, создаваемому ветровой нагрузкой (принимаемой по ГОСТ 1451—77 нерабочего состояния крана относительно того же ребра опрокидывания).

Должна быть обеспечена грузовая устойчивость крана при следующем положении стрелы: вдоль пути, поперек пути и при направлении стрелы под углом 45° к направлению движения. Угол наклона стреловых кранов при расчетах должен составлять не менее 3° (за исключением железнодорожных); для порталных 1° .

Расчет грузовой устойчивости выполняют при максимальном вылете.

Коэффициент грузовой устойчивости

$$k_1 = \frac{M_{уд} - \Sigma M_{и} - M_{в}}{M_{г}} \geq 1,15, \quad (389)$$

где $M_{уд}$ — момент удерживающих сил относительно ребра опрокидывания A ; $\Sigma M_{и}$ — суммарный момент сил инерции элементов крана и груза в период пуска и торможения механизмов; $M_{в}$ — момент, создаваемый ветровой нагрузкой рабочего состояния крана; $M_{г}$ — момент, создаваемый весом номинального груза относительно ребра опрокидывания.

Определим значения всех моментов.

Момент удерживающих сил (рис. 117, а)

$$M_{уд} = G [(b + c) \cos \alpha - h_1 \sin \alpha], \quad (390)$$

где G — собственный вес крана; b — расстояние от оси вращения крана до ребра опрокидывания; c — расстояние от плоскости, проходящей через ось вращения крана параллельно ребру опрокидывания, до центра тяжести крана; α — угол наклона крана; h_1 — расстояние от центра тяжести крана до плоскости, проходящей через точки опорного контура.

Момент опрокидывающий, который возникает от центробежной силы груза $F_{ц}$, лежащей в плоскости стрелы на расстоянии h :

$$M_{и.ц} = F_{ц} h. \quad (391)$$

Значение центробежной силы груза (рис. 117, а):

$$F_{ц} = m_{г} \omega^2 (L + x);$$

$$x = H \operatorname{tg} \beta = HF_{ц}/Q, \quad (391')$$

где $m_{г}$ — масса груза.

Подставив значение $F_{ц}$ в формулу (391), получим

$$M_{и.ц} = \frac{Q \omega^2 L h}{g - \omega^2 H}, \quad (392)$$

где ω — угловая скорость вращения крана; L — расстояние от оси вращения крана до центра тяжести подвешенного груза при установке

крана на горизонтальной плоскости; h — расстояние от головки стрелы до плоскости, проходящей через точки опорного контура; H — расстояние от головки стрелы до центра тяжести подвешенного груза (принимая, что центр тяжести расположен на уровне земли).

Момент, создаваемый силой инерции поднимаемого груза при неустановившемся режиме работы:

$$M_{н.г} = m_{г} \frac{v}{t_0} (a - b), \quad (393)$$

где $m_{г}$ — масса груза; v — скорость подъема груза; t_0 — время неустановившегося режима работы механизма подъема; a — расстояние от плоскости, проходящей через ось вращения крана параллельно ребру опрокидывания, до центра тяжести подвешенного наибольшего груза при установке крана на горизонтальной плоскости.

При расположении стрелы перпендикулярно к ребру опрокидывания $a = L$.

Момент от сил инерции груза и крана при неустановившемся периоде движения механизма передвижения

$$M_{н.п} = m_{г} \frac{v_1}{t_1} h + m_{к} \frac{v_1}{t_1} h_1, \quad (394)$$

где v_1 — скорость движения крана; t_1 — время неустановившегося режима работы механизма передвижения крана.

Момент $M_{н.п}$ учитывают при проверке грузовой устойчивости в направлении передвижения крана, если он предназначен для перемещения с грузом.

Момент, создаваемый силами инерции масс груза и стрелы горизонтальной:

$$M_{н.г.с}^r = \frac{(m_{пр} - m_{г}) v_2'}{t_2} h; \quad (395)$$

здесь $m_{пр}$ — массы стрелы и стрелового оборудования, приведенные к оголовку стрелы; v_2' — составляющая скорости горизонтального перемещения оголовка стрелы; t_2 — время неустановившегося режима работы механизма изменения вылета стрелы.

Момент, создаваемый силой инерции масс груза и стрелового оборудования в вертикальной плоскости:

$$M_{н.г.с}^в = \frac{(m_{пр} + m_{г}) v_2''}{t_2} (a - b), \quad (396)$$

где v_2'' — составляющая скорости вертикального перемещения оголовка стрелы.

Момент, вызванный резким пуском или торможением механизма поворота для опасного случая, когда стрела находится под углом 45° к ребру опрокидывания (рис. 117, б):

$$M_{н45^\circ} = F_1 h = F h \cos 45^\circ. \quad (397)$$

Касательная сила

$$F = \frac{(m_{пр} + m_{г}) r \omega}{t_3}, \quad (398)$$

где r — радиус вращения масс с учетом отклонения груза x (391'); t_3 — время неустановившегося движения механизма поворота.

Моменты, создаваемые силой давления ветра на кран и груз,

$$M_B = F_B r + F_{B1} h, \quad (399)$$

где F_B , F_{B1} — силы давления ветра, действующие перпендикулярно к ребру опрокидывания и параллельно плоскости, на которой установлен кран; ρ , h — расстояние от плоскости, проходящей через точки опорного контура, до центра приложения ветровых нагрузок.

Опрокидывающий момент от груза

$$M_r = Q(a - b). \quad (400)$$

Коэффициент грузовой устойчивости без учета дополнительных сил (ветра, инерции и уклона пути) должен иметь большее значение, и по правилам Госгортехнадзора определяют по формуле

$$k_1' = \frac{M_{уд}}{M_r} \geq 1,4. \quad (401)$$

Коэффициент собственной устойчивости крана (рис. 117, в)

$$k_2 = \frac{G[(b - c) \cos \alpha - h_1 \sin \alpha]}{F_{B2} \rho_2} \geq 1,15, \quad (402)$$

где F_{B2} — сила давления ветра для нерабочего состояния; ρ_2 — плечо действия силы.

Во всех случаях действие рельсовых захватов при определении устойчивости не учитывается. Для гусеничных кранов не учитывается вес нижней ветви гусеничной ленты.

Козловые и полукозловые краны, перегрузочные мосты имеют высокорасположенный центр тяжести и значительную подветренную площадь, поэтому их также следует рассчитывать на устойчивость (рис. 117, г). Для консольных козловых кранов коэффициент грузовой устойчивости определяют вдоль и поперек подкрановых путей. Для кранов без консолей устойчивость определяют только вдоль пути.

Коэффициент грузовой устойчивости крана в продольном направлении проверяют при резком торможении крана, например при наезде на упор:

$$k_1 = \frac{(G_{кр} + G_T + Q) B/2}{F_{кр} h_{кр} + (F_r + F_T) h_T + F_{B1} \rho_1 + F_{B2} \rho_2} \geq 1,15, \quad (403)$$

где $G_{кр}$, G_T , Q — вес соответственно крана, тележки и номинального груза; F_r , $F_{кр}$, F_T — силы инерции груза, крана и тележки, возникающие при экстренном торможении крана; F_{B1} , F_{B2} — ветровые нагрузки; B — база крана; $h_{кр}$, h_T , ρ_1 , ρ_2 — плечи действия сил инерции крана, тележки с грузом и ветровых нагрузок относительно ребра опрокидывания.

В козловых кранах с консолями проверяют устойчивость в поперечном направлении при крайнем положении груженой тележки на консоли и экстренном ее торможении при ударе о буфер:

$$k_2 = \frac{C_{кр} l_2 - (F_T + F_r) h_T - F_{B1} \rho_1 - F_{B2} \rho_2}{(Q + G_r) l_1}, \quad (404)$$

где $F_T + F_r$ — сила инерции тележки с грузом при экстренном торможении тележки в момент удара о буфер.

Сила удара

$$F_T + F_r = \frac{(m_T + m_r) v_T}{t_T}, \quad (405)$$

где v_T — скорость движения тележки; m_T, m_r — массы тележки и груза; $t_T = 0,5 \dots 0,8$ с — время действия силы.

Глава 9. ПОДЪЕМНИКИ

Подъемниками называют грузоподъемные машины циклического действия, предназначенные для перемещения грузов в сосудах (или на площадках) в вертикальном или наклонном направлениях. Они отличаются от кранов тем, что грузовой сосуд движется по направляющим. Грузоподъемность подъемников — 0,25...50 т, скорость подъема — 0,1...16 м/с (шахтные подъемники).

Различают: строительные подъемники, шахтные подъемные машины, доменные подъемники, лифты для подъема людей и грузов и др.

В зависимости от типа сосудов подъемники разделяют на клетьевые, скиповые и специальные. Подъем осуществляется канатами. Однако для подъема на большую высоту (буровые вышки, телевизионные башни и др.) применяют также бесканатные подъемники, где передвижение кабины осуществляется за счет силы трения приводных роликов, прижимающихся к направляющим, или реечной передачей.

9.1. Клетьевые подъемники

Клетьевые подъемники (лифты) предназначены для вертикального перемещения людей и грузов в клетях, движущейся в жестких направляющих 1 (рис. 7 и 118, а). Подъемную лебедку 3 с направляющим шкивом 4 устанавливают, как правило, над шахтой. Для уменьшения мощности привода предусматривают противовес 5, перемещающийся в направляющих. Кабина и противовес подвешены на нескольких канатах посредством балансиров. Лебедки клетьевых подъемников применяют двух типов — барабанные и с канатоведущими шкивами, где канаты только охватывают шкив и силой трения поднимают груз. Лебедки с канатоведущими шкивами имеют преимущества перед барабанными: большие компактность и надежность вследствие отсутствия перегрузки канатов и привода при возникновении препятствий на пути клетки (заклинивание в направляющих и др.), так как шкив в этом случае будет проскальзывать по канату.

Клетьевые пассажирские подъемники выполняют грузоподъемностью 0,25...1,25 т со скоростью подъема до 4 м/с.

Приводы бывают редукторными и безредукторными. Последние более компактны и применяются на быстроходных подъемниках ($v > 2$ м/с).

В подъемных лебедках применяют червячные редукторы (рис. 118, б), а в последнее время предлагают волновые передачи.



Согласно правилам Госгортехнадзора лифты в целях безопасности оборудованы ловителями, которые при ослаблении или обрыве канатов, а также при превышении предельной скорости опускания автоматически останавливают клеть. По принципу действия они делятся на самозаклинивающиеся, которые обеспечивают мгновенную остановку и применяются для грузовых лифтов, и скользящие — для плавной остановки кабины всех типов лифтов при скорости движения более 0,75 м/с. По конструкции ловители бывают клиновые, эксцентрикковые, роликовые.

На рис. 118, б приведена конструкция эксцентрикового ловителя. При обрыве или ослаблении каната 1 гибкая тяга 2, прикрепленная к рычагу 3, ослабляется и под действием пружины 4 поворачивает валик 5. При этом эксцентриковые прижимы 6 захватывают направляющие 7 и удерживают клеть. Аналогичный принцип действия и других типов ловителей.

При расчете подъемника определяют: вес G_n противовеса, уравновешивающего клеть весом G и половину номинального груза Q :

$$G_n = G + Q/2. \quad (406)$$

Мощность двигателя

$$P = \frac{(Q + G - G_n) v}{10^3 \eta_m} = \frac{0,5 Q v}{10^3 \eta_m}. \quad (407)$$

Диаметр барабана или канатоведущих шкивов выбирают в зависимости от диаметра каната с учетом относительного упругого скольжения:

$$D/d_k = 35 \dots 40 \text{ (50)}.$$

Клеть подвешивают на двух — шести ветвях каната.

9.2. Скиповые подъемники

Скип представляет собой саморазгружающуюся вагонетку на двухосных колесных парах со специальной формой кузова, изготовленного из листовой стали. Характерной особенностью скиповых подъемников является возможность полной автоматизации загрузки и разгрузки сыпучих грузов.

Скиповые подъемники (рис. 119, а) состоят из наклонного моста 4 с уложенными рельсами, на которых канатной лебедкой 8 перемещаются скипы 1. В подъемниках большой производительности на мосту укладывают параллельно два рельсовых пути для одновременного движения двух скипов. При движении канат 3 нижнего скипа проходит через блоки 7, 5 и наматывается на барабан лебедки 8, а канат верхнего скипа разматывается. Когда верхний груженный скип автоматически разгружается, нижний находится под загрузочным бункером 2. При включении лебедки они, передвигаясь навстречу один другому, меняются местами в конечных положениях. Передние ходовые колеса скипа имеют обычную конструкцию, а задние — реборду посередине и две поверхности катания: внутренняя перемещается по основному пути 9, а наружная — по рельсам разгрузочной кривой с колеей большей ширины.

Опрокидывание скипа в верхней разгрузочной части моста происходит в результате наезда задних скатов на изогнутые вверх направляющие рельсы 6 более широкой колеи (рис. 119, б). В это время передние колеса продолжают движение по мосту в той же плоскости. Автоматизация работы скиповых подъемников осуществляется с помощью электросхемы управления и системы конечных и центробежных выключателей. В двухскиповых подъемниках порожние скипы взаимно уравновешены, что требует меньшей мощности привода.

Для подачи шихтовых материалов в доменную печь больших объемов устанавливают подъемники со скипами вместимостью до 20 м³ каждый и лебедками грузоподъемностью до 39 т, скорость передвижения скипа — 4 м/с, производительность — до 25 000 т материала в сутки.

Скиповая лебедка имеет два двигателя, работающих на один редуктор, соединенный с барабаном. Двигатели постоянного тока работают

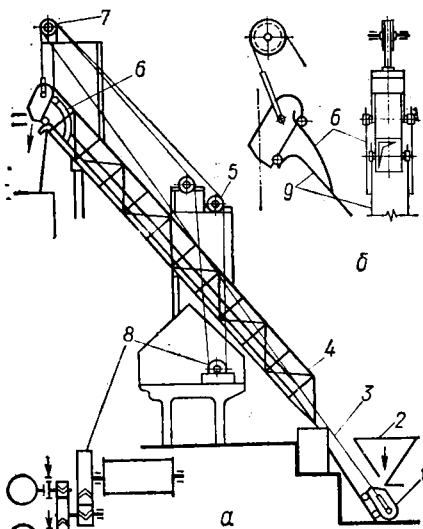


Рис. 119. Скиповый подъемник

по системе Г — Д с широкой регулировкой скорости. На валах двигателей установлены колодочные тормоза. Для обеспечения установленного режима скорости и предупреждения нарушений нормальной работы лебедки снабжены регулирующими и предохранительными устройствами, путевыми выключателями, центробежными регуляторами, выключателями слабину каната. Центробежно-ртутный выключатель предназначен для контроля скорости скипа на различных участках пути: при подходе к разгрузочной кривой скорость скипа должна уменьшаться; на малой скорости происходит возврат скипа с этой

кривой, а на прямолинейном участке она достигает максимального значения.

Производительность скипового подъемника (т/ч)

$$\Pi = \frac{3,6zV\rho\psi}{T_{\text{ц}}}, \quad (408)$$

где V — вместимость скипа, м^3 ; ρ — плотность материала, $\text{т}/\text{м}^3$; z — количество скипов; $\psi = 0,9$ — коэффициент заполнения скипа; $T_{\text{ц}}$ — продолжительность цикла, с.

Продолжительность цикла определяется по формуле

$$T_{\text{ц}} = \frac{2L}{v_{\text{с}}} + \Sigma t_{\text{п}}, \quad (409)$$

где L — длина пути скипа от места загрузки до разгрузки, м; $v_{\text{с}}$ — средняя скорость движения скипа, м/с, $t_{\text{п}}$ — время пауз, с.

Статическое окружное усилие на барабане при подъеме груженого скипа

$$F_{\text{г}} = (Q + G)(\omega \cos \alpha + \sin \alpha)k_{\text{р}}, \quad (410)$$

где Q — вес груза в скипе; G — вес скипа; α — угол наклона пути; $\omega = 0,005 \dots 0,01$ — коэффициент сопротивления движения скипа; $k_{\text{р}} = 1,6$ — коэффициент, учитывающий трение в ребрах ходовых колес.

При движении порожнего скипа в формуле (410) принимают $Q = 0$.

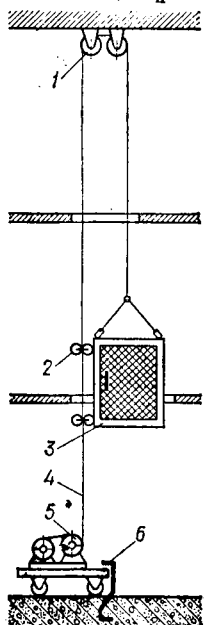


Рис. 120. Струнный подъемник

Окружное усилие на барабане $F = F_r - F_n$, где F_n — усилие в канате при порожнем скипе. Затем определяют динамические нагрузки, строят нагрузочную диаграмму и по ней рассчитывают мощность двигателей из условия нагрева.

9.3. Струнный и бесканатный подъемники

В строительстве применяют подъемники стационарные, передвижные и самоходные. На рис. 120 приведена схема передвижного струнного подъемника. На платформе установлена грузоподъемная лебедка 5, а в верхней части здания закреплены два направляющих блока 1, которые при подъеме воспринимают вертикальную нагрузку от массы поднимаемого груза. Канат 4 является подъемным и одновременно выполняет функцию направляющего для грузовой кабины 3 с помощью двух пар роликов 2. Устойчивость лебедки обеспечивается устройством 6.

Все более широко применяют бесканатные подъемники для подъема на большую высоту (высотные здания, буровые вышки, радио- и телевизионные башни и др.). Подъем осуществляется за счет сил трения между приводными роликами и направляющими или с помощью вертикальной зубчатой рейки. Для строительства высотных зданий применяют грузопассажирские подъемники реечного типа, привод которых состоит из электродвигателя, редуктора и реечной передачи. Привод установлен в кабине. Подъемник оборудован ловителем, предупреждающим падение кабины в аварийных случаях.

Глава 10. РОБОТЫ И МАНИПУЛЯТОРЫ

10.1. Общие сведения

Роботы представляют собой манипуляторы с программным управлением, предназначенные для механизации и автоматизации почти всех видов труда во всех отраслях народного хозяйства. Они незаменимы в атомной энергетике, освоении мирового океана, космоса и планет. Манипулятор — дистанционно управляемый механизм, способный захватывать различные предметы и перемещать их в требуемое место обслуживаемого пространства.

Большое поле деятельности роботов и манипуляторов для автоматизации погрузочно-разгрузочных операций, строительно-монтажных работ, а также в машиностроительных цехах для складирования материалов, деталей и узлов, инструментов, поступающих в цех, уборки рабочих мест в цехе и др. Их используют для освобождения работника от однообразных, утомительных операций на конвейерных поточных линиях, а также для бесконвейерной сборки машин и приборов.

Управление роботами и манипуляторами может быть: дистанционное, телеуправление и автоматическое по программе, а также полуавтоматическое, когда человек, наблюдая за работой, в сложных ситуациях может кратковременно вмешиваться в управление.

В роботах-манипуляторах применяют электрические (на постоянном токе) вместе с редуктором, гидравлические и пневматические приводы. Используют также шаговые двигатели различных типов, которые являются весьма перспективными в сочетании с ЭВМ.

Роботы включают в себя следующие элементы: рабочие органы или «механические руки» — приводные; органы перемещения робота;

управляющая ЭВМ группового управления роботами; комплекс датчиков состояния внешней среды, а также собственно робота; комплекс средств общения человека-оператора с роботом (ввод информации, контроль функционирования). Роботы первого поколения имеют жесткую программу, память на магнитофонных лентах, барабанах и др.

Механическая рука представляет собой разомкнутую кинематическую цепь с 5...7 степенями свободы и сменным захватным органом на конце. Она может выполнять те же действия, что и рабочий при взятии, перемещении и установке предметов.

Роботы бывают одно- и многопрограммные. В силу относительной простоты роботы первого поколения начали широко внедряться в СССР и различных странах. В нашей стране серийно выпускают роботы «УМ-1», «Универсал-5», «Универсал-50», «МП-1», «ПР-2» и др.

Создана транспортная система («Спрут 1») с двумя манипуляторами с автоматическим программным управлением.

В настоящее время используются три типа роботов: первого, второго и третьего поколений.

Роботы первого поколения — программные, работающие по жесткой программе, заложенной в его памяти. Однако они довольно просто поддаются перестройке на другую жесткую программу, т. е. возможно их переобучение.

Роботы второго поколения — адаптивные, имеют сферу применения значительно шире. Они содержат комплекс алгоритмов и программ, предназначенных для обработки информации, поступающей от датчиков: телевизионных, оптических, локационных и других внешних и внутренних датчиков — положения «рук» и «ног», усилий моментов и т. д. Управляются роботы ЭВМ.

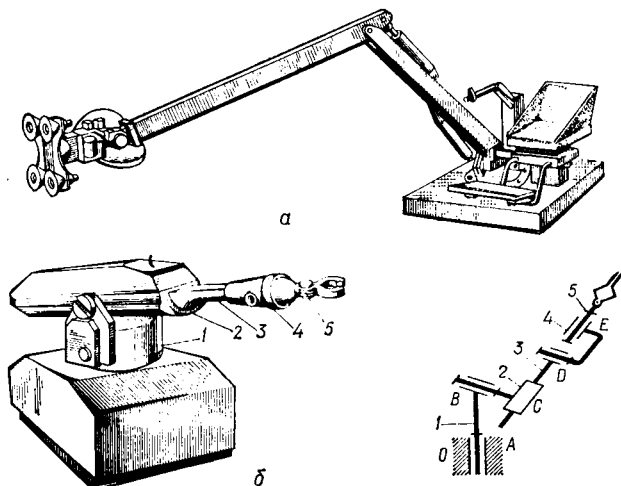
Третье поколение роботов — интеллектуальные, в которых управляющая система включает в себя элементы искусственного интеллекта. Они способны к обучению и адаптации в процессе работы, понимать язык, подчиняться команде голосом, вести диалог с человеком, распознавать и анализировать сложные ситуации. Человек в процессе управления роботом может взаимодействовать с ЭВМ.

10.2. Роботы и манипуляторы для подъемно-транспортных работ

Наиболее простой конструкции манипулятора для захвата, перемещения и установки груза в требуемое место является копирующий манипулятор с вакуумным захватом (рис. 121, а). Особенность его — наличие механизма двойного параллелограмма для передачи движений с исполнительного механизма на захват.

Манипуляционный робот лишь копирует движение руки человека и состоит (рис. 121, б) из звеньев 1—5, соединенных между собой вращательными парами А, В, Д, Е и одной поступательной С (рис. 121, в), которые обеспечивают поворот и перемещение схвата в пространстве. Движение звеньев в каждой кинематической паре осуществляется от индивидуальных двигателей. Для поступательных пар используются

Рис. 121. Манипулятор с ручным управлением и робот



пневмогидроцилиндры, для вертикального перемещения — реечные передачи или винт-гайка.

Движение робота осуществляется с помощью программы, записанной на магнитный барабан блока памяти. В зависимости от формы груза робот снабжается схватами различных конструкций (механические, вакуумные и др.).

Имеются передвижные роботы со сложным координатным манипулятором и пространственным перемещением схвата. Они аналогичны существующим кранам-манипуляторам, но с большими возможностями.

Роботы для выполнения подъемно-транспортных операций создаются на базе мостовых, козловых, консольных и других типов кранов. Снабжены сменными грузозахватными устройствами (электромагнит, челюстной или вакуумный захват). Механизмы подъема и захвата груза гидравлические.

На рис. 122, а показан робот для автоматизации загрузки и разгрузки подвесных конвейеров.

Он состоит из тележки 1, движущейся по рельсовому пути 2 на уровне подвесного грузонесущего конвейера 3. Механизм передвижения тележки 4 гидравлический и состоит из гидромотора и одноступенчатого редуктора, на валу которого насажена звездочка. Зубья звездочки входят в зацепление с цепью, укрепленной на рельсовом пути. На тележке смонтирована колонна 6 с цепным приводом подъема от гидроцилиндра. К колонне прикреплена направляющая для тележки с укрепленной на ней рукой 7 со схватом 8. Здесь же установлены гидроприводы и аппаратура передвижения тележки, поворота руки и движения схвата. Синхронность движения робота с конвейером обеспечивается специальным устройством 5.

В соответствии с программой робот при снятии заготовок с цепного конвейера приходит в исходное положение и ожидает сигнала о наличии движущейся подвески с грузом. После получения сигнала

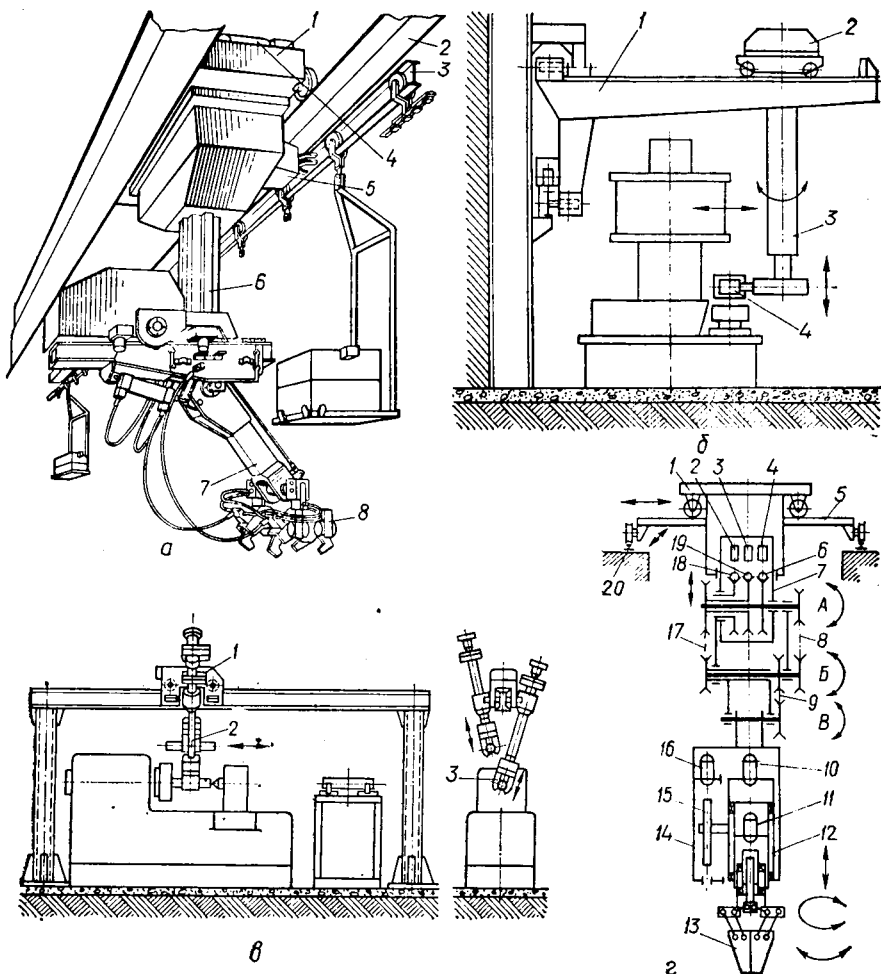


Рис. 122. Подъемно-транспортные роботы

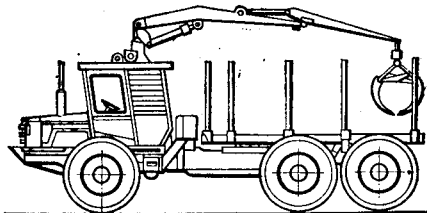
вилка механического синхронизатора-водила выдвигается в зону цепи. Грузовая подвеска входит в зацепление с вилкой и ведет за собой робот. Последний выдвигает руку, опускает схват на груз, приподнимает его и выносит из зоны конвейера, убирая одновременно вилку, и разъединяется с конвейером. Затем робот устанавливает груз в заданное место и возвращается в исходное положение. Загрузка конвейера производится аналогичным способом.

На рис. 122, б приведена схема робота консольно-кранового типа для обслуживания металлорежущих станков. По консоли 1 передвигается поворотная тележка 2, на которой установлена телескопическая колонна 3 с грузозахватным устройством 4.

Для загрузки станков, обрабатывающих детали типа валов, применяют двурукие роботы 2 (рис. 122, в), установленные на каретке 1;

Рис. 123. Погрузочный манипулятор

каретка перемещается на портале. Одна рука загрузочная, другая разгрузочная. Робот поштучно извлекает из тары заготовки и укладывает их на шагающий конвейер для подачи к станкам; свободной рукой с помощью схвата 3 берет новую заготовку и цикл повторяется. Приводы рук и схватов бывают механические, пневматические и гидравлические.



На рис. 122, а приведена кинематическая схема подвешенного манипулятора универсального промышленного робота с девятью степенями свободы [2].

Манипулятор подвешен на тележке 1, перемещающейся по рельсам 20 вдоль обслуживаемой зоны. Рука манипулятора 7, как показано на рисунке стрелками, может перемещаться относительно тележки по вертикали и имеет три шарнирных сочленения (А, Б, В), в которых она может сгибаться, оставаясь в одной плоскости. Кисть 14, несущая схват 13, может перемещаться вдоль оси руки 7 и вращаться вокруг этой оси. В данном случае рабочие движения манипулятора обеспечиваются: механизмами поворота звеньев руки относительно шарниров А, Б, В с двигателями 2, 3, 4 через червячные 18, 19, 6 и цепные 8, 9, 17 передачи; механизмами перемещения кисти 12 с двигателем 16 и реечной передачей 15; механизмами вращения кисти с двигателем 10 и схвата с двигателем 11.

Для погрузочно-разгрузочных работ находят применение передвижные погрузочные манипуляторы (рис. 123).

Раздел второй

ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ

Глава 11. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИНАХ И ОСНОВЫ ИХ РАСЧЕТА

11.1. Назначение и классификация

Машины и оборудование, предназначенные для перемещения насыпных грузов непрерывным потоком, а штучных грузов — с определенным интервалом, называют транспортирующими машинами непрерывного действия. Они занимают ведущее место среди подъемно-транспортных средств различного назначения. Характерной особенностью этих машин является то, что их загрузка и разгрузка происходят без остановки при непрерывном движении рабочего органа.

Транспортирующие машины применяют в качестве транспортных средств на заводах, фабриках, в горнодобывающей промышленности, строительстве, сельскохозяйственном производстве и других отраслях для перемещения различных насыпных (уголь, руда, агломерат, цемент, песок, щебень, гравий, грунт, зерно и т. п.) и штучных (кирпич, пиломатериалы, бревна, трубы, прокатные балки, слитки, детали машин и др.) грузов.

Машины непрерывного транспорта являются основой комплексной механизации погрузочно-разгрузочных и производственных процессов, повышающих производительность труда и эффективность производства.

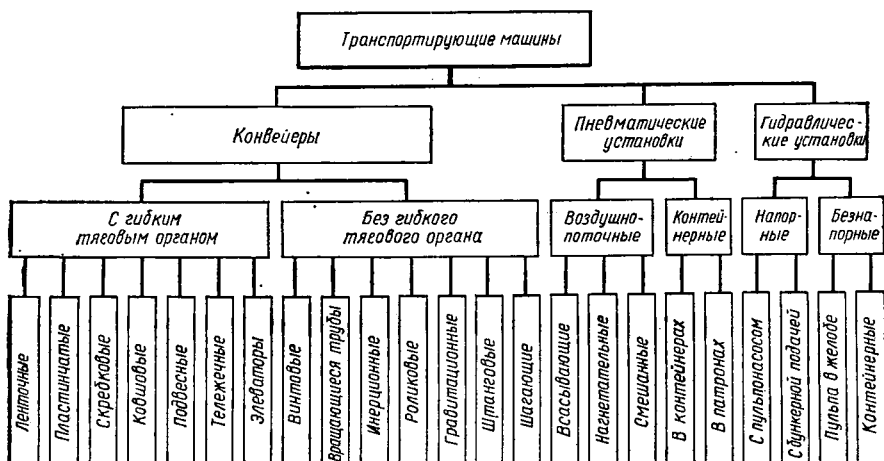


Рис. 124. Классификация транспортирующих машин

В поточном производстве они являются составной частью основного технологического оборудования, от которого во многом зависит работа всего предприятия. Они позволяют целесообразно организовать поточные механизированные и автоматизированные производственные процессы.

Транспортирующие машины можно разделить на три класса (рис. 124): конвейеры, пневматические установки и гидравлические установки. По конструктивному признаку рабочего органа конвейеры делят на две основные группы: конвейеры с гибким тяговым органом и безгибкого тягового органа.

К конвейерам с гибким тяговым органом относятся (рис. 125): *а* — ленточные; *б* — цепные пластинчатые; *в* — скребковые; *г* — ковшовые; *д* — элеваторы ленточные, цепные и др.

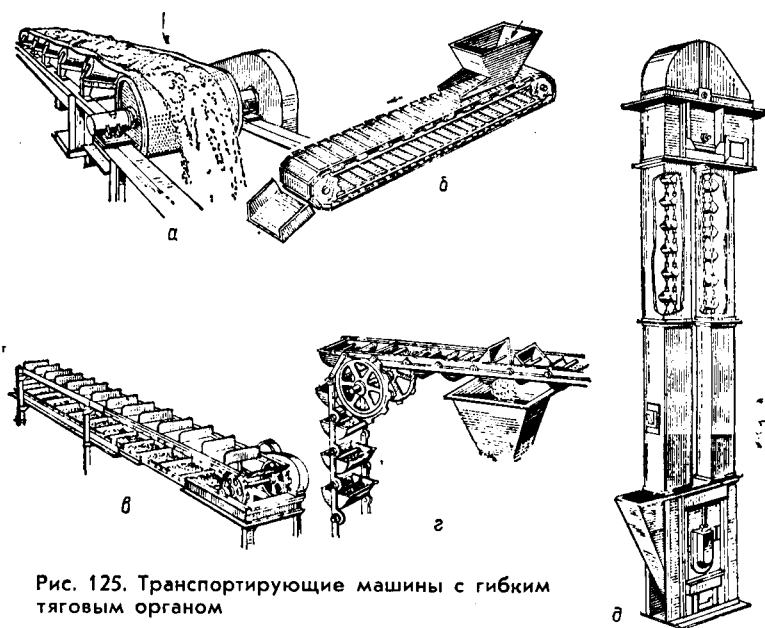


Рис. 125. Транспортирующие машины с гибким тяговым органом

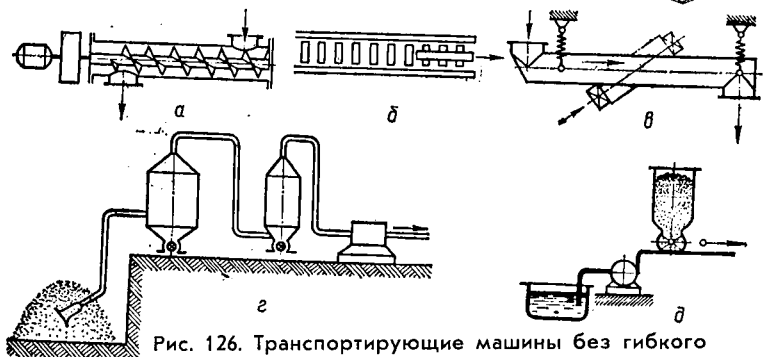


Рис. 126. Транспортирующие машины без гибкого тягового органа, пневмо- и гидротранспорт

К конвейерам без гибкого тягового органа (рис. 126) относятся: *а* — винтовые; *б* — роликовые; *в* — инерционные и другие типы, указанные в классификации на рис. 124.

Схема пневматической установки показана на рис. 126, *г*, гидравлической — на рис. 126, *д*.

11.2. Характеристика транспортируемых грузов

Транспортируемые грузы разделяют на штучные и насыпные. На выбор способа транспортирования грузов и расчета машин оказывают существенное влияние физико-механические свойства грузов (крупность, объемная плотность, подвижность и др.). Размеры штучных грузов колеблются от нескольких сантиметров до нескольких метров (лесоматериал, прокат и др.), а масса — от долей килограмма до десятков тонн.

По крупности (мм) насыпные грузы делят на следующие 8 категорий: пылевидные (0,05), порошкообразные (0,05...0,5), мелкозернистые (0,5...2), крупнозернистые (2...10), мелкокусковые (11...60), среднекусковые (60...160), крупнокусковые (160...320), особо крупные (320).

Насыпная плотность (объемная масса, т/м³) свободно насыпанных грузов зависит от плотности частиц материалов, гранулометрического состава, пористости и степени заполнения пор водой (влажности): антрацит сухой 0,8...0,95; бурый уголь 0,65...0,78; гравий 1,5...1,9; железная руда 2,1...3,5; земля 1,2...1,7; пшеница 0,7...0,83.

Степень подвижности материалов зависит от значения внутренних сил трения и сцепления между частицами. Хорошо сыпучие материалы те, у которых отсутствует сцепление.

Подвижность сыпучих грузов определяется углом естественного откоса, который находится в пределах 45...50° (покоя) и 27...35° (движения); коэффициент трения 0,58...1,2 (покоя) и 0,29...0,7 (движения).

Абразивность — свойство истирать соприкасающиеся поверхности при их относительном скольжении. Это свойство особенно характерно для острокромочных грузов.

Хрупкость — свойство грузов разрушаться при падении, толчках.

Слеживаемость — способность насыпных грузов терять сыпучесть при длительном хранении в штабелях, бункерах и пр. (цемент, известь, гипс и др.).

Смерзаемость — свойство насыпных грузов, содержащих влагу, образовывать монолит при низких температурах (уголь, руда, глина, песок и др.).

Липкость — способность грузов прилипать к соприкасающимся поверхностям твердого тела (мокрые и влажные грузы).

Кроме этих основных свойств грузы обладают и другими: повреждаемость, взрывоопасность, самовозгораемость, коррозионная активность, ядовитость и другие, которые могут в ряде случаев решающим образом повлиять на выбор способа транспортирования.

11.3. Производительность машин непрерывного транспорта

Исходными данными для проектирования транспортирующих машин являются заданный годовой объем продукции $\Pi_{\text{год}}$ (т или м³), характеристика насыпных грузов, трасса и местные условия. Различают производительность массовую (т/ч), объемную (м³/ч) и штучную (шт/ч).

Часовая производительность

$$\Pi = \frac{\Pi_{\text{год}} k_{\text{н}}}{z k_{\text{м}} T_{\text{г}}}, \quad (411)$$

где $T_{\text{г}}$ — число часов в году; z — число одновременно работающих машин; $k_{\text{м}} = 0,6...0,9$ — коэффициент машинного времени, учитывающий все перерывы и простои машины в течение года (ремонт, техническое и межсменное обслуживание, простой и др.); $k_{\text{н}} = 1,1...1,5$ —

коэффициент неравномерности подачи груза на транспортируемый орган машины, зависящий от способа и характера загрузки конвейера (меньшее значение принимают при непрерывной загрузке, большее — при периодичной загрузке конвейера).

Часовая производительность транспортирующей машины, выдающей груз непрерывным потоком, зависит от скорости движения и площади поперечного сечения перемещающегося груза:

$$П = 3600Av\rho \text{ т/ч}, \quad (412)$$

или

$$П = 3600Av \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (413)$$

где A — площадь поперечного сечения потока груза, м^2 ; v — скорость движения груза, м/с ; ρ — насыпная плотность груза, кг/м^3 .

Производительность машины (т/ч), выраженная через погонную нагрузку (Н/м) на рабочем органе,

$$П = \frac{3600qv}{1000} = 3,6qv. \quad (414)$$

Погонная нагрузка $q = \frac{G}{3,6v}$; при перемещении насыпного груза порциями непрерывно движущимся рабочим органом

$$q = \frac{i}{a} \rho = \frac{i_0\psi}{a} \rho, \quad (415)$$

где i_0 — вместимость сосуда, л; ψ — коэффициент заполнения; i — емкость порции груза, л; a — расстояние между порциями, м.

При перемещении штучных грузов весом G (Н) или партиями по z штук:

$$q = \frac{G}{a}, \quad q = -\frac{G \cdot z}{a}.$$

После подстановки значений q в формулу (414) получим:

$$П = \frac{3,6i_0\psi\rho}{a}, \quad П = \frac{3,6Gv}{a}, \quad П = \frac{3,6Gvz}{a}. \quad (416)$$

При загрузке конвейера порциями (штучным грузом) с интервалом времени τ (с) производительность будет равна:

$$П = \frac{3600vz}{\tau} \text{ шт/ч},$$

где z — число штучных грузов на одном несущем элементе;

$$П = \frac{3600i_0\psi}{\tau} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad П = \frac{3600i_0\psi\rho}{\tau} \text{ т/ч}. \quad (417)$$

11.4. Сопротивление движению тягового органа конвейеров

Транспортирующие машины с тяговым органом в общем случае могут иметь трассу, состоящую из прямолинейных и криволинейных участков. Энергия привода расходуется на преодоление вредных сопротивлений перемещению груза и собственных частей машины и на подъем груза. При расчете трассу конвейера разбивают на прямолинейные и криволинейные участки, вычисляют сопротивление движению и на-

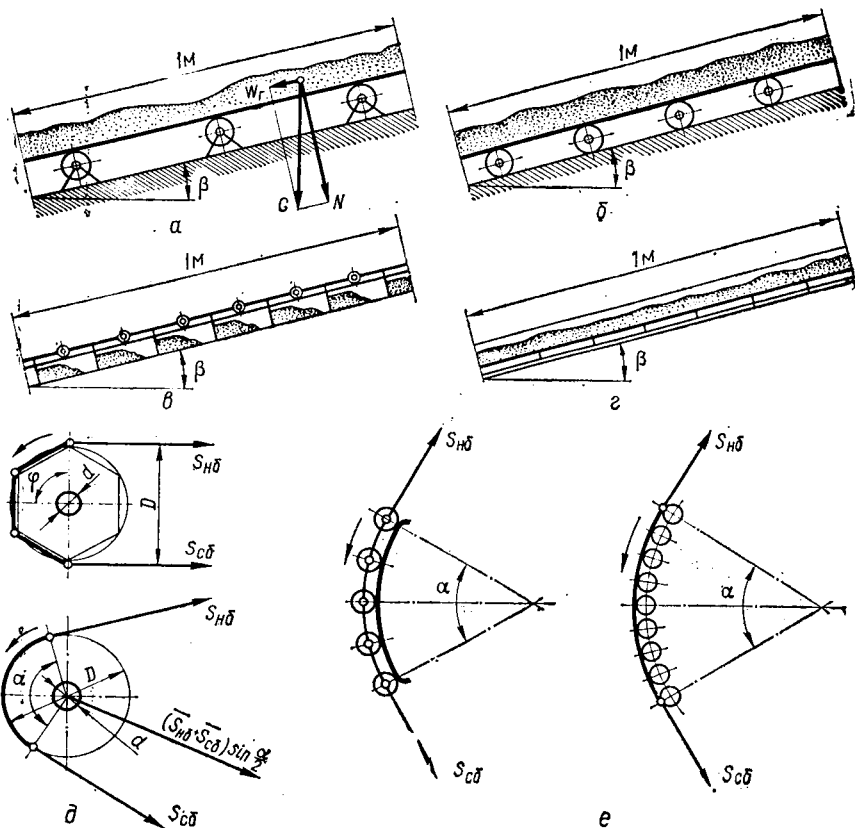


Рис. 127. Схемы для определения сопротивлений движению груза

тяжение тягового органа при установившемся движении на каждом участке, затем находят общее сопротивление передвижению.

Сопротивление движению тягового органа на прямолинейных участках трассы рассмотрим для следующих способов транспортирования груза (рис. 127):

переносом на гибком органе, движущемся по стационарным роликовым опорам (а);

переносом на настиле с движущимися ходовыми роликами тяговых цепей (б);

волочением по неподвижному желобу скребками, прикрепленными к тяговому органу (в);

волочением скребками (цепью), погруженными в слой сыпучих грузов (г).

Для расчета сопротивлений конвейеров с гибким тяговым органом исходными величинами являются весовые нагрузки, приходящиеся на 1 м длины движущихся грузов и частей (Н/м):

q — погонная нагрузка перемещаемого груза; q_0 — погонная нагрузка движущихся частей конвейера (лента, пластины с цепями, цепь со

скребками и т. п.); β — угол наклона прямолинейного участка к горизонту, град; L — длина прямолинейного участка трассы; q_p — погонная нагрузка вращающихся частей стационарных опорных роликов $q_p = \frac{G_p}{p_p}$; q'_p — погонная нагрузка вращающихся частей роликов нерабочей ветви

$$q'_p = \frac{G'_p}{p_p},$$

G_p и G'_p — вес вращающихся частей одной роликоопоры соответственно рабочей и нерабочей ветвей, p_p и p'_p — шаг роликоопор рабочей и нерабочей ветвей, m ; w — коэффициент сопротивления движению тягового органа (ленты) по стационарным роликоопорам, учитывающий сопротивление в подшипниковых узлах роликов, перекачиванию ленты по роликам и от ворошения насыпного груза; w_1 — коэффициент сопротивления движению ходовых роликов по направляющим

$$w_1 = \frac{fd + 2k}{D_p} k_p. \quad (418)$$

Здесь f — коэффициент трения в подшипнике; в зависимости от запыленности помещения $f = 0,01 \dots 0,06$; $k = (5 \dots 20) 10^{-4}$ м — коэффициент трения качения ролика по направляющим, зависит от диаметра ролика; d — диаметр цапфы ролика (катка); D_p — наружный диаметр ролика (катка); $k_p = 1,1 \dots 1,4$ — коэффициент сопротивления в ребрах.

Определим силу сопротивления движению тягового органа по прямолинейному участку трассы конвейера для следующих случаев.

1. Транспортирование груза на ленте, движущейся по стационарным роликам. Коэффициент сопротивления движению груза и частей конвейера принят одинаковым. Сила сопротивления передвижению рабочей ветви

$$W_p = (q + q_0) L (w \cos \beta \pm \sin \beta) + q_p L w; \quad (419)$$

нерабочей ветви

$$W_x = q_0 L (w \cos \beta \pm \sin \beta) + q'_p L w. \quad (420)$$

Знак «плюс» относится к движению груза вверх, знак «минус» — к движению вниз, что видно из рис. 127, а, где составляющая от силы G равна

$$W_r = G \sin \beta. \quad (421)$$

Иногда, особенно в коротких конвейерах (длиной до 100 м), погонный вес вращающихся частей роликов складывают с весом движущихся частей конвейера. В этом случае силы сопротивления будут:

$$\begin{aligned} W_p &= (q + q_0 + q_p) L w \cos \beta \pm (q + q_0) L \sin \beta, \\ W_x &= (q_0 + q'_p) L w \pm q_0 L \sin \beta. \end{aligned} \quad (422)$$

Основным силовым параметром в расчетах конвейеров является коэффициент сопротивления движению тягового органа. Ориентировочные

значения коэффициента сопротивления движению ленты по роликоопорам для установившегося режима работы конвейеров:

сухое отапливаемое помещение — 0,02...0,025;

передвижные конвейеры — 0,03;

неотапливаемое помещение или на открытом воздухе — 0,03...0,04;

большая запыленность, тяжелые условия работы — 0,04...0,06.

Меньшие значения берут для прямых роликоопор. В пусковом режиме эти значения принимают в 1,5 раза больше.

Для конвейеров, работающих при низких температурах ($t < -20^\circ \text{C}$), значение w увеличивают на 20...40%. Для конвейеров со стальной лентой: 0,02...0,05 — для закрытых помещений и 0,05...0,09 — на открытом воздухе.

2. Груз перемещается на пластинчатом настиле с движущимися ходовыми роликами. Сила сопротивления рабочей и нерабочей ветвей

$$W_p = (q + q_0) L (w_2 \cos \beta \pm \sin \beta), \quad W_x = q_0 L (w_2 \cos \beta \pm \sin \beta), \quad (423)$$

$$w_2 = k_p w_1;$$

где $k_k = 1,1...1,4$ — коэффициент, учитывающий сопротивление трения реборд о направляющие.

3. Насыпной груз перемещается волочением по желобу. Сила сопротивления рабочей и нерабочей ветвей

$$W_p = q (f_{ж} \cos \beta \pm \sin \beta) + q_0 (f_{ж1} \cos \beta \pm \sin \beta), \quad (424)$$

$$W_x = q_0 (f_{ж1} \cos \beta \pm \sin \beta), \quad (425)$$

где $f_{ж}$ — коэффициент сопротивления движению насыпного груза по желобу; $f_{ж1}$ — коэффициент сопротивления движению тягового органа (цепи) по желобу.

Сопротивления на криволинейных участках трассы образуются при огибании тяговым органом звездочек, барабанов, блоков (рис. 127, д) неподвижного криволинейного направляющего проводника и батарей направляющих роликов (рис. 127, е). Они состоят из сопротивлений трения W_b в подшипниковых узлах и жесткости $W_{ж}$ тягового органа (ленты, цепи, каната).

Сопротивление в подшипниках вала барабана, звездочки или блока определяют, исходя из геометрической суммы действующих сил (рис. 127, д):

$$W_b = (\bar{S}_{нб} + \bar{S}_{сб} + \bar{G}) \frac{fd}{D} \approx (S_{нб} + S_{сб}) \frac{fd}{D} \sin \alpha/2, \quad (426)$$

где D — диаметр барабана, блока, звездочки; G — суммарный вес барабана, блока, звездочки (с валом); $S_{сб}$ и $S_{нб}$ — натяжение в сбегающей и набегающей ветвях тягового органа; f — коэффициент трения в подшипниках; d — диаметр цапфы вала.

Если для неприводных барабанов, блоков, звездочек приближенно принять $S_{нб} = S_{сб}$ и пренебречь их весом, то получим

$$W_b = 2S_{нб} \frac{fd}{D} \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (427)$$

где α — угол обхвата барабана, блока или звездочки тяговым органом.

Сопротивление от жесткости ленты и каната при огибании барабанов и блоков

$$W_{ж} = (S_{нб} + S_{сб}) \xi, \quad (428)$$

где $\xi = 0,01$ — коэффициент жесткости тягового органа. Сопротивление жесткости цепи при огибании звездочки возникает от трения в шарнирах цепи вследствие углового смещения соседних звеньев

$$W_{ж} = (S_{нб} + S_{сб}) \frac{df_{ц}}{D},$$

где d — диаметр валика цепи;

$f_{ц}$ — коэффициент трения в шарнире цепи. Сопротивление при движении тягового органа по неподвижному проводнику или по батарее направляющих роликов (рис. 127, е) определяют в предположении, что тяговый орган можно рассматривать как гибкую нить:

$$W_{кр} = S_{нб} (e^{w'\alpha} - 1), \quad (429)$$

где w' — коэффициент сопротивления движению в точке конвейера, где начинается перегиб; α — угол обхвата лентой криволинейного участка, рад.

На криволинейных участках выпуклостью вниз без контршин эти сопротивления отсутствуют.

Натяжение ленты на сбегавшей ветви отклоняющего барабана больше, чем на набегающей:

$$S_{сб} = k_6 S_{нб},$$

где $k_6 = 1,03 \dots 1,04$ при угле обхвата 180° ; $1,02 \dots 1,03$ при $\alpha = 90^\circ$ и $1,01 \dots 1,02$ при $\alpha < 90^\circ$.

Мощность двигателя конвейера в общем случае расходуется на преодоление сопротивлений перемещению груза по горизонтали, сопротивлений холостого хода, подъема груза на высоту (для наклонных конвейеров), а также сопротивлений при загрузке ($W_{заг}$) и принудительной разгрузке конвейера ($W_{раз}$).

Общее сопротивление перемещению груза на наклонном конвейере:

$$W = G_r \sin \beta + G_r w \cos \beta + G_k w \cos \beta + W_{заг} + W_{раз}, \quad (430)$$

где G_r — вес груза; G_k — вес движущихся элементов конвейера.

Мощность двигателя

$$P = \frac{Wv}{10^3 \eta},$$

где v — скорость движения ленты; η — к. п. д. привода.

Имея в виду, что

$$G_r = qL, \quad G_k = 2q_p L, \quad q = \frac{\Pi}{3,6v}, \quad (431)$$

$$L_r = L \cos \beta \quad \text{и} \quad H = L \sin \beta,$$

с учетом мощности холостого хода и дополнительной мощности на загрузку и промежуточную разгрузку конвейера, мощность двигателя можно выразить такой приближенной формулой для конвейеров простой трассы:

$$P = \frac{\Pi L_r v}{367} \pm \frac{\Pi H}{367} + 0,02 q_p L_r w v + k \Pi, \quad (432)$$

где k — коэффициент, зависящий от конструкции загрузочного и разгрузочного устройств.

Знак «плюс» берут для движения груза вверх, знак «минус» — вниз. При больших углах наклона конвейера и движении груза вниз двигатель может работать в генераторном режиме. В формуле (432) первое слагаемое мощности идет на преодоление сил сопротивления, второе — на подъем груза, третье — на холостой ход и четвертое — на местные сопротивления (загрузка и разгрузка конвейера).

Глава 12. ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

12.1. Общие сведения. Конструкция конвейеров

Ленточные конвейеры предназначены для непрерывного перемещения насыпных и мелкоштучных грузов в горизонтальном, наклонном и вертикальном направлениях. Они нашли широкое применение во всех отраслях народного хозяйства, промышленности, сельском хозяйстве, в горнодобывающей, металлургической промышленности и пр. благодаря своим достоинствам:

непрерывность транспортировки, способствующая повышению производительности машин, которые работают в комплексе с ленточными конвейерами;

простота конструкции, надежность в работе и удобство обслуживания;

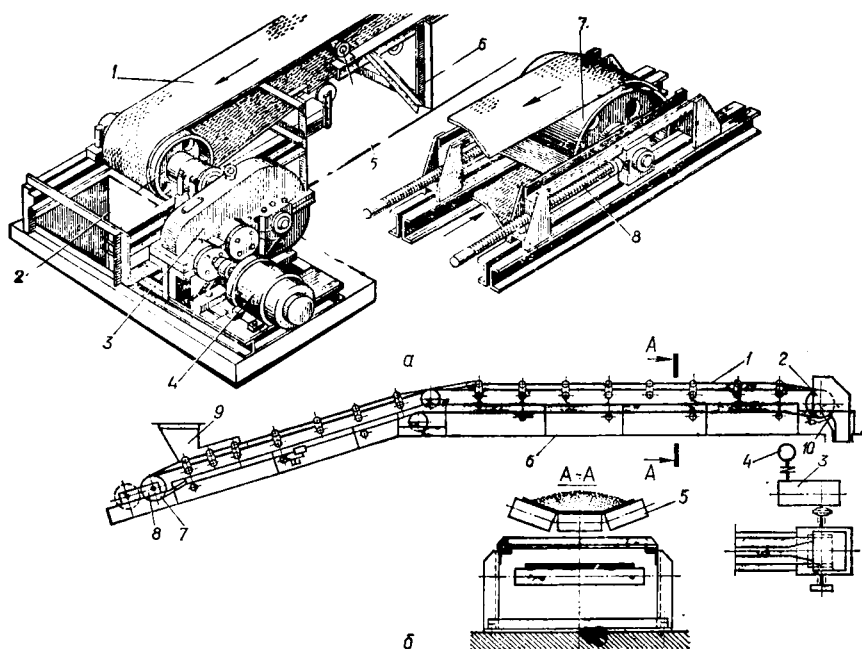


Рис. 128. Ленточный конвейер

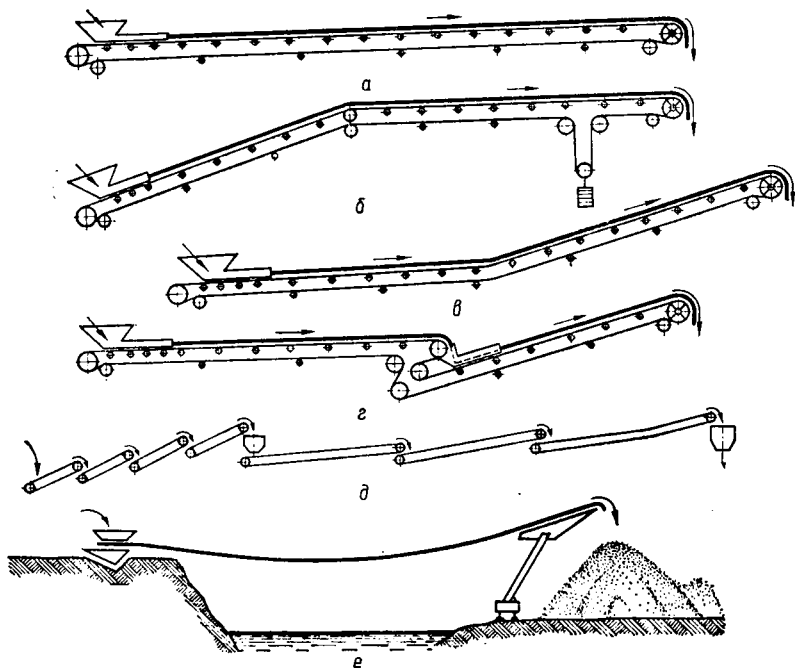


Рис. 129. Трассы ленточных конвейеров

возможность полной автоматизации с применением средств регулирования и контроля;

возможность транспортирования грузов при углах наклона до 24° , а специальными конвейерами — до 90° , что значительно сокращает транспортные коммуникации по сравнению с другими видами транспорта;

возможность разгрузки перемещаемого груза в любом месте трассы конвейера.

Недостатки ленточных конвейеров: большая стоимость и недостаточная долговечность ленты, невозможность транспортирования грузов высокой температуры, липких, острокромочных и др.

Ленточный конвейер (рис. 128) состоит из гибкой замкнутой, предварительно натянутой ленты 1, являющейся одновременно грузонесущим и тяговым органом, приводного 2 и натяжного 7 барабанов; роликоопор 5 для поддержания рабочей и нерабочей ветвей, привода, состоящего из одного или нескольких приводных барабанов, редуктора 3, двигателя 4 и муфт, натяжного устройства 8, опорной металлоконструкции 6, загрузочного 9 и разгрузочного устройств, очистных устройств 10.

Ленточные конвейеры бывают стационарные и передвижные.

Конвейерные установки имеют широкий диапазон производительности: от нескольких тонн до 20 тыс. т/ч с шириной ленты от 300 до

3000 мм и скоростью до 8 м/с. При применении современных высокопрочных лент и многобарабанных приводов стало возможным создавать конвейеры длиной до 8...10 км в одном ставе, а конвейерные магистрали эксплуатируются длиной до нескольких десятков километров (и даже более 200 км на открытых горных разработках).

Конвейеры, установленные горизонтально, наклонно вверх и наклонно вниз до 5...8° работают в двигательном режиме, а конвейеры с углом наклона вниз более 5...8° работают в генераторном режиме.

Трассы конвейеров могут быть (рис. 129): *а* — горизонтальными; *б, в* — изогнутыми в вертикальной плоскости; *г* — горизонтально-наклонными со сдвоенным приводом; *д* — комбинированными из многих конвейеров (большой длины); *е* — специальными. Существует группа ленточных конвейеров, у которых тяговые и грузонесущие функции выполняются различными органами: ленточно-канатные и ленточно-цепные, у которых лента является грузонесущим органом, а канат и цепь — тяговым.

12.2. Конвейерные ленты

Лента является наиболее ответственным и дорогостоящим элементом конвейера (до 50% общей стоимости конвейера). Как правило, с повышением срока службы ленты снижается стоимость транспортирования конвейером единицы груза.

Конвейерные ленты (рис. 130) подразделяются на: резинотканевые, резинотросовые, цельнометаллические толщиной 0,6...1,2 мм (в том числе с резиновым покрытием) и специальные (сетчатые, с рифленной поверхностью, из стекловолокна и др.).

Резинотканевая лента является наиболее распространенной и состоит из тягового 1 каркаса (рис. 130, *а*), защищенного со всех сторон привулканизированными к нему эластичными обкладками 2, 3. Тяговой каркас изготавливают из тканевых прокладок, соединенных между собой тонкими резиновыми прослойками, слой резины также придает ленте большую гибкость. Ткань состоит из нитей основы (хлопчатобумажной, синтетической, вискозного шелка и др.), воспринимающих продольную нагрузку, и нитей утка 4, обеспечивающих поперечную жесткость ленте.

В резинотросовых лентах (рис. 130, *б*) продольное тяговое усилие воспринимается металлическими тросами 5.

Обкладки лент изготавливают из резиновой смеси, включающей натуральный или синтетический каучук, а также из пластмасс — поливинилхлорида и полиэтилена. Они защищают каркас ленты от механических повреждений, воздействия газов, проникновения влаги и истирания.

Для транспортировки влажных и скользких грузов применяют ленту с шевронной поверхностью, которая позволяет работать на больших углах подъема конвейера: для сыпучих до 28°; для единичных грузов (кирпич, ящики и др.) до 40°.

Все больше внедряются ленты из комбинированных и синтетических волокон (лавсан, вискоза, капрон и др.), обладающие значительно

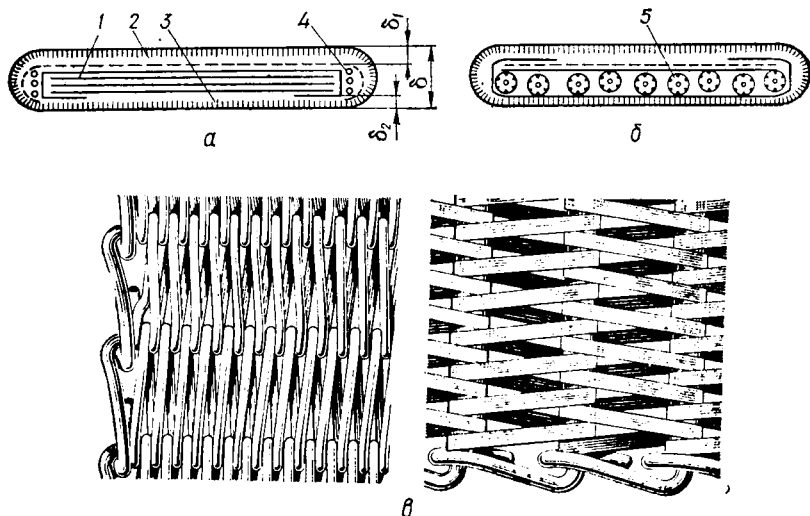


Рис. 130. Конвейерные ленты

большей прочностью, что приводит к уменьшению массы и габаритов конвейера за счет уменьшения числа прокладок лент.

Синтетические ленты имеют большую долговечность, влагоустойчивость, стойкость к ударам, легко поддаются очистке, не расслаиваются. Однако стоимость их пока остается высокой.

Согласно ГОСТ 20—76 выпускают пять типов (1, 2Р, 2, 3, 4) гладких резиноканевых лент для транспортирования сыпучих, кусковых и штучных грузов: общего назначения; морозостойкие (1М, 2РМ) до минус 60° С; негорючие (2РШ, 2Ш, для шахт); термостойкие (2П), допускающие температуру 100...200° С.

Ширина лент 300...3000 мм.

Одним из прогрессивных направлений в производстве лент является более широкое внедрение цельнотканых лент с каркасом из одной многоосновной ткани, обладающих большой прочностью, гибкостью, долговечностью. Стремление разгрузить ленту от тяговых усилий, особенно в конвейерах большой длины, привело к созданию канатно-ленточных и ленточно-цепных конвейеров, где лента является, в основном, несущим органом.

Резинотросовые ленты обладают рядом преимуществ: высокая прочность (в 15...25 раз прочнее резиноканевой той же толщины), малое относительное удлинение (не свыше 0,5%), высокая долговечность, хорошая продольная и поперечная гибкость, позволяющая применять барабаны меньших диаметров и роликоопоры с увеличенным углом наклона боковых роликов. Для изготовления резинотросовых лент (ширина которых доходит до 3000 мм) применяют тросы диаметром от 2,1 до 11,6 мм, завулканизированные между слоями ткани вдоль ленты. Резинотросовые ленты (РТЛ) используются на конвейерах длиной до 5000 м и более.

Ленты в морозостойком исполнении (до минус 45° С) изготавливают из морозостойкой резины, полученной путем добавок различных антифризов в резиновые смеси.

Термостойкие ленты изготавливают из стекловолокна, поверхность которых покрыта кремнийорганическим каучуком (до 6 мм), а также путем покрытия прорезиненной ткани стекловолокном.

12.3. Конструкция ставов и роликовых опор

Для поддержания рабочей и ненагруженной ветвей ленты от провисания в конвейере имеются роликовые опоры. Они опираются на конструкцию конвейера, называемую ставом. Ставы бывают жесткие и податливые.

Жесткий став состоит из металлических секций, простых по конструкции. В стационарных конвейерах секции устанавливают на бетонные фундаменты и прикрепляют анкерными болтами. Секции переносных конвейеров изготавливают обычно из проката или труб быстроразъемными, применяя для этой цели специальные замковые соединения.

Податливый канатный став состоит из продольных натянутых канатов 3, опирающихся на стойки 2 из проката или труб (рис. 131). На эти канаты подвешены роликоопоры 1, которые образуют желобчатое сечение ленты 5. Нижние ролики опор могут быть сдвинуты относительно боковых. Натяжение канатов осуществляется винтовыми 4 или лебедочными устройствами.

Канатные ставы находят широкое применение в конвейерах тяжелого типа в горнодобывающей и других отраслях промышленности, где транспортируют большие массы кусков при высокой скорости. Преимущества канатных ставов: снижаются ударные нагрузки на ленту и роликоопоры; плавность и бесшумность хода ленты; увеличивается срок службы ленты; меньше масса по сравнению с жестким ставом; хорошая приспособляемость к местности; удобство монтажа и демонтажа.

Натяжение канатов выбирают таким, чтобы прогиб от веса роликоопор, ленты и груза был не более 2...2,5% от расстояния между опорными стойками.

Роликовые опоры являются основным элементом ленточного конвейера. От их работы зависит долговечность ленты и потребление энергии приводом. Роликовые опоры должны быть долговечными, недорогими, обладать малым сопротивлением вращению, удобны в эксплуатации и монтаже. По назначению делятся на рядовые, устанавливаемые на протяжении всей трассы, и специальные, расположенные в отдельных местах

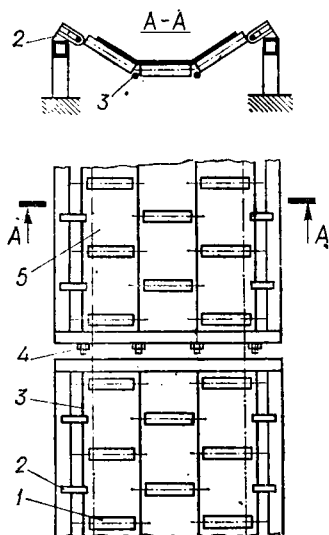
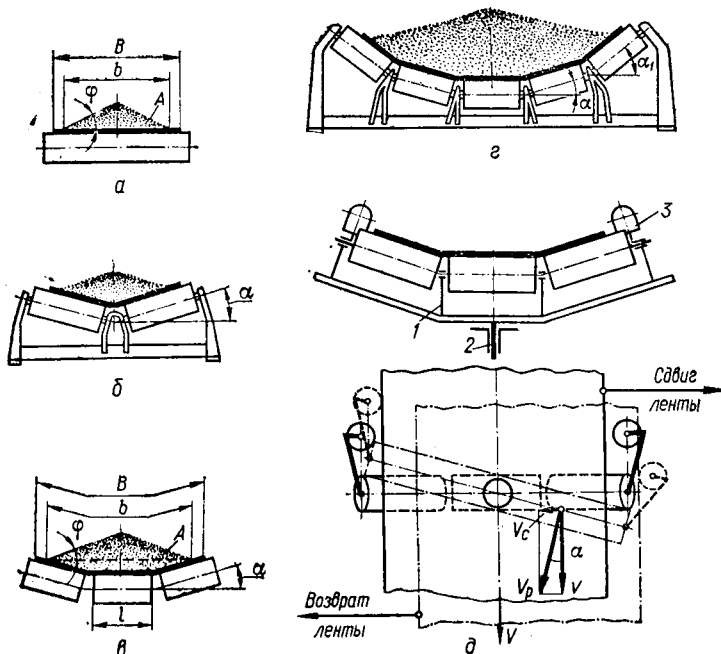


Рис. 131. Канатный став

Рис. 132. Типы роlikоопор



конвейера: центрирующие, переходные (у приводных барабанов), амортизирующие (в пункте загрузки) и ролики для очистки ленты.

Как правило, нерабочая ветвь ленты имеет однороликовые опоры и только для ленты большой ширины устанавливают двухроликовые. Шаг роликов рабочей ветви зависит от ширины ленты, насыпной плотности груза и находится в пределах 0,9...1,5 м. Для конвейеров с высокопрочными лентами шаг доходит до 3...4 м. Шаг роликов нерабочей ветви принимают в 2 раза больше. На нерабочей ветви конвейера часть роликов может быть выполнена винтовыми, очищающими рабочую поверхность ленты от налипшей массы. Для возможности регулирования хода ленты крепление ролика допускает передвигу (перестановку) в плане на угол 3...5° от положения, перпендикулярного ленте, в сторону движения ленты.

Предотвращение сбегаания ленты с трехроликовых опор достигается наклоном боковых роликов вперед по ходу ленты на 2...4° (их устанавливают через каждые 5—6 обычных роликов), а также применением центрирующих опор.

Наибольшее применение получили трехроликовые опоры; двухроликовые используют на передвижных конвейерах легкого типа; пятироликовые — для конвейеров с лентой большой ширины, где требуется увеличить глубину желоба с целью повышения производительности. Однороликовые опоры применяют у конвейеров, предназначенных для перемещения штучных или насыпных грузов с выполнением определенной технологической операции (породоотборка, обезвоживание и т. п.).

По числу роликов и углам их наклона различают следующие типы роlikоопор (рис. 132): а — однороликовая; б — двухроликовая, $\alpha = 15$ и 20° ; в — трехроликовая, $\alpha = 20, 30, 36$ и 45° ; г — пятироликовая, $\alpha_1 = 45^\circ$ и $\alpha = 22,5^\circ$ или $\alpha_1 = 54^\circ$ и $\alpha = 18^\circ$. Применение трехрольных роlikоопор с большими углами наклона (30° и 45°) боковых роликов стало возможным благодаря лентам типа РТЛ и с гибким син-

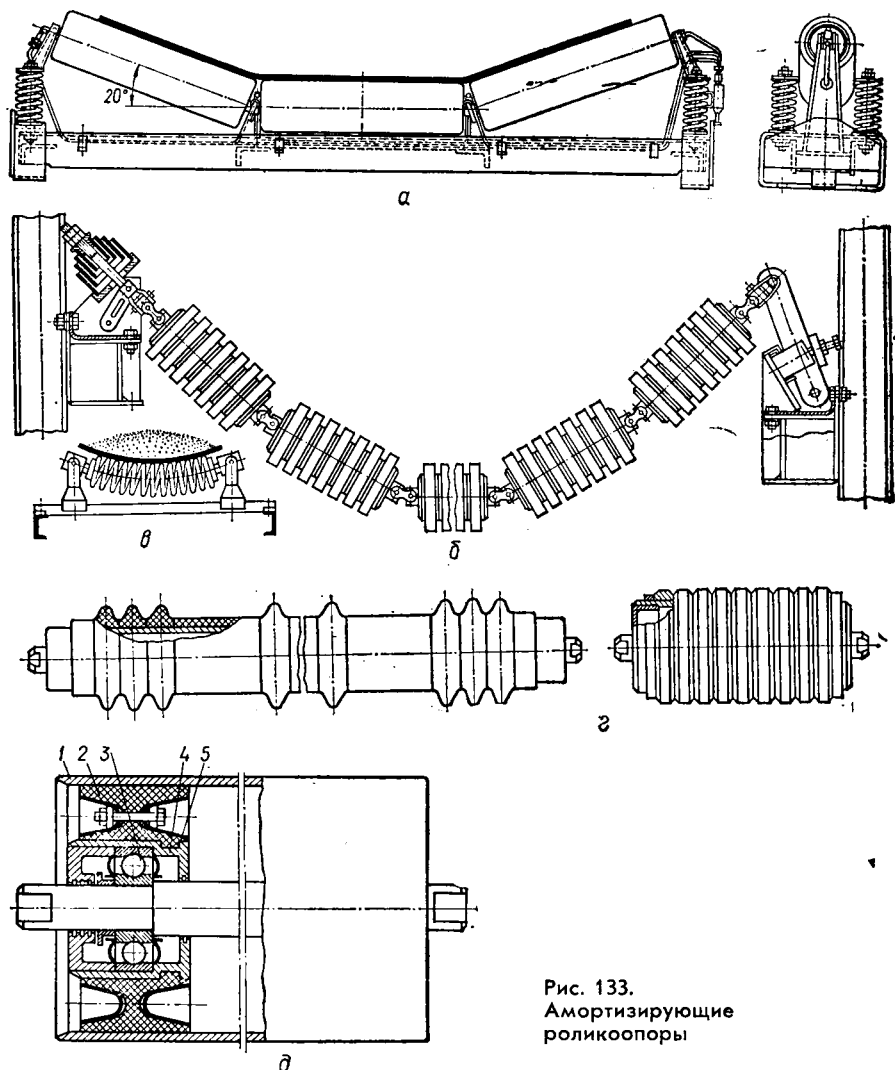


Рис. 133.
Амортизирующие
роlikоопоры

тетическим каркасом. При этом значительно увеличилась площадь поперечного сечения груза на ленте и производительность приблизилась к конвейерам с пятироlikовыми опорами.

Центрирующая роlikоопора (рис. 132, д) может поворачиваться около вертикального шкворня 2, укрепленного на раме 1. При сбегании ленты в сторону (вправо) она нажимает на вертикальный (дефлекторный) ролик 3 и тянет за собой, поворачивая опору на угол α . Основные роликы, вращаясь под углом относительно ленты, стремятся возвратить ленту в центральное положение составляющей вектора скорости

$$v_c = v_p \sin \alpha. \quad (433)$$

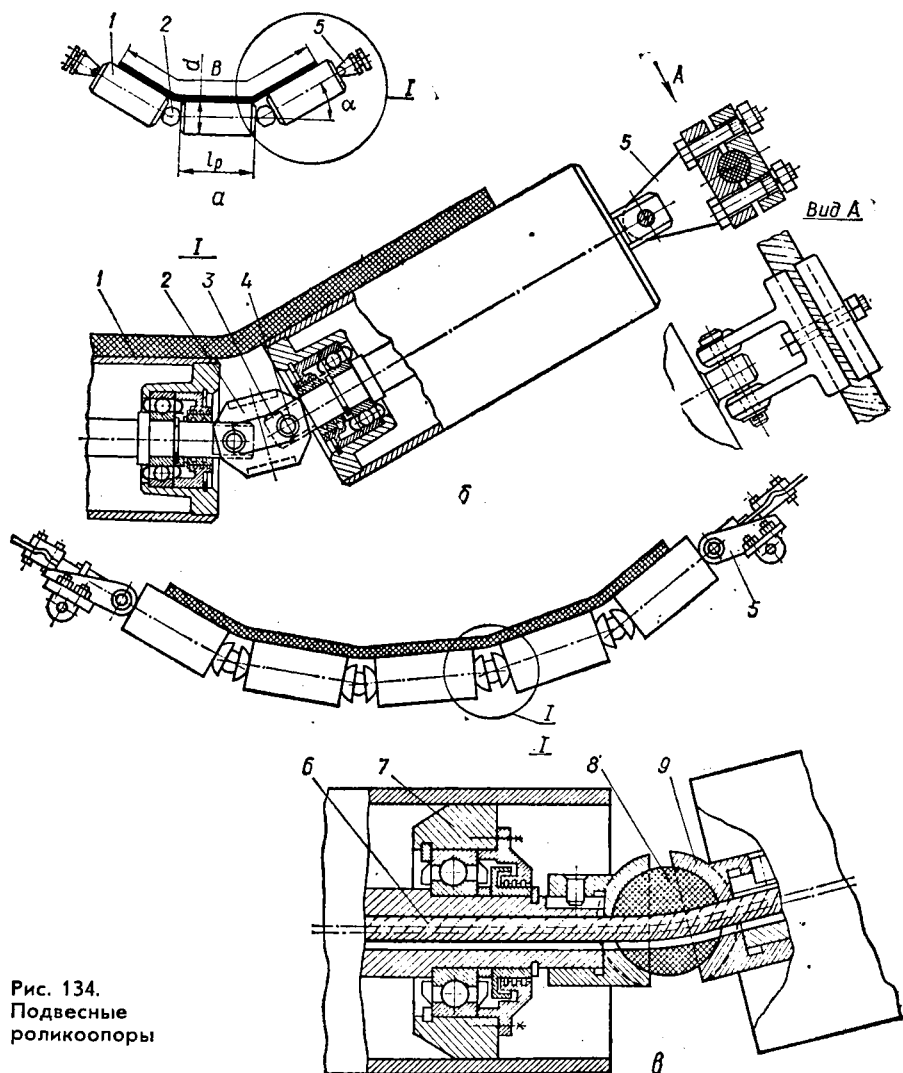


Рис. 134.
Подвесные
роlikоопоры

Сход ленты контролируется специальными реле, устанавливаемыми на рамах роlikоопор с шагом 50 м.

Имеются центрирующие роlikоопоры, действующие автоматически при нажатии края ленты на дефлекторный ролик, включающий силовую систему, которая принудительно поворачивает роlikоопору на нужный угол, обеспечивая тем самым прямолинейное движение ленты. Центрирующие роlikоопоры устанавливают обычно через 10—12 роlikоопор и около мест загрузки.

Амортизирующие роlikоопоры применяют для снижения динамических нагрузок и защиты ленты от разрушения падающими крупными

кусками груза в местах загрузки. На рис. 133, *а, б* показаны конструкции роlikоопор на пружинах. Для конвейеров со стальной лентой применяют пружинные роlikоопоры (*а*), образующие желобчатое сечение ленты с прогибом, пропорциональным массе груза.

Снижения ударов при загрузке и толчках во время движения ленты достигают также применением амортизирующих роlikов (рис. 133, *г, д*): резинопневматических (удары поглощаются резиновыми цилиндрами и воздушными камерами внутри их); обрeзиненных, с ребристыми резиновыми бандажами (*г*) и металлорезиновых роlikов (*д*).

Ролик содержит обечайку 1, установленную на подшипниках 3, внутренние жесткие втулки 4, наружные упругие втулки 2 и крышки в виде упругих конусных колец 5. Упругая втулка 2 является амортизирующим элементом ролика.

Конструкции подвесных роlikоопор для канатного става показаны на рис. 134 в двух исполнениях — на шарнирном и канатном подвесах. Шарнирная роlikоопора (*а*) состоит из роlikов 1, установленных на подшипниках качения, которые соединены между собой звеньями 2 с помощью пальцев 4 с фиксаторами 3 (*б*). Роlikоопоры крепятся к канатному ставу специальными зажимами 5. В канатном подвесе (*в*) роlikи 7 установлены на полые оси и надеты на канат 6; между собой оси каждого ролика соединены с помощью полуцилиндров 9 с упругими элементами 8.

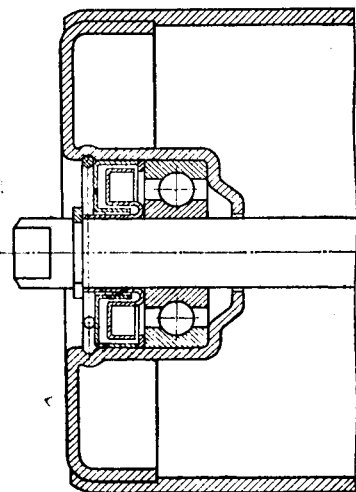
Предложены также конструкции ленточных конвейеров с переменным шагом роlikоопор, увеличивающимся от места разгрузки до приводного барабана [12]. Экспериментальные исследования в производственных условиях показали, что конвейер с переменным шагом роlikов имеет определенные преимущества перед конвейерами с постоянным шагом: меньше сопротивление передвижению и потребляемая мощность двигателя, уменьшается боковой сбег ленты и др.

Конвейерные роlikи являются самым массовым элементом конвейера, от их долговечности и надежности во многом зависит эффективность транспортирования грузов ленточными конвейерами. Стоимость их доходит до 30% общей стоимости конвейера. От состояния роlikов, особенно при загрязнении подшипниковых узлов, сопротивление движению ленты увеличивается, а срок службы роlikов и ленты (от взаимного истирания и других причин) уменьшается. Роlikи изготавливают из стальных труб, отливают из чугуна и пластмасс.

У конвейеров, транспортирующих насыпные грузы, прилипающие к ленте, нижние роlikи изготавливают с дисками, чаще всего резиновыми, надетыми на оболочку ролика. Такие роlikи способствуют очистке поверхности ленты и сами мало загрязняются.

Диаметр роlikов у конвейеров, предназначенных для транспортирования насыпных грузов, принимается в зависимости от ширины ленты согласно ГОСТ 22646—77 $D = 63...194$ мм (меньшие значения для легких, большие — для тяжелых грузов). Роlikи имеют следующие исполнения рабочей поверхности: гладкая (Г), футерованная (Ф) и амортизирующая (А). Для нижней ветви — дисковый ролик (Д).

По конструкции ролики бывают со сквозной невращающейся осью (рис. 135) и на полуосях. Опыт эксплуатации конвейеров показал, что ролики со сквозной осью имеют меньший коэффициент сопротивления вращению, они более долговечны по сравнению с роликами на полуосях и поэтому нашли более широкое распространение в конвейерах. Смазка подшипниковых узлов роликов бывает индивидуальная регулярная и закладная долговременная. Основным видом является долговременная смазка, рассчитанная на срок службы не менее двух лет без пополнения смазки и без чистки подшипников.



От надежности уплотнения подшипникового узла зависит работоспособность конвейерного ролика (сопротивление вращению, срок службы и т. п.). Подшипники имеют надежное лабиринтовое уплотнение, состоящее из системы штампованных колец, а также дополнительные блочные уплотнения.

Весьма перспективными являются ролики с деталями из пластмасс (полиэфирной смолы со стекловолокном, неопрена и др.): значительно меньше масса, высокие срок службы и стойкость против коррозии.

12.4. Приводы конвейеров

Привод конвейера состоит из барабана, редуктора, двигателя, муфты и тормозного устройства (тормоз или останов). Последние необходимы для ограничения выбега при выключении двигателя и исключения обратного хода наклонного груженого конвейера.

В зависимости от требуемой величины тягового усилия применяют конвейерные приводы одно-, двух- и многобарабанные (рис. 136, а—г). По числу двигателей различают одно- и многодвигательные приводы.

Наиболее распространенным и простым по конструкции является однобарабанный привод (а). Лента огибает приводной барабан нерабочей (чистой) стороной, что обеспечивает более стабильный коэффициент сцепления с барабаном. Угол обхвата барабана лентой $210 \dots 230^\circ$. Для конвейеров, транспортирующих тяжелые грузы на большие расстояния, применяют двухбарабанный привод, состоящий из двух приводных барабанов 1, 2 (б) и неприводного 3. Этот привод обладает большим тяговым усилием, так как суммарный угол обхвата лентой двух барабанов увеличивается до 480° .

Тяговое усилие повышается от прижатия ленты к барабану обрешеченным роликом (в) или использованием атмосферного давления, создавая вакуум внутри барабана.

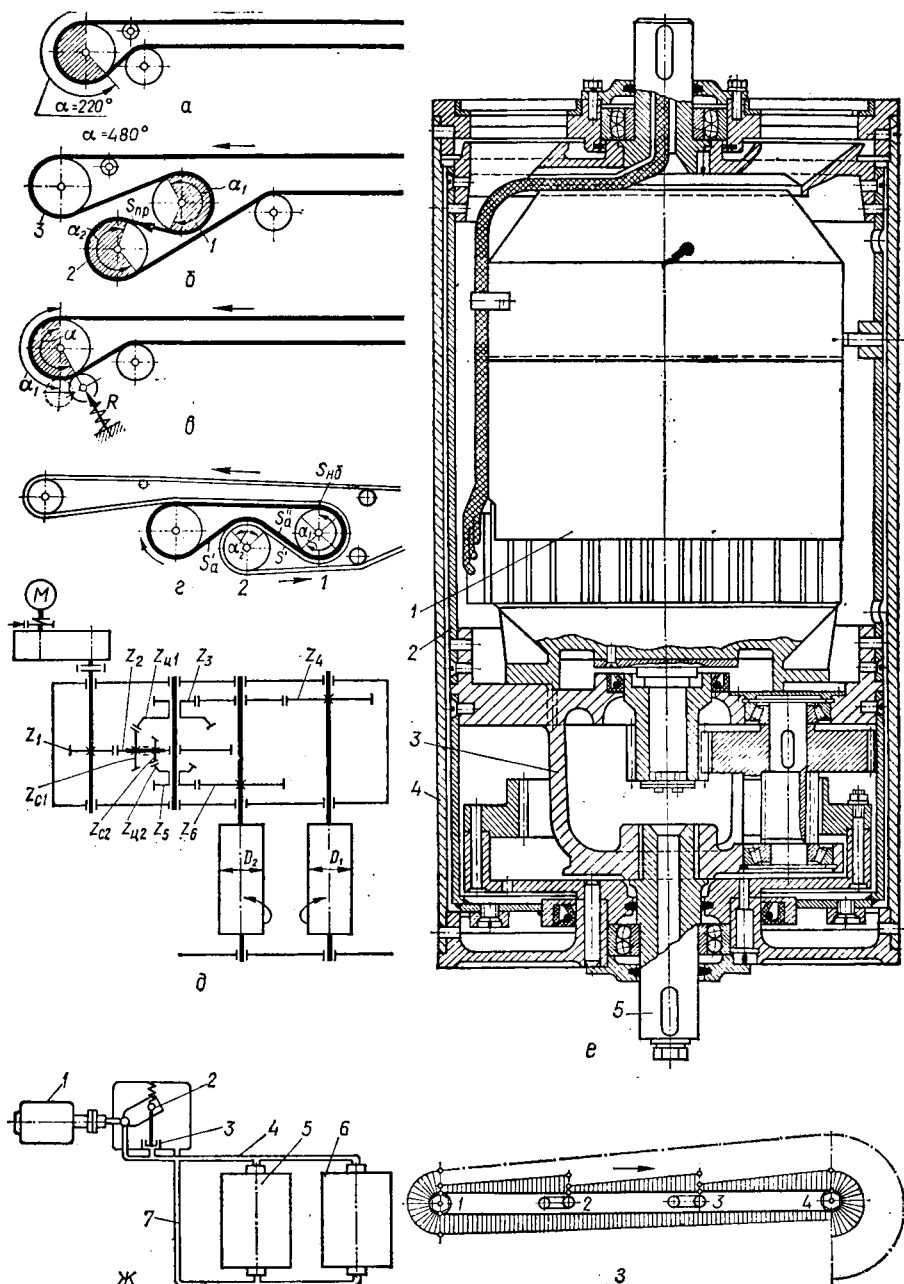


Рис. 136. Приводы конвейеров

Большой эффект в повышении тяговой силы дает применение прижимной ленты (з), значительно увеличивающей сцепление с приводным барабаном (применяется для одно- и двухбарабанного приводов).

Двухбарабанные приводы могут быть выполнены по следующим схемам: с жесткой связью между барабанами; с дифференциальным редуктором; с отдельным приводом.

Двухбарабанный привод с жесткой связью барабанов обладает тем недостатком, что ввиду упругой вытяжки ленты, неточности изготовления барабанов, возможного налипания транспортируемого груза на барабаны и др. тяговое усилие между барабанами распределяется неравномерно. Поэтому их применяют для конвейеров небольшой мощности и при перемещении сухих или нелипких грузов.

Привод с дифференциальным редуктором (рис. 136, д) не имеет этих недостатков и может применяться при работе конвейера в самых тяжелых условиях (перемещение липких грузов, работа на открытом воздухе и т. п.). Благодаря разным диаметрам делительных окружностей конических колес тяговые усилия на первом и втором приводных барабанах имеют разные значения, и их отношение определяется только кинематической схемой редуктора независимо от пробуксовки барабанов.

Дифференциальная передача состоит из двух конических центральных колес $z_{ц1}$ и $z_{ц2}$, свободно сидящих на валу, и сателлитов $z_{с1}$ и $z_{с2}$, жестко связанных с цилиндрическим зубчатым колесом z_2 , которое получает вращение от привода через шестерню z_1 .

При обкатывании сателлитов по центральным колесам $z_{ц1}$ и $z_{ц2}$ последние получают одинаковую угловую скорость за счет соответствующего подбора передаточных отношений. От центральных колес к барабанам D_1 и D_2 вращение передается через цилиндрические зубчатые передачи z_3/z_4 и z_5/z_6 .

В двухбарабанном отдельном приводе распределение тяговых усилий между барабанами при асинхронных короткозамкнутых двигателях обычно неравномерное ввиду того, что упругие свойства ленты не постоянны, барабаны изготавливают с некоторой разницей в диаметрах, а двигатели имеют неодинаковые характеристики. Обычно асинхронные короткозамкнутые двигатели применяют в сочетании с гидравлическими или электромагнитными муфтами, улучшающими условия запуска конвейера и приводящими к более оптимальному распределению нагрузок между приводными барабанами. Часто в двухбарабанном приводе применяют асинхронные электродвигатели с фазовым ротором, позволяющие производить плавный пуск конвейера с меньшими динамическими нагрузками на ленту. За счет увеличения скольжения двигателей обеспечивают более равномерное распределение между ними нагрузок. Установка в двухбарабанных приводах двигателей постоянного тока позволяет осуществлять плавный пуск конвейера и оптимально распределять нагрузки между барабанами.

В тех случаях, когда требуется весьма компактный привод конвейера, применяют конструкцию мотор-барабан с расположением двигателя и редуктора внутри барабана (рис. 136, е). Неподвижный цилиндрический корпус 2 закреплен в раме конвейера при помощи

цапфы 5. В нем установлен фланцевый электродвигатель 1 с двухступенчатым редуктором 3, вращающим барабан 4. Для охлаждения двигателя снабжен вентилятором. Применяют такую конструкцию, как правило, для конвейеров легкого типа.

Для ленточных конвейеров весьма перспективно применение гидравлического привода, в особенности при использовании высокомоментных гидродвигателей, открывающих возможность создания приводов, которые исключают механические передачи между двигателем и барабаном.

На рис. 136, ж приведена схема двухбарабанного гидравлического привода. Гидромоторы вмонтированы в барабаны 5 и 6, связанные с регулируемым насосом 1, напорным 4 и возвратным 7 трубопроводами. Регулятор 2 насоса находится под воздействием пружины, которая поворачивает регулирующий элемент в направлении уменьшения подачи жидкости насосом, преодолевая противодействие давления жидкости на поршень 3.

При ненагруженной ленте давление в трубопроводе 4 невелико и скорость ленты малая. При увеличении нагрузки на ленту поршень 3 поворачивает регулирующий элемент против часовой стрелки, увеличивая частоту вращения барабанов 5 и 6. Дальнейшие повышения нагрузки приводят к автоматическому снижению скорости, что исключает перегрузку двигателя.

В настоящее время приводные станции проектируют таким образом, чтобы можно было, приняв за базу однобарабанный привод, комплектовать двух-, трех- и многобарабанный привод из одинаковых узлов.

Для транспортирования груза на большие расстояния без перегрузок дополнительно к головным приводам применяют многодвигательный ленточный привод, представляющий собой замкнутый контур тяговой ленты. Они взаимодействуют с грузонесущей лентой конвейера и создают силу тяги по всей длине конвейера. Такая система приводов значительно снижает натяжение ленты конвейера.

На рис. 136, з показано четыре привода; промежуточные приводы 2 и 3 расположены на определенном расстоянии вдоль трассы. Конвейеры с такими приводами могут быть длиной до 2,5 км при сравнительно небольших натяжениях ленты (в отличие от натяжений, показанных пунктиром, без промежуточных приводов).

Последовательной установкой таких конвейеров можно обеспечить транспортирование грузов на десятки километров.

В новых конструкциях конвейеров находят применение в качестве привода электродвигатели поступательного движения — линейные асинхронные двигатели, которые успешно работают в некоторых машинах.

Создан привод для ленточного конвейера, в котором лента жестко скреплена с алюминиевыми пластинами, являющимися вторичной частью двигателя. При питании линейного двигателя от сети частотой 50 Гц минимальная скорость движения составляет значительную величину 2,4 м/с. Следовательно, для малых скоростей необходим электрический источник пониженной частоты.

Барабаны изготавливают сварными из трубы или из листовой стали, а также отливают из стали и чугуна. По форме наружной поверхности барабаны бывают цилиндрические, реже — бочкообразные для лучшего центрирования ленты. Для увеличения коэффициента сцепления ленты с барабаном их футеруют фрикционными материалами (резиной, лентой, пластмассой и др.).

12.5. Натяжные устройства

Натяжные устройства предназначены для компенсации удлинения ленты при работе, создания и поддержания в заданных пределах натяжения, обеспечивающего устойчивое сцепление ленты с приводным барабаном и ограничения провисания ленты между роlikоопорами. Лента натягивается перемещением натяжного барабана на тележке или специальных направляющих.

По принципу действия они делятся на устройства, работающие периодически по мере вытягивания ленты (винтовые, реечные и др.), и автоматические (грузовые, гидравлические, пневматические).

Автоматические устройства бывают с регулируемым (в зависимости от величины крутящего момента привода) и нерегулируемым натяжением.

Натяжное устройство размещают в конвейере, как правило, там, где натяжение ленты минимальное. В наклонных конвейерах устройство устанавливают внизу, и хвостовой барабан используют в качестве натяжного. В тяжелых конвейерах большой длины натяжное устройство конструируют в одном узле с приводом для упрощения обслуживания и управления конвейером.

Длина хода натяжного барабана зависит от длины конвейера L и типа ленты: $2...1,5\% L$ для резинотканевых и $0,2...0,15\% L$ для резинотросовых лент.

Винтовые натяжные устройства (рис. 137, а) применяют для конвейеров небольшой длины (до 60 м) в условиях малого изменения температуры окружающей среды. Оба винта работают независимо. Устройства имеют малые габариты, но им присущ недостаток — необходимо производить периодическое подтягивание по мере вытягивания ленты во избежание пробуксовки приводного барабана. Для улучшения работы конвейера устройство выполняют подпружиненным.

В *грузовом устройстве* натяжной барабан перемещается во время работы конвейера автоматически, поддерживая постоянное натяжение ленты. По расположению их делят на хвостовые (б) и промежуточные (в). Тележка 4 с хвостовым барабаном 3 по мере вытягивания ленты перемещается по рельсам с помощью каната 2 под действием груза 1. Применяют их в конвейерах любой длины, за исключением весьма коротких. В конвейерах большой длины для уменьшения натяжного груза применяют полиспастные устройства (з).

В современных конструкциях конвейеров широко применяют автоматические лебедочные натяжные устройства с полиспастом, приводимые в действие электро- или гидроприводами.

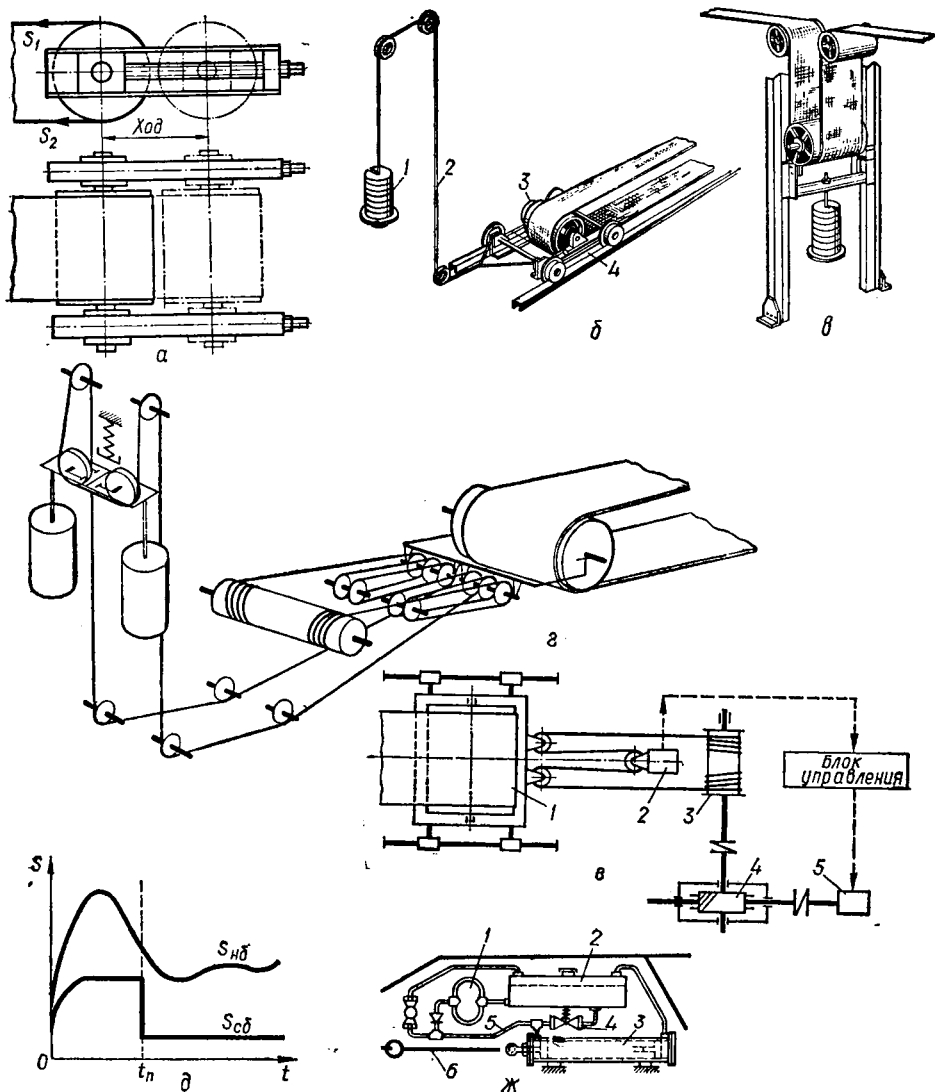


Рис. 137. Натяжные устройства

Автоматические натяжные устройства можно классифицировать по принципу действия — непрерывного и периодического; по числу управляемых параметров — один, два и три; по типу привода — электрический, гидравлический; по закону изменения регулируемого натяжения сбегавшей ветви — стабилизирующие, следящие и комбинированные.

Стабилизирующие устройства должны обеспечить постоянное натяжение независимо от изменения нагрузки конвейера, условий сцепления ленты с барабаном и др. При пуске конвейера для разгона масс

стабилизирующее устройство обеспечивает повышенное натяжение ленты, необходимое для создания тягового усилия в 1,3...1,5 раза больше, чем при установившемся движении (д).

Если натяжение ленты изменяется в соответствии с натяжением набегающей ветви, система регулирования является следящей. В комбинированных автоматических устройствах при пуске действуют как следящие, а в период установившегося движения — как стабилизирующие или наоборот.

Схема автоматического стабилизирующего натяжного устройства показана на рис. 137, е. Тележка с натяжным барабаном перемещается с помощью полиспаста барабанной лебедкой 3 от электродвигателя 5 через червячный редуктор 4. От датчика натяжения сбегающей ветви 2, включенного в цепь управления привода автоматической лебедки, подается импульс на включение двигателя 5, когда натяжение в ленте становится меньше минимального. Лебедка подтягивает тележку 1 до тех пор, пока натяжение ленты не достигнет заданного значения, а затем двигатель отключается. Таким образом автоматически поддерживается натяжение ленты, близкое к постоянному.

На рис. 137, ж приведена схема гидравлического автоматического устройства. При работе шестеренного насоса 1, питаемого от резервуара 2, рабочая жидкость через обратный клапан по трубопроводу 5 подается в подпоршневую полость гидроцилиндра 3. Поршень перемещает с помощью канатной тяги 6 барабан до тех пор, пока натяжение ленты не достигнет требуемого значения, определяемого настройкой перепускного клапана 4. Датчик усилия натяжения встроен в канатную тягу, а тахогенератор для определения скорости движения ленты установлен на ролик. Как и в предыдущем устройстве, натяжение ленты в период пуска привода автоматически повышается, а затем снижается и остается практически постоянным, контролируемым с помощью датчика усилий. Гидравлический механизм отличается от электроприводного большей надежностью и компактностью.

12.6. Загрузочные устройства

Загрузка движущейся ленты конвейера осуществляется при помощи лотка, ширина выходного отверстия которого должна быть 0,6...0,7 ширины ленты; угол наклона стенок 10...15°. Место загрузки является одним из основных мест повреждения и износа ленты в результате трения о груз. Основные требования к загрузочным устройствам сводятся к обеспечению заданной производительности конвейера и долговечности ленты. Последнее достигается предохранением ленты от разрушения падающими кусками, уменьшением износа путем придания грузу скорости, равной скорости ленты, обеспечением равномерной подачи груза на конвейер, хорошим центрированием груза на ленте. Устройства должны быть простой конструкции и не должны создавать больших сопротивлений движению ленты.

Для улучшения условий загрузки необходимо загрузочную часть конвейера располагать горизонтально или под углом не более 10...12° к горизонту. При падении на ленту кусков большой массы с большой

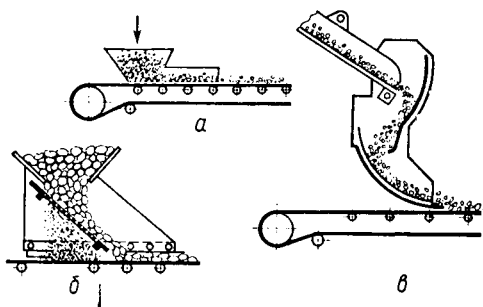


Рис. 138. Загрузочные устройства

высоты конвейеры оборудуют канатным ставом с хорошей амортизирующей способностью.

На рис. 138 представлены схемы наиболее распространенных в практике загрузочных устройств. Для сохранения ленты поток груза направляют сначала на наклонный лоток (а) или на колосники (б), через которые просыпаются мелкие фракции груза на ленту, создавая постель для крупных кусков. Для снижения энергии падающих кусков применяют резиновые амортизаторы (в). С целью уменьшения провисания ленты в месте загрузки роlikоопоры устанавливают с меньшим шагом. Для равномерной подачи и придания грузу скорости, равной скорости ленты, применяют питатели различных типов (см. главу 17).

12.7. Разгрузочные устройства

При проектировании перегрузочных узлов ленточных конвейеров необходимо знать траекторию движения отдельных кусков и струи груза после разгрузки с барабана, что позволит определить место расположения питателя, отбойной стенки и амортизирующих роlikоопор в приемном конвейере. Отрыв груза от ленты произойдет в тот момент, когда центробежная сила от движения частиц груза на ленте барабана станет равной радиальной составляющей веса частиц, т. е. когда

$$\frac{mv^2}{R} = mg \cos \alpha, \quad (434)$$

где m — масса частиц груза; R — радиус барабана (с толщиной ленты); α — угол, характеризующий начало отрыва частицы груза от ленты.

Если $\frac{v^2}{gR} > 1$, то отрыв груза от ленты происходит в точке O .

Из уравнения (434) находим

$$\cos \alpha = \frac{v^2}{gR}. \quad (435)$$

Движение частиц груза при свободном падении происходит по параболе, уравнение которой в прямоугольной системе координат xOy (рис. 139, а) имеет вид:

$$y = x \operatorname{tg} \beta - \frac{x^2 g}{2v^2 \cos^2 \beta}, \quad (436)$$

где x и y — текущие координаты.

Частицы груза в начальный момент отрыва располагаются на ленте толщиной h_m , а скорость по сечению потока принимают одинаковой.

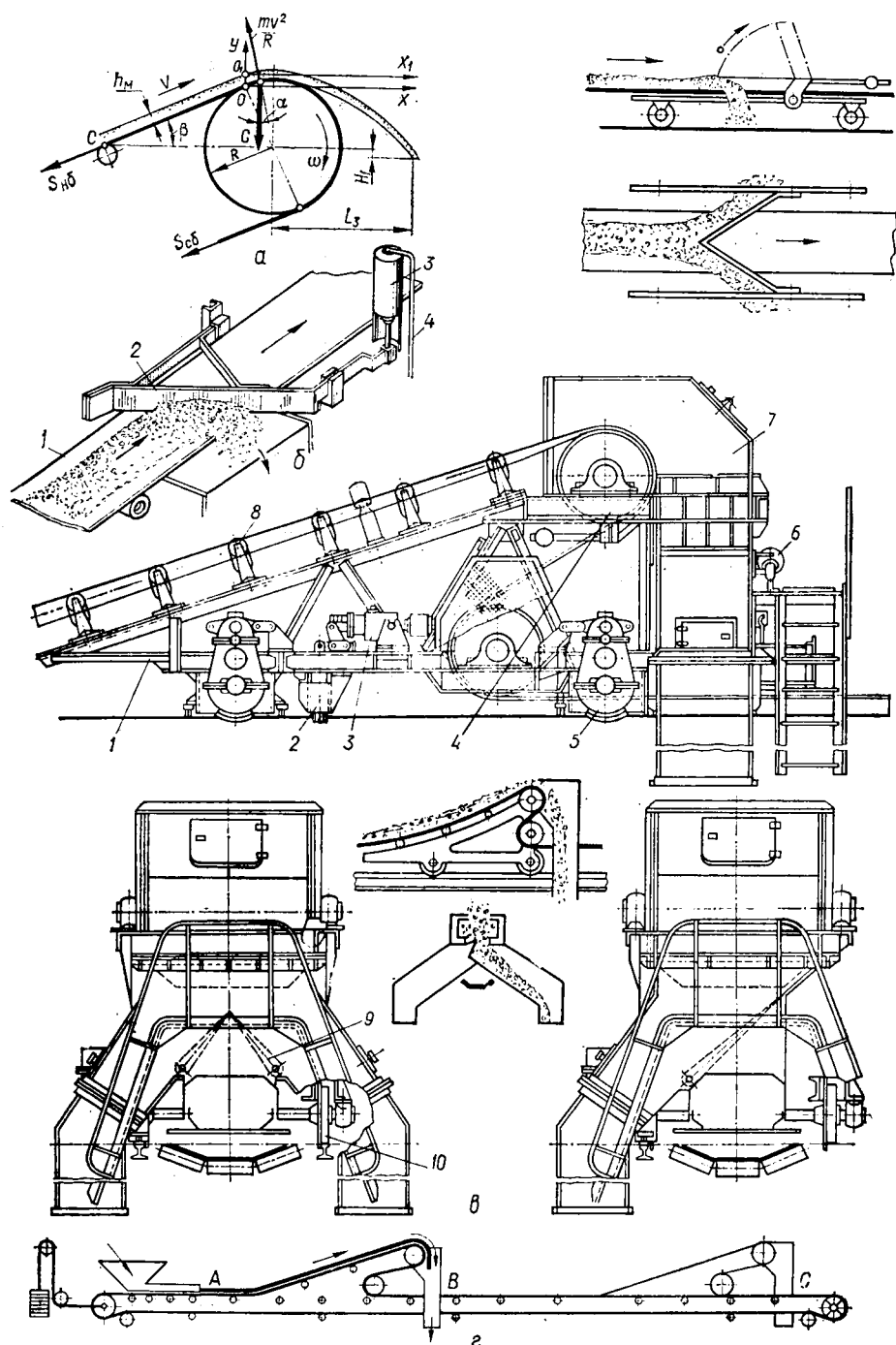


Рис. 139. Разгрузочные устройства

Сначала строим в системе координат $хоу$ траекторию полета частиц, расположенных на ленте, а затем в системе координат $x_1o_1y_1$ — траекторию полета частиц верхнего слоя потока. Задавшись величиной H_1 , определяют расстояние L_3 от центра разгрузочного барабана до места падения потока груза. В случае свободной разгрузки конвейера можно определить:

дальность

$$L = \frac{v^2}{g} \sin \beta, \quad (437)$$

высоту

$$h_0 = \frac{v^2}{g} \sin^2 \beta, \quad (438)$$

продолжительность полета

$$t = \frac{2v}{g} \sin \beta. \quad (439)$$

Промежуточная разгрузка насыпных и кусковых грузов с ленты 1 производится плужковыми одно- и двухсторонними сбрасывателями 2 (рис. 139, б).

По конструктивному исполнению они бывают съемные, откидные и передвижные. На современных конвейерах сбрасыватели управляются автоматически от электромагнитного или пневматического 3 привода, куда воздух подается из воздухопровода 4. Наряду с недостатками (повышенный износ ленты, значительные местные сопротивления ограничивают скорость ленты до 2 м/с и др.) плужковые сбрасыватели являются единственным устройством для промежуточного съема с конвейера штучных грузов.

Основным устройством для промежуточной разгрузки сыпучих грузов с конвейеров являются самоходные двухбарабанные разгрузочные тележки (рис. 139, в). Они бывают с одно- и двухсторонней разгрузкой. На раме 1 смонтировано два неприводных барабана 4 и роликоопоры 8, по которым проходит груженная конвейерная лента. При сходе ленты с верхнего барабана груз высыпается в воронку 7, а порожняя лента, обогнув нижний барабан, выходит из тележки на свою трассу. Тележка перемещается на ходовых колесах 10 по рельсовому пути с помощью редукторного привода 5. Для обеспечения устойчивости тележки предусмотрен рельсовый захват 2 с приводом 3. Шибера 9 с приводом 6 управляют выпуском сыпучих грузов из воронок.

Общий вид конвейера с разгрузочной тележкой приведен на рис. 139, г. Тележка перемещается по рельсам вдоль трассы по мере надобности разгрузки материала в требуемом месте (бункере). Показаны крайние А, С и промежуточные В положения тележки на трассе.

Место расположения привода конвейера. При правильном расположении привода в конвейере уменьшается натяжение ленты, увеличивается запас сил трения на приводном барабане, увеличивается срок службы ленты.

Привод может быть размещен в верхнем, нижнем или промежуточном пунктах трассы конвейера. При доставке груза вверх из условий увеличения запаса сцепления на приводных барабанах и уменьшения

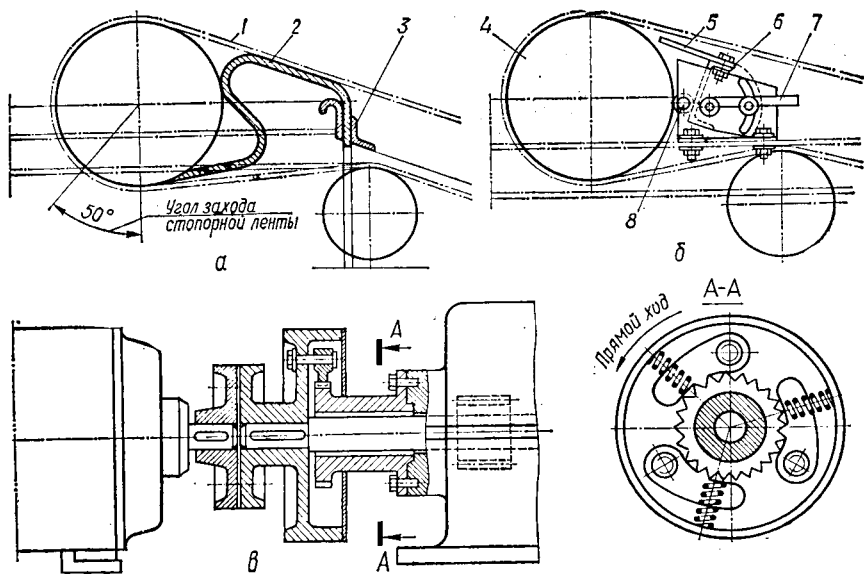


Рис. 140. Остановы

натяжения ленты на концевых барабанах привод целесообразно размещать в конце грузовой ветви, т. е. в верхнем конце конвейера.

В случае доставки грузов вниз привод целесообразно размещать в начале грузовой ветви.

Общее правило рационального расположения привода конвейеров простой трассы независимо от направления груза — привод целесообразно располагать в конце ветви с максимальным натяжением. В конвейерах сложной трассы оптимальное расположение привода может быть определено методом сравнения двух критериев: максимум сил трения на приводных барабанах и минимум суммы натяжений в отдельных точках ленты.

Кроме того, на расположение привода оказывают влияние местные условия, такие, как технологическая схема работы комплекса машин, расположение помещений и фундаментов под привод, подвод энергии и т. п.

Остановы. Для предотвращения самопроизвольного обратного движения наклонного конвейера при остановке применяют остановки (рис. 140): ленточные, валиковые, храповые и роликовые.

Наиболее простой конструкцией является ленточный останов (а), где стопорная лента 2, укрепленная на раме 3, затягивается движущейся вниз конвейерной лентой 1 между барабаном и останавливает ее. Однако стопорная лента быстро изнашивается, и стопор перестает работать. Принцип работы валикового останова (б) основан на том, что при ходе ленты назад барабан 4 начнет поворачиваться в обратном направлении и валик 8, помещенный на наклонной стенке швеллера 6, заклинивает барабан. Щиток 5 предохраняет валик от загрязнения, а рычаг 7 служит для регулировки наклона стенки. Работа храпового останова понятна из рис. 140, в.

12.8. Очистные устройства

На поверхности ленты после разгрузки остаются прилипшие частицы груза. Для создания нормальных условий работы и повышения срока службы ленты предусмотрена очистка. При плохой очистке нарушается стабильность движения ленты, повышается ее износ, уменьшается коэффициент трения между лентой и барабаном. В вдвоенном приводе при огибании лентой одного из барабанов рабочей стороной происходит перераспределение тяговых усилий между барабанами. При работе конвейера в зимних условиях прилипший к ленте и барабану материал примерзает, в результате чего затрудняется работа конвейера или вообще становится невозможной.

Очистные устройства (рис. 141) можно разделить на следующие типы: *а* — скребковые с различным способом прижатия скребка к ленте; *б* — щеточные; *в* — винто-лопастные; *г* — вибрационные; гидравлические и пневматические.

Наибольшее распространение получила очистка ленты скребками (пластмассовыми, резиновыми, стальными), которые устанавливают под погрузочным барабаном в ряд или в шахтном порядке. При транспортировании сухих грузов достаточно резинового скребка. Давление скребка на ленту выбирают из условий минимального износа ленты. Оно не должно превышать $0,1 \dots 0,15$ даН на 1 см длины скребка. Скребки применяют также для очистки барабанов от налипшего на их поверхность материала.

Хорошее качество очистки дают винто-лопастные скребки, вращающиеся от индивидуального привода или от барабана цепной передачей.

Вибрационные устройства повышают качество очистки и резко уменьшают износ скребка; амплитуда колебаний 1,5...3 мм. Иногда

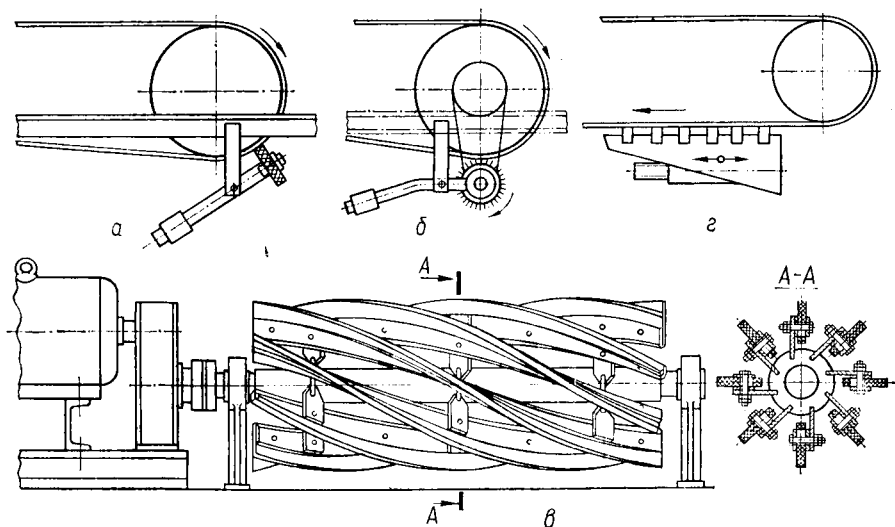


Рис. 141. Устройства для очистки ленты

при работе с влажным грузом грубую очистку выполняют капроновыми скребками, а чистую — рядом установленным по ходу движения ленты винтовым устройством, вращающимся в противоположном движению ленты направлении с окружной скоростью в 2...3 раза больше скорости ленты.

При перемещении сильно липких грузов применяют гидравлическую очистку ленты струей воды, которую подают под некоторым углом навстречу движущейся ленте. Недостатки этого способа: значительный расход воды, необходимость устройств для ее подачи и отвода; уменьшение коэффициента трения между лентой и барабаном; неприменлем при минусовых температурах. Реже применяют пневматический и другие способы очистки. Очистка холостой ленты осуществляется также дисковыми и винтовыми роликами. Иногда в длинных конвейерах холостую ветвь конвейера при сбегании с привода переворачивают на 180°, после чего она движется по роликам чистой стороной, а перед хвостовым барабаном ее снова возвращают в исходное положение. Такой способ повышения сцепления ленты с барабаном является довольно перспективным.

12.9. Расчет ленточных конвейеров

Проектирование ленточных конвейеров начинается с расчета основного параметра — ширины ленты при заданной производительности (рис. 142):

$$B = 3,6 A v_p. \quad (440)$$

Площадь поперечного сечения A насыпного груза на ленте зависит от ширины B и угла естественного откоса ϕ .

1) *Определение основных параметров конвейера* — ширины ленты и скорости ее движения.

Предварительно ширину ленты выбирают по гранулометрическому составу грузов:

для рядовых грузов

$$B \geq (2,7 \dots 3,2) a_{\max}, \quad (441)$$

где $a_{\max}$ — максимальный размер пуска;

для сортированных грузов

$$B \geq (3,3 \dots 4) a;$$

для штучных грузов

$$B \geq a_{\max} + (100 \dots 200). \quad (442)$$

Для определения ширины ленты из условий обеспечения заданной производительности сначала находят площадь поперечного сечения насыпного груза:

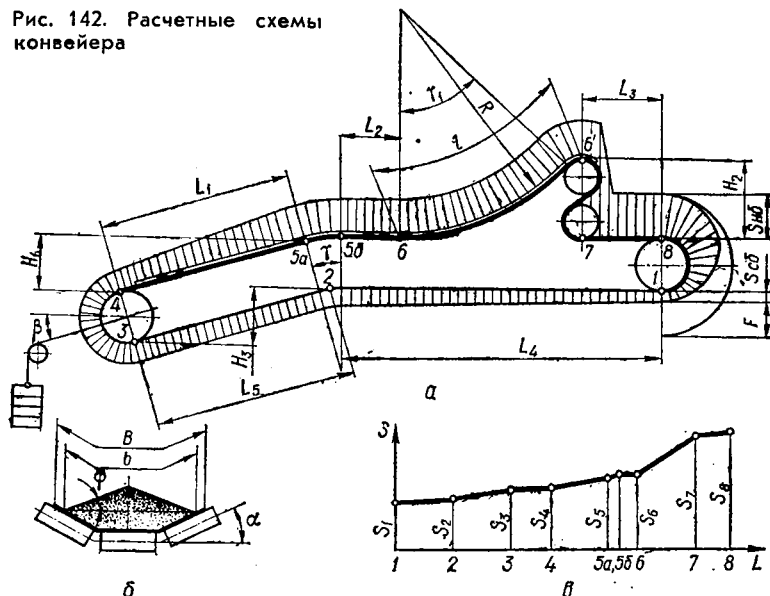
для массовой производительности

$$A = \frac{P_{\text{гр}}}{3,6 v_p}; \quad (443)$$

для объемной производительности

$$A = \frac{P_{\text{об}}}{3,6 v}. \quad (444)$$

Рис. 142. Расчетные схемы конвейера



Из условий избежания просыпания грузов с ленты при ее движении используется не вся ширина ленты (м):

$$b = 0,9B - 0,05. \quad (445)$$

Тогда площадь поперечного сечения груза A для плоской ленты может быть выражена в виде треугольника, а для желобчатой — суммой треугольника и трапеции (рис. 142, б).

Запишем в общем виде выражение для площади поперечного сечения материала:

$$A = k_n (0,9B - 0,05)^2, \quad (446)$$

где k_n — коэффициент пропорциональности.

Подставив значение (446) в формулу (443), находим ширину ленты

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{\Pi_{об}}{k_n v \rho}} + 0,05 \right), \quad (447)$$

для объемной производительности

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{\Pi}{k_n v}} + 0,05 \right). \quad (448)$$

Значение коэффициента k_n зависит от угла откоса и формы ленты и и составляет 240...710.

Для наклонных конвейеров следует учитывать уменьшение производительности вследствие частичного ссыпания материала

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{\Pi}{k_n k_\beta v \rho}} + 0,05 \right), \quad (449)$$

где $k_\beta = 0,8...1,0$ — коэффициент, зависящий от угла наклона конвейера.

Из двух полученных значений ширины ленты (формулы 441 и 447) принимают большее и округляют (обычно в большую сторону) до ширины, соответствующей ГОСТ 20—76, стандартам СЭВ и международным стандартам ИСО: 300...3000 мм. Ширину ленты желобчатой формы можно определить по обобщенной формуле

$$P = (k_B B)^2 (k_{p1} + k_{p2} c_\beta \operatorname{tg} \varphi_n) \rho v,$$

где k_B — коэффициент использования ширины ленты; k_{p1} , k_{p2} — коэффициент, зависящий от формы роликовой опоры; c_β — коэффициент, учитывающий наклон ленты; φ — угол естественного откоса груза; $\varphi_n = (0,75...0,8) \varphi$ — угол насыпки груза на ленте.

Для трехроликовой опоры значение коэффициентов

$$k_{p1} \approx 300 \frac{\sin \alpha - 0,33 \sin 3\alpha}{1 - \cos \alpha},$$

$$k_{p2} \approx 66,7 \left(\frac{\sin 1,5\alpha}{\sin 0,5\alpha} \right)^2,$$

где α — угол наклона крайних роликов опоры.

Наибольшие допускаемые углы наклона конвейеров с лентой, имеющей гладкую поверхность, находятся в пределах $\beta = 15...24^\circ$ в зависимости от характера транспортируемого груза (меньший угол для сухого песка, больший — для влажной земли).

Скорость движения ленты также является основным параметром, от правильного выбора которого зависят технико-экономическая эффективность конвейера, оптимальный срок службы и стоимость ленты и такие параметры конвейера, как мощность двигателя, геометрические размеры и др. С увеличением скорости уменьшаются ширина ленты, поперечные размеры конвейера, а следовательно, и его металлоемкость. Скорость ленты ограничивается при транспортировании крупнокусковых грузов возникновением больших динамических нагрузок, а пылевидных грузов — из-за потерь на трассе. Кроме того, при больших скоростях нарушается центрирование узких лент.

В зависимости от характера груза и ширины ленты скорость v обычно находится в диапазоне 1...8 м/с. Конвейерные ролики при скорости движения лент, большей 4...5 м/с, необходимо балансировать. При установке разгрузочных тележек допустимые скорости снижают на 25%, а для легких штучных грузов при наличии плужковых сбрасывателей скорость ленты должна находиться в пределах 0,8...2 м/с.

В тихоходных конвейерах минимальная скорость движения ленты должна быть такой, чтобы транспортируемый груз при разгрузке с концевой барабана отрывался от ленты, а не скользил по ней и истирал бы рабочую обкладку.

2) *Расчет тягового усилия в приводах.* Расчет ленточных конвейеров включает: определение тягового усилия привода (предварительный расчет); определение натяжения ленты в характерных точках трассы; расчет динамических нагрузок; определение мощности двигателя; проверку элементов конвейера (ленты, роликоопоры, барабана и др.) на прочность и выносливость.

Горизонтальные конвейеры на стадии эскизного проектирования или для обоснования эффективности применения конвейерного транспорта рассчитывают приближенным способом. Тяговая сила на

$$\text{барабане} \quad F_0 = k(W_p + W_x), \quad (450)$$

где W_p и W_x — сопротивление соответственно на рабочей и нерабочей ветвях; k — коэффициент, учитывающий сопротивление ленты при обходе барабанов и другие сосредоточенные силы сопротивления; $k = 5,9 \dots 3,2$ для конвейеров небольшой длины (до 20 м), $k = 2,2 \dots 1,04$ для конвейеров длиной 500...2500 м. Чем больше длина, тем меньше коэффициент k .

Мощность двигателя

$$P = \frac{k_3(W_p + W_x)v}{10^3 \eta_m}. \quad (451)$$

При одnobарабанном приводе тяговая сила, передаваемая лентой, равна

$$F_0 = S_{нб} - S_{сб}. \quad (452)$$

Условие отсутствия пробуксовки ленты на барабане согласно формуле Эйлера

$$S_{нб}/S_{сб} \leq e^{f\alpha}. \quad (453)$$

Максимальное тяговое усилие, которое способен передать ленте приводной барабан силами трения без пробуксовки ленты на всех режимах работы

$$F_{0\max} = S_{сб}(e^{f\alpha} - 1), \quad (454)$$

или

$$F_{0\max} = k_c F_0,$$

где F_0 — фактическое тяговое усилие; $k_c = 1,3 \dots 1,4$ — коэффициент запаса сцепления.

Минимальное допустимое натяжение ленты на ведущем барабане, исключающее пробуксовку,

$$S_{сб,\min} = \frac{k_c F_0}{e^{f\alpha} - 1}.$$

Эффективность фрикционного привода определяется величиной тягового коэффициента $e^{f\alpha}$. Чем больше коэффициент трения f (сцепления) и угол обхвата α , тем больше тяговое усилие, передаваемое приводным барабаном ленте. Максимальное значение угла обхвата барабана для одnobарабанного привода $\alpha = 3/2\pi$; для двухбарабанного $\alpha = 3\pi$.

Коэффициент сцепления f зависит от материала барабана или футеровки и влажности и находится в пределах $f = 0,1 \dots 0,5$ (большее значение для футерованных барабанов).

Для лент с полихлорвиниловыми обкладками $f = 0,2$ для обычных барабанов и $0,28$ для футерованных.

При двухбарабанном приводе и жесткой связи барабанов тяговое усилие [35]

$$F_0 = S_{сб}(e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1), \quad (455)$$

где α_1 и α_2 — углы обхвата на барабанах 1 и 2 (рис.136, б). Тяговые усилия на барабанах 1 и 2:

$$F_1 = S_{пр}(e^{f\alpha_1} - 1), \quad (456)$$

$$F_2 = S_{пр} \frac{(e^{f\alpha_2} - 1)}{e^{f\alpha_1}},$$

где $S_{\text{пр}}$ — натяжение промежуточной ветви между барабанами. Общее тяговое усилие, передаваемое приводом

$$F_0 = S_{\text{пр}} \left[(e^{f\alpha_1} - 1) + \frac{e^{f\alpha_2} - 1}{e^{f\alpha_2}} \right].$$

Отношение тяговых усилий или коэффициент распределения

$$k_y = \frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha_2} \frac{e^{f\alpha_1} - 1}{e^{f\alpha_2} - 1}. \quad (457)$$

Тяговые усилия будут распределяться между барабанами поровну при условии:

$$e^{f\alpha_1} - 1 = \frac{e^{f\alpha_2} - 1}{e^{f\alpha_2}}. \quad (458)$$

Этого нельзя добиться подбором углов обхвата или разными материалами футеровки барабанов.

Чтобы избежать перегрузки одного из барабанов, а также проскальзывания ленты ввиду возможной разницы в диаметрах футерованных барабанов и выровнять натяжение ленты, в привод вводят дифференциал или выполняют его раздельным.

Распределение мощностей зависит не только от тяговых усилий, но и от окружных скоростей барабанов v_1, v_2 : при раздельных приводах

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{v_1}{v_2} (1 - \sigma) \frac{e^{f\alpha_2} (e^{f\alpha_1} - 1)}{e^{f\alpha_2} - 1}, \quad (459)$$

где σ — относительное натяжение ленты на промежуточном участке.

Для тяжелых конвейеров с целью унификации приводов практически берут $P_1 = 2P_2$. Тяговые усилия между приводами распределяются в соответствии с механическими характеристиками двигателей. Соотношение между тяговыми усилиями приводных барабанов, при котором пробуксовки будут минимальными, $F_2 = 0,33 \dots 0,5 F_{\text{общ}}$.

В приводе с прижимным роликом создается дополнительная сила трения за счет силы прижатия ленты к барабану R (рис. 136, в). Соотношение между натяжениями ветвей ленты

$$S_{\text{нб}} = S_{\text{сб}} e^{f\alpha} + R f e^{f\alpha_1}, \quad (460)$$

где α_1 — угол установки ролика.

Тяговое усилие

$$F_0 = S_{\text{сб}} (e^{f\alpha} - 1) + R f e^{f\alpha_1}. \quad (461)$$

Тяговое усилие увеличивается с увеличением силы прижатия и угла установки ролика.

Чем ближе расположен прижимной ролик к точке сбегающей ленты с барабана, тем больше величина тягового усилия.

В предельном случае при $\alpha_1 = \alpha$ тяговое усилие будет максимальным

$$F_0^{\text{max}} = S_{\text{сб}} (e^{f\alpha} - 1) + R f e^{f\alpha}. \quad (462)$$

При установке n прижимных роликов

$$F_0 = S_{\text{сб}} (e^{f\alpha} - 1) + f \sum_{n=1}^n R e^{f\alpha_n}. \quad (463)$$

С увеличением числа роликов система может быть самозатягивающейся, и срок службы ленты резко сокращается.

Привод с ведущей лентой (рис. 136, з), в котором дополнительная лента огибает два приводных барабана и выполняет одновременно роль прижимной и ведущей. Для определения воздействия промежуточной ленты на основную введем обозначения: S' — натяжение основной ленты на промежуточной ветви; S'_a и S''_a — натяжения ведущей ленты соответственно на сбегающей и набегающей ветвях барабана 2; F_1 и F_2 — тяговые усилия соответственно на барабанах 1 и 2.

Тогда можно записать: для основной ленты

$$S_{нб} = S' e^{f\alpha_1}; \quad (464)$$

$$F_1 = S_{нб} - S'; \quad (465)$$

$$S' = S_{сб} + F_2; \quad (466)$$

для ведущей ленты

$$S''_a = S'_a e^{f\alpha_2}; \quad (467)$$

$$F_2 = S''_a - S'_a. \quad (468)$$

Совместно решив уравнения (467) и (468), получим:

$$F_2 = S'_a (e^{f\alpha_2} - 1). \quad (469)$$

После подстановки выражения (464) в (465) с учетом (466) получим

$$F_1 = (S_{сб} + F_2) (e^{f\alpha_1} - 1). \quad (470)$$

Подставив значение F_2 из (469), находим

$$F_1 = [S_{сб} + S'_a (e^{f\alpha_2} - 1)] (e^{f\alpha_1} - 1). \quad (471)$$

Суммируя значения F_1 и F_2 , получим

$$F_0^{\max} = F_1 + F_2 = S_{сб} (e^{f\alpha_1} - 1) + S'_a (e^{f\alpha_2} - 1) e^{f\alpha_1}; \quad (472)$$

натяжение ведущей ленты на сбегавшей ветви барабана 2

$$S'_a = \frac{F_0^{\max} - S_{сб} (e^{f\alpha_1} - 1)}{(e^{f\alpha_2} - 1) e^{f\alpha_1}}. \quad (473)$$

3) *Тяговый расчет конвейера.* Для расчета натяжений в конвейерах с гибким органом независимо от сложности их трассы применяют универсальный метод обхода контура. Сущность его заключается в том, что всю длину трассы конвейера разбивают на характерные участки и последовательно находят натяжение S_i ленты в любой точке трассы:

$$S_i = S_{i-1} \pm W_i, \quad (474)$$

где S_{i-1} — натяжение в предыдущей точке ($i - 1$); W_i — сопротивление на участке между точками $i - 1$ и i (знак «плюс» — при подъеме, знак «минус» — при спуске груза).

В конечном счете находят натяжение в двух характерных точках конвейера — набегающей и сбегавшей ветвях приводного барабана.

Определим натяжение ленты конвейера с разгрузочной тележкой (рис. 142).

Расчет следует начинать с точки минимального натяжения сбегавшей ненагруженной ветви S_1 или с точки минимального натяжения груженой ветви S_4 , которое можно определить из условий допустимого провеса ленты между роликами.

Натяжение в точке 5а перед входом ленты на роликную батарею

$$S_{5a} = S_4 + W_{4-5a}. \quad (475)$$

Сопротивление на наклонном груженом участке ленты 4—5а

$$W_{4-5a} = (q + q_1) L_1 (W \cos \beta + \sin \beta), \quad (476)$$

где q, q_1 — погонная нагрузка соответственно от перемещаемого груза и движущихся частей конвейера (ленты, роликов).

Натяжение ленты в конце роликовой направляющей

$$S_{56} = S_{5a} + W_{02}, \quad (477)$$

где сопротивление на огибающей с углом γ будет равно

$$W_{02} = S_{56} (e^{\omega' \gamma} - 1),$$

где ω' — коэффициент сопротивления движению на криволинейном участке.

Натяжение в точке 6 перед началом подъема ленты на барабан сбрасывающей тележки

$$S_6 = S_{56} + W_{56-6}, \quad (478)$$

где

$$W_{56-6} = (q + q_0) L_2 \omega.$$

Натяжение в точке 7 барабана разгрузочной тележки

$$S_7 = S_6 + W_{p.r.}$$

Сопротивление на разгрузочной тележке

$$W_{p.r.} = (q + q_1) l \omega + (q + q_0) H_2 - q_0 H_2 + 2S_6 \left(\frac{d}{D} f \sin \frac{\alpha}{2} + \xi \right), \quad (479)$$

где D — диаметр барабана; d — диаметр цапфы вала; α — угол обхвата барабана; ξ — коэффициент жесткости ленты; l — длина дуги провисания ленты,

$$l = 2\pi R \frac{\gamma_1^0}{180^\circ}.$$

Последнюю составляющую в формуле (479) для практических расчетов можно принимать по опытным данным, которые учитывают $k = 1,02 \dots 1,06$.

Тогда

$$W_{p.r.} = (q + q_1) l \omega + q H_2 + S_6 k. \quad (480)$$

Натяжение ленты в точке набегания на приводной барабан

$$S_8 = S_{нб} = S_7 + W_{7-8}. \quad (481)$$

Сопротивление на нерабочем участке ленты

$$W_{7-8} = q_1 L_3 \omega.$$

Натяжение ленты перед натяжным барабаном

$$S_3 = S_4 - W_{4-3},$$

где W_{4-3} — сопротивление на натяжном барабане,

$$W_{4-3} = S_4 k.$$

Натяжение в точке перегиба нижней ветви ленты

$$S_2 = S_3 - W_{2-3},$$

где

$$W_{2-3} = q_1 L_5 (W \cos \beta + \sin \beta).$$

Натяжение сбегающей ветви ленты

$$S_1 = S_{сб} = S_2 - W_{2-1}, \quad (482)$$

где $W_{2-1} = q_1 L_4 w$.

В загрузочном устройстве конвейера возникают значительные местные сопротивления движению ленты от сил трения груза о стенки воронки с учетом гидростатического давления насыпного груза. Необходимо приложить также дополнительные силы для сообщения грузу скорости ленты:

$$W_{заг} = \frac{k_6 \Pi}{3,6} (v - v_0 + f_n \sqrt{2gh}), \quad (483)$$

где v — скорость ленты; v_0 — составляющая скорости груза вдоль ленты; $k_6 = 1,5$ — коэффициент, учитывающий сопротивление движению от трения груза о боковые стенки воронки и др.; f_n — коэффициент трения между грузом и лентой; h — высота падения груза на ленту.

При промежуточной разгрузке конвейера с помощью плужкового сбрасывателя силы сопротивления равны:

для сыпучих грузов

$$W_{п.с} = k_c q_1 B, \quad (484)$$

где k_c — коэффициент сопротивления, зависящий от характера груза; 2,7 — для зернистых и пылевидных; 3,6 — для мелкокусковых грузов;

для штучных грузов

$$W_{п.шт} = G f_n \sin(\alpha_n + \varphi_n),$$

где G — вес груза; f_n — коэффициент трения груза о ленту; α_n — угол установки плужка; φ_n — угол трения груза о щит.

Сопротивления очистных устройств:

а) скребковые очистители

$$W_{ск} = p_{ск} B, \quad (485)$$

где $p_{ск} = 300 \dots 500$ Н/м — сила сопротивления очистки на 1 м ширины ленты;

б) щеточные очистители

$$W_{щ} = p_{щ} B v_{щ}, \quad (486)$$

где $p_{щ}$, $v_{щ}$ — сопротивление и линейная скорость очистителя; для сухих грузов принимают $p_{щ} = 210 \dots 250$ Н/м, для влажных и липких $p_{щ} = 300 \dots 350$ Н/м.

Оптимальная угловая скорость вращения щетки, при которой происходит наиболее эффективная очистка ленты,

$$\omega \geq \frac{1,57/z \mp \sqrt{h_1/d} \mp 1/100d}{\sqrt{h_2 D}} 2v,$$

где $z = 8 \dots 12$ — число лопастей щетки; D — диаметр барабана; d — диаметр щетки; v — скорость движения ленты; $h_1 = 3 \dots 5$ мм — величина сближения щетки с лентой,

$$h_1 = \frac{hD - h^2}{D + d - 2h}; \quad h_2 = \frac{hd - h^2}{D + d - 2h}.$$

Знаки «минус» и «плюс» соответствуют встречному и попутному вращению щетки, движущейся относительно ленты. Скорость вращения щетки при попутном движении значительно больше, чем при встречном вращении, что является причиной быстрого ее износа.

Мощность двигателя для привода щетки

$$P = \frac{p B h_{cp} v}{10^3 \eta} \left(\frac{v \pm v_{щ}}{v_{щ}} \right),$$

где p — давление щетки на ленту при очистке; на основе экспериментов $p = 0,05 \dots 0,18$ МПа; h_{cp} — средняя толщина очищаемого слоя материала; $v_{щ}$ — окружная скорость кромок щетки; B — ширина ленты.

После определения всех сопротивлений на трассе конвейера находим натяжения набегающей и сбегающей ветвей ленты приводного барабана.

При числовом расчете последовательных усилий в контуре натяжение ленты $S_{нб}$ будет выражено через неизвестное значение $S_{сб}$ в общем виде:

$$S_{нб} = a S_{сб} + b, \quad (487)$$

где a и b — известные коэффициенты расчета.

С другой стороны соотношение между натяжениями равно

$$S_{нб} = S_{сб} e^{f\alpha}. \quad (488)$$

Решив совместно систему двух уравнений (487) и (488), находим значения натяжений ленты $S_{сб}$ и $S_{нб}$.

По расчетным данным натяжений в точках контура строим диаграмму натяжений ленты (рис. 142, в).

Натяжение ветвей проверяем по условию

$$S_{нб}/S_{сб} \leq e^{f\alpha}/k_c, \quad (489)$$

где $k_c = 1,15 \dots 1,2$ — коэффициент запаса сил трения.

Минимальное натяжение ленты должно быть таким, чтобы прогиб ленты под действием транспортируемого груза находился в допустимой норме, соответствующей 1,25...3% от шага роlikоопор.

Максимальный прогиб ленты

$$f_{\max} = \frac{(q + q_0) p_p^2}{8 S_{\min}} \leq (0,0125 \dots 0,030) p_p. \quad (490)$$

Минимальное натяжение ленты

$$S_{\min} \geq \frac{1}{8 f_{\max}} (q + q_0) p_p^2. \quad (491)$$

С некоторым запасом $S_{\min} \geq 70 (q + q_0) p_p (H)$.

На наклонных участках конвейеров для вычисления прогибов или минимального натяжения в формулах (490) и (491) погонную нагрузку нужно умножить на $\cos \beta$. Для быстроходных конвейеров рекомендуется принимать большее значение $S_{\min}$.

Тяговое усилие с учетом сопротивлений вращению приводного барабана

$$F_0 = S_{нб} - S_{сб} + (k - 1) (S_{нб} + S_{сб}). \quad (492)$$

4) Мощность двигателя

$$P = \frac{k_3 F_0 v}{10^3 \eta_m}, \quad (493)$$

где $k_3 = 1,1 \dots 1,2$ — коэффициент запаса.

5) Расчет ленты на прочность производят по максимальному натяжению.

Число прокладок (основных) ленты

$$i = \frac{S_{\max} n}{\sigma_p B}, \quad (494)$$

где σ_p — предел прочности на разрыв прокладки шириной 1 см (Н/см); n — запас прочности ленты зависит от основы ленты и типа конвейера; 8...10 для горизонтальных и 11...12 для наклонных конвейеров.

Такие высокие значения n принимают в связи с ослаблением ленты в местах стыков, а также из-за усталостных явлений.

Число прокладок в лентах в зависимости от ширины находится в пределах 3...12.

В случае применения в конвейерах муфт предельного момента, автоматических лебедок натяжных устройств, центрирующих роликоопор запас прочности принимают более низким:

$$n_0 = \frac{1,2 k_m}{\left(\frac{1}{n_n} - \frac{E i \delta_n^2}{k_p D_0} \right) k_c k_n}, \quad (495)$$

где $n_n \leq 1,5$ — истинный запас прочности; E — модуль продольной упругости каркаса текстильной ленты; i — число прокладок ленты; δ_n — толщина прокладки; $k_n = 1 \dots 0,03$ — коэффициент неравномерности распределения напряжений; k_c — коэффициент прочности стыка от 0,5 (сшивка) до 0,8 (вулканизированный стык); k_m — коэффициент пускового натяжения ленты:

$$k_m = \frac{F_n + 1,33 m_{np} a}{F_0}, \quad (496)$$

здесь F_n — статическое тяговое усилие при пуске; m_{np} — приведенная масса движущихся частей конвейера и груза на нем,

$$m_{np} = k_s [(m_r + 2m_n) L + k_b m_{вр}], \quad (497)$$

где m_r , m_n — погонная масса груза и ленты; $m_{вр}$ — масса вращающихся деталей конвейера; $k_b = 0,7 \dots 0,9$ — коэффициент, учитывающий, что окружная скорость части движущихся масс меньше, чем v ; $k_s = 0,5 \dots 0,7$ — коэффициент, учитывающий упругое удлинение многопрокладочной ленты (для резинотросовых лент $k_s = 0,85 \dots 0,95$).

Более высокие значения k_s принимают для коротких конвейеров (< 100 м).

Срок службы конвейерных лент зависит от многих факторов: длины конвейера, скорости движения ленты, материала ленты, толщины резины, условий эксплуатации и др.

На основе обработки статистических данных эксплуатации резинотканевых лент получена эмпирическая формула (ГДР) для расчета срока службы ленты при транс-

портировке горной породы:

$$T_c = \frac{1,75 (k \cdot B - 0,17) L 10^3}{B^2}, \quad (498)$$

где k_i — коэффициент, зависящий от числа прокладок ленты:

i	6	8	9	10
k_i	0,31	0,36	0,37	0,38

L — длина конвейера;
 B — ширина ленты.

Резинотросовые ленты рассчитывают по максимальному усилию $S_{\max}$:

$$\sigma_p = \frac{n S_{\max}}{B}; \quad S_{\max} \leq \frac{\pi d_p^2 \sigma_p z_p B}{4 p_t n}, \quad (499)$$

где d_p — диаметр проволоки троса; σ_p — предел прочности проволоки; p_t — шаг свивки троса; z_p — число проволок в тросе.

Диаметр барабана оказывает существенное влияние на долговечность конвейерной ленты, так как она, кроме растяжения, подвергается периодическим изгибам на барабанах, натяжение которых увеличивается с уменьшением диаметра барабана. Но, с другой стороны, увеличение диаметра барабана увеличивает габариты и массу конвейера.

Из условий обеспечения достаточного срока службы ленты диаметр барабана для резинотканевых лент можно определить в зависимости от числа i , типа и прочности прокладок ленты

$$D \geq c i,$$

где c — коэффициент, значения которого принимают в зависимости от разрывной прочности тканевой прокладки (125...200); для лент из синтетических тканей $c = 150...300$.

Меньшие значения даны для $i = 3...6$ и для лент с неполным (до 50%) использованием тяговой способности.

Диаметр футерованных барабанов должен быть увеличен на двойную толщину футеровки. Диаметр разгрузочного барабана $D_{p,6} = D$. Диаметры концевых отклоняющего барабана принимают меньше диаметра приводного барабана

$$D_k = (0,7 \dots 0,85) D$$

(для отклоняющего барабана на трассе $D_o = 0,5D$).

Расчетные диаметры округляют в соответствии с нормальным рядом от 160 до 2500 мм. Диаметр приводного барабана проверяют на давление между лентой и барабаном:

$$p_l = \frac{F_0}{\pi D \frac{\alpha^0}{360^\circ} f B}, \quad (500)$$

где p_l — среднее давление.

В зависимости от типа лент принимают $|p_l| = 0,4$ МПа для тканевых, $|p_l| = 0,7$ МПа для резинотросовых лент.

Если давление выше допустимого и нельзя изменить ширину ленты и диаметр барабана, то увеличивают угол обхвата лентой барабана или применяют несколько приводов.

Максимальные касательные напряжения в футеровке барабана

$$\tau_{\max} = S_{\max} f_0 / RB,$$

где R — радиус барабана, по которому выбирают марку резины.

Для резиновых лент ориентировочно диаметр барабана принимают в зависимости от диаметра троса, предела прочности на разрыв ленты и ее толщины.

6) *Расчет натяжного устройства.*

Усилие натяжения для перемещения тележки с барабаном

$$Q_{\text{нат}} = S_1 + S_2 + W_{\text{т}}, \quad (501)$$

где S_1 , S_2 — натяжения набегающей на натяжной барабан и сбегающей с него ветвей ленты; $W_{\text{т}}$ — сопротивление перемещению натяжной тележки.

Если натяжное устройство установлено на хвостовом барабане, то $S_1 = S_{\text{сб}}$, $S_2 = S_{\text{нб}}$. Усилие натяжного груза (при грузовом устройстве) или в канате натяжной лебедки

$$G_{\text{нат}} = \frac{Q_{\text{нат}}}{\eta u_{\text{п}}}, \quad (502)$$

где η — к. п. д. блоков или полиспаста; $u_{\text{п}}$ — передаточное число полиспаста.

Для вертикального грузового натяжного устройства вес груза

$$G_{\text{нат}} = Q_{\text{нат}} - G_{\text{г}},$$

где $G_{\text{г}}$ — вес вертикальной подвижной части натяжного устройства с барабаном.

Мощность двигателя автоматизированной натяжной лебедки в режиме пуска

$$P = \frac{2S_{\text{ну}} v_{\text{ср}}}{10^3 \eta_{\text{н}}}, \quad (503)$$

где $S_{\text{ну}}$ — усилие в ленте в точке набегающей на натяжной барабан; $v_{\text{ср}}$ — средняя скорость перемещения тележки натяжного устройства; $\eta_{\text{н}}$ — к. п. д. натяжного устройства.

12.10. Динамика ленточных конвейеров

Динамика ленточных конвейеров зависит от характера транспортируемого груза, формы прогиба ленты под действием больших кусков, ударов кусков по ленте и роlikоопорам при загрузке и других эксплуатационных факторов.

В конвейерах динамические процессы возникают в режимах установившегося и неустановившегося движений.

Динамические нагрузки при пуске привода. В период пуска в приводе конвейера, кроме статистических, возникают инерционные нагрузки, на которые должен быть рассчитан двигатель. По ряду причин работа конвейера связана с буксованием барабана. При этом происходит не только износ ленты и футеровки барабана, нарушается нормальная работа конвейера, но и возникают интенсивные автоколебатель-

ные процессы в ленте и приводе, являющиеся причиной перегрузки ленты и приводной линии. Причины возбуждения автоколебаний и амплитуды нагрузок были изложены в главе 2. Здесь рассмотрим влияние динамических нагрузок на выбор привода и волновые процессы в ленте.

Из-за упругого удлинения ленты не все массы конвейера приходят в движение одновременно. Во время пуска двигателя максимальное тяговое усилие на барабане

$$W_{\max} = W_{\text{сп}} + W_{\text{дин}},$$

где $W_{\text{сп}}$ — статическое тяговое усилие в период пуска.

$W_{\text{сп}} > W_0$, так как в период пуска коэффициент сопротивления движению ленты по роликоопорам w_n больше, чем при установившемся режиме $w_n = k_n w$,

где $k_n = 1,5$ — коэффициент кратности статических сопротивлений трения при пуске.

Статический момент при пуске, приведенный к валу двигателя,

$$M_{\text{с.п}} = \frac{W_{\text{сп}} D}{2u_m \eta_n}, \quad (504)$$

где u_m — передаточное число механизма; η_n — к. п. д. в период пуска привода, учитывающий увеличение сопротивления движению ленты в пусковой период:

$$\eta_n = 1 - (1 - \eta) k_n c_r,$$

где η — к. п. д. привода при установившемся режиме; $c_r = 0,55 \dots 0,6$ — коэффициент возможного уменьшения сопротивления движению ленты конвейера.

Динамические нагрузки при пуске привода

$$M_d = I_{\text{пр}} \frac{\omega}{t_n},$$

где $I_{\text{пр}}$ — приведенный к валу двигателя момент инерции движущихся масс конвейера.

$$I_{\text{пр}} = \delta I_0 + \frac{m_{\text{пр}} R^2}{u^2 \eta^2}, \quad (505)$$

где $m_{\text{пр}}$ — приведенная масса движущихся частей конвейера и груза, определяемая по формуле (497); R — радиус барабана.

Мощность двигателя

$$P = \frac{(M_{\text{с.п}} + M_d) \omega}{\psi_{\text{п.сп}} 10^3 \eta}, \quad (506)$$

где $\psi_{\text{п.сп}} = 1,5 \dots 1,7$.

Продолжительность пуска конвейера

$$t_n = \frac{I_{\text{пр}} \omega}{M_{\text{п.сп}} - M_{\text{с.п}}},$$

где ω — угловая скорость вала двигателя; $M_{\text{п.сп}}$ — средний пусковой момент двигателя.

Тормозной момент на валу двигателя, исключаяющий самопроизвольное движение ленты наклонного конвейера под действием веса груза при остановке двигателя,

$$M_{\tau} = [qH - c_{\tau}(F_0 - qH)] \frac{D\eta_{\text{м}}}{2u_{\text{p}}}, \quad (507)$$

где F_0 — тяговое усилие конвейера; D — диаметр барабана; $\eta_{\text{м}}$ — к. п. д. механизма; u_{p} — передаточное число редуктора.

Для трассы конвейера с наклонными и горизонтальными участками

$$M_{\tau} = \{[qH - c_{\tau}[F_0 - q(H + L_2\omega)]]\} \frac{D\eta_{\text{м}}}{2u_{\text{p}}}, \quad (507')$$

где L_2 — суммарная длина всех горизонтальных и наклонных участков конвейера.

Тормозной момент можно определить и общим методом:

$$M_{\tau} = k_{\tau} \frac{F_{\tau} D}{2u_{\text{p}}} \eta_{\text{м}},$$

где $k_{\tau} = 1,25$ — коэффициент запаса торможения; F_{τ} — тормозное усилие на барабане, $F_{\tau} = S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}}$.

Для ограничения выбега ленты при остановке привода во избежание засыпания узла приема груза тормоза ставят также у горизонтальных и наклонных участков. В этом случае тормоз рассчитывают из условий поглощения кинетической энергии движущихся масс конвейера и привода:

$$M_{\tau} = I_{\text{пр.т}} \frac{\omega}{t_{\tau}} - M_{\text{с.т}},$$

где t_{τ} — время торможения.

Статический момент на валу двигателя при торможении

$$M_{\text{с.т}} = \frac{F_0 D \eta_{\text{м}}}{2u_{\text{p}}}.$$

Приведенный момент движущихся масс конвейера

$$I_{\text{пр}} = \delta I_0 + \frac{m_{\text{к}} R^2}{u_{\text{p}}^2} \eta_{\text{м}},$$

где $m_{\text{к}}$ — масса конвейера; R — радиус барабана; $\delta = 1,15$ — коэффициент, учитывающий вращающиеся массы редуктора и барабана.

Время торможения находим из условий допустимой величины выбега ленты l_{τ} :

$$t_{\tau} = \frac{2l_{\tau}}{v}.$$

В конвейере с уклоном в сторону транспортирования груза двигателя может работать в генераторном режиме.

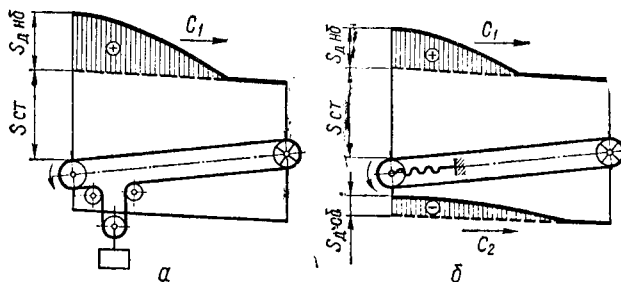
Окружное усилие на барабане $F_0 = S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}} < 0$, и поэтому привод располагается в хвостовой части конвейера.

Мощность двигателя в генераторном режиме

$$P = \frac{k_3 F_0 v}{10^3} \eta_{\text{м}}, \quad (508)$$

$k_3 = 1,1$ — коэффициент запаса.

Рис. 143. Характер распространения волн деформации в ленте при пуске конвейера



Волновые процессы в ленте. Лента представляет собой систему с распределенными параметрами. При действии на ленту продольного силового импульса в ней возникают волны деформации, которые распространяются со скоростью

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (509)$$

где E — модуль продольной упругости ленты; ρ — плотность материала ленты и груза на ленте.

В момент включения привода движение удаленных участков ленты начинается только через некоторый промежуток времени, за который волна от барабана пройдет до рассматриваемого сечения ленты (для длинных конвейеров это время составляет несколько секунд). Уравнение продольных колебаний упругой ленты

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \quad (510)$$

где u — смещение сечения ленты или деформация под действием силового импульса в точке набегающей ленты на барабан; x — абсцисса (направлена вдоль ленты).

В конвейере с податливым натяжным устройством (с грузовым натяжным барабаном около привода) при приложении к ленте силового импульса от привода вдоль рабочей ее ветви распространяется волна деформации, которая увеличивает натяжение ленты (рис. 143, а). Обойдя весь контур ленты, волна отразится от натяжного устройства и возвратится к приводному барабану. Волна деформации, уменьшающая натяжение в нерабочей ветви, гасится ходом натяжного барабана. В конвейере с жестким натяжным устройством при приложении к ленте силового импульса вдоль рабочей ветви распространяется волна деформации, увеличивающая натяжение, а вдоль нерабочей ветви — волна деформации, уменьшающая натяжение (рис. 143, б). Встречные волны накладываются друг на друга, обходят весь контур, отражаются от привода и от границ ветвей ленты.

Для определения динамических усилий в ленте достаточно рассмотреть в пусковой период только прямые волны.

Решение уравнения (510) для прямой волны представим функцией

$$u = f(ct + x), \quad (511)$$

где f — искомая функция.

Динамическое усилие от действия прямой волны в любом сечении x по длине ленты прямо пропорционально скорости перемещения сечения: $F_{dx} = c_p \frac{du}{dt}$. Для конвейера с податливым натяжным устройством уравнение движения имеет вид:

$$m_{np} \frac{dv}{dt} + c_1 \rho_1 v = F_d, \quad (512)$$

где c_1 — скорость распространения волны в грузовой ветви ленты; v — линейная скорость обода барабана; ρ_1 — погонная плотность движущихся частей грузовой ветви ленты; m_{np} — масса вращающихся частей привода, приведенная к ободу барабана,

$$m_{np} = \frac{\delta (I_p + I_m) u_p^2 \eta_p}{R^2}, \quad (513)$$

где u_p — передаточное число редуктора; η_p — к. п. д. привода в пусковой период; R — радиус барабана; I_p и I_m — моменты инерции ротора двигателя и муфты на быстроходном валу; $c_1 \rho_1 v = S_{нб.д}$ — динамическое усилие в ленте в точке набегания.

Динамическое окружное усилие, передаваемое ленте от привода, в пусковой период

$$F_d = (M_{п.ср} - M_{с.п}) u_p / R, \quad (514)$$

где $M_{п.ср}$ — средний пусковой момент двигателя; $M_{с.п}$ — статический момент при пуске.

Решив дифференциальное уравнение первого порядка (512) при постоянном моменте двигателя в пусковой период ($F_d = \text{const}$), имеем

$$v = \frac{F_d}{c_1 \rho_1} (1 - e^{-\frac{c_1 \rho_1 t}{m_{np}}}). \quad (515)$$

Динамическое усилие в ленте в точке набегания

$$S_{нб} = F_d (1 - e^{-\frac{c_1 \rho_1 t}{m_{np}}}). \quad (516)$$

Максимальные динамические усилия в набегавшей ветви ленты появятся в то время, когда прямая волна от привода обойдет контур ленты и отразится от натяжного устройства; отраженная волна обратного знака обойдет контур ленты и достигнет точки набегания, после чего начнется падение динамического усилия.

Время, при котором усилие достигает максимального значения,

$$t_m = 2 \left(\frac{L_k}{c_1} + \frac{L_k}{c_2} \right), \quad (517)$$

где L_k — длина конвейера; c_2 — скорость распространения волны в нерабочей ветви ленты.

В конвейерах с податливым и жестким натяжными устройствами пробуксовки будут отсутствовать при соблюдении условий:

с податливым натяжным устройством

$$k_T \frac{S_{нб.ст} + S_{нб.д}}{S_{сб.ст}} = e^{f\alpha}; \quad (518)$$

с жестким натяжным устройством

$$k_{\tau} \frac{S_{\text{нб.ст}} + S_{\text{нб.д}}}{S_{\text{сб.ст}} - |S_{\text{сб.д}}|} = e^{f\alpha}, \quad (519)$$

где $k_{\tau} = 1,1 \dots 1,5$ — коэффициент запаса сил трения на приводном барабане.

12.11. Специальные типы ленточных конвейеров

К специальным типам ленточных конвейеров относятся конвейеры для крупнокусковых грузов большой длины с металлической лентой, ленточно-канатные, крутонаклонные и вертикальные, на воздушном подвесе и ряд других машин.

Конвейеры для крупнокусковых грузов большой мощности применяются в горнодобывающей промышленности, горнообогатительных комбинатах, в шахтах для доставки полезных ископаемых.

Схема привода наклонного конвейера большой мощности с шириной ленты 2 м показана на рис. 144. Привод верхнего барабана двухдвигательный 8 (двигатели асинхронные с фазовым ротором, мощностью по 1250 кВт каждый), привод нижнего барабана имеет один такой же двигатель, другой — меньшей мощности (100 кВт). Распределение мощностей между первым и вторым приводами 2 : 1. Приводы состоят из редукторов цилиндрических 4, 5, 6, тормозов 7, эластичных 3 и и зубчатых 2 муфт, храпового останова 1, собачки которого поднимаются электрогидравлическими толкателями.

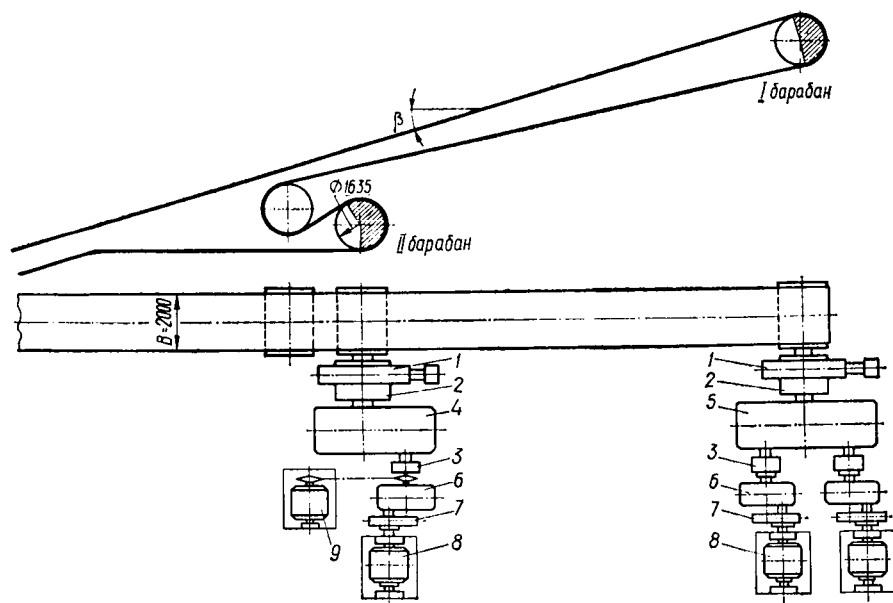


Рис. 144. Привод специального конвейера большой длины

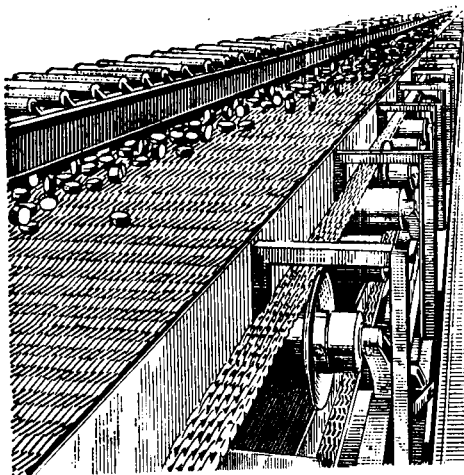


Рис. 145. Конвейер с металлической лентой

Бараны сварной конструкции диаметром 1635 мм с выносными подшипниками (сферическими, роликовыми). Приводные барабаны с целью повышения тягового усилия конвейера имеют резиновую футеровку.

Натяжное устройство автоматического лебедочного типа. Величина натяжного усилия ленты поддерживается в заданных пределах: больше при пуске и меньше при установившемся режиме.

Конвейеры с металлической лентой (рис. 145) применяют в

основном в химической и пищевой промышленности для транспортирования грузов высокой (до 300° С) и низкой температур.

Роликоопоры прямые, имеющие два или три опорных диска, или пружинные с небольшим прогибом. Лента изготавливается из углеродистой или нержавеющей стали толщиной 0,6...1,2 мм, шириной 350...800 мм. Диаметр барабана принимают $D = (800...1200) \delta$.

Скорость движения ленты обычно не превышает 1,6 м/с. Конвейеры требуют точного изготовления и монтажа, тщательного ухода при эксплуатации. Выполняют их обычно небольшой длины.

Применение обрешиненных с двух сторон цельнометаллических лент позволило улучшить технико-экономические показатели конвейеров и применять их при небольших углах наклона.

Обрешиненные ленты движутся плавно и бесшумно, что позволяет повысить скорость (до 4 м/с), а следовательно, и производительность. Недостатки стальной ленты: применение барабанов большого диаметра, небольшая производительность конвейеров, малый срок службы ленты и др. Большое преимущество перед холоднокатанной стальной лентой имеет стальная проволоочная лента, изготовленная из жаропрочной проволоки. Сетчатая лента допускает транспортировку грузов при температуре 350 и даже 1000° С. Поэтому ее применяют там, где одновременно с транспортировкой требуется выполнение технологических операций (термообработка, обжиг керамики, сортировка, обезвоживание материалов и др.). Сеточные проволоочные ленты обладают тем положительным качеством, что они работают на барабанах того же диаметра, что и резинотканевые.

Ленточно-канатные конвейеры — это конвейеры, в которых функции грузонесущего элемента выполняет лента 1, а функции тягового элемента — канаты 4 (рис. 146, а, б). Два замкнутых тяговых каната, поддерживаемых опорными роликами, огибают приводные и натяжные шкивы, образуют два параллельных замкнутых и расположенных в вертикальной плоскости контура. Тонкая лента с утолщенными бортами 2 для опоры на тяговую канат 4 имеет стальные завулканизированные полосы 3, создающие поперечную устойчивость ленты.

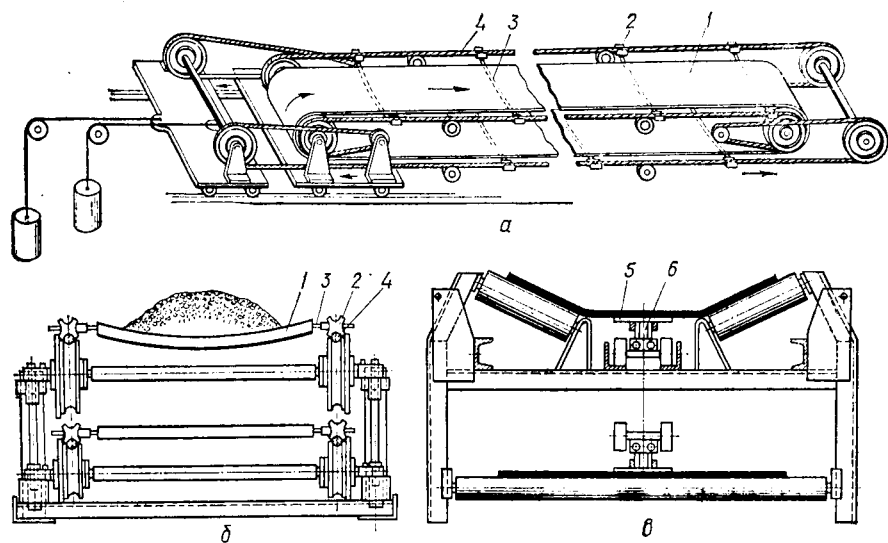


Рис. 146. Ленточно-канатные и ленточно-цепные конвейеры

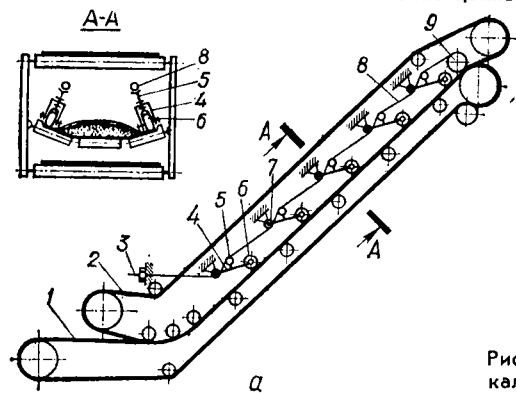
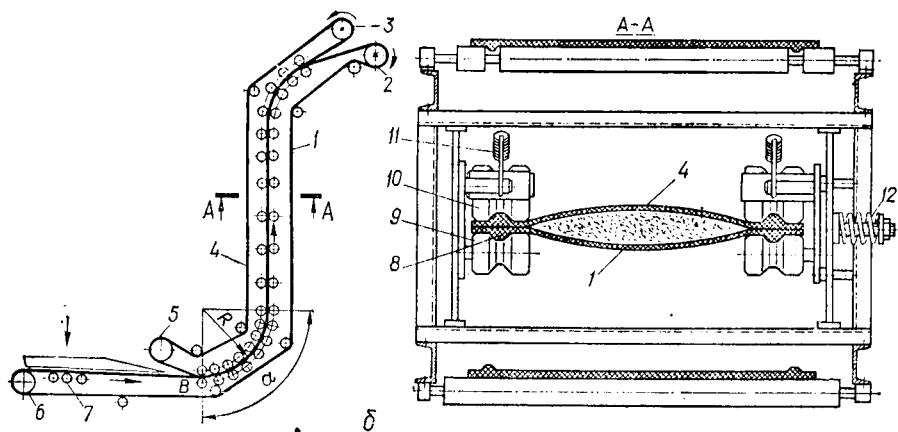


Рис. 147. Крутонаклонные и вертикальные двухленточные конвейеры



Лента и канаты имеют отдельные натяжные устройства. Для получения равных скоростей движения канатов шкивы приводятся в движение симметричным дифференциальным редуктором или отдельными приводами с двигателями с фазовым ротором, позволяющими смягчить рабочие характеристики путем введения сопротивления в цепь ротора и сделать их приблизительно одинаковой жесткости. Канаты по всей длине опираются на желобчатые ролики, расположенные друг от друга на расстоянии 5...8 м.

Углы наклона таких конвейеров ограничиваются сцеплением канатов с лентой в пусковой период, обычно углы наклона принимают до 10...12°.

К недостаткам конвейера относятся: быстрый износ каната (срок службы до 6 месяцев), сложность и громоздкость конструкции. Однако при больших длинах транспортирования (несколько километров) ленточные конвейеры конкурентноспособны с обычными конвейерами.

Ленточно-цепные конвейеры имеют тяговый орган — штампованная разборная цепь 6, а несущий — прорезиненная лента (рис. 146, в). Лента опирается на ведущий башмак 5, прикрепленный к тяговой цепи 6. Цепи приводятся в движение гусеничными приводами и при длинных конвейерах обеспечивается многоприводная система. Ленточно-канатные и ленточно-цепные конвейеры применяют при большой длине транспортирования грузов — до 1 км и более.

Крутонаклонные и вертикальные конвейеры. Чем больше угол наклона конвейера, тем меньше его длина при той же высоте подачи груза. Применение таких конвейеров дает значительный экономический эффект в результате уменьшения длины занимаемых производственных площадей, капитальных затрат и др. Крутонаклонные конвейеры находят широкое применение в горнорудной и металлургической промышленности, для подачи топлива в котельные тепловых электростанций и др.

Применение ленточных конвейеров с выступами на рабочей поверхности ленты позволяет транспортировать груз под углом до 50...60°. Однако они обладают существенным недостатком: непригодны для подачи влажных и липких грузов и поэтому находят ограниченное применение.

Большой интерес представляет специальная конструкция, состоящая из двух связанных между собой конвейеров: крутонаклонного и вертикального. Прижимная прорезиненная лента охватывает сверху груз и прижимает его к рабочей ленте, препятствуя сползанию.

Крутонаклонный двухленточный конвейер (рис. 147, а). Содержит приводную грузонесущую ленту 1, прижимную приводную ленту 2, рычаги 4, снабженные блоками 5 и 7 и прижимными колесами 6. Канаты 8 огибают блоки 5 и 7 рычагов. Одним концом канаты соединены с винтами 3 предварительного натяжения, а другим — с механизмом 9 автоматического регулирования натяжения, обеспечивающим надежное смыкание краев лент.

Транспортируемый груз загружается на горизонтальном участке грузонесущей ленты 1, а затем при переходе на наклонный участок накрывается лентой 2, края которой прижимаются с помощью рычагов колесами 6, чтобы исключить просыпание груза.

К крутонаклонным относятся и скребково-ленточные конвейеры. Сыпучий груз находится между рабочей лентой основного конвейера и тяговой лентой с прикрепленными скребками вспомогательного конвейера. Скорости тяговой и рабочей лент одинаковы.

Вертикальный двухленточный конвейер (рис. 147, б). Перемещает груз в замкнутом желобе, образуемом двумя лентами, которые прижи-

маются роликами. Две грузонесущие ленты 1, 4 огибают приводные 2, 3 и натяжные 5, 6 барабаны.

На загрузочном горизонтальном участке лента 1 грузонесущего конвейера перемещается по роликам 7, а затем накрывается лентой 4 второго конвейера. На вертикальной трассе конвейера возникает подпор груза силами трения переходного участка, что исключает ссыпание груза вниз.

Для центрирования лент на вертикальном участке и предупреждения бокового схода к нерабочим обкладкам по краям обеих лент привулканизированы направляющие элементы 8, которые сжимаются прижимными колесами 9, 10 с помощью пружин 11. Кроме того, прижимные катки с одной стороны снабжены пружинами 12, что обеспечивает дополнительный прижим груза между лентами.

Ширина ленты вертикального конвейера

$$B = \frac{1}{1 - 2k_1} \sqrt{\frac{\Pi}{k_y k_R c_B v}}, \quad (520)$$

где $k_y = 1 \dots 0,76$ — коэффициент влияния угла наклона загрузочного участка; $k_1 = 0,16 \dots 0,2$ — коэффициент, учитывающий ширину свободных от груза участков ленты; $k_R = 0,7 \dots 0,97$ — коэффициент влияния радиуса переходного криволинейного участка; $c_B = 460 \dots 735$ — коэффициент наполнения лотка приемной ленты на загрузочном участке.

Ширину ленты проверяют из условий кусковатости транспортируемого груза:

$$a_{\max} \leq 0,1B.$$

Боковое p_s и вертикальное p_v давления:

$$p_s = \frac{50\lambda_1 \rho A \left(1 + \frac{a}{g}\right)}{B(1 - 2k_1) f_1}; \quad (521)$$

$$p_v = \frac{\lambda_2 p_s}{k \lambda_1},$$

где λ_1, λ_2 — экспериментальные коэффициенты для различных грузов: $\lambda_1 = 1,3 \dots 1,7$; $\lambda_2 = 1,6 \dots 2,2$; a — ускорение ленты при пуске конвейера; g — ускорение силы тяжести; k — коэффициент бокового давления:

$$k = \operatorname{tg}^2 (45^\circ - \varphi/2),$$

f_1 — коэффициент внутреннего трения материала; A — площадь поперечного сечения груза между лентами; φ — угол внутреннего трения материала.

Сила давления на материал, находящийся на криволинейном участке,

$$P = p_v A.$$

Расстояние между катками по ширине ленты

$$l = B(1 - 2k_1).$$

Среднее погонное давление груза на катки вертикального участка

$$q_s = p_s l.$$

Вертикальный столб насыпного груза, движущийся вместе с лентой, давит с силой P на груз, находящийся на переходном участке радиуса R , и стремится сдвинуть его вниз. При соответствующем натяжении ленты трение между грузом и лентами на криволинейном участке будет препятствовать перемещению груза вниз, создавая постоянный подбор, чем будет обеспечена работоспособность конвейера. Для этого

необходимо, чтобы натяжение в точке B удовлетворяло неравенству

$$S_B > S_{\min} = \frac{P \left(1 + \frac{f_1 \alpha}{2} \right) + \frac{\rho \pi R \alpha}{3,6 \nu g} \left(\frac{v^2 f_1}{R} + \alpha \right)}{2 f_1^2 (e^{f_1 \alpha} - 1)}, \quad (522)$$

где α — угол криволинейного участка.

Конвейеры на воздушном подвесе. Воздушный подвес конвейерной ленты позволяет применять стандартные ленты, но требует установки специального оборудования. Можно получить устойчивую воздушную подушку при различных условиях эксплуатации, незначительный расход воздуха и энергии.

Достоинства — автоматическое самоцентрирование ленты, бесшумность работы.

Принципиальная схема ленточного конвейера на воздушной подушке показана на рис. 148. Лента 1 поддерживается воздухом, подаваемым через дроссель 4 в камеру 3, из которой он поступает в зазор между лентой и желобом 2. Дроссель предназначен для смягчения колебаний давления при изменении сопротивлений движения воздуха под лентой. Для предотвращения утечек воздуха предусмотрено лабиринтовое уплотнение 6. Вдоль камеры 3 через несколько метров установлены поперечные перегородки 5. Такое разделение подленточного пространства на отдельные камеры вызвано неравномерностью загрузки ленты по длине; давление в каждой камере определяется лежащим на ленте грузом.

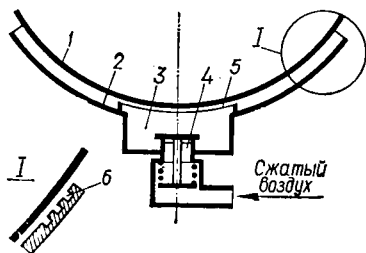
Основные достоинства конвейера на воздушной подушке: значительно меньше коэффициент сопротивления ($\omega = 0,01$) перемещению ленты, что обеспечивает снижение металло- и энергоемкости конструкции и экономию капиталовложения; автоматическое самоцентрирование ленты; незначительный расход воздуха.

Мощность воздухоудвонной машины (кВт)

$$P = \frac{BL\psi P_{\text{уд}} k_3}{\eta_{\text{в.м}}}, \quad (523)$$

где B — ширина ленты, м; L — длина конвейера, м; $P_{\text{уд}}$ — удельная мощность (0,5...2 кВт/м²); k_3 — коэффициент запаса; $\psi \leq 1$ — коэффициент заполнения ленты грузом; $\eta_{\text{в.м}}$ — к. п. д. воздухоудвонной машины.

Этот вид транспорта весьма перспективен. Уже сейчас он успешно применяется для транспортирования зерна и муки на предприятиях пищевой промышленности.



Воздух подается под избыточным давлением 7 кПа; скорость истечения воздуха из отверстий настила небольшая, и конвейер работает бесшумно. При магнитном подвесе ленты конструкция конвейера упрощается в результате применения постоянных магни-

Рис. 148. Схема ленточного конвейера на воздушном подвесе

тов. Такие конвейеры бесшумны в работе, экономичны и просты в обслуживании, но требуют применения специальных магнитных лент.

Опыт эксплуатации ленточных конвейеров с воздушным и магнитным подвесами пока ограничен.

Глава 13. ЦЕПНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Тяговым органом этой группы конвейеров являются цепи, приводимые в движение звездочками или реже гусеничным приводом.

В зависимости от конструкции рабочих органов, прикрепленных к цепям, конвейеры делятся на пластинчатые, скребковые, ковшовые, тележечные и подвесные. Трассы цепных конвейеров более разнообразны, чем ленточных, и позволяют транспортировать грузы на большие расстояния без перегрузки.

13.1. Пластинчатые конвейеры

К тяговым цепям прикреплены пластины, образующие настил, на котором транспортируется груз.

Пластинчатые конвейеры предназначены для перемещения насыпных, штучных и волокнистых грузов. С их помощью транспортируют также тяжелые единичные грузы, для которых невозможно использовать ленточные конвейеры: крупнокусковую руду, горячий агломерат, известняк, горячие поковки, отливки, острокромочные отходы штамповочного производства. Встроенные конвейеры также широко применяют в сельскохозяйственных машинах.

Цепные конвейеры находят широкое применение в качестве технологических в поточных линиях сборки машин, охлаждения, сортировки, термической обработки и других операций, а также в автоматических цехах и заводах, где они органически связаны с технологическими процессами производства.

Большое преимущество пластинчатых конвейеров — возможность движения по сложной пространственной трассе. Длина конвейеров до 2 км, производительность — до 2000 т/ч. Большая прочность цепей и малая вытяжка позволяют изготавливать пластинчатые конвейеры практически любой длины в одном ставе, применяя промежуточные приводы, расставленные на определенном расстоянии друг от друга. Конвейеры изготавливают в основном двухцепные; изгибающие — одноцепные, а конвейеры большой ширины настила — трех- и четырехцепные. По количеству приводов — одноприводные (основной тип) и реже многоприводные.

По направлению транспортирования грузов пластинчатые конвейеры бывают горизонтальными, наклонными и комбинированными. Пластинчатые конвейеры могут транспортировать насыпной груз под углом 35...45°, а с ковшеобразным настилом до —65...70°. Короткие пластинчатые конвейеры, изготавливаемые с прочными несущими пластинами, применяют в качестве питателей дробилок.

Достоинства конвейеров: высокая надежность, возможность транспортирования более широкого (по сравнению с ленточными) assor-

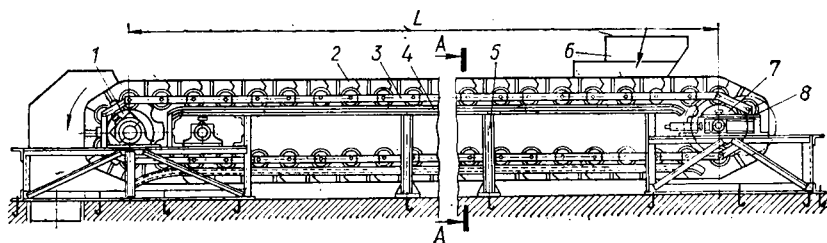


Рис. 149. Пластиновый конвейер

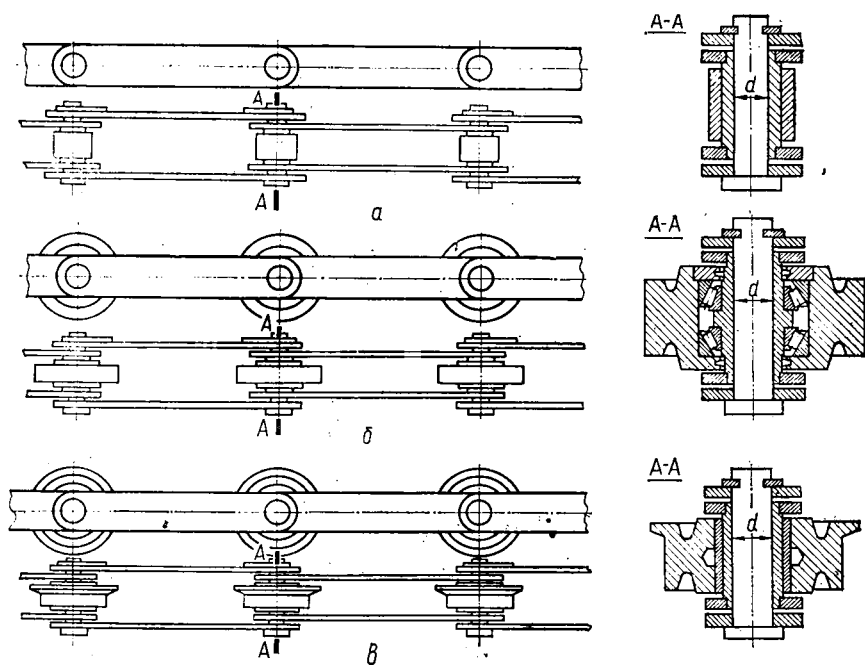


Рис. 150. Тяговые цепи

тимента грузов по трассе с более крутыми подъемами, обеспечивая бесперегрузочное транспортирование на любые расстояния и др.

Недостатки конвейеров: большая погонная масса конвейера; высокая стоимость; ограниченная скорость движения цепей (до 1,25 м/с); более сложная эксплуатация по сравнению с ленточным конвейером из-за наличия большого количества шарнирных сочленений в цепях, требующих регулярной смазки и надзора; большой расход энергии.

Пластинчатый конвейер (рис. 149) состоит из двух замкнутых цепей 3 с опорными катками, огибающих приводные 1 и натяжные 7 звездочки. Пластины 2, образующие замкнутый настил, прикреплены к цепям, движущимся по жестким направляющим 4 станины 5. Конвейер снабжен винтовым натяжным устройством 8. Загрузка конвейера производится через одну или несколько воронок 6, а разгрузка — через концевые звездочки в бункер или другое приемное устройство.

В конвейерах применяют следующие типы пластинчатых цепей (рис. 150): простые шарнирные, втулочно-роликовые (а) для легких режимов работы; втулочно-катковые с гладкими катками (б) и с ребордными катками на подшипниках скольжения (в) и качения. Шаг цепей 100...630 мм. Круглозвенные цепи (сварные и литые) применяют редко. Для конвейеров со сложной трассой применяют двухшарнирные цепи.

Настил конвейера состоит из отдельных пластин листовой стали, реже из дерева и пластмасс. Различают три вида настила: без бортов, с подвижными бортами и с неподвижными бортами, закрепленными на раме конвейера.

Пластинчатые конвейеры с настилом в форме лотка называют лотковыми.

Конструкция и форма настилов определяются свойствами транспортируемых грузов. На рис. 151 показаны поперечные сечения основных типов настилов: а — бортовой или лотковый; б — плоский (без бортов); в — плоский с неподвижными бортами; г — корытообразный.

В зависимости от формы пластин и конструкции настилов можно выделить следующие модификации пластинчатых конвейеров: д — безбортовой плоский разомкнутый; е — безбортовой с волнистым настилом; ж — с бортовым волнистым настилом; з — коробчатый.

Конвейеры с плоским разомкнутым настилом применяют для транспортирования штучных и волокнистых грузов. Во избежание просыпания груза настил выполняют сомкнутым (с перекрытием) как по дну (е), так и по бокам (ж).

Конвейеры с волнистыми и поперечными ребрами допускают угол наклона конвейера до 40°, а коробчатые до 65...70°.

При необходимости промежуточной разгрузки насыпных грузов плужковым сбрасывателем применяют конвейеры с плоским сомкнутым настилом.

Приводные и натяжные устройства. Привод пластинчатых конвейеров состоит из двигателя, редуктора и звездочек. Звездочки для тяговых цепей подразделяются на приводные, натяжные и отклоняющие.

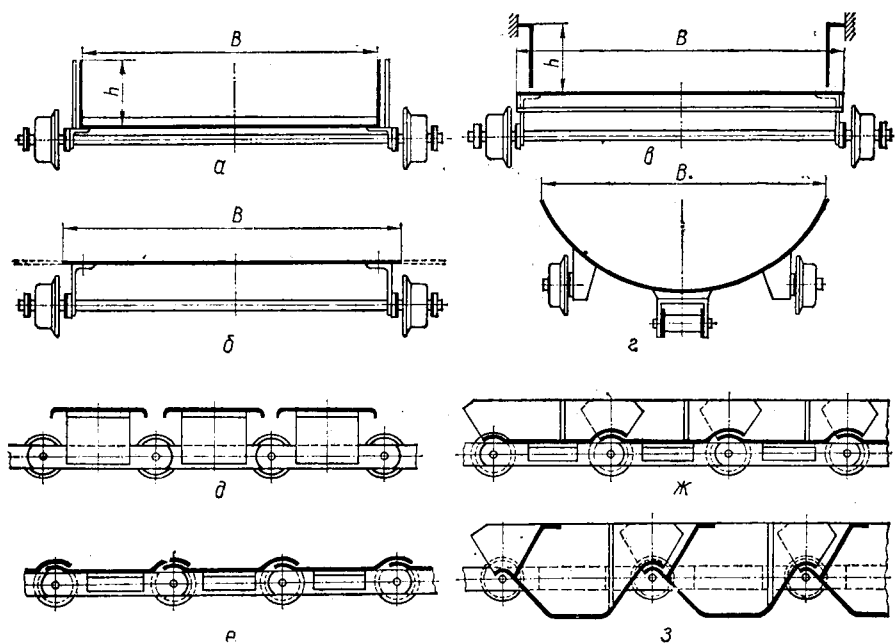


Рис. 151. Типы настилов

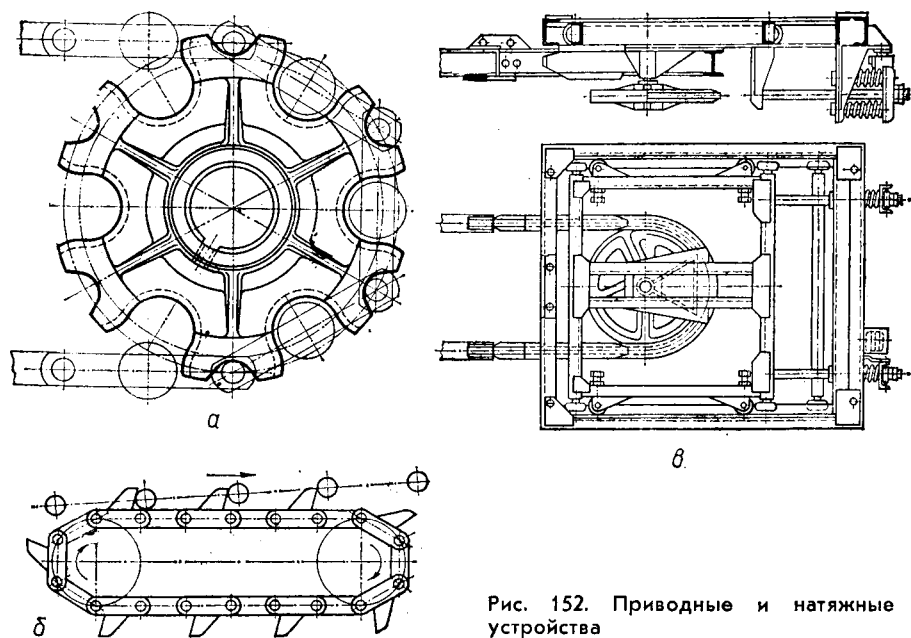
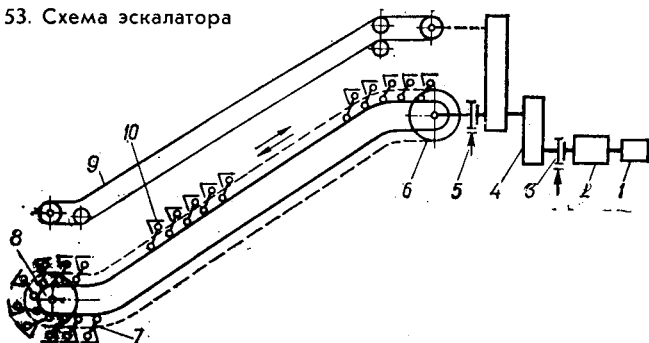


Рис. 152. Приводные и натяжные устройства

Рис. 153. Схема эскалатора



Изготавливают их с малым числом зубьев — 5...8; повышение износостойкости зубьев достигается термической обработкой. Приводные звездочки (рис. 152, а) устанавливают в головной части. В длинных конвейерах для уменьшения натяжения в цепях устанавливают промежуточные приводы. Иногда промежуточные приводы сообщают движение одновременно рабочей и холостой ветвям. Приводы наклонных конвейеров снабжают остановами или тормозами. В качестве промежуточного привода используют гусеничный привод с ведущей цепью (рис. 152, б). По конструкции гусеничные приводы бывают с жестко и шарнирно закрепленными кулаками, приводящими в движение тяговую цепь конвейера (круглозвенную или пластинчатую).

Натяжные устройства в цепных конвейерах устанавливают винтовые — для легких конвейеров и пружинно-винтовые (рис. 152, в) — в конвейерах большой длины.

Винтовое пружинное устройство обеспечивает амортизацию пиковых нагрузок при попадании куска груза между звездочкой и цепью и исключает обрыв цепи. Ход натяжного устройства составляет 1,6...2 шага цепи.

Эскалатор (рис. 153) является разновидностью пластинчатого конвейера специального типа и предназначен для перемещения людей с одного уровня на другой (метро, торговые и общественные здания).

Скорость движения лестничного полотна — 0,4...1 м/с, ускорение — 0,6...1,0 м/с²; ширина — 1 м; угол наклона эскалатора — 30...35°.

Производительность эскалатора (пас/ч)

$$\Pi = \frac{3600z_3 v \varphi_3}{p_c},$$

где z_3 — число пассажиров, помещающихся на одной ступеньке; v — скорость движения; $p_c = 0,4$ м — шаг ступеней; φ_3 — коэффициент, определяемый по эмпирической формуле

$$\varphi_3 = 1,2 - 0,6v.$$

Устойчивость пассажиров зависит от рывка, т. е. от изменения ускорения (замедления)

$$\frac{da}{dt} = \frac{d^3s}{dt^3}.$$

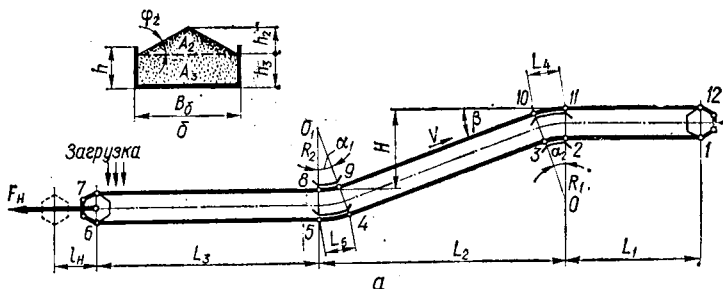


Рис. 154. Расчетные схемы пластинчатого конвейера

Привод эскалатора состоит из главного двигателя 2, редуктора 4, двух тормозов (рабочего 3 и аварийного 5), приводных звездочек 6 и вспомогательного привода 1, служащего для проворачивания эскалатора при ревизионных работах. Натяжение цепей осуществляется натяжным устройством звездочек 8, которое бывает грузовое или пружинно-винтовое. Поручень 9 выполнен в виде ленточного конвейера с С-образной лентой, движущейся синхронно с ленточным полотном 10. Привод поручня осуществляется передаточным механизмом от главного вала или тяговой цепи.

Ступени укреплены на тяговых цепях 7 и с помощью бегунков движутся по направляющим. Настилы ступеней независимо от угла наклона остаются горизонтальными.

Расчет пластинчатых конвейеров производится по изложенной выше методике. Расчетная схема приведена на рис. 154, а.

Задавшись предварительно типом тягового органа конвейера, назначают скорость движения настила, исходя из следующих рекомендаций: для пластинчатых цепей $v = 0,05 \dots 0,63$ м/с; для сварных круглозвенных калиброванных цепей с малым шагом $v = 1,0 \dots 1,25$ м/с. Ширину настила (полотна) находим из необходимой площади поперечного сечения транспортируемого груза:

$$A = \frac{\Pi}{3600 v c_{\beta}}, \quad (524)$$

где c_{β} — коэффициент, учитывающий угол наклона конвейера β ; для $\beta \leq 30^\circ$

$$c_{\beta} = \frac{100 - \beta}{100}.$$

Площадь поперечного сечения груза на настиле без бортов

$$A_1 = \frac{b h_1}{2} = \frac{b^2 \operatorname{tg} \varphi_2}{4}, \quad (525)$$

где $b = 0,85 B$ — ширина груза на настиле; $\varphi_2 = 0,4\varphi$ — угол откоса сыпучего груза; φ — угол естественного откоса.

Площадь поперечного сечения насыпного груза на настиле с бортами (рис. 154, б)

$$A = A_2 + A_3 = \frac{B_6 h_2}{2} + B_6 h_3 = 0,25 B_6 \operatorname{tg} \varphi_2 + B_6 h_3, \quad (526)$$

где $\psi = \frac{h_3}{h}$ — коэффициент наполнения сечения настила по высоте бортов (ψ принимают равным 0,65...0,8); h — высота борта.

При транспортировании крупнокускового груза принимают $A_2 = 0$ и $A = B_6 h \psi$, $\psi = 0,8...0,9$.

Задавшись высотой борта h , находят ширину настила

$$B_6 = \frac{A}{h\psi}.$$

По условиям крупности кусков ширину настила принимают $B_6 = ea + 200$, где e — коэффициент, зависящий от характера груза ($e = 1,7$ и $e = 2,7$ соответственно для рядового и сортированного сыпучих грузов); a — размер типичного куска.

Тяговый расчет выполняют ранее изложенным методом обхода контура, начиная с точки минимального натяжения цепей (точка 1). Величиной наименьшего натяжения задаются в пределах $S_{\min} = 1...3$ кН (не менее 0,5 кН на одну цепь):

$$S_1 = S_{\min}.$$

Натяжение цепей в точке 2

$$S_2 = S_1 + W_{1-2} = S_1 + q_1 L w, \quad (527)$$

где q_1 — погонная нагрузка от движущихся частей конвейера — настила с цепями.

Обычно в расчетах принимают значение $w = 0,06...0,13$ для пластинчатых втулочно-катковых цепей с катками на подшипниках скольжения; $w = 0,020...0,045$ для тех же цепей с катками на подшипниках качения (большие значения — для тяжелых условий работы).

На участке 2—3 настил движется по криволинейному пути с радиусом R_1 , что вызывает дополнительные сопротивления:

$$S_3 = S_2 e^{w\alpha_1} = (S_1 + q_1 L_1 w) e^{w\alpha_1}, \quad (528)$$

где α_1 — угол обхвата тяговым органом криволинейного участка 2—3.

Натяжения в остальных точках контура

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} = (S_1 + q_1 L_1 w) e^{w\alpha_1} + q_1 L_2 w - q_1 H; \quad (529)$$

$$S_5 = S_4 e^{w\alpha_2} = [(S_1 + q_1 L_1 w) e^{w\alpha_1} + q_1 L_2 w - q_1 H] e^{w\alpha_2},$$

где α_2 — угол обхвата тяговым органом криволинейного участка 4—5.

На участке 4—5 направляющие препятствуют подъему цепей вверх:

$$S_6 = S_5 + W_{5-6} = [(S_1 + q_1 L_1 w) e^{w\alpha_1} + q_1 L_2 w - q_1 H] e^{w\alpha_2} + q_1 L_3 w; \quad (530)$$

$$S_7 = k S_6,$$

где $k = 1,05...1,10$ — коэффициент сопротивления движению цепи на звездочках.

Участок 7—8 нагружен, кроме того, транспортируемым грузом q :

$$S_8 = S_7 + (q + q_1) L_3 w.$$

Натяжение в точке 9 (на криволинейном участке)

$$S_9 = S_8 e^{w\alpha_1}.$$

Натяжение в остальных характерных точках

$$S_{10} = S_9 + (q + q_1) L_{9-10} \cos \beta w + (q + q_1) L_{9-10} \sin \beta; \quad (L_{9-10} \sin \beta = H);$$

$$S_{11} = S_{10} e^{w\alpha_2};$$

$$S_{12} = S_{11} + (q + q_1) L_1 w.$$

В конвейерах с неподвижными бортами на грузовой ветви появляются дополнительные сопротивления движению от сил трения движущегося сыпучего груза о

Сорта:

$$W_6 = l_6 h_6^2 \rho k f_1, \quad (531)$$

где l_6 — длина борта; h_6 — высота слоя груза у бортов; ρ — объемная плотность груза; f_1 — коэффициент трения движущегося груза о неподвижные борта; k — коэффициент подвижности сыпучего материала, зависящий от угла естественного откоса φ :

φ°	20	25	30	35	40
k	0,49	0,41	0,33	0,27	0,22

При расчете изгибающихся пластинчатых конвейеров с пространственной трассой сопротивление на криволинейных участках определяют как разность натяжений в сбегающей и набегающей на криволинейный участок ветвях:

$$W_{кр} = S_{сб} - S_{нб},$$

где

$$S_{сб} = S_{нб} e^{w''\varphi} + (q + q_n) w' R \frac{e^{w'\varphi} - 1}{w'}, \quad (532)$$

R — радиус пути криволинейного участка; w'' — коэффициент сопротивления передвижению тягового органа на направляющих роликах; w' — то же на ходовых роликах; φ — угол обхвата тяговым органом криволинейного участка (при малых углах φ значение $e^{w\varphi} \approx 1 + w\varphi$).

Тяговое усилие на приводных звездочках

$$F = S_{12} - S_1 + (k - 1) (S_1 + S_{12}). \quad (533)$$

Мощность привода

$$P = k_3 \frac{Fv}{10^3 \eta}, \quad (534)$$

где $k_3 = 1,15 \dots 1,20$ — коэффициент запаса; η — к. п. д. привода.

По каталогу выбирают электродвигатель.

Разрушающая нагрузка на одну цепь

$$S_p = \frac{S_{\max} n_{ц}}{k_n}, \quad (535)$$

где k_n — коэффициент неравномерности нагрузки цепей (в двухцепном конвейере $k_n = 1,8$; в одноцепном $k_n = 1,0$); $n_{ц}$ — запас прочности цепи; приближенно принимается в широких пределах от 6 до 10; для горизонтальных конвейеров неотвественного назначения $n_{ц} = 6 \dots 7$, для конвейеров ответственного назначения, имеющих наклонные участки, $n_{ц} = 8 \dots 10$.

При экстренном стопорении конвейера в цепях возникают большие динамические нагрузки, которые часто приводят к разрыву цепей. Для защиты привода от перегрузок предусматривают предохранительные муфты или турбомуфты.

После выбора цепи для конвейеров с контршинами назначают минимальные радиусы изгиба трассы (выпуклостью вниз и вверх), которые зависят от шага цепи p :

p , мм . . . 100	200	620
R , м . . . 1,4	2,8	9

Допустимый радиус изгиба конвейера в точках, примыкающих к горизонтальному участку,

$$R \geq \frac{Sp}{G_k - q_c p}, \quad (536)$$

или в общем случае у наклонного участка

$$R \geq \frac{Sp}{G_k - q_c p \cos \beta}, \quad (537)$$

где S — натяжение в зоне перегиба цепи; $q_c = q + q_1$; G_k — допустимая нагрузка на один каток; β — угол наклонного участка.

13.2. Скребковые конвейеры

Принцип действия скребковых конвейеров — волочение транспортируемого груза по желобу. Они бывают стационарные, передвижные, подвесные, разборные. По конструктивному исполнению скребковые конвейеры можно разделить на конвейеры с одной (верхней или нижней) рабочей ветвью (рис. 155, а) и с двумя рабочими ветвями (рис. 155, б), у которых груз перемещается в противоположные стороны. Наиболее распространенная форма скребков трапецевидная и круглая. По направлению транспортирования груза конвейеры бывают горизонтальные, наклонные, вертикальные и комбинированные. По способу перемещения груза конвейеры порционного волочения и сплошного волочения. Число цепей в конвейере зависит от размеров груза и производительности: одноцепные для малой ширины желоба; двухцепные для крупнокусковых грузов. Скребки бывают низкие и высокие. Скребковые конвейеры обычно изготавливают с цепью, замкнутой в вертикальной плоскости, реже — в горизонтальной.

Скребковые конвейеры состоят из неподвижного открытого или закрытого желоба 8, по которому движется замкнутая цепь 2 со скребками 3, огибая приводные 1 и натяжные 5 звездочки. Ролики 6 цепи катятся по направляющим 4, закрепленным на станине конвейера. Приводным звездочкам сообщается движение от привода, состоящего

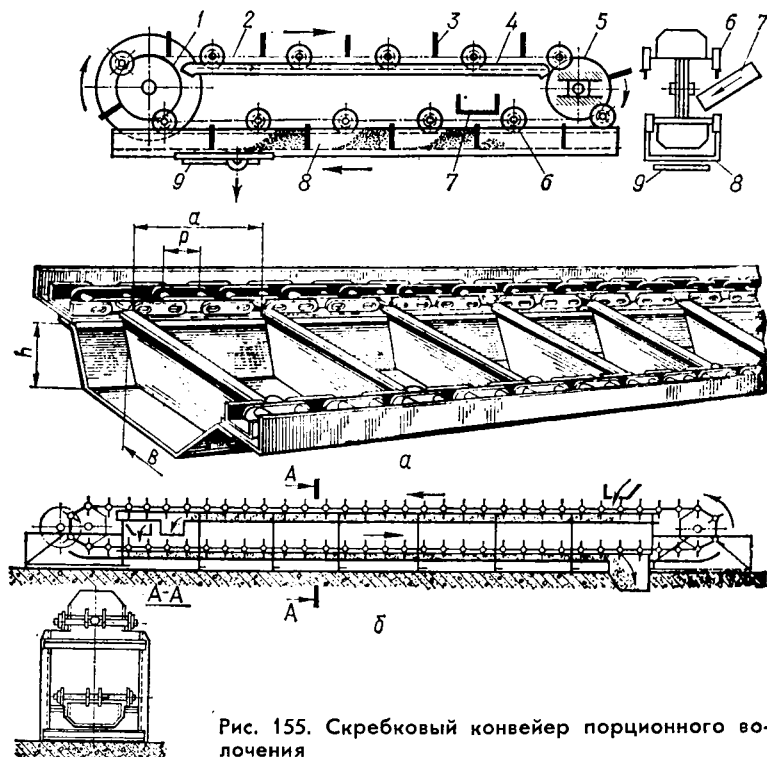


Рис. 155. Скребковый конвейер порционного волочения

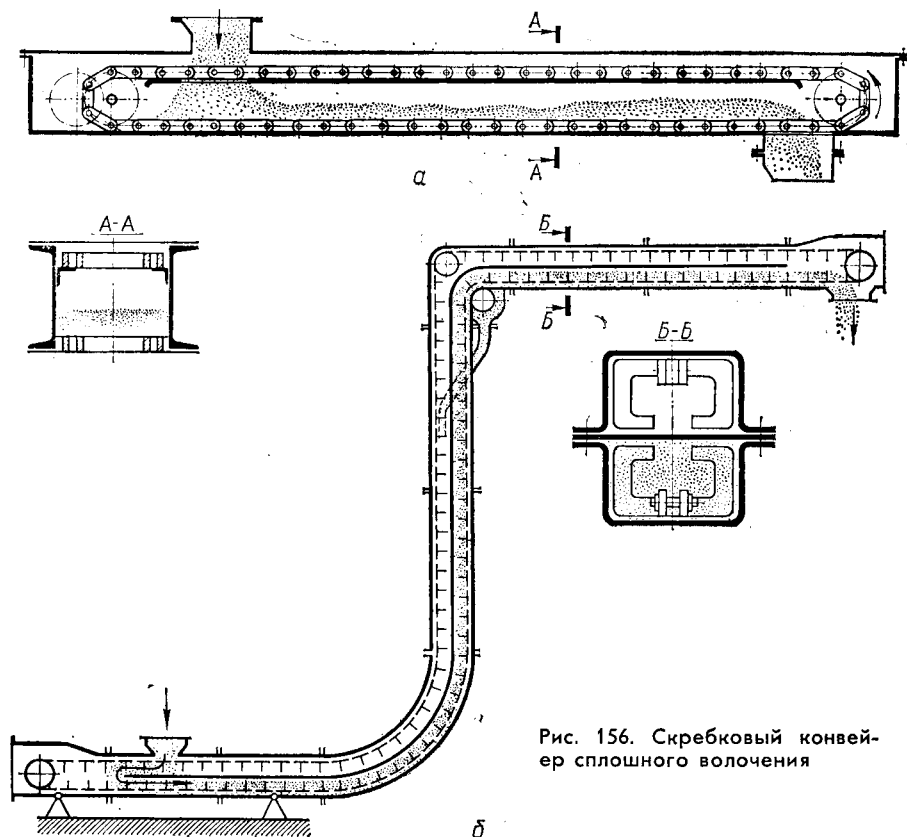


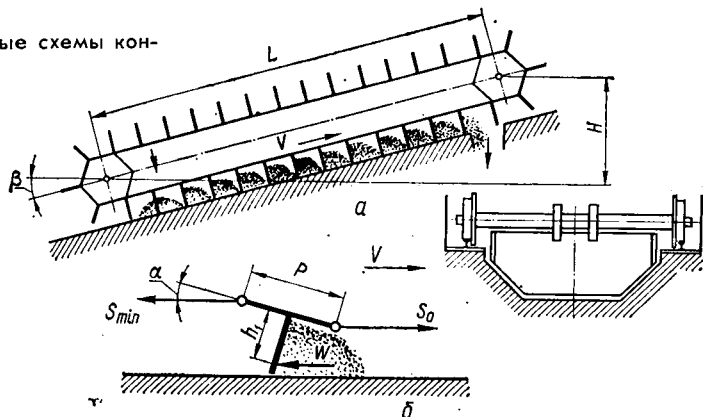
Рис. 156. Скребок-конвейер сплошного волочения

из двигателя, редуктора и соединительных муфт. Вал натяжных звездочек монтируется на опорах и с помощью винтового устройства перемещается по направляющим. Загрузочным устройством 7 материал засыпается в любом месте по длине конвейера и скребками перемещается по желобу. Разгрузка производится в конце конвейера или в другом месте через выпускные отверстия в днище желоба, которые открываются и закрываются шибберными затворами 9.

Конвейеры сплошного волочения (рис. 156, а) с погруженными скребками перемещают сыпучий груз на том принципе, что сила сцепления груза со скребками превышает силу сопротивления от трения груза о желоб. Здесь груз меньше подвержен крошению. Если скребки выполнить по форме желоба, то сопротивление движению уменьшается, и конвейеры можно выполнять крутонаклонными (рис. 156, б). Они находят более широкое применение, чем конвейеры порционного волочения.

Для транспортирования горячих насыпных грузов во избежание коробления и прогорания желоба в конвейерах предусматривают водяную рубашку. Другие типы специальных конвейеров выпускают в герметическом и взрывобезопасном исполнении.

Рис. 157. Расчетные схемы конвейера



Область применения скребковых конвейеров весьма разнообразна: для транспортирования пылевидных, зернистых и кусковых, насыпных и горячих грузов (золы, шлака и др.), различных грузов химической, пищевой, металлургической промышленности, для механизации сельскохозяйственного производства. Особенно широкое применение нашли скребковые конвейеры в горной промышленности для транспортирования полезных ископаемых в лавах и забоях, на обогащательных фабриках и т. п.

Достоинства этого типа конвейеров: простота конструкции; возможность перемещения практически любых сыпучих грузов, в том числе химически активных, горячих и т. д.; допускают большой угол наклона ($30...40^\circ$ для обычных и 50° для ящечных скребков); простота загрузки и разгрузки; возможность герметизации при перемещении пылящих, газифицирующих грузов. Недостатки: измельчение груза (поэтому их не применяют для транспортирования, например, кокса), значительный износ скребков и желоба, большой расход энергии.

Конструкция тягово-ходовой части конвейера такая же, как и в пластинчатом конвейере. Основным тяговым элементом служат пластинчатые втулочно-катковые цепи с ребордными катками.

Желоба изготавливают сваркой или штамповкой из листовой стали. Для повышения долговечности днище наплавляют износостойкими материалами или делают деревянный или каменный настил.

Привод аналогичный другим типам цепных конвейеров. Для предохранения механизма от поломок при заклинивании кусков груза в зазоре предусматривают предохранительные муфты.

Натяжное устройство бывает винтовое (для мелкокусовых) и пружинно-винтовое (для крупнокусовых грузов).

Перемещаемый скребками насыпной груз при порционном волочении (рис. 157, а) располагается перед скребками в виде отдельных порций с углом наклона груза, близким к углу естественного откоса. Точно учесть заполнение грузом пространства между скребками затруднительно, поэтому при определении расчетной площади сечения груза в желобе вводят коэффициент ψ заполнения желоба:

$$A = Bh\psi k_p, \quad (538)$$

где B и h — рабочие ширина и высота желоба; ψ — коэффициент заполнения желоба ($\psi = 0,5 \dots 0,6$ для легкосыпучих и $\psi = 0,7 \dots 0,8$ для кусковых грузов); k_β — коэффициент, учитывающий уменьшение объема насыпного груза перед скребками с увеличением угла наклона конвейера: $k_\beta = 0,85$ при $\beta = 10^\circ$, $k_\beta = 0,5$ при $\beta = 40^\circ$.

Производительность скребковых конвейеров

$$P = 3600Avp = 3600B\psi h k_\beta v p. \quad (539)$$

Отношение ширины желоба к его высоте обычно принимается $\lambda = B/h = 2 \dots 4$.

Определяют главный параметр — ширину желоба

$$B = \sqrt{\frac{\lambda P}{3600\psi k_\beta v p}}. \quad (540)$$

Высота желоба $h = B/(2,4 \dots 4)$.

Конструктивно высоту скребка принимают на 25...50 мм больше высоты желоба.

Шаг скребков a_c должен обеспечивать наибольшее заполнение желоба насыпным грузом. Обычно принимают

$$a_c = (2 \dots 4) h_c, \quad (541)$$

где h_c — высота скребка.

Вычисленная ширина желоба и шаг скребков должны быть проверены по кусковатости груза. Расстояние между скребками и ширина желоба должны удовлетворять условиям:

$$\begin{aligned} a_c &\geq 1,5a_{\max}; \\ B &\geq k_c a_{\max}, \end{aligned}$$

где k_c — коэффициент, зависящий от конструкции конвейера и характера груза. Для двухцепных конвейеров $k_c = 3 \dots 4$ при перемещении сортированных грузов, $k_c = 2 \dots 2,5$ при перемещении несортированных грузов.

Для одноцепных конвейеров $k_c = 5 \dots 7$ и $k_c = 3 \dots 3,5$ соответственно при перемещении сортированных и несортированных грузов.

Тяговый расчет конвейера производят ранее изложенным методом. Сопротивление перемещению груза и рабочих органов

$$W = (q\omega_{\text{ж}} + q_1\omega_1) L \cos \beta \pm (q + q_1) L \sin \beta,$$

где ω_1 — коэффициент сопротивления движению цепи с ходовыми катками (формула 418); $\omega_{\text{ж}}$ — коэффициент сопротивления передвижению груза в желобе.

Значение коэффициента

$$\omega_{\text{ж}} = f_{\text{ж}} \left(1 + \frac{n_6 h_{\text{ср}}}{B} \right), \quad (542)$$

где $f_{\text{ж}}$ — коэффициент трения насыпного груза о стенки желоба; $h_{\text{ср}}$ — средняя высота груза; n_6 — коэффициент бокового давления сыпучего груза,

$$n_6 = \frac{k_6 (1,2 + v)}{1 + 2f_1^2}, \quad (543)$$

где k_6 — коэффициент, зависящий от конструкции конвейера (для стационарных конвейеров $k_6 = 1$, для передвижных конвейеров $k_6 = 1,1 \dots 1,2$); f_1 — коэффициент внутреннего трения насыпного груза; при движении различных грузов в металлическом желобе он находится в пределах $0,3 \dots 0,95$ (меньшее значение для легких, большее — для тяжелых грузов (цемент)).

Для конвейеров с высокими скребками при недостаточном натяжении цепи скребок под силой сопротивления груза отклоняется назад. Минимальное допустимое натяжение, обеспечивающее устойчивость скребка, т. е. допустимое отклонение его на угол $\alpha = 2 \dots 3^\circ$, можно определить по формуле (рис. 157, б):

$$S_{\min} = \frac{Wh_1}{p \operatorname{tg} \alpha} - W/2, \quad (544)$$

где W — сопротивление движению порции груза; h_1 — плечо приложения силы W ; p — шаг цепи.

Условие устойчивости

$$S_0 \geq S_{\min} + W.$$

Сопротивление на концевых звездочках приблизительно составляет 10% от сопротивления на прямолинейных участках и учитывается коэффициентом $k = 1,1$.

После определения суммарного сопротивления движению цепи W определяют мощность двигателя.

Затем находят динамические нагрузки в цепях и выбирают цепь по максимальному усилию.

Производительность конвейера сплошного волочения

$$\Pi = 3600 k_r k_c k_y B h_c v p,$$

где k_r — геометрический коэффициент; k_c — скоростной коэффициент, учитывающий, что средняя скорость груза v_{cp} меньше скорости тягового органа v ($k_c = v_{cp}/v$); k_y — коэффициент уплотнения насыпного груза; B — ширина желоба; h_c — высота слоя груза; p — объемная масса насыпного груза.

Геометрический коэффициент производительности

$$k_r = 1 - \frac{q_0}{\rho_0 B h_c},$$

где q_0 — масса 1 м длины рабочего органа; ρ_0 — объемная масса рабочего органа.

Предельная высота слоя груза в желобе h_n над волочащим органом (цепью):

$$h_n = B \frac{c_h \pm \operatorname{tg} \beta}{n_6 f_1},$$

где c_h — коэффициент сцепления груза с волочащим органом; β — угол наклона конвейера; n_6 — коэффициент бокового давления груза на стенки желоба.

Коэффициент сцепления

$$c_h = \xi \left(1 + \frac{\tau_0}{h_n \rho g} \right),$$

где $\xi = 0,6...0,8$ — эмпирический коэффициент; τ_0 — начальное сопротивление сдвигу.

Коэффициент бокового давления определяют по формуле (543).

Скоростной коэффициент для горизонтальных и пологонаклонных конвейеров — $0,8...0,9$, для вертикальных и крутонаклонных — $0,45...0,8$ (большее значение для кусковых, меньшее — для пылевидных грузов).

Производительность трубчатого скребкового конвейера

$$P = 3600 \frac{\pi d^2}{4} v \rho \psi.$$

Отсюда определяют внутренний диаметр трубы

$$d = \frac{1}{30} \sqrt{\frac{P}{\pi v \rho \psi}}.$$

Скорость движения рабочего органа $v = 0,1...1,25$ м/с для каната; $0,1...0,4$ м/с для цепи.

Шаг скребков вычисляют из соотношения $a = k_1 p = k_2 d$, где p — шаг цепи; k_1, k_2 — конструктивные параметры ($k_1 = 2...6$, $k_2 = 2...3$ для конвейеров с горизонтальной и наклонной трассами; $k_1 = 2...4$, $k_2 = 1$ для комбинированной трассы).

13.3. Динамика цепного привода

Динамические усилия в цепи при пуске

$$S_{д.п} = m_k \frac{D}{2} \cdot \frac{\varepsilon}{u_p}, \quad (545)$$

где ε — угловое ускорение привода; D — диаметр звездочки; u_p — передаточное число редуктора; m_k — приводная масса конвейера.

Угловое ускорение привода

$$\varepsilon = \frac{M_{п.ср} - M_c}{I_{пр}}, \quad (546)$$

где $M_{п.ср}$ — средний пусковой момент двигателя; M_c — статический момент, приведенный к двигателю; $I_{пр}$ — приведенный к двигателю момент инерции всех движущихся масс конвейера.

Время пуска конвейера $t_{п} = \frac{\omega}{\varepsilon}$.

Работа цепных конвейеров характеризуется пульсирующим движением цепи при постоянной скорости вращения приводной звездочки. Причина этого заключается в изменении мгновенного радиуса набегания цепи на приводную звездочку от R до $R \cos \alpha/2$ (рис. 158). При постоянной скорости вращения звездочки скорость зуба по начальной окружности $v_0 = \text{const}$, а скорость цепи будет изменяться по закону

$$v = v_0 \cos \varphi = \omega R \cos \varphi, \quad (547)$$

где $\varphi = \omega t$ — угловое перемещение шарнира цепи; ω — угловая скорость; R — радиус звездочки по начальной окружности; t — время.

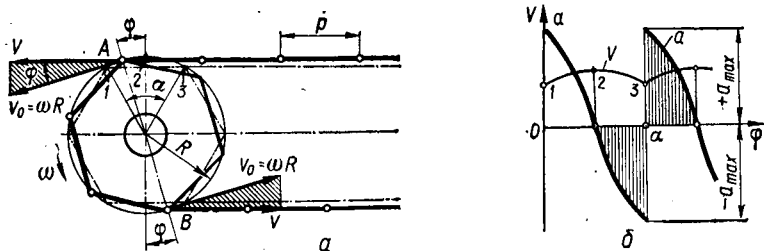


Рис. 158. Схема к расчету динамики цепного привода

Ускорение цепи

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d}{dt} \omega R \cos \varphi = -\omega R \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt}, \quad (548)$$

но $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$,

тогда

$$a = -\omega^2 R \sin \varphi. \quad (549)$$

Ускорение изменяется по синусоидальной зависимости. Максимальное значение возникает при $\varphi = 0 \dots \alpha$ в точках 1 и 3, нулевые — для положения $\varphi = \alpha/2$ в точке 2.

$$a_{\max} = \pm \omega^2 R \sin \alpha/2. \quad (550)$$

Так как $\sin \alpha/2 = \frac{p}{2R}$, то $a_{\max} = \pm \omega^2 p/2$.

Ускорение мгновенно возрастает от $-a_{\max}$ до $+a_{\max}$ в момент, когда зуб соприкасается со следующим шарниром цепи.

Угловая скорость звездочки

$$\omega = \frac{2\pi p}{60} = \frac{2\pi v}{z_0 p},$$

где z_0 — число зубьев звездочки; p — шаг цепи.

Подставив значение ω в формулу (550), получим

$$a_{\max} = \pm \frac{2\pi^2 v^2}{z_0^2 p} = \frac{2\pi v^2}{z_0 (z_0 p)}. \quad (551)$$

Как видим, ускорение, а следовательно, и динамические усилия в цепи пропорциональны квадрату скорости и обратно пропорциональны числу зубьев и диаметру звездочки.

Поскольку сила к цепи прикладывается мгновенно производя удар, то динамическая нагрузка на цепь составит $4m_{\text{пр}}a_{\max}$. Если учесть инерционную силу, направленную в сторону движения в тот момент, когда цепь движется с замедлением ($-a_{\max}$), то расчетная динамическая нагрузка на цепь составит

$$S_y = 4m_{\text{пр}}a_{\max} - m_{\text{пр}}a_{\max} = 3m_{\text{пр}}a_{\max}. \quad (552)$$

Приведенная масса $m_{\text{пр}}$ для цепного конвейера

$$m_{\text{пр}} = (m_r + \lambda m_k) L, \quad (553)$$

где m_r и m_k — погонные массы груза и движущихся частей конвейера; L — длина конвейера; λ — коэффициент, учитывающий участие массы обратной ветви в колебательном движении ($\lambda = 2$ при $L \leq 25$ м; $\lambda = 1,5$ при $L = 25 \dots 60$ м; $\lambda = 1$ при $L > 60$ м). Подставив в формулу (552) значения $a_{\max}$, получим выражение для динамических усилий:

$$S_d = \frac{6(\pi v/z_0)^2 L m_{np}}{p}. \quad (554)$$

Динамические усилия распространяются вдоль цепи со скоростью звука

$$v = \sqrt{\frac{E_u}{\rho_u}}, \quad (555)$$

где E_u — модуль продольной упругости; ρ_u — плотность материала цепи,

$$\rho_u = \frac{m_u}{A_u}, \quad (556)$$

где m_u — масса 1 м цепи; A_u — средняя площадь ее сечения.

Подставив значение ρ_u в формулу (555), получим

$$v = \sqrt{\frac{c_0}{m_u}}, \quad (557)$$

где $c_0 = E_u A_u$ — продольная жесткость цепи.

Время пробега упругой волны

$$\tau = \frac{L_u}{v} = \frac{L_p}{v_p} + \frac{L_n}{v_n}, \quad (558)$$

где L_u — полная длина цепи; L_p , L_n , v_p , v_n — длины и скорости упругой волны рабочего и нерабочего участков цепи.

Полное расчетное усилие в цепи $S_{\text{рас}} = S_c + S_d$.

При совпадении частот вынужденных и свободных колебаний конвейера (как упругой системы) возникает резонанс, связанный с высокими динамическими нагрузками не только в цепи, но во всем приводе.

В скребковых конвейерах могут также возбуждаться автоколебательные процессы вследствие изменения силы трения скребков и груза о желоб, частоты которых могут совпадать с частотами собственных колебаний, что является причиной больших перегрузок элементов конвейера.

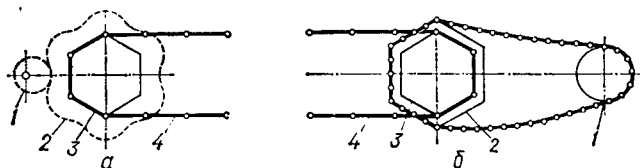
Во избежание резонансных режимов скорость конвейера не должна быть близкой к величине, определяемой по формуле

$$v = Kp/L\sqrt{A/q}, \quad (559)$$

где $K = 3000 \dots 4000$ — коэффициент; p/L — отношение шага цепи к длине конвейера; A — площадь сечения пластин цепей; q — вес 1 м движущихся частей конвейера.

Чтобы снизить динамические нагрузки в цепных конвейерах, применяют уравнительные приводы, создающие почти равномерную скорость цепи.

Рис. 159. Схемы уравнильных приводов



Скорость тяговой цепи может иметь постоянное значение в том случае, если угловая скорость вала приводной звездочки неравномерна и изменяется по закону, вытекающему из уравнения $\omega \cos \varphi = \frac{v}{R} = \text{const}$, т. е. при постоянном радиусе звездочки и $\frac{v}{R} = \text{const}$ угловая скорость должна изменяться обратно пропорционально $\cos \varphi$. Чтобы снизить динамические нагрузки в цепном приводе необходимо угловую скорость приводной звездочки сделать неравномерной, а скорость цепи равномерной. Для этой цели применяют некруглые зубчатые колеса, число впадин на которых равно числу зубьев тяговой звездочки, и специальный цепной механизм (рис. 159).

В уравнильном приводе (рис. 159, а) с некруглым зубчатым колесом 2 число впадин равно числу зубьев тяговой звездочки 3. Ведущая шестерня 1, посаженная на вал с эксцентриситетом, поворачивается на угол 360° за время поворота тяговой звездочки на угол 180° . Тяговая звездочка уравнильного механизма вращается с переменной скоростью и обеспечивает практически постоянную скорость цепи 4 конвейера.

Наиболее простым механизмом, обеспечивающим скорость тяговой цепи 4, близкую к равномерной, является уравнильный механизм с короткозвенной цепной передачей 1 (рис. 159, б). Короткозвенная, цепь огибает звездочку 2 и ложится несколькими звеньями на грани, параллельные граням тяговой звездочки 3, создавая переменную скорость вращения звездочек 3 и 2, а следовательно, и постоянную скорость тяговой цепи.

Одним из способов снижения динамических усилий в цепных приводах является также применение гусеничного привода, установленного на подпружиненной раме.

При экстренном стопорении конвейера в цепях возникают большие динамические нагрузки, что часто приводит к разрыву цепей. Для защиты привода от перегрузок предусматривают предохранительные муфты или турбомуфты.

13.4. Ковшовые конвейеры

Конвейеры этой группы (рис. 160) применяют для транспортирования грузов по сложной замкнутой трассе с горизонтальными и вертикальными участками на небольшую высоту без перегрузки с распределением по нескольким пунктам. Ковши 2 шарнирно подвешены к двум замкнутым тяговым цепям 1 так, что их центр тяжести находится ниже оси подвеса. Привод 3 установлен в верхней части конвейера, натяжное

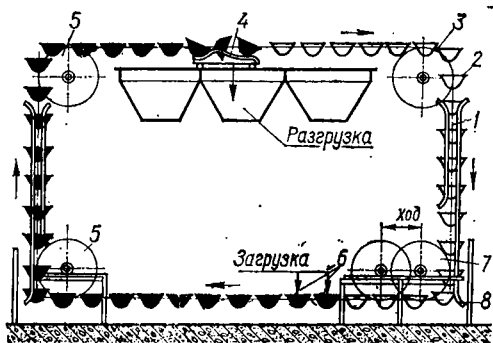


Рис. 160. Схема ковшового конвейера

устройство 7 вниз. Катки цепи движутся по горизонтальным направляющим, а на вертикальных катки охвачены направляющими 8 с двух сторон во избежание раскачивания ковшей. Переход трассы с одного направления на другое осуществляется звездочками 5. Ковши перекрывают друг

друга, образуя на горизонтальном участке сплошную емкость. Загрузка происходит на нижнем горизонтальном участке 6; разгрузка — на верхнем горизонтальном участке опрокидывания ковшей с помощью передвижного упора 4; в исходное положение они возвращаются автоматически (рис. 161).

Преимущества ковшового конвейера: бесперегрузочная подача грузов по сложной трассе, нет измельчения груза при транспортировании, простота и удобство загрузки и разгрузки, компактность, возможность автоматизации всех операций транспортирования.

Производительность до 400 т/ч, скорость движения ковшей до 0,4 м/с. Ковшовые конвейеры применяют для транспортирования известняка, кокса, угля, синтетического каучука и пр. на заводах химической промышленности, цементных, коксогазовых и других предприятиях.

Недостатки: большая масса движущихся частей и значительная первоначальная стоимость. Однако конвейеры являются незаменимыми при транспортировании грузов, где недопустимы их дробление и истирание.

13.5. Подвесные конвейеры

Современные предприятия серийного и массового производства оборудуют пространственными подвесными конвейерами сложной трассы для бесперегрузочной транспортировки грузов на протяжении всего

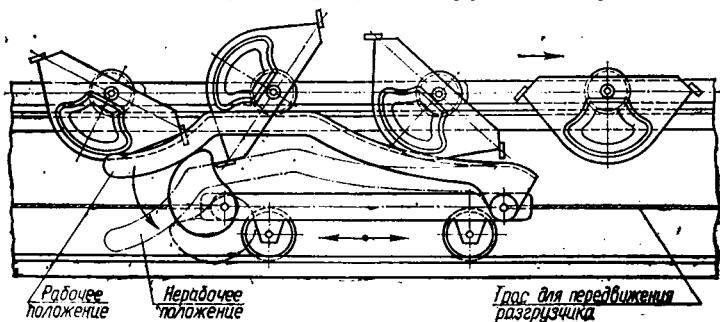


Рис. 161. Разгрузочное устройство

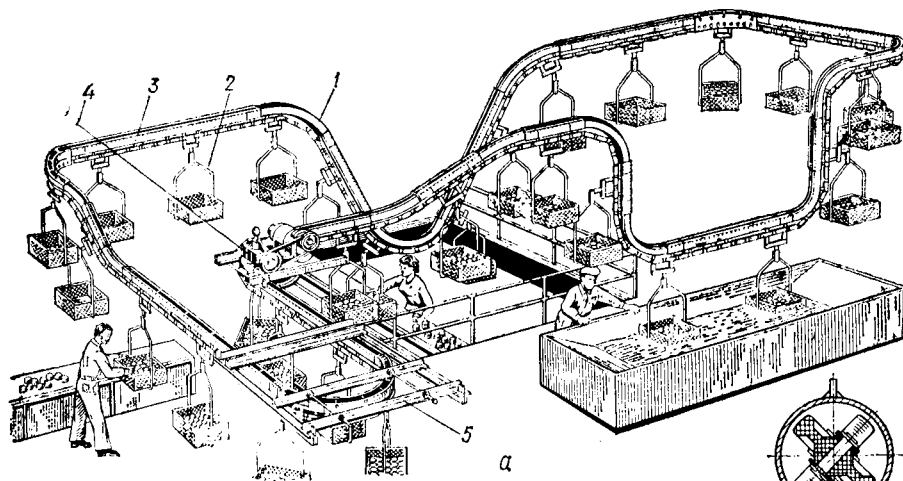


Рис. 162. Схемы пространственных подвесных конвейеров

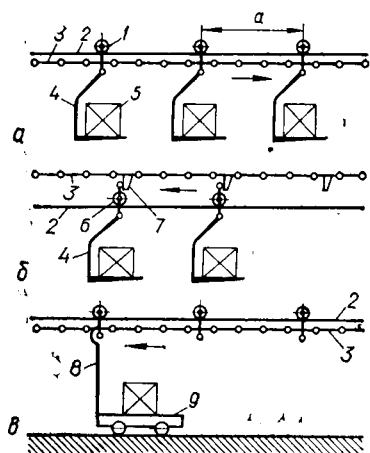


Рис. 163. Схемы подвесных конвейеров



Рис. 164. Подвесной конвейер с автоматической загрузкой

технологического процесса. Они практически не занимают производственных площадей, так как их располагают обычно вверх здания, в свободном пространстве. Трассы подвесных конвейеров могут быть любой сложности и практически неограниченной длины при установке необходимого количества приводов. Цепной привод бывает со звездочками или гусеничный.

На рис. 162, а приведена схема пространственного подвесного конвейера сложной трассы. По замкнутому пути 1 (обычно двутавровая балка) с помощью тянущей цепи 3 привод 4 перемещает каретки с подвесками 2 для груза. Натяжение цепи создается винтовым устройством 5. В процессе транспортирования груза выполняются различные технологические операции.

Для транспортирования легких грузов по сложной пространственной трассе применяют компактную конструкцию конвейера (рис. 162, б). Несущей частью этой конструкции является труба, а в качестве тягового органа используют пластинчатую цепь, между пластинами которой установлены ролики из полиамидной смолы. Угол наклона роликов 45° ; ось каждого последующего ролика смещена на 90° . Привод конвейера фрикционный, обеспечивающий надежную работу конвейера с минимальным износом цепи.

Подвесные конвейеры (рис. 163) в зависимости от способа движения делят на грузонесущие (а), толкающие (б) и грузотянущие (в). По виду трассы они бывают горизонтальные и пространственные. Тяговым органом является пластинчатая или разборная цепь 3 (реже канат). К цепи присоединены каретки 1 (тележки) на ходовых катках, которые передвигаются по подвесным путям 2. В грузонесущих конвейерах груз 5 транспортируют на подвесках 4 кареток, у толкающих конвейеров на цепи предусмотрены кулачки 7, перемещающие тележки 6. У грузотянущих конвейеров каретки соединены разъемно со штангами 8.

В современных подвесных конвейерах вес транспортируемых грузов от доли килограмма до 2,5 т; длина — до 4,5 км. Скорость движения конвейеров 0,05...0,75 м/с; применяют автоматическое адресование груза; загрузка и разгрузка производятся на ходу, часто автоматически.

Возможность работы подвесного конвейера на сложной трассе (в многоэтажных цехах и между ними), малый расход энергии, легкость настройки конвейера к изменениям технологии производства, несложность автоматизации по распределению грузов сделали эти конвейеры основным транспортом на современных предприятиях различных отраслей промышленности.

На рис. 164 показан подвесной конвейер с автоматической загрузкой.

Конструкции кареток (рис. 165) бывают одинарные (а) и спаренные (б). Катки устанавливают на подшипниках качения или выполняют в виде специального шарикоподшипника (в), наружное кольцо которого имеет специальный профиль для катания по полке двутавра.

Для подвесных конвейеров применяют приводы двух типов: угловые со звездочками (рис. 166) и гусеничные со специальными кулаками (на линейных участках). Вращение звездочек 1 (а) осуществляется от двигателя 5 через муфту 4 и редуктор 3. В приводе предусмотрено предохранительное устройство 2 от перегрузок.

Редуктор коническо-цилиндрический, пятиступенчатый изображен на рис. 166, б. Натяжное устройство применяют грузовое (грузовое полиспадное) и винтовое (пружинно-винтовое). Привод, как правило, устанавливают после участка с большим сопротивлением движению — после подъема трассы.

Производительность конвейера определяют по формуле (416). Шаг подвесок

$$a = \frac{3,6Gzv}{\Pi}, \quad (416)$$

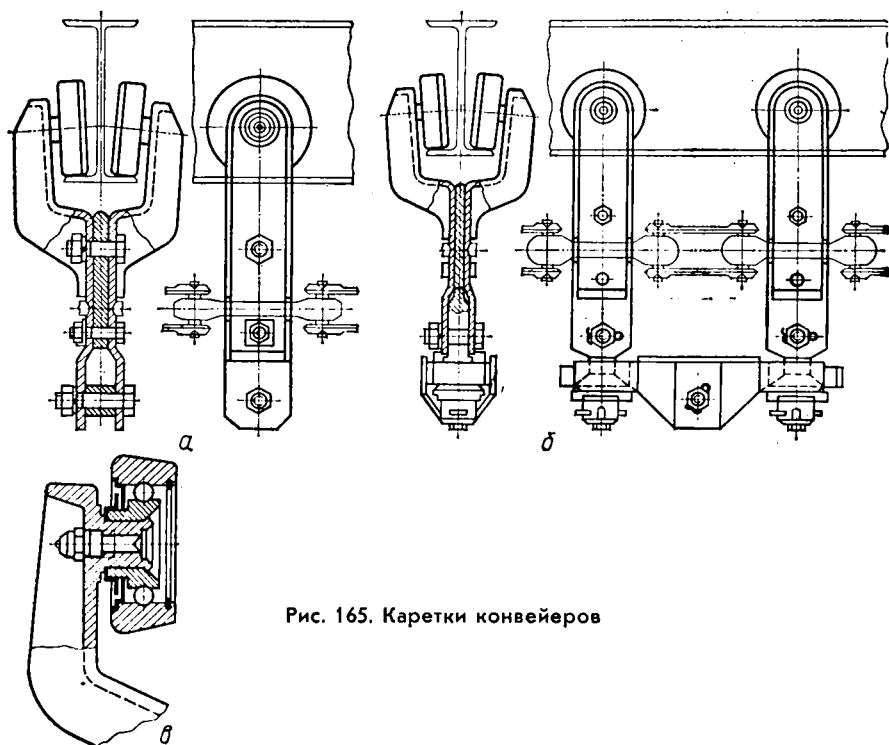


Рис. 165. Каретки конвейеров

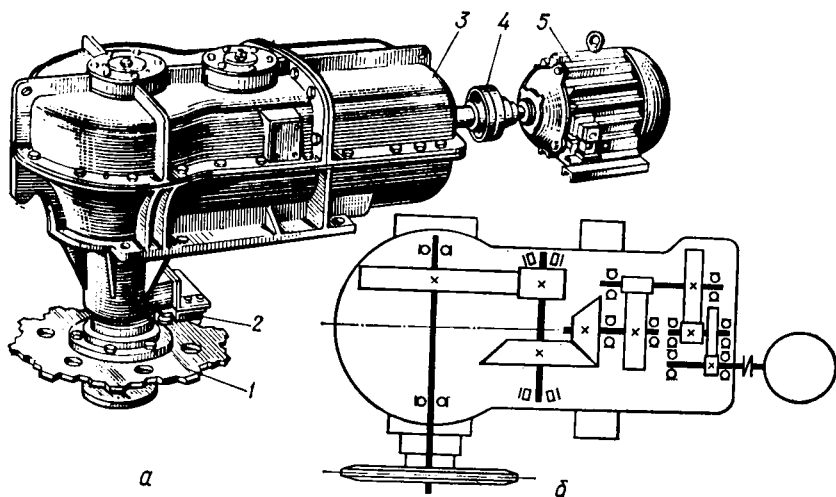


Рис. 166. Привод подвесных конвейеров

где G , z — вес груза и количество грузов на подвеске; v — скорость конвейера.

Шаг a должен определяться также размерами штучных грузов.

Коэффициент сопротивления движению каретки находят по формуле (418). Сопротивление передвижению тележек грузотянувших конвейеров

$$W_T = \frac{G_T L_T w_T}{a}, \quad (561)$$

где G_T — вес тележки; $w_T = 0,02 \dots 0,033$ — коэффициент сопротивления, зависящий от конструкции катков и состояния трассы; L_T — горизонтальная длина конвейера.

Для тяжелых условий w_T увеличивают в 1,5 раза.

Тяговый расчет подвесных конвейеров выполняется общепринятым методом — последовательным суммированием местных сопротивлений в характерных точках конвейеров. Задавшись первоначальным минимальным натяжением цепи S_0 , можно ориентировочно определить максимальное натяжение цепи для подвесного конвейера сложной трассы:

$$S_{\max} = S_0 k + w (q L_1 + q_0 L_n) (1 + Ck) + (q - q_0) (H_p - H_3), \quad (562)$$

где w — коэффициент сопротивления движению на прямолинейном участке; k — суммарный коэффициент местных потерь; H_p, H_3 — высота конвейера соответственно в местах разгрузки и загрузки; C — эмпирический коэффициент, зависящий от общего количества поворотов трассы: x — вертикальных, y — горизонтальных на звездочке или блоке, m — на роликовой батарее.

При $(x + y + m) < 5$ $C = 0,55$;

при $(x + y + m) > 5$ $C = 0,4$.

Величины коэффициентов сопротивления для подвесных конвейеров в зависимости от условий работы конвейера: $w = 0,015$ (хорошие), $w = 0,020$ (средние), $w = 0,027$ (тяжелые).

Суммарный коэффициент местных потерь $k = \varphi^x \xi^y \lambda^m$,

где φ, ξ, λ — коэффициенты сопротивлений на соответствующих поворотах трассы. Принимают $\varphi = 1,012 \dots 1,07$; $\xi = 1,025 \dots 1,08$; $\lambda = 1,02 \dots 1,18$ (большие значения будут для больших углов поворота трассы и более тяжелых условий работы).

Тяговое усилие на приводных звездочках и мощность двигателя определяют по формулам (533) и (534).

13.6. Тележечные конвейеры

Тележечные конвейеры перемещают груз на тележках, движущихся по замкнутой трассе. В зависимости от расположения ходовой части их разделяют на горизонтально- и вертикально замкнутые. Горизонтально замкнутые конвейеры применяют, в основном, в поточном производстве для выполнения технологических операций — в литейном производстве, на линиях сборки автомобилей, тракторов, моторов, а также для перемещения между рабочими местами легких грузов в обувной, швейной, радиотехнической и другой промышленности. Они позволяют транспортировать разнообразные штучные грузы, в том числе горячие, тяжелые, а также совмещать перемещение с технологическими операциями.

Грузоподъемность конвейерных тележек 8...12000 кг, скорость движения определяется технологическими особенностями (например, в литейном производстве 1,2...7,5 м/мин). Конвейеры бывают одно-

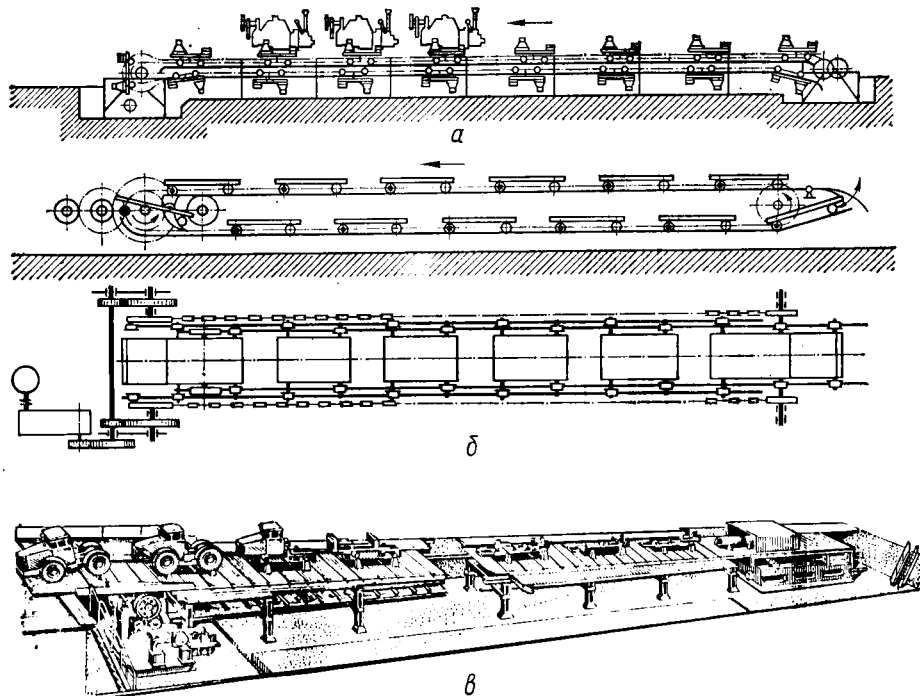


Рис. 167. Тележечные вертикально замкнутые конвейеры

и двухцепные. Цепи применяют, в основном, пластинчатые безребордные катковые (в горизонтальных конвейерах) и специальные двухшарнирные (в конвейерах с пространственной трассой). Возможно применение также других типов цепей (круглозвенных и разборных).

Привод, как правило, устанавливают редукторный с вариантом для регулирования скорости движения конвейера. Предусматривают предохранительные устройства от перегрузок привода.

На рис. 167 показан вертикально замкнутый конвейер для сборки двигателей с опрокидывающимися (а) и неопрокидывающимися тележками (б). Конвейер для сборки тракторов «Кировец» приведен на рис. 167, в.

Системы приводов позволяют создавать непрерывное и пульсирующее движение конвейера, а также производить бесступенчатое регулирование скорости (привод с вариатором). Полезная нагрузка на конвейер 320 т, длина 250 м.

Производительность конвейера при непрерывном движении цепи

$$\Pi = \frac{3600vz}{a_{\tau}k_n},$$

где v — скорость движения конвейера (регулируемая); z — число изделий на платформе; a_{τ} — шаг тележек; k_n — коэффициент неравномерности загрузки конвейера: $k_n = 1,15 \dots 1,20$ при автоматической загрузке, $k_n = 1,2 \dots 1,25$ при ручной загрузке.

Погонная нагрузка на нерабочей ветви конвейера

$$q_0 = q_{\text{ц}} + \frac{G_{\text{т}}}{a_{\text{т}}},$$

где $G_{\text{т}}$ — вес тележки.

Погонная нагрузка при загруженном конвейере

$$q = q_0 + \frac{G_1}{a_{\text{т}}},$$

где G_1 — вес транспортируемого изделия.

Минимальное натяжение цепи принимают $S_1 = 1...3$ кН. Дальнейший расчет выполняют по методу обхода контура.

Г л а в а 14. ЭЛЕВАТОРЫ

14.1. Назначение, классификация и устройство

Элеваторами называют машины непрерывного действия, предназначенные для перемещения насыпных грузов (реже штучных) в вертикальном или крутонаклонном (более 60° к горизонту) направлениях. Элеваторы можно классифицировать по следующим признакам:

по типу грузонесущего органа (рис. 168): ковшовые (а, б, в), полочные (г) и люльчатые (д). Ковшовые — для транспортирования насыпных грузов: пылевидных, зернистых и кусковых (цемент, мука, зерно, песок, торф, уголь, различные химикаты и т. п.), реже наливных жидкостей. Люльки подвешены к цепи и могут разгружаться в любом месте нисходящей ветви, что невозможно в полочном, где они прикреплены к цепи неподвижно; полочные и люльчатые — для подъема штучных грузов (ящиков, бочек, рулонов и др).

по типу тягового органа: ленточные (а) и цепные (б) с одной или двумя цепями;

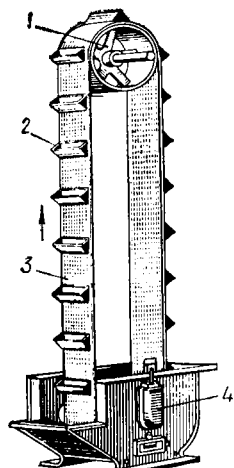
по углу установки: вертикальные и крутонаклонные (в);

по скорости движения ковшей: тихоходные до 1,25 м/с, быстроходные до 3,5...4 м/с и более. В тихоходных элеваторах разгрузка ковшей гравитационная, в быстроходных — центробежная;

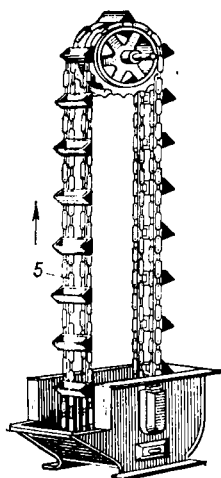
по расположению ковшей на тяговом органе: с расставленными (а, б) и сомкнутыми ковшами (в). Первые применяют для мелкофракционных грузов и часто выполняют быстроходными. Элеваторы с сомкнутыми ковшами — тихоходные с самотечной разгрузкой. Их применяют для подъема крупнокусовых и абразивных грузов; загрузка ковшей производится насыпанием.

Ковшовые элеваторы имеют следующие технические показатели: производительность до 600 м³/ч, высота подъема до 50...60 м, скорость движения до 4 м/с и более для хорошо сыпучих грузов с применением специальных ковшей.

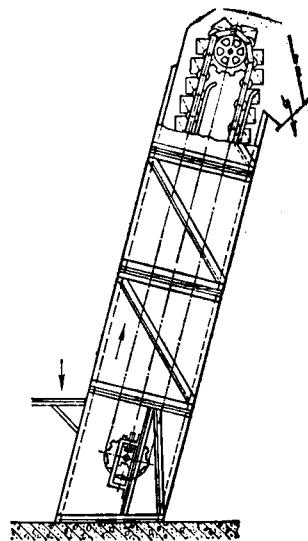
Элеватор (рис. 169, а) состоит из замкнутого тягового органа — ленты 3, цепи 5, огибающего приводной 1 и натяжной 4 барабаны (или звездочки). К ленте или цепи прикрепляют ковши 2, которые



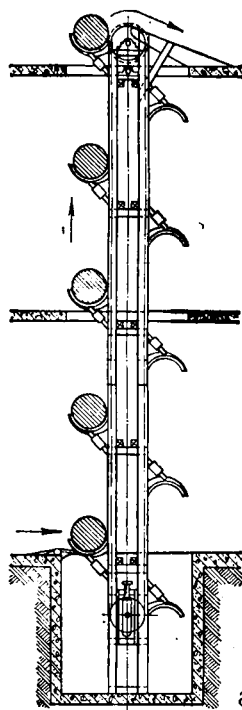
а



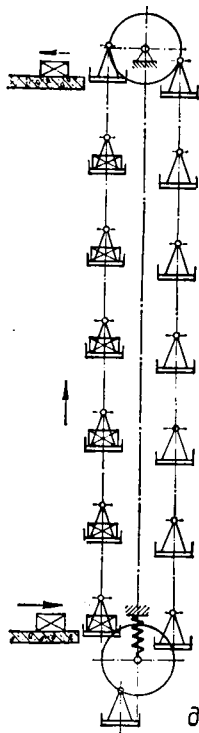
б



в



г



д

Рис. 168. Типы элеваторов

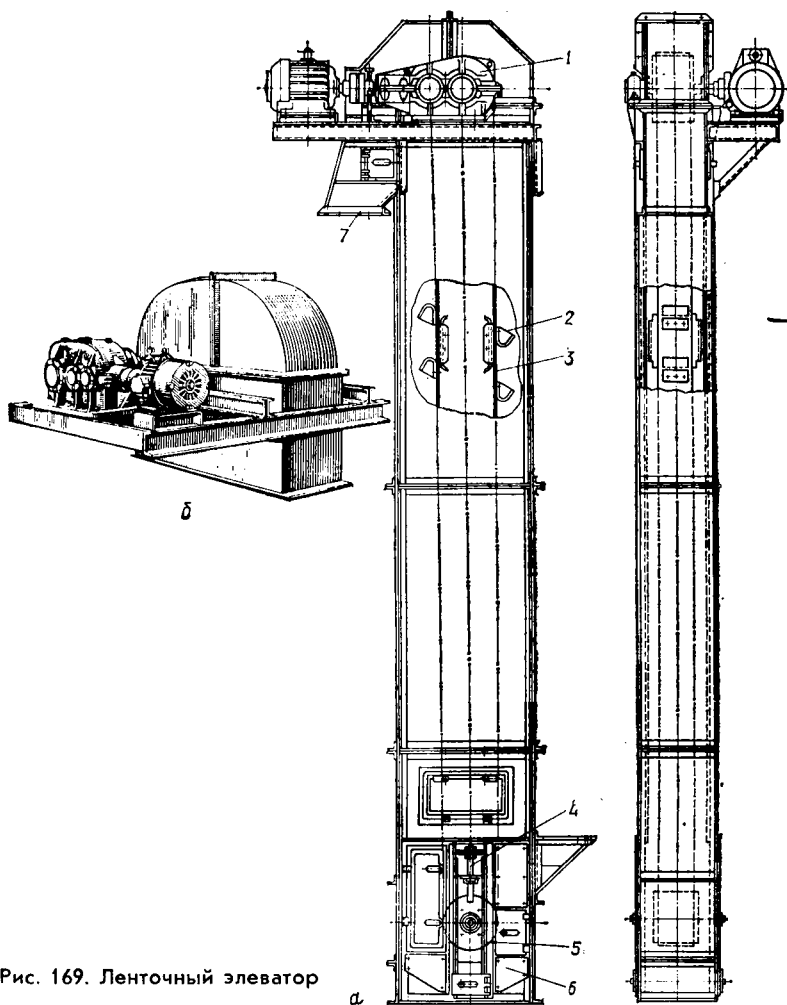


Рис. 169. Ленточный элеватор

загружаются насыпным грузом в нижней части элеватора 6, а разгружаются через окно 7 в верхней части элеватора. На нижнем барабане (звездочках) установлено натяжное устройство 4.

Привод элеватора (рис. 169, б) включает в себя двигатель, редуктор муфты, останов, барабан (звездочки). Рабочая ветвь наклонных ленточных элеваторов поддерживается роlikоопорами, а цепных — опорными роlikами или направляющими шинами.

Достоинства ковшовых элеваторов: малые габаритные размеры по сечению и в плане, подъем груза на значительную высоту (до 60 м), простота и надежность конструкции, сохранность транспортируемого груза, возможность обеспечения герметичности. Ковшовые элеваторы имеют ограниченную область применения. Их рационально использовать, главным образом, для подъема легких, не липких, хорошо

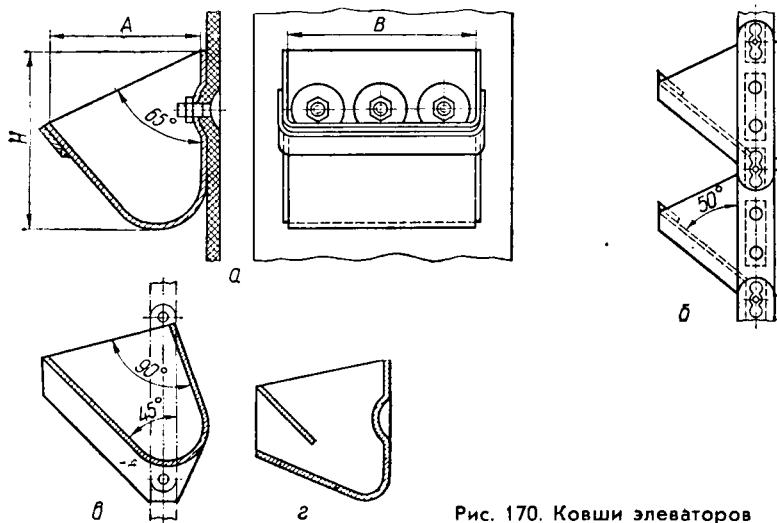


Рис. 170. Ковши элеваторов

сыпучих, не кусковых грузов. Кроме того, их применяют для совмещения операций транспортирования с технологическими процессами, например сушка у зерновых элеваторов.

Условием нормальной работы элеватора является правильный выбор формы и размеров ковшей, скорости их движения, размеров барабана и звездочек, формы и размеров головки и башмака.

Ковши выбирают в зависимости от производительности элеватора и типа перемещаемого насыпного груза. Форма ковшей определяется способом разгрузки и характеристикой транспортируемого груза.

Для стационарных вертикальных ковшовых элеваторов общего назначения применяют ковши следующих типов (рис. 170): глубокие (а) с цилиндрическим днищем для сухих, хорошо сыпучих грузов; мелкие с цилиндрическим днищем для влажных, плохосыпучих грузов; остроугольные (б) и скругленные (в) с бортовыми направляющими для тяжелых абразивных грузов; специальные ковши (г) для больших скоростей (элеваторы мукомольной промышленности). Ковши изготавливают сварными, литыми, клепаными. Передние кромки усиливают стальным листом из прочной износостойкой стали или наплавляют твердым сплавом.

Геометрическая вместимость ковшей $t_k = 0,2 \dots 45$ л, реже до 130 л; ширина ковшей 100...1000 мм; шаг 200...800 мм.

Диаметр приводного барабана ленточного элеватора

$$D_6 = (125 \dots 150) i, \quad (563)$$

где i — число прокладок в ленте.

Для предохранения от обратного хода при остановке груженого элеватора привод снабжают остановками или тормозами (для тяжелых элеваторов).

Натяжное устройство пружинно-винтового типа, реже грузовое.

На элеваторах устанавливают ловители в случае обрыва цепи.

В ленточных элеваторах ковши соединены канатами, которые удерживают их от падения при обрыве ленты. В приводах предусмотрена установка реле скорости, которое выключает двигатели при обрыве цепи или ленты.

14.2. Загрузка и разгрузка элеватора

От правильно выбранных способов загрузки и разгрузки элеватора в значительной степени зависит его работоспособность. Загрузка сухих, хорошо сыпучих пылевидных, зернистых и мелкокусковых грузов осуществляется чаще всего зачерпыванием. Крупнокусковые, твердые абразивные грузы, такие как руда, графит, известняк, крупнокусковой уголь и т. п. загружают непрерывным потоком непосредственно в ковши, так как зачерпывать такие грузы из башмака довольно трудно. Непосредственную загрузку применяют при малой скорости движения (до 1 м/с) в элеваторах и сомкнутыми ковшами.

Производительность элеватора в значительной степени зависит от способа разгрузки. При движении грузеных ковшей через разгрузочный барабан (звездочки) они должны быть полностью опорожнены в разгрузочный патрубок.

Разгрузка ковшей (рис. 171) бывает центробежной (*а*), самотечной свободной (*б*), самотечной направленной (*в*). Центробежная разгрузка происходит под действием центробежной силы. Такую разгрузку применяют для мелкосыпучих грузов.

Самотечная свободная и направленная разгрузка осуществляются главным образом под действием сил гравитации на груз. Для свободного высыпания груза требуется отклонение ковшей (*б*). Так разгружаются плохосыпучие грузы. Скорость движения ковшей при этой разгрузке 0,6...0,8 м/с.

Для установления характера разгрузки скорость движения ковшей должна быть определенным образом связана с диаметром барабана и должна соответствовать условиям разгрузки, расстановке ковшей и расположению разгрузочного патрубка.

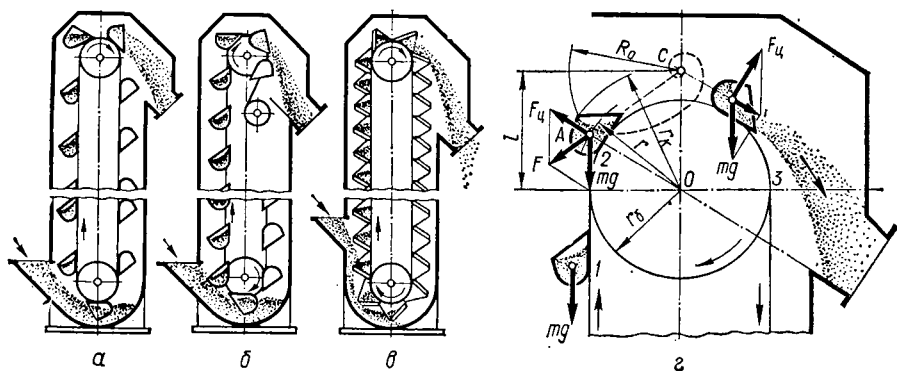


Рис. 171. Схемы загрузки и разгрузки элеватора

На груз, находящийся в ковше, на прямолинейном участке трассы при подъеме действует сила тяжести mg , а на криволинейном участке при огибании барабана добавляется центробежная сила (рис. 171, з):

$$F_{\text{ц}} = \frac{mv^2}{r}, \quad (564)$$

где m — масса груза в ковше; v — скорость движения центра тяжести груза в ковше; r — радиус вращения центра тяжести груза относительно оси вращения барабана; g — ускорение силы тяжести.

Равнодействующая сила $\bar{F} = \bar{m}g + \bar{F}_{\text{ц}}$, действующая на груз при вращении ковша, изменяется по величине и направлению, но при любом положении ковша направление равнодействующей пересекается с вертикалью, проходящей через центр барабана, в одной и той же точке C , называемой полюсом. Из подобия треугольников OAC и $FF_{\text{ц}}A$ имеем

$$\frac{l}{r} = \frac{mg}{F_{\text{ц}}} = \frac{mg}{\frac{mv^2}{r}}. \quad (565)$$

Откуда находим значение полюсного расстояния

$$l = \frac{gr^2}{v^2}. \quad (566)$$

С увеличением скорости величина l уменьшается, при этом возрастает центробежная сила, действующая на груз. При $l \leq r_6$ (радиус барабана) центробежная сила намного больше силы тяжести и в этом случае имеет место центробежная разгрузка.

При $l \geq r_k$ (r_k — радиус, проведенный из центра барабана через наружные кромки ковшей) сила тяжести значительно больше центробежной силы, поэтому разгрузка будет самотечной.

При $r_6 < l < r_k$ происходит смешанная центробежная и самотечная разгрузка ковшей.

Таким образом, способ разгрузки ковшей зависит от соотношения между полюсным расстоянием и радиусом барабана. Груз в ковше располагается под углом естественного откоса к нормали, проведенной к линии AC , и его свободная поверхность представляет собой логарифмическую спираль. Уравнение логарифмической спирали в полярных координатах

$$R = R_0 e^{f_1 \varphi}, \quad (567)$$

где R — переменный радиус-вектор; R_0 — начальный радиус, проведенный из полюса к кромке ковша; φ — переменный полярный угол; f_1 — коэффициент внутреннего трения материала.

Построив логарифмические спирали поверхностного груза при различных положениях ковша во время обхода барабана, можно определить ту часть груза, которая осталась в ковше (отсечена спиралью). Остальная часть груза из ковша высыпается.

При центробежной разгрузке, когда $l/r_6 \leq 1$, диаметр барабана должен быть

$$D_6 \leq 0,204v^2. \quad (568)$$

При самотечной разгрузке, когда $l/r_6 > 3$,

$$D_6 \geq 0,6v^2. \quad (569)$$

При смешанной (центробежной и самотечной) разгрузке, когда $l/r_6 = 1 \dots 3$,

$$D_6 = (0,205 \dots 0,6) v^2. \quad (570)$$

14.3. Выбор основных параметров элеватора

Производительность ковшового элеватора определяют по формуле

$$P = 3,6 \frac{i_k}{a} v \rho \psi, \quad (571)$$

где i_k — вместимость (геометрическая) ковша; a — шаг ковшей; v — скорость движения ковшей; ρ — плотность насыпного груза; ψ — коэффициент заполнения ковша, принимают в зависимости от характера груза $0,4 \dots 0,85$.

По заданной производительности и характеристике транспортируемого груза определяют погонную вместимость ковшей (л/м):

$$\frac{i_k}{a} = \frac{P}{3,6 v \rho \psi}. \quad (572)$$

Согласно найденной погонной вместимости по нормальям выбирают тип элеватора, форму и шаг ковшей. Затем ковш проверяют на соответствие наибольшему размеру кусков $a_{\max}$:

$$A \geq k a_{\max}, \quad (573)$$

где A — вылет ковша; k — коэффициент, зависящий от характера груза; $k = 2 \dots 2,5$ для рядовых и $k = 4 \dots 5$ для сортированных грузов. Тяговый расчет выполняют методом обхода контура, определив натяжение ленты (рис. 172, а) и цепи (б) в точках 1—4 с учетом сопротивления зачерпыванию груза ковшами,

$$F_{\text{зач}} = P (k_1 v^2 + k_2),$$

где k_1, k_2 — коэффициенты, зависящие от крупности кусков груза. $k_1 = 1,5 \dots 3$, $k_2 = 2 \dots 3$ для средней и малой крупности; $k_1 = 1 \dots 1,2$, $k_2 = 1 \dots 2$ для зернистого груза.

Тяговое усилие на приводном барабане (звездочках)

$$F_0 = S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}} + (k' - 1) (S_{\text{нб}} + S_{\text{сб}}),$$

где k' — коэффициент, учитывающий сопротивление вращению приводного барабана (звездочек).

Статическая мощность двигателя

$$P = \frac{k_3 F_0 v}{10^3 \eta}.$$

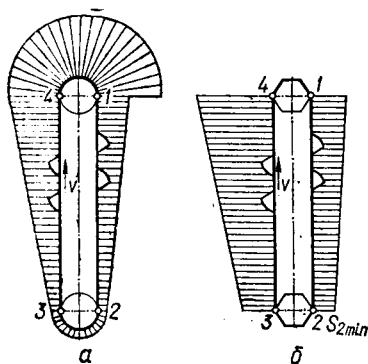


Рис. 172. Расчетные схемы элеваторов

Затем проверяют двигатель с учетом динамических нагрузок по формуле (506).

Ориентировочное значение мощности можно определить по приближенной формуле

$$P = \frac{ПН}{k_0 367 \eta} + P_0, \quad (574)$$

где $k_0 = 0,6 \dots 0,7$ — коэффициент; $P_0 = 1 \dots 2$ кВт — мощность холостого хода.

Тормозной момент привода, исключаяющий обратное движение грузевого элеватора, определяют по формуле (507).

Глава 15. ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ БЕЗ ГИБКОГО ТЯГОВОГО ОРГАНА

15.1. Винтовые конвейеры и транспортирующие трубы

Винтовые конвейеры предназначены для транспортирования на небольшие расстояния пылевидных и зернистых насыпных грузов (цемент, известь, молотая глина, угольный штыб, гипс и т. п.), а также вязких и тестообразных (бетон, мокрая глина и др.) в горизонтальном (реже в наклонном и вертикальном) направлении. Винтовые конвейеры в таких машинах, как растворо- и бетоносмесители непрерывного действия выполняют одновременно технологическую (перемешивание) и транспортную функции. Иногда их используют как питатели, например, в погрузочных и других машинах. По направлению транспортирования грузов винтовые конвейеры бывают горизонтальные и вертикальные.

Преимущества винтовых конвейеров: простота конструкции; несложное обслуживание; надежность в эксплуатации; герметичность — транспортирование грузов происходит в закрытом желобе, что обеспечивает защиту цехов от пылящих, газирующих и горячих материалов; небольшие габаритные размеры; разгрузка может осуществляться в любом месте конвейера.

Недостатки: дополнительное дробление хрупкого груза; повышенный расход энергии вследствие трения транспортируемого груза о желоб и лопасти винта; сравнительно небольшая производительность (до 200 м³/ч); малая длина транспортирования на один привод 30—40 м (до 75 м).

Винтовой конвейер (рис. 173) состоит из неподвижного желоба 7 с полуцилиндрическим днищем, вала 8 с укрепленным на нем винтом 9 и привода 1. Вал установлен в концевых подшипниках 2, 6. Так как вал большой длины, то его выполняют составным, и в местах соединения он поддерживается промежуточными подшипниками 4, подвешенными к поперечным планкам желоба. В одной из концевых опор винта установлен упорный подшипник, воспринимающий продольные усилия в винте. Желоб закрыт крышкой 3; в некоторых конструкциях предусмотрен песочный затвор. Насыпной груз подается через люк

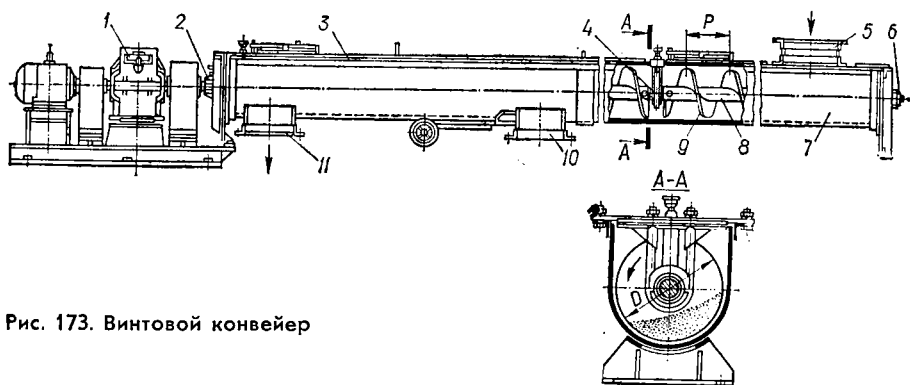


Рис. 173. Винтовой конвейер

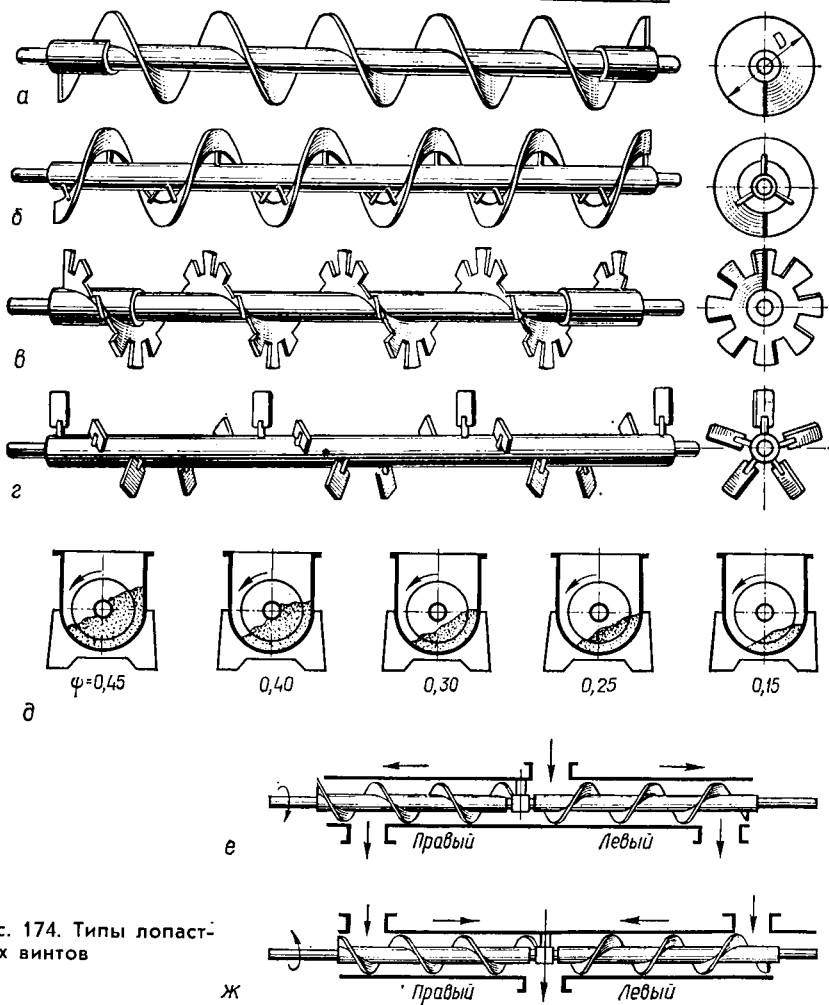


Рис. 174. Типы лопастных винтов

в крышке 5 и перемещается винтом по желобу к разгрузочным воронкам — промежуточной 10 или концевой 11, перекрытых шиберными затворами.

Желоб состоит из отдельных секций длиной 2 и 4 м, изготовленных из листовой стали толщиной 3...6 мм.

По числу спиралей винты бывают одно-, двух- и трехзаходные с правым и левым направлением навивки. Производительность многозаходных винтов больше, чем однозаходных. Винты подразделяют (рис. 174) на сплошные (а), ленточные (б), фасонные (в) и лопастные (г), и применяются они в зависимости от вида транспортируемого сыпучего груза.

Степень заполнения желоба для различных грузов показана на рис. 174, д.

Направление движения груза в конвейере (е) зависит от направления вращения винта и направления витков винта.

Сплошным винтом транспортируют сыпучие грузы (цемент, мел, сухой песок, гранулированный шлак), а ленточным винтом — мелкокусковые грузы (гравий, шлак негранулированный). Производительность здесь на 20...30% меньше, чем со сплошным винтом. Тестообразные и мокрые грузы транспортируют фасонным или лопастным винтом. Винт состоит из отдельных секций длиной 1,5...3,0 м и устанавливается с одной стороны в упорный подшипник, а для реверсируемых конвейеров — с двух сторон. Стыки секций и винтов не должны совпадать. Диаметр конвейерного винта находится в пределах 100...800 мм. Привод редукторный и состоит из двигателя, редуктора, муфт.

Загрузка осуществляется через люк в крышке желоба. Разгрузка может производиться в различных точках по длине конвейера через шиберные затворы.

Редуктор привода соединен с валом винта уравнильной муфтой, а вал двигателя с редуктором — упругой муфтой. Желоб конвейера изготовлен из листовой стали толщиной 3...6 мм; для транспортирования абразивных и горячих (до 200° С) грузов применяют чугунные желоба.

Для транспортирования некоторых сыпучих грузов (например, цемент) могут применять также вертикальные винтовые конвейеры (рис. 175) высотой до 15 м. Движение происходит за счет сил трения между грузом и кожухом, возникающих под действием центробежной силы. Для питания и подпора материала вертикального конвейера внизу устанавливают винтовой горизонтальный конвейер.

Производительность конвейера.

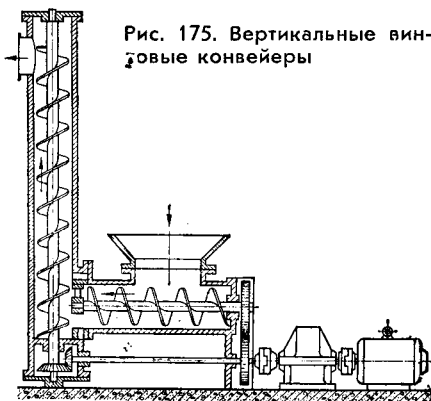


Рис. 175. Вертикальные винтовые конвейеры

$$P = 3,6 \frac{\pi D^2}{4} v \psi \rho c_B, \quad (575)$$

где D — диаметр винта; v — скорость перемещения груза по желобу; ψ — коэффициент наполнения желоба; c_β — коэффициент снижения производительности наклонного конвейера:

β° ...	0	5	10	15	20
c_β ...	1	0,9	0,8	0,7	0,6

Скорость перемещения груза выразим через шаг p и частоту вращения винта n :

$$v = \frac{pn_\beta}{60}.$$

Между шагом и диаметром винта установлена зависимость $\varepsilon = p/D = 0,5...1,0$; шаг выбирают тем больше, чем легче транспортируемый груз.

Коэффициент наполнения желоба ψ зависит от характера сыпучих грузов:

легкие грузы малоабразивные и неабразивные 0,3...0,45;

тяжелые грузы абразивные и малоабразивные 0,125...0,25.

Для нормальной работы винтового конвейера необходимо определить частоту вращения винта в зависимости от диаметра и характера транспортируемого груза $n_\beta = \frac{k}{\sqrt{D}}$, где k — коэффициент, зависящий от характера груза: 65...50 для легкого неабразивного и малоабразивного; 45 для тяжелого малоабразивного; 30 для тяжелого абразивного груза.

Для легких сыпучих грузов частота вращения винта до 150 об/мин, для кусковых до 100 об/мин, для тяжелых и тестообразных до 50 об/мин.

Подставив соответствующие значения, формулу производительности можно записать:

$$P = 47D^3 \varepsilon n \psi c_\beta.$$

Диаметр винта из условий заданной производительности

$$D = \sqrt[3]{\frac{P}{47 \varepsilon n \psi c_\beta}}. \quad (576)$$

При транспортировании кусковых грузов диаметр винта должен удовлетворять условию $D \geq (10...12) a_{\max}$ для сортированного, $D \geq (4...6) a_{\max}$ для рядового сыпучего груза.

Мощность на валу винта затрачивается на трение груза о желоб и поверхность винта, подъем груза при транспортировании под углом, на преодоление сопротивления в промежуточных и концевых подшипниках, на трение и помол частиц, попадаемых в зазор между винтом и желобом и т. п.

В первом приближении мощность можно определить по формуле

$$P = \frac{k_3 P}{367 \eta} (L_r \omega_0 \pm H), \quad (577)$$

где L_r — горизонтальная проекция пути транспортирования груза; H — высота подъема груза; k_3 — коэффициент запаса; ω_0 — коэффициент сопротивления движению: $\omega_0 = 4$ для тяжелых абразивных гру-

зов (цемент, песок, известь, шамот и т. п.); $w_0 = 2,5$ для угля, глины сухой, соли; $w_0 = 1,2 \dots 1,6$ для легких насыпных грузов.

Более точно мощность двигателя можно определить, исходя из суммы следующих сопротивлений передвижению груза в конвейере: усилие вдоль винта для подъема груза [18]

$$W_1 = qL \sin \beta;$$

сила трения груза о желоб

$$W_2 = qL f_{\text{ж}} \cos \beta,$$

где $f_{\text{ж}}$ — коэффициент трения груза о желоб;

усилие вдоль винта вследствие момента трения винта о груз

$$W_3 = \frac{(W_1 + W_2) f_{\text{в}} \pi D}{\rho},$$

где $f_{\text{в}}$ — коэффициент трения груза о винт,

усилие, эквивалентное моменту трения в подвесных подшипниках,

$$W_4 = k_4 L D^3 / \rho,$$

где $k_4 = 1250 \dots 1500 \text{ Н/м}^3$ — удельное сопротивление передвижению;

усилие, эквивалентное моменту трения в упорных подшипниках,

$$W_5 = \frac{(W_1 + W_2) D f_1}{\rho},$$

где f_1 — коэффициент трения груза о подшипник;

усилие, эквивалентное внутреннему трению в транспортируемом грузе,

$$W_6 = \frac{(1 - k_2) q L \pi D f}{\rho},$$

где k_2 — скоростной коэффициент, т. е. отношение средней фактической скорости груза к номинальной, $k_2 = 0,6 \dots 0,7$ (по опытным данным);

потери на внутреннее трение в порциях груза, скопившихся около подвесных подшипников,

$$W_7 = \frac{l^2 D^2 \pi f_1 \rho z \operatorname{tg} \varphi}{\rho},$$

где l — расстояние между подшипниками; z — число подвесных подшипников; φ — угол откоса материала; f_1 — коэффициент внутреннего трения материала.

Мощность двигателя

$$P = \frac{k_3 v \sum_{i=1}^7 W_i}{\eta_{\text{п}}}, \quad (578)$$

где v — скорость груза; $k_3 = 1,15 \dots 1,25$ — коэффициент запаса; $\eta_{\text{п}}$ — к. п. д. передач.

Для вертикальных винтовых конвейеров частота вращения винта от диаметра зависит следующим образом:

$D_{\text{в}}$	150	250	400	500
n	210	170	140	80

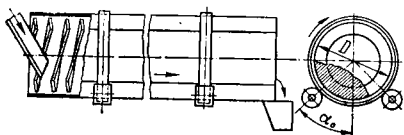


Рис. 176. Винтовые трубы

Мощность привода вертикального конвейера

$$P = \frac{k_3 \pi H}{367 \eta_n} (\omega_0 + 1), \quad (579)$$

k_3 — коэффициент запаса: $k_3 = 1,1 \dots 1,2$ при перемещении легких неабразивных грузов; $k_3 = 1,2 \dots 1,4$ для неабразивных грузов средней и тяжелой массы; $k_3 = 1,8 \dots 2$ для абразивных грузов; $\omega_0 = 5,5 \dots 7,5$ для зерна; $\omega_0 = 6,5 \dots 8,3$ для соли.

Винтовые трубы по принципу действия аналогичны винтовым конвейерам. Они применяются, в основном, как технологическое оборудование для обжига, сушки и охлаждения материалов (рис. 176).

Винтовая транспортирующая труба представляет собой полый цилиндр, внутри которого на стенках укреплены винтовые витки из полосовой стали. Труба установлена на парных роликах, расположенных по длине на некотором расстоянии друг от друга, и приводится в движение через зубчатый венец от привода. Насыпной груз, поступающий во вращающуюся трубу с одного конца, постепенно пересыпаясь по винтовому желобу, продвигается вдоль трубы. Винтовые трубы устанавливают горизонтально или слегка наклонно вверх или вниз; их изготавливают длиной до 250 м. Достоинства: простота и надежность конструкции, большая производительность и длина транспортирования, герметичность транспортируемых грузов. Недостатки: большие металлоемкость и габаритные размеры, повышенный расход энергии, небольшой срок службы транспортирующей трубы при перемещении абразивных грузов.

Производительность

$$L = 3600 \frac{\pi D^2}{4} \psi v,$$

где D — внутренний диаметр трубы; $\psi = 0,2 \dots 0,3$ — коэффициент заполнения.

Частота вращения трубы

$$n = \frac{20 \dots 3}{\sqrt{D_1}},$$

где D_1 — наружный диаметр трубы.

Скорость движения груза

$$v = \frac{p \omega}{2\pi},$$

где p — шаг винтовой линии ($p = 0,5 D$).

Крутящий момент, необходимый для определения сопротивления опорных роликов,

$$M_1 = R z_p D_6 \omega,$$

где R — реакция на ролик; D_6 — диаметр опорного бандажа; z_p — число двухроликовых опор; ω — коэффициент сопротивления.

$$R = \frac{G + G_0}{2 z_p \cos \alpha_0},$$

G_0, G — вес соответственно трубы и груза; α_0 — угол установки роликов.

Момент сил трения

$$M_2 = F_{\tau} D_1 / 2. \quad (580)$$

Сила трения груза о стенки трубы

$$F_{\tau} = G f_{\text{в}} \cos \alpha_{\text{в}},$$

где $f_{\text{в}}$ — коэффициент трения груза о стенки, $f_{\text{в}} = \operatorname{tg} \alpha_{\text{в}}$.

Тогда

$$M_2 = G \frac{D_1}{2} \sin \alpha_{\text{в}}.$$

Мощность привода

$$P_0 = (M_1 + M_2) \omega \pm \frac{\pi H}{367}. \quad (581)$$

15.2. Инерционные конвейеры

По принципу действия инерционные конвейеры делятся на вибрационные и качающиеся конвейеры и метательные машины. Перемещение груза в них происходит под действием сил инерции.

В вибрационном конвейере желоб совершает колебания с высокой частотой (450...3000 кол/мин), и груз перемещается микроскачками с малой амплитудой (0,5...15 мм). В качающемся конвейере амплитуда значительно больше (10...150 мм), а частота меньше (40...400 кол/мин). Отличие между вибрационным и качающимся конвейерами заключается в характере перемещения груза: в первом груз отрывается от дна желоба и совершает микрополет, во втором — скользит по желобу. Качающиеся конвейеры обладают существенными недостатками: быстрый износ желоба и других деталей из-за трения груза; недостаточная надежность, так как возникают большие неуравновешенные динамические нагрузки; большая металло- и энергоемкость. Во многих случаях их заменяют другими типами конвейеров.

Вибрационные конвейеры находят все большее применение во многих отраслях производства вследствие малого износа, небольшого расхода энергии, возможности создания уравновешенных конвейеров, не передающих колебаний на фундамент. Они применяются в химической, металлургической, горнорудной промышленности, в машиностроении, в промышленности строительных материалов.

В герметически закрытых желобах можно транспортировать грузы с высокой температурой (500...700°С и до 1000°С), а также химически агрессивные грузы. По направлению транспортирования конвейеры бывают горизонтальные, наклонные и вертикальные.

Производительность до 400 м³/ч (для питателей до 3000 т/ч). Максимальная длина конвейера до 100 м. Максимальная скорость транспортирования 0,6 м/с — для кусковых, 0,2 м/с — для пылевидных грузов.

Схемы подвесных вибрационных конвейеров показаны на рис. 177: с электромеханическим приводом на подвесках (а), на опорах (б), с электромагнитным вибратором (в).

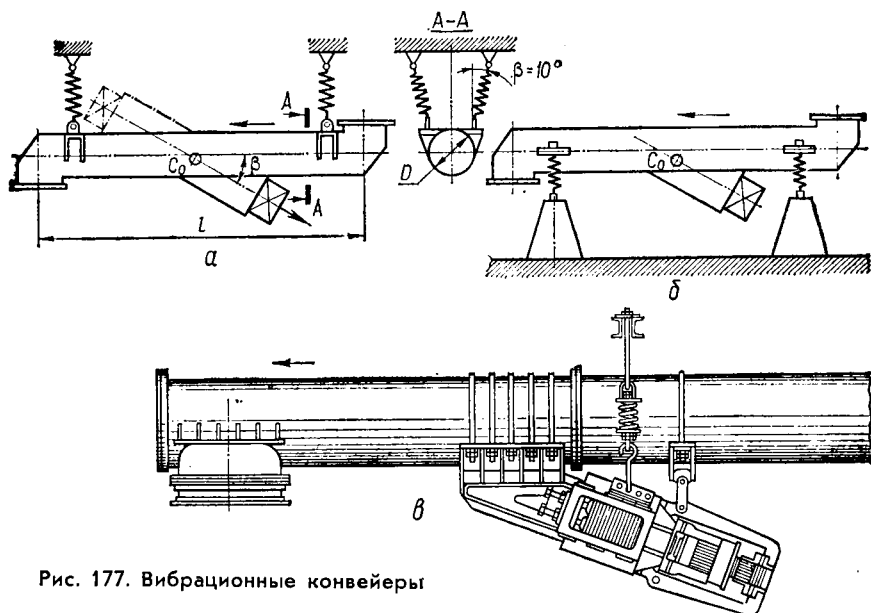


Рис. 177. Вибрационные конвейеры

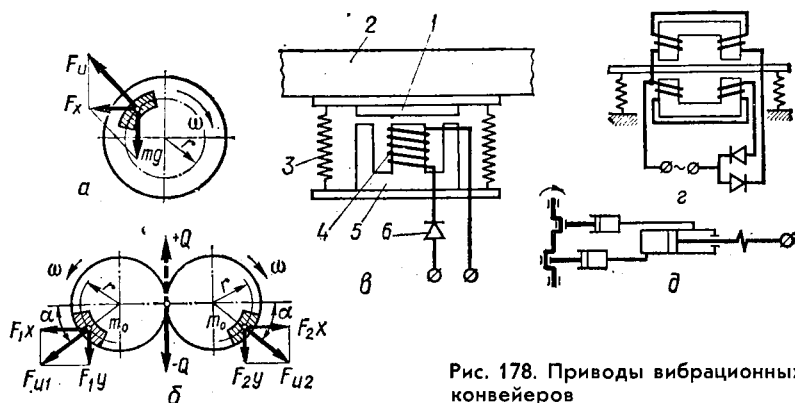


Рис. 178. Приводы вибрационных конвейеров

Особенностью вибрационного конвейера является наличие упругих элементов (рессор, пружин, резиновых амортизаторов), осуществляющих направленное движение желоба.

Виброконвейеры устойчиво работают при загрузке их равномерным потоком груза. Особую группу конвейеров составляют вибрационные питатели (длина до 6...8 м).

В качестве приводов вибрационных конвейеров применяют инерционные, эксцентриковые, электромагнитные, поршневые (гидравлические и пневматические) вибраторы.

Возмущающая сила F_n в инерционных (рис. 178) вибраторах появляется в результате вращения одной (а) или нескольких (б) неуравно-

вешенных масс (дебаланс):

$$F_{\text{и}} = m_0 \omega^2 r,$$

где m_0 — масса дебаланса; r — радиус инерции дебаланса; ω — угловая скорость вращения.

Наибольшее распространение получили конвейеры с вибратором направленного действия типа «самобаланс» (рис. 178, б). В самобалансном мотор-вибраторе два дебаланса одинаковой массы m_0 и расположения (α) связаны между собой зубчатыми колесами и вращаются в противоположные стороны с одинаковой угловой скоростью ω .

Центробежные силы инерции одинаковы по величине $F_{\text{и1}} = F_{\text{и2}}$, но противоположны по направлению. Горизонтальные составляющие равны друг другу $F_{1x} = F_{2x}$ и направлены в разные стороны, т. е. взаимно уравновешены, что является важным преимуществом этого вибратора. Вертикальные составляющие направлены в одну сторону и в сумме создают колебания труб (желоба) конвейера:

$$Q = F_{1y} + F_{2y} = F_{\text{и1}} \sin \varphi + F_{\text{и2}} \sin \varphi = 2F_{\text{и}} \sin \varphi,$$

где φ — угол поворота.

Максимальные значения будут при $\varphi = 90$ и 270° :

$$Q_{\text{max}} = 2m_0 \omega^2 r.$$

В одноконтурном вибраторе якорь притягивается электромагнитом в одну сторону, а в другую он движется за счет упругих элементов. Схема одноконтурного электромагнитного вибратора приведена на рис. 178, в. Он состоит из якоря 1 электромагнита, прикрепленного к желобу 2 и соединенного с сердечником 5 упругими связями 3. Катушка 4 намотана на сердечник и питается от сети переменного тока через однополупериодный выпрямитель 6.

Возмущающая сила, приводящая систему в колебательное движение, появляется в результате возникновения переменного магнитного потока в воздушном зазоре электромагнита. Желоб колеблется с частотой 3000 кол/мин. Применяют эти вибраторы для небольших конвейеров и в питателях.

Для конвейеров большой производительности применяют двухтактные электромагнитные вибраторы (рис. 178, г). Сердечник электромагнита имеет четыре катушки: в две подают постоянный, а в две другие — переменный ток. При прохождении постоянного и переменного тока в статоре возбуждаются постоянные и переменные магнитные потоки, которые приводят якоря в возвратно-поступательное движение (когда верхний якорь притягивается к статору, нижний отталкивается и наоборот). Двойная система питания вибропривода повышает коэффициент мощности и позволяет регулировать в широких пределах величину возмущающей силы.

Упругие связи выполнены в виде пакета рессор, служащего упругим элементом между вибратором и желобом конвейера. Двухтактные вибраторы применяют для конвейеров производительностью 50...650 т/ч при мощности вибраторов 0,5...8,0 кВт, амплитуде колебаний 0,625...1,25 мм и частоте колебаний 3000 кол/мин.

Рис. 179. Двухтрубный виброконвейер

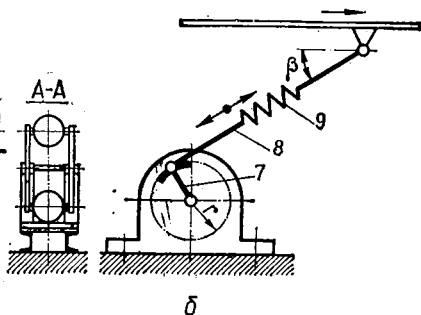
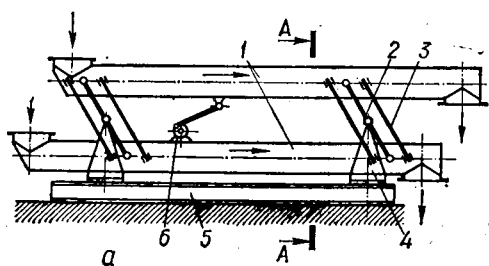
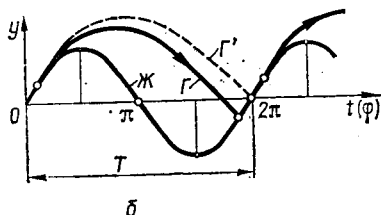
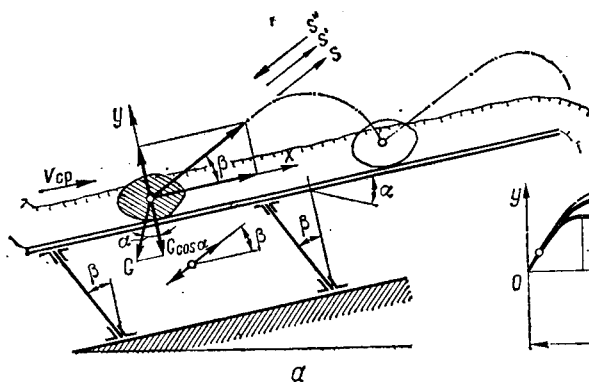


Рис. 180. Схемы перемещения груза в виброконвейере



В поршневых вибраторах (рис. 178, б) возмущающая сила (пульсация) создается давлением жидкости или воздуха на поршень. Больше применяют гидравлические вибраторы, в которых жидкость подается на поршень попеременно то справа, то слева.

Электровибрационный двухмассовый конвейер (рис. 179) состоит из двух труб 1, закрепленных с помощью рычагов 2 на стойках 4, которые опираются на раму 5, и привода 6, включающего эксцентрик 7, шатун 8 и амортизатор 9. Упругим элементом конвейера служат плоские рессоры 3. В длинных конвейерах устанавливают несколько приводов с электромагнитным вибратором, работающих синхронно.

В вибрационном конвейере закон движения желоба должен быть таким, чтобы груз перемещался вперед не только при прямом, но и при обратном ходе желоба. Желоб начинает прямой ход с возрастающим замедлением. Скорость частицы груза растет, давление на желоб уменьшается, и в определенный момент давление становится равным нулю, частица отрывается от желоба и совершает последовательные микроскачки без скольжения по желобу (рис. 180, а). Колебание желоба гармоническое и можно записать формулы для перемещения s , скорости $\dot{s}$ и ускорения $\ddot{s}$:

$$s = a \sin \omega t; \quad \dot{s} = a\omega \cos \omega t; \quad \ddot{s} = -a\omega^2 \sin \omega t,$$

где a , $a\omega$, $a\omega^2$ — амплитуды перемещений, скорости и ускорения; ω — угловая частота колебаний или угловая скорость вращения кривошипа.

В период отрыва частицы груза можно написать равновесие сил:

$$m|\ddot{s}| \sin(\beta - \alpha) = mg \cos \alpha. \quad (582)$$

Подставив значения $\ddot{s}$, получим выражение для безразмерного коэффициента режима работы конвейера

$$\Gamma = \frac{a\omega^2 \sin(\beta - \alpha)}{g \cos \alpha}, \quad (583)$$

где α — угол наклона желоба; β — угол направления колебаний: $\beta = 25^\circ$ при $\omega \geq 1000$ кол./мин; $\beta = 35^\circ$ при $\omega < 700$ кол./мин; наиболее часто принимают $\beta = 30^\circ$.

Характер перемещения груза в колеблющемся по гармоническому закону желобе показан на рис. 180, б. Он зависит от ускорения, определяемого величиной коэффициента Γ . Идеальным был бы такой режим (Γ') колебаний, при котором движение частиц груза состояло бы из непрерывных микроскачков, т. е. время одного микроскачка должно равняться полупериоду колебаний желоба, когда в конце микрополета частица падает на желоб в начале следующего периода колебаний (пунктирная кривая). Тогда перемещение груза происходило бы без скольжения по желобу (а следовательно, и без его износа). Практически коэффициенты режимов Γ правильно рассчитанного конвейера находятся близко к теоретическому.

Коэффициент Γ для однотрубных конвейеров 1,8...3,3; для двухтрубных 1,2...2,5 (меньшие значения для кусковых грузов). При $\Gamma \leq 1$ вибрационный конвейер работает без подбрасывания груза, как качающийся.

Задавшись амплитудой колебаний, из формулы (583) определяют угловую скорость вала

$$\omega = \sqrt{\frac{\Gamma g \cos \alpha}{a \sin(\beta - \alpha)}}. \quad (584)$$

Средняя скорость транспортирования груза вибрационным конвейером может быть определена по формуле

$$v_{cp} \approx (k_1 \pm k_2 \sin \alpha) a \omega \sqrt{1 - 1/\Gamma_2 \cos \beta}, \quad (585)$$

где k_1 и k_2 — эмпирические коэффициенты, зависящие от физико-механических свойств транспортируемых грузов. Для кусковых и зернистых $k_1 = 0,8...1,1$; $k_2 = 1,5...2,5$; для порошкообразных и пылевидных грузов $k_1 = 0,2...0,5$; $k_2 = 2...5$.

Производительность двухтрубного конвейера

$$\Pi = 2,3600 A v_{cp} \psi, \quad (586)$$

где A — площадь поперечного сечения одной трубы; $\psi = 0,6...0,9$ — коэффициент наполнения, зависящий от формы и поперечного сечения трубы.

Внутренний диаметр трубы

$$D = 2 \sqrt{\frac{\Pi}{7200 \pi v_{cp} \psi}}. \quad (587)$$

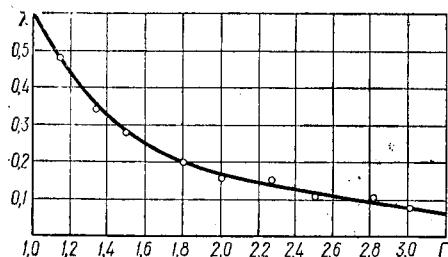


Рис. 181. График $\lambda = f(\Gamma)$

Масса колеблющейся части
трубы конвейера с грузом

$$m_1 = m_T + \lambda m_r, \quad (588)$$

где m_T — масса трубы с прикрепленными к ней узлами; m_r — масса груза в трубе; λ — опытный коэффициент, учитывающий

влияние массы транспортируемого груза на собственную частоту колебания конвейера и зависящий от режима его работы (рис. 181).

Собственная частота колебания нагруженного двухмассового конвейера

$$\nu = \sqrt{\frac{2c}{m_n}}, \quad (589)$$

где m_n — приведенная масса конвейера,

$$m_n = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2},$$

m_1, m_2 — массы труб;

c — жесткость упругой системы конвейера.

Для плоских рессор

$$c = \frac{12EI}{l^3} k_{зд},$$

где I — момент инерции поперечного сечения рессоры, см^4 ; $k_{зд} = 0,5 \dots 0,9$ — коэффициент заделки рессор; l — длина рессоры.

Резонансный режим вибрационного конвейера будет при равенстве частот вынужденных и собственных колебаний конвейера $\omega = \nu$.

Мощность приводного двигателя с повышенным пусковым моментом приближенно можно определить:

для конвейеров длиной $L \leq 10$ м

$$P \cong \frac{k_T \Pi}{10^3 \eta} \left(k_1 L + \frac{H}{0,367} \right); \quad (590)$$

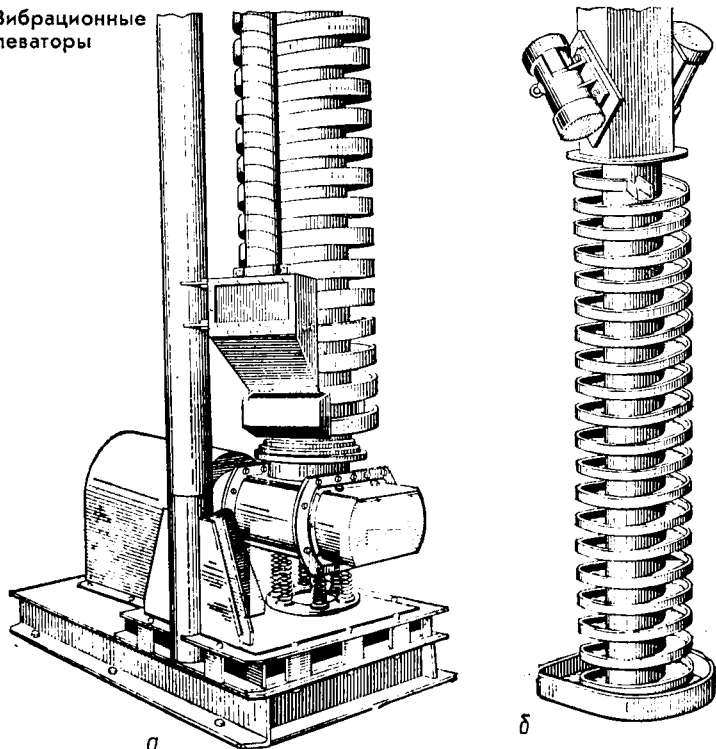
для конвейеров длиной $L > 10$ м

$$P = \frac{k_T \Pi}{10^3 \eta} \left[10k_1 + (L - 10)k_2 + \frac{H}{0,367} \right], \quad (591)$$

где k_T — коэффициент транспортабельности груза (для зернистых и кусковых грузов $k_T = 1$, для порошкообразных $k_T = 1,5 \dots 2,0$); k_1 и k_2 — коэффициенты удельной затраты мощности при транспортировании 1 т груза на длину 1 м. В зависимости от типа вибрационного конвейера и его производительности принимают: $k_1 = 4 \dots 12$; $k_2 = 3,5 \dots 10$.

В вертикальном вибрационном конвейере (рис. 182) транспортирование груза происходит по колеблющейся винтовой поверхности вверх. Вибрационный конвейер-элеватор состоит из цилиндрического каркаса, снаружи (или на внутренней стороне) которого прикреплен спи-

Рис. 182. Вибрационные
конвейер-элеваторы



ральный желоб; привод сообщает конвейеру продольные и крутильные колебания, обеспечивающие подъем груза вверх по желобу. Вертикальные конвейеры выполняют опорной (а) и подвесной (б) конструкций. Высота подъема груза до 12 м, производительность до $20 \text{ м}^3/\text{ч}$, угол подъема спирали $\alpha = 4 \dots 10^\circ$.

15.3. Роликовые конвейеры

Роликовые конвейеры применяют для перемещения штучных грузов (трубы, бревна, поддоны, контейнеры, ящики, прокат, слитки, плиты, отдельные детали и т. п.) в горизонтальном или наклонном (под небольшим углом) направлениях. Такие конвейеры часто применяют в производственных цехах для транспортирования деталей от одного рабочего места к другому в соответствии с технологией производства. Роликовые конвейеры в прокатном производстве являются основным типом конвейеров для транспортирования горячего проката.

Роликовые конвейеры состоят из роликов, смонтированных на жесткой раме. Ролики изготавливают из труб и устанавливают на подшипниках качения.

Роликовые конвейеры подразделяют на неприводные (гравитационные) и приводные.

Для обеспечения движения груза под действием собственного веса по неприводным роликам (рис. 183, а) гравитационные конвейеры

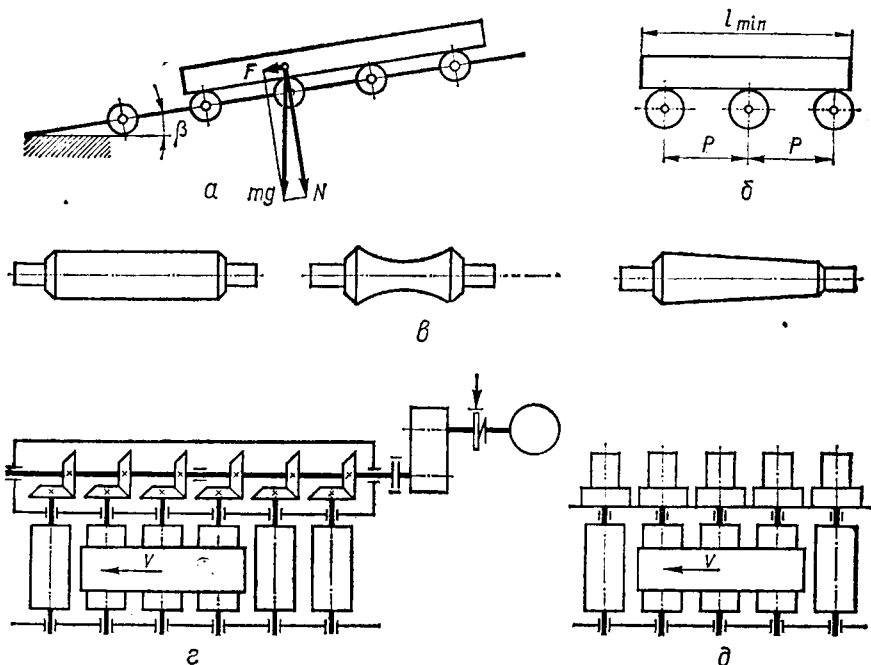


Рис. 183. Роликовые конвейеры

устанавливают под углом $2...7^\circ$; при транспортировании мягких материалов угол достигает 12° . Скорость движения груза в конце конвейера зависит от угла наклона, характера груза, коэффициента трения и не должна превышать допустимых пределов с точки зрения сохранности грузов и безопасности работы. С целью экономии производственных площадей при большой высоте спуска груза применяют роликовые винтовые спуски.

Шаг роликов выбирают из условия (рис. 183, б)

$$p \leq l_{\min}/2. \quad (592)$$

Чтобы груз опирался не менее, чем на три ролика, обычно принимают $p = l_{\min}/3$.

По конструкции ролики бывают (рис. 183, в): цилиндрические, двухконусные (для цилиндрических грузов) и конусные (для поворотных участков конвейера). Изготавливают ролики из толстостенных труб, а ролики тяжелого типа выполняют коваными.

Приводы конвейеров делят на групповой (в) и индивидуальный на каждый ролик (г). В первом случае вращение роликам от привода сообщается коническими передачами, установленными на трансмиссионном валу. Более совершенным является индивидуальный привод, состоящий из фланцевого двигателя с компактным редуктором (большая надежность, меньшая металлоемкость). Трасса роликовых конвейеров в плане имеет прямолинейные и криволинейные участки.

Производительность роликовых конвейеров определяется по формулам (416) и (417).

Момент вращения роликов при установившемся движении группового привода

$$M_{\text{ст}} = (zG_p + G_r) \frac{fd}{2} + G_r k \pm G_r \sin \beta \frac{D}{2}, \quad (593)$$

где G_p — вес одного ролика; G_r — вес груза; z — количество роликов; f — коэффициент трения в подшипниках; d — диаметр цапфы ролика; k — коэффициент трения качения груза по ролику; β — угол наклона конвейера; D — диаметр ролика.

В практике нередко бывают случаи внезапной задержки перемещаемого груза в результате упора о боковые направляющие или о находящийся впереди груз. При этом происходит буксование роликов, что вызывает дополнительные нагрузки, которые должен преодолеть привод.

Максимальный статический момент при буксовании роликов

$$M_{\text{бук}} = (zG_p + G_r) f \frac{d}{2} + G_r f_1 \frac{D}{2}, \quad (594)$$

где f_1 — коэффициент трения скольжения груза по роликам при буксовании.

Динамические нагрузки привода определяются величиной ускорения при разгоне груженого конвейера:

$$M_d = J_{\text{пр}} \frac{\omega}{t_n}, \quad (595)$$

где $J_{\text{пр}}$ — приведенный к валу двигателя момент инерции вращающихся деталей конвейера и поступательно движущихся грузов; ω — угловая скорость двигателя; t_n — время пуска.

$$I_{\text{пр}} = \delta I_0 + \frac{zI_p}{u_p^2} + \frac{m_r R^2}{u_p^2 \eta_m},$$

где I_0 — момент инерции ротора, тормозного шкива и муфты; I_p — момент инерции ролика; δ — коэффициент, учитывающий момент инерции вращающихся масс передаточного механизма; m_r — масса груза; R — радиус ролика; u_p — передаточное число редуктора; η_m — к. п. д. механизма. Мощность двигателя

$$P = \frac{(M_{\text{ст}} + M_d) \omega}{10^3 \eta_m \Psi_{\text{п.ср}}}, \quad (596)$$

где $\Psi_{\text{п.ср}}$ — среднепусковая перегрузка двигателя.

Движение груза без пробуксовки будет в том случае, когда сила инерции меньше силы сцепления груза с роликами:

$$W_n \leq F_{\text{сч}}. \quad (597)$$

Для этого необходимо, чтобы величина максимального ускорения груза удовлетворяла неравенству

$$a_{\text{max}} \leq g f_1. \quad (598)$$

15.4. Шагающие конвейеры

Шагающие конвейеры, созданные впервые в нашей стране, относятся к числу наиболее эффективных транспортных устройств циклического действия. Конвейер перемещает штучные крупные грузы на один шаг вперед через равные промежутки времени вдоль линии технологического процесса производства.

Они обслуживают литейные, сборочные, механические и термические цехи машиностроительной, судостроительной, авиационной и других отраслей промышленности. Шагающие конвейеры устанавливаются на уровне пола цеха и легко встраивают их в автоматические линии в условиях мелкосерийного и единичного производства.

В шагающих конвейерах груз передвигается в двух плоскостях: горизонтальной — возвратно-поступательное движение рабочего органа и вертикальной — подъем и опускание. Цикл движения состоит из четырех этапов: подъем рамы с грузом, рабочий ход, опускание рамы с грузом и обратный ход рамы без груза.

Шагающий конвейер обычно выполняют с гидравлическим подъемом и электромеханическим приводом перемещения или полностью гидравлическим [8].

На рис. 184 показан конвейер с гидравлическими механизмами подъема 13 и перемещения рамы 2 посредством рычага 7. При движении поршня цилиндра 11 рейка 10, прикрепленная к штоку 9, приводит во вращение шестерню 8, на валу которой насажены шестерни 6, входящие в зацепление с рейками 5 и поднимающие раму 2 одновременно с горизонтальным перемещением по опорным роликам 4. При этом изделие 1 снимается с неподвижной рамы 3 и перемещается на один шаг вперед. От конечных выключателей хода поршня цилиндра штоковая полость подъемных цилиндров 13 переключается со слива

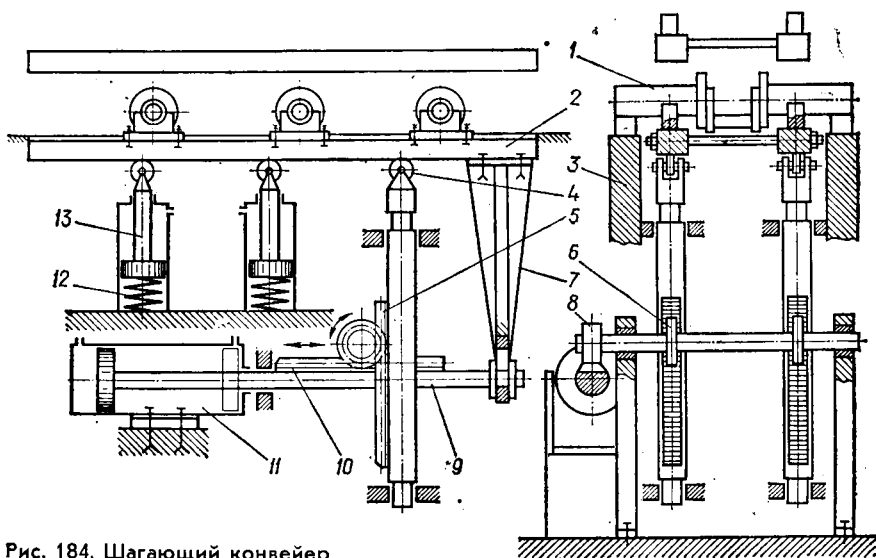


Рис. 184. Шагающий конвейер

на нагнетание жидкости и поршни, сжимая пружины 12, опускают раму 2 с изделием 1 на неподвижную раму 3. В конечном нижнем положении рама 2 включает конечный выключатель механизма перемещения и рабочая жидкость снова поступает в бесштоковую полость цилиндра 11. Цикл повторяется. Пружины 12 служат для подъема рамы при снятии давления в цилиндре.

Загрузка и разгрузка шагающих конвейеров осуществляются кранами, погрузчиками или роликовыми конвейерами. Длина конвейеров доходит до 100 м, масса единичного груза до 8 т, скорость перемещаемого груза до 0,1 м/с.

Шагающие конвейеры обладают рядом преимуществ перед другими типами конвейеров. Например, использование их в литейном и сборочном цехах вместо тележечных способствует повышению производительности на 15...20% при меньшей (в 1,6...2 раза) металлоемкости, резкому сокращению производственных площадей.

Приводы механизмов шагающего конвейера работают в тяжелых динамических режимах пуска и торможения. Поэтому, кроме силовых расчетов, необходимо проверять его на быстродействие, так как продолжительность каждого этапа работы оказывает влияние на производительность конвейера.

Первый этап — подъем рамы. Определяют эффективную подъемную силу

$$F_э = k(m_1g + m_2g), \quad (599)$$

где $k = 1, 2 \dots 1,5$;

m_1, m_2 — масса соответственно груза и подвижной рамы.

Величина ускорения

$$a_1 = \frac{F_э}{m_2} = kg \frac{m_1 + m_2}{m_2}.$$

Время движения рамы t_1 до соприкосновения с грузом при высоте подъема h_1

$$t_1 = \sqrt{\frac{2h_1}{a_1}} = \sqrt{\frac{2h_1 m_2}{kg(m_1 + m_2)}}. \quad (600)$$

К концу соприкосновения с грузом скорость рамы равна

$$v_1 = a_1 t_1 = \sqrt{2kg h_1 \left(\frac{m_1 + m_2}{m_2} \right)}.$$

При соприкосновении рамы с грузом происходят удары. Начальная скорость

$$v_2 = v_1 \sqrt{\frac{m_2}{m_1 + m_2}} = \sqrt{2kg h_1}.$$

Конечная скорость v_3 подъема рамы с грузом

$$v_3 = \sqrt{v_2^2 + 2(k-1)gh_2},$$

где h_2 — высота подъема рамы вместе с грузом.

Время движения t'_1 рамы с грузом

$$t'_1 = \frac{2h_2}{v_2 + v_3}. \quad (601)$$

Во втором этапе минимальное время рабочего хода определяется предельными ускорениями при разгоне и торможении:

$$t_p = \sqrt{\frac{2l}{a_p(1 + a_p/a_r)}}; \quad (602)$$

при одинаковых ускорениях разгона и торможения

$$a_p = a_r = a;$$

$$t_2 = 2\sqrt{l/a}.$$

Третий этап — опускание рамы при равнозамедленном движении. Ускорение должно быть меньше ускорения свободного падения a_0 . Время опускания

$$t_3 = \sqrt{\frac{2h}{a_0}}, \quad (603)$$

где h — высота подъема.

Четвертый этап — обратный ход рамы при равнопеременном и равнозамедленном движении:

$$t_4 = 2\sqrt{\frac{l}{ng}}, \quad (604)$$

где n — допустимый коэффициент инерционных перегрузок.

Время цикла

$$T_{\text{ц}} = t_1 + t_1' + t_2 + t_3 + t_4 \quad (605)$$

не должно быть больше времени, заданного технологическими условиями.

Глава 16. ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ

16.1. Пневматические транспортирующие установки

Пневмотранспортные установки находят применение для загрузки бункеров и силосов сыпучими грузами, подачи сыпучих грузов со складов в производство, загрузки и разгрузки железнодорожных вагонов, судов и автомобилей, удаления отходов производства (стружка, зола), транспортирования полуфабрикатов и готовой продукции, штучных грузов (пневмопочта), доставки проб из цеха в экспресс-лаборатории и т. д. По принципу действия делят на установки, транспортирующие грузы в воздушном потоке (сыпучие), в трубопроводных контейнерах и патронах.

В потоке воздуха транспортируются цемент, уголь, древесные опилки, зерно, мука, хлопок, солома, гранулированные материалы и другие сыпучие, пылеобразные, волокнистые и кусковые материалы. Мелкие частицы обычно перемещаются, витая в воздухе, а более крупные, падая на дно трубопровода, снова подхватываются струей воздуха и переносятся вперед.

Производительность пневмоустановок может быть от нескольких десятков до 300 т/ч, а длина транспортирования от нескольких метров до 1,5...2 км и более.

Рис. 185. Схемы пневматических транспортирующих установок

Пневматические установки обладают следующими достоинствами: полная герметизация при транспортировании пылевидных и вредных для здоровья людей грузов; возможность транспортирования груза по трассе любой сложности с необходимыми ответвлениями трубопроводов; полная механизация загрузки и разгрузки насыпного груза; возможность забора грузов из труднодоступных мест, одновременно с несколькими точек.

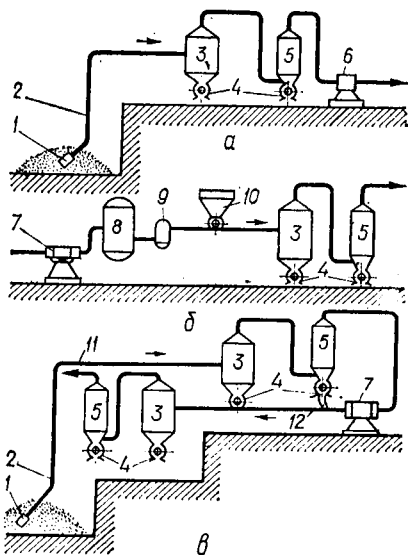
К недостаткам относят: высокий удельный расход энергии (в 8...14 раз больше, чем в конвейерах); интенсивный износ трубопровода, в особенности на изгибах; необходимость тщательной очистки воздуха от пыли; невозможно перемещать влажные и липкие грузы.

Пневматические установки, транспортирующие груз в воздушной смеси (рис. 185), делят на всасывающие, нагнетательные и смешанные.

Всасывающая пневмотранспортная установка (рис. 185, а) состоит из воздуходувной машины 6, создающей разрежение в пневматической системе. Под действием атмосферного давления воздух вместе с насыпным грузом засасывается через сопло 1 в трубопровод 2, по которому транспортируется до места выгрузки в отделитель 3. Площадь сечения его намного больше площади сечения трубопровода. В результате резкого уменьшения скорости потока груз падает на дно, откуда выгружается с помощью шлюзового затвора 4. Из отделителя 3 воздух с мелкими фракциями груза поступает в резервуар меньшего объема 5, оборудованный фильтром. Выделившийся в результате очистки груз удаляется через шлюзовый затвор 4. Очищенный воздух отсасывается воздуходувной машиной 6 и выбрасывается в атмосферу. Всасывающие пневмоустановки работают при давлении до 0,05 МПа.

В нагнетательной пневмотранспортной установке (рис. 185, б) сжатый воздух от компрессора 7 поступает в воздухохранилище 8, затем в масло, влагоотделитель 9 и трубопровод, который загружается при помощи специального питателя 10. В нагнетательных пневмоустановках перепад давления достигает 0,4...0,6 МПа, поэтому они могут транспортировать груз на большие расстояния. Различие этих установок: всасывающая позволяет производить забор материалов из разных мест; нагнетательная транспортирует из одного места в разные.

Пневматическая установка смешанного типа (рис. 185, в) включает два последовательно расположенных участка — всасывающий 11 и нагнетательный 12. Всасывающая часть установки подобна выше



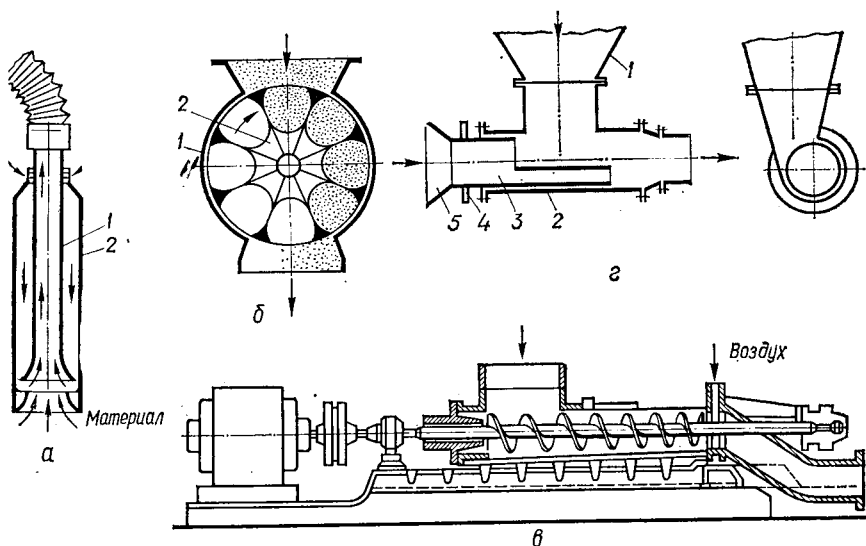


Рис. 186. Элементы пневмоустановок

рассмотренной: груз засасывается в трубопровод и поступает последовательно в отделитель 3 и фильтр 5, из которых груз подается в напорный трубопровод 12 нагнетательной части установки. Очищенный воздух не выбрасывается в атмосферу, а компрессором 7 нагнетается в трубопровод 12 и транспортирует груз до места разгрузки в отделитель 3 и фильтр 5. Преимущество этой схемы заключается в том, что груз забирают из нескольких загрузочных мест, собирают в одном месте (емкости) и транспортируют одновременно в несколько пунктов разгрузки.

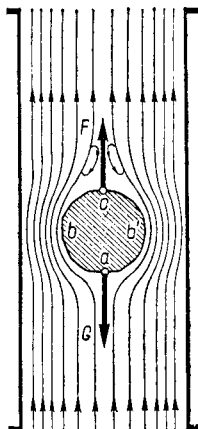
В качестве воздуходувных машин применяют вентиляторы, турбомашин различных типов, ротационные вакуум-насосы, компрессоры разных типов.

Воздухопроводы выполняют из тонких стальных труб. После 1,0... 1,5 лет работы рабочие трубопроводы поворачивают вокруг своей оси на 180° с целью более равномерного износа труб и продления их срока службы. Трубопроводы выполняют из труб диаметром 50...250 мм.

На рис. 186 приведены основные элементы установок: сопло (а), шлюзовый затвор (б), винтовой питатель (г), загрузочное устройство (д). Во всасывающих установках загрузочным органом является сопло, прикрепленное к гибкому шлангу. Оно состоит из трубы 1, охваченной кожухом 2. Под действием атмосферного давления воздух с сыпным грузом засасывается в приемную часть сопла, в которую также поступает воздух из атмосферы в верхней части сопла. Насыпной груз потоками воздуха увлекается в трубопровод.

Шлюзовый затвор состоит из барабана 2, имеющего несколько отсеков, поворачивающегося в корпусе 1, одно отверстие которого является загрузочным, а второе разгрузочным. Лопасти барабана плотно пригнаны к корпусу. В качестве загрузочного устройства шлюзовый затвор применяют при давлении воздуха в системе до 0,14 МПа. Порции груза, находящиеся в отсеках барабана, подаются поочередно в нагнетательный или всасывающий трубопровод. Винтовой питатель состоит из винта с переменным шагом, который уменьшается к месту разгрузки. Благодаря этому груз

уплотняется к выходу, что препятствует потерям сжатого воздуха через загрузочное устройство. В нижней части смесительной камеры имеются форсунки, по которым подается сжатый воздух. Загрузочное регулируемое устройство применяется во всасывающих пневматических установках для дозирования поступления сыпучих грузов. Конструкция состоит из загрузочной воронки 1; корпуса 2 со щелевым отверстием; патрубка 3, имеющего с одного конца окно для ввода груза в трубопровод, с другого — раструб 5 с решеткой, через который поступает воздух. Патрубок 3 поворачивается для изменения проходного сечения щели с помощью рукоятки 4. В трубопроводе сыпучий груз встречается с поступающим через раструб воздухом, образуя смесь, перемещающуюся по трубопроводу.



Расчет пневматических установок начинается с определения скорости, обеспечивающей транспортирование грузов. Рассмотрим частицу груза в потоке воздуха (рис. 187). Витание частицы в вертикальном трубопроводе наступает тогда, когда вес частиц уравновешен аэродинамической силой $F = G$:

$$F = c \rho_a A v_a^2, \quad (606)$$

где c — аэродинамический коэффициент, характеризующий форму и размеры частиц ($c = 0,25$ для обтекаемой шаровидной формы диаметром d); ρ_a — плотность воздуха; A — площадь сечения частицы; v_a — скорость воздушного потока при витании частицы.

Расчет пневматической установки сводится в основном к определению расхода воздуха Q_a (кг/с), диаметра трубопровода D , перепада давления на концах трассы и мощности воздуходувной машины. Расход воздуха зависит от требуемой производительности и характера груза:

$$Q_a = \frac{\Pi}{3,6\mu}, \quad (607)$$

где μ — коэффициент концентрации смеси, как отношение весовой производительности установки к весовому расходу воздуха Q_a ,

$$\mu = \frac{\Pi}{3,6Q_a}. \quad (608)$$

Значение μ зависит от характера груза и находится в широких пределах $\mu = 3...150$.

Чтобы груз перемещался в трубопроводе, скорость воздушного потока должна быть больше критической:

$$v_{в.п} \geq k v_{кр}, \quad (609)$$

где $k = 1,3...1,5$ — коэффициент запаса; $v_{кр}$ — критическая скорость воздуха,

$$v_{кр} = c \sqrt{\mu \alpha g D}, \quad (610)$$

где $c = 0,1...0,35$ — опытный коэффициент, зависящий от характера транспортируемого груза (меньшие значения для пылевидного, большие для зернистых и кусковых грузов); D — диаметр трубопровода;

$\alpha = \frac{\rho_r - \rho_v}{\rho_v}$ — отношение плотностей (ρ_r — плотность груза, ρ_v — плотность воздуха).

Диаметр трубопровода можно определить по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4\dot{V}}{3,6\rho_r\mu\pi v_{в.п}}} \quad (611)$$

Расход воздуха на выходе из воздуходувной машины

$$Q_{в.м} = k_1 Q_v, \quad (612)$$

$k_1 = 1,1 \dots 1,15$ — коэффициент утечки воздуха.

Мощность двигателя воздуходувной машины

$$P = \frac{k_3 A_{уд} Q_{в.м}}{\eta_v}, \quad (613)$$

где k_3 — коэффициент запаса; $A_{уд}$ — удельная работа воздуходувной машины, кДж/кг; $\eta_v = 0,65 \dots 0,85$ — к. п. д. воздуходувной машины.

$$A_{уд} = \frac{p_{ат}}{\rho_{ат}} \ln \frac{p}{\rho_{ат}}, \quad (614)$$

где p — давление воздуха; $p_{ат}$ — атмосферное давление; $\rho_{ат}$ — плотность воздуха при атмосферном давлении.

16.2. Контейнерный трубопроводный пневмотранспорт

Контейнеры с грузом на опорах качения (колесах) со специальным уплотнением перемещаются внутри трубы в потоке воздуха, создаваемом воздуходувными станциями (рис. 188, а).

В контейнерах транспортируют следующие грузы: сыпучие (песок, щебень, уголь, руда), жидкие и крупные штучные. Состав контейнеров 1 передвигается пневмовозом 2, на котором устанавливают манжетные уплотнения. Соединяют контейнеры амортизирующими сцепками. Контейнер для сыпучих грузов (б) состоит из кузова 1, ходовой части 2, ходовых колес 3 на осях 5 с амортизаторами 6, вмонтированными в ступицы 4. В кузове предусмотрены продольные перегородки 7. На рис. 188, в, г показаны контейнеры для транспортирования жидких и крупных штучных грузов.

Скорость контейнеров составляет 15...30 км/ч с дальнейшим повышением до 40...45 км/ч.

Перепады давления в трубопроводе небольшие: для передвижения состава контейнеров массой 65 т по горизонтальному трубопроводу диаметром 1220 мм перепад давления составляет всего 0,015 МПа; по наклонному участку (3°) — 0,045 МПа.

Практически в действующих системах избыточное давление не превышает 0,1...0,2 МПа, что позволяет применять трубы из малоуглеродистой стали, а для внутривозвратного транспорта при перемещении легких грузов — стеклянные, пластмассовые, стеклопластиковые трубы. В дальнейшем вместо стальных магистральных труб предполагается применять железобетонные, асбоцементные и пластмассовые трубы.

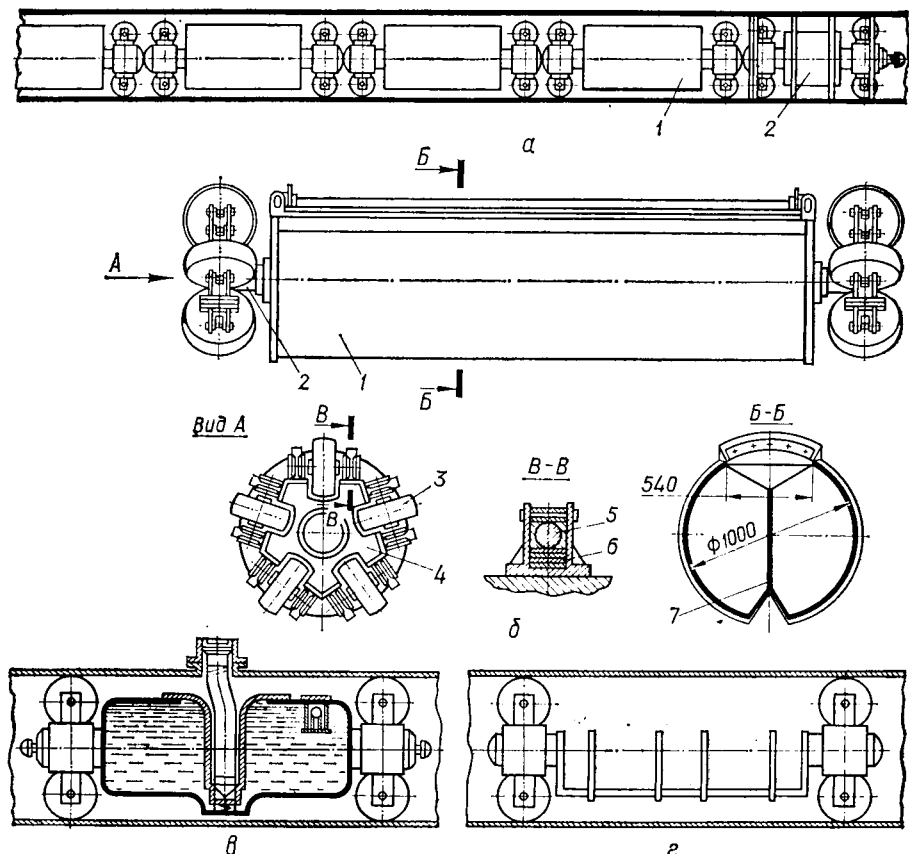


Рис. 188. Контейнерный трубопроводный пневмотранспорт

Вследствие малых давлений в трубопроводах несложно решается вопрос уплотнения между контейнерами и внутренней поверхностью трубы.

Воздуходувные станции устанавливают на конечных участках магистрали и вдоль трассы. В зависимости от профиля трассы, диаметра труб, массы состава и др. расстояние между станциями находится в пределах 5...15 км.

Загрузку и разгрузку на станциях можно осуществлять как с остановкой контейнеров, так и на ходу. Погрузочно-разгрузочные и транспортные операции полностью автоматизированы.

Для осмотра и обслуживания контейнеров на трассе установлены люки. Контроль за положением контейнеров на трассе и определение их скорости осуществляется специальными датчиками. Диспетчер при помощи регуляторов расхода воздуха может изменить скорость контейнеров. Режимы движения составов рассчитывают на ЭВМ.

Автоматизированные системы контейнерного пневмотранспорта экономично применять при расстоянии 3...150 км; с увеличением производительности до 10 млн. т/год расстояние снижается до 3...95 км.

Расчет установки ведется на основе уравнения движения состава в трубопроводе. Для установившегося движения состава контейнеров (без инерционных сил) это уравнение можно записать:

$$\Delta p = \frac{m_c g}{A} (f_n \cos \beta + \sin \beta),$$

где Δp — перепад давления; β — угол наклона трубопровода; m_c — масса состава контейнеров; A — площадь поперечного сечения трубы; f_n — приведенный коэффициент трения.

Движение контейнерного состава в различных режимах описывают дифференциальными уравнениями второго порядка, где отражены все силы, действующие на состав. Давление газа по разным сторонам состава определяют на основании решения уравнений движения газа между составами, согласно положениям газовой динамики.

16.3. Гидравлические транспортирующие установки

Гидравлические транспортирующие установки предназначены для перемещения сыпного груза в струе жидкости (воде) по трубам или желобам. Смесь сыпного груза с водой называют гидросмесью или пульпой, которая характеризуется отношением массы твердого компонента к массе жидкого компонента. Установки делят на напорные и безнапорные. В напорных пульпа перемещается насосами; в безнапорных — под действием составляющей от веса груза на наклонной плоскости.

Напорные гидравлические установки по способу ввода сыпного груза в трубопровод подразделяют на установки с пульпонасосом и с бункерной подачей (питателями). Гидроустановки применяют для транспортирования песка, угля, руд, горных пород, шлака, золы, грунтов и т. п. Кроме того, гидравлическим способом с помощью мониторов производят отделение полезного ископаемого от породы в забое с последующим транспортированием пульпы гидроустановками. Достоинства гидравлического транспорта: большая производительность и длина транспортирования по сложной пространственной трассе; простота конструкции, удобство обслуживания и эксплуатации; возможность полной автоматизации работы гидроустановки; небольшая стоимость транспортирования сыпных грузов. К недостаткам относятся: ограничение крупности транспортируемых кусков; значительный износ трубопроводов при перемещении абразивных грузов; большой расход воды и энергии, возможность замерзания пульпы зимой. Однако несмотря на эти недостатки гидроустановки находят широкое применение, и в настоящее время область применения расширяется.

На ряде гидрошахт применен перспективный вариант гидротранспортировки угля непосредственно потребителям. Специально приготовленная пульпа, где мелкие частицы угля образуют суспензию, транспортируется под давлением, создаваемом насосными станциями. Производительность действующих установок 3,5...4 млн. тонн угля в год. В будущем будут созданы крупные магистрали протяжен-

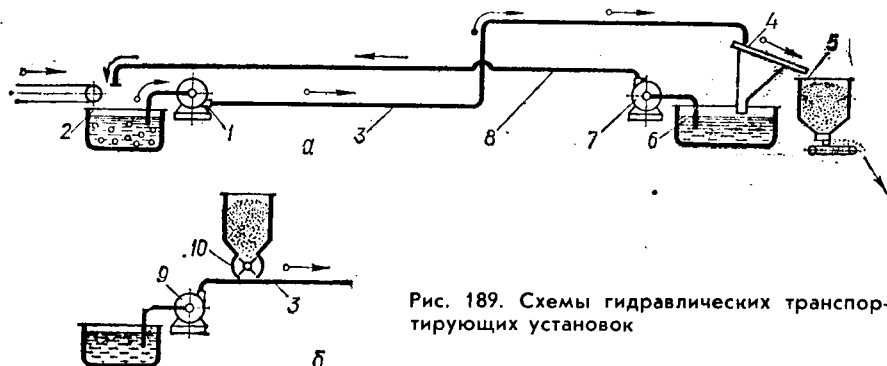


Рис. 189. Схемы гидравлических транспортирующих установок

ностью несколько сот километров, которые будут транспортировать 30...50 млн. тонн угля в год.

В установке с пульпонасосом (рис. 189, а) насыпной груз и вода образуют пульпу, которая из приемного устройства 2 засасывается пульпонасосом 1 (землесосом) и по трубопроводу 3 транспортируется к заданному месту разгрузки. Груз проходит через сито 4 и попадает в бункер 5, а вода — в отстойник 6 и насосом 7 по трубопроводу 8 подается обратно в приемное устройство.

В установке с бункерной подачей и питателем (рис. 189, б) вода из емкости засасывается насосом 9, в нагнетательный трубопровод 3 которого с помощью специального питателя 10 (винтового, камерного и др.) вводится насыпной груз. Образованная пульпа транспортируется далее по трубопроводу к наменченному пункту, где груз отделяется от воды, обычно возвращаемой к насосу для дальнейшего использования. С помощью такой установки можно транспортировать насыпные грузы с относительно крупными кусками. Важным преимуществом является работа насоса на воде, что позволяет использовать обычные насосы. Концентрация смеси при работе по этой схеме может быть весьма высокой. Давление жидкости около 10 МПа.

Движение груза в потоке воды в общем случае можно представить как скачкообразное движение отдельных частиц. Для уменьшения износа внутренней поверхности труб их армируют на специальных станках центробежной заливки различными твердыми материалами (плавленным базальтом). Закругления армируют обтесанными брусками гранита.

Скорость пульпы должна быть больше критической скорости. Для пылевидных и порошкообразных грузов

$$v_{кр} = n_k \sqrt{\alpha g D}, \quad (615)$$

где $n_k = 1...1,5$ — эмпирический коэффициент; $\alpha = \frac{\rho_r - \rho_0}{\rho_0}$ — соотношение плотностей; ρ_0 — плотность воды; ρ_r — плотность частиц груза.

Для зернистых и кусковых грузов

$$v_{кр} = c_1 \sqrt{f_0 \alpha g \mu_{об} D}, \quad (616)$$

где $c_1 = 8,5...9,5$ — эмпирический коэффициент; f_0 — коэффициент трения груза о стенки труб ($0,1...0,15$ для антрацита; $0,3...0,4$ для сланца); $\mu_{об} = 0,14...0,25$ — объемная концентрация пульпы; D — диаметр трубы.

Критическая скорость для различных грузов составляет $1,6...5$ м/с (меньшие значения для глинистых фракций, большие для гравия и щебня).

Диаметр трубопровода

$$D = \sqrt{\frac{4\Pi}{3600\pi v}}, \quad (617)$$

где v — скорость движения гидросмеси, $v = (1,1...1,2) v_{кр}$; Π — часовая производительность землесоса.

Мощность пульпоноса

$$P = \frac{\Pi H}{3600\eta_n}, \quad (618)$$

где $\eta_n = 0,38...0,6$ — к. п. д. насосной установки.

В безнапорной (самотечной) гидравлической установке насыпной груз подается питателями в открытый желоб с уклоном $0,02...0,06$ и смешивается с водой, образуя пульпу. Применяют в горной промышленности, на обогатительных фабриках и химических заводах.

В безнапорных трубопроводных гидроустановках насыпные грузы перемещаются в герметичных контейнерах, установленных на ленточном конвейере. Контейнеры находятся в полувзвешенном состоянии, что снижает нагрузку на конвейер и расход мощности.

Глава 17. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН

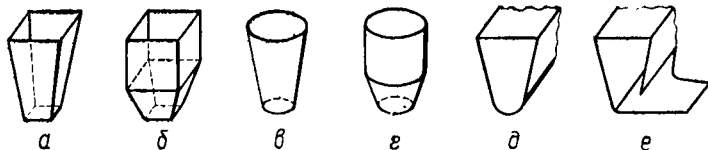
17.1. Бункера

В технологической цепи производства для бесперебойной работы необходимо иметь промежуточные емкости (накопители). Бункера представляют собой сооружения в виде сосудов, предназначенных для временного накопления и хранения насыпных грузов. Кроме того, бункера применяют в загрузочных узлах машин непрерывного действия в качестве вместилищ, принимающих груз от машин циклического действия порциями, а выдающих груз на конвейер непрерывным потоком. Вместимость таких бункеров выбирают в зависимости от величины, частоты загружаемых порций и от производительности потока груза, выходящего из бункера. Максимальная вместимость бункера достигает 1000 м^3 .

Наиболее распространенные формы бункеров (рис. 190): пирамидальные (а), призмo-пирамидальные (б), конические (в), цилиндроконические (г), параболические (д), шелевидные (е). Форма бункера должна быть такой, чтобы его можно было полностью загрузить и разгрузить; в нем не должно быть «мертвых» зон, в которых груз терял бы подвижность и не мог выгружаться из бункера. Бункеры должны быть просты по конструкции и долговечны; их изготавливают металлическими, из сборного железобетона или комбинированными.

В зависимости от свойств насыпного груза и формы бункера различают два вида истечения груза из отверстий бункеров: нормальный, когда груз движется вниз в виде столба над отверстием, и гидравлический — движется весь сыпучий груз. В большинстве случаев насыпной груз из бункеров течет нормально, а в бункерах с большим углом наклона стенок и при постоянном их встряхивании наблюдается гидравлическое истечение.

Рис. 190.
Схемы
бункеров



Угол наклона стенки зависит от груза: $\beta = 36^\circ$ для зерна; $\beta = 45 \dots 60^\circ$ для сортированного и мелкого угля (большее значение); $\beta = 65^\circ$ для руды.

Если насыпной груз теряет подвижность в бункере из-за кусковатости, слеживания, смерзания и т. п., то могут образоваться своды груза в бункере. Своды могут возникать и из-за неудачной конструкции бункера, особенно при наличии выступов на внутренней поверхности. Для разрушения сводов и улучшения истечения грузов применяют электрические, механические или пневматические вибраторы, устанавливаемые на металлических стенках бункера; иногда нижнюю часть бункера с вибратором упруго соединяют с верхней частью. Для разрушения сводов применяют различные механические шуровочные устройства, вводимые в бункер. С целью улучшения подвижности насыпного груза и защиты от истирания стенок бункера футеруют резиновым слоем. Между стенкой и резиновым покрытием имеются воздушные полости.

Бункеры оборудуют специальными указателями (датчиками) для измерения уровня насыпного груза в них с дистанционной передачей показателей.

Пропускная способность бункера

$$P = 3,6Av_{\rho}, \quad (619)$$

где A — площадь выходного отверстия; v — скорость истечения сыпучего груза; ρ — плотность сыпучего груза.

Скорость нормального истечения груза

$$v = 5,65\lambda \sqrt{R}, \quad (620)$$

где $\lambda = 0,22 \dots 0,6$ — меньшие значения для пылевидных и влажных порошкообразных, а большие — для кусковых и зернистых грузов;

$R = \frac{A}{P}$ — гидравлический радиус отверстия истечения, равный отношению площади A к периметру отверстия P .

При гидравлическом истечении скорость равна

$$v = \lambda \sqrt{2gh}, \quad (621)$$

где h — высота груза в бункере; $\lambda = 0,7 \dots 0,9$ для жидких растворов и бетонов.

Ширина отверстия истечения для хорошо сыпучих грузов $B \geq 3 \dots 6 a'$,

где a' — размер типичного куска.

Минимальная площадь выходного отверстия

$$A = 6,25 (a' + 0,08)^2 \operatorname{tg}^2 \varphi,$$

где φ — угол внутреннего трения.

17.2. Бункерные затворы

Затворы служат для выпуска и регулирования потока насыпного груза из бункеров. Привод затворов бывает электрический, пневматический или гидравлический; управление дистанционное или местное.

К затворам предъявляются следующие требования: возможность регулирования потока груза, быстрая отсечка груза и надежное уплотнение от высыпания, невозможность самопроизвольного открывания, небольшие усилия на открывание и закрывание затвора.

Затворы работают по принципу отсечки движущегося потока груза или создания подпора (рис. 191): a — клапанный, $б$ — подпорный, $в$ — секторный, $г$ — обратный секторный, $д$ — двухсекторный, $е$ — шиберный, $ж$ — пальцевый, $з$ — цепной, $и$ — ленточный (пластинчатый).

Клапанный затвор является наиболее простым и применяют его в бункерах малой вместимости; выдача груза происходит за один поворот клапана. Подпорный затвор позволяет регулировать интенсивность разгрузки изменением угла наклона лотка. Применяют его для бункеров малой и средней вместимости.

Секторные затворы укрепляют на специальном патрубке и поворачивают с помощью зубчатой или другой передачи. При значительных размерах выпускного отверстия и для крупнокусковых грузов устанавливают двухсекторные затворы. Синхронное открывание обоих секторов обеспечивается шестернями, находящимися в зацеплении.

Шиберные затворы (вертикальные и горизонтальные) с реечным механизмом применяют для сыпучих грузов. Конструкция их компактна, но для управления требуются значительные усилия.

Пальцевый затвор состоит из отдельных тяжелых изогнутых рычагов, заостренных на конце, которые шарнирно укреплены на оси. Независимая подвеска каждого рычага позволяет перекрывать поток из крупнокусковых грузов. Цепной затвор осуществляет закрывание отверстия весом цепей. Ленточные и пластинчатые затворы применяют при больших размерах выпускных отверстий. Представляют собой конвейер малой длины (с лентой или настилом 3 на роликоопорах 4), перемещающийся с помощью реечной передачи 1, 2.

17.3. Питатели для подачи груза из-под бункеров

Питатели предназначены для непрерывной и равномерной, иногда регулируемой, загрузки насыпным грузом машин непрерывного действия или другого технологического оборудования (бетоносмесителей непрерывного действия, щековых дробилок и т. п.), требующего равномерного или регулируемого питания. Кроме того, питатели, применяемые в разгрузочных и перегрузочных узлах конвейеров, должны обеспечить минимальную высоту падения груза на рабочее полотно и разогнать груз до скорости, равной скорости рабочего полотна.

Наиболее распространенные питатели показаны на рис. 192.

Ленточные и пластинчатые питатели (а) предназначены для загрузки насыпных грузов (кроме крупнокусковых), главным образом неабразивных. Для выдачи тяжелых крупнокусковых абразивных грузов применяют пластинчатые питатели. Скорость движения рабочего полотна в пределах 0,05...0,25 м/с. Недостаток их — большой вес и стоимость.

Ценные питатели (б) служат для крупнокусковых абразивных грузов. Они представляют собой приводную цепь, висящую перед выпускным отверстием бункера и образующую тяжелый занавес, который препятствует самопроизволь-

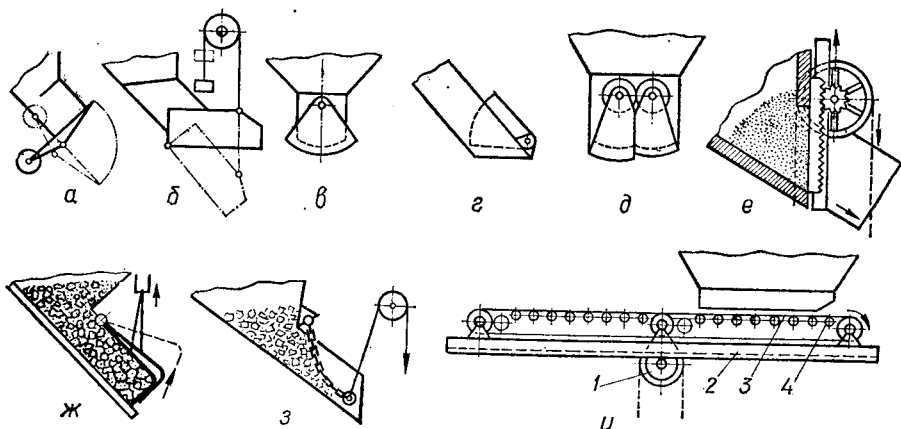


Рис. 191. Бункерные затворы

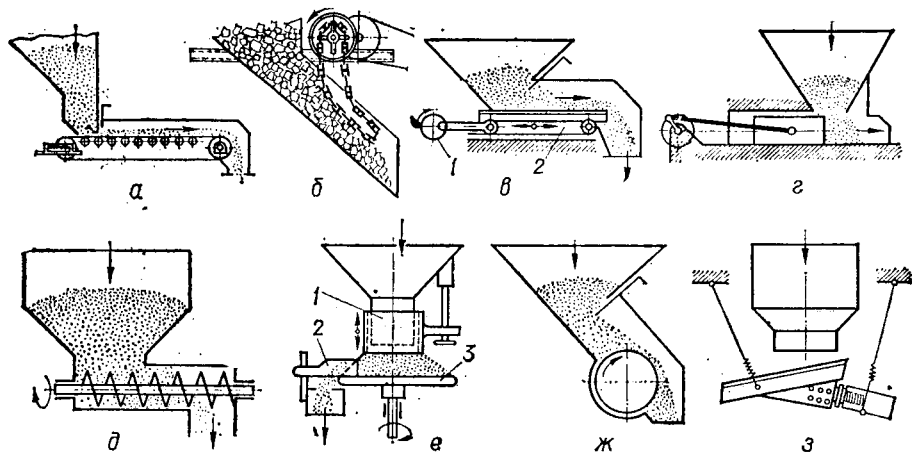


Рис. 192. Питатели

ному вытеканию груза. При движении цепи груз выпускается; производительность можно регулировать частотой вращения привода.

Для выдачи насыпных неабразивных грузов с включением отдельных крупных кусков используют качающиеся питатели (в). Лоток 2 совершает возвратно-поступательное движение от кривошипа 1. Плунжерный питатель (г) применяют для подачи мелкофракционного насыпного груза. Он снабжен лотком, перемещаемым плунжером от кривошипно-ползунного механизма.

Винтовые питатели (д) подают насыпной груз винтом. Применяют для перемещения пылевидных и мелкокусковых грузов. Достоинством их является герметичность. Производительность регулируется изменением частоты вращения винта.

Дисковый или тарельчатый (е) питатель состоит из вращающегося диска 3, неподвижного скребка 2, сбрасывающего насыпной груз, и подъемных мажет 1. Применяют для загрузки пылевидных, зернистых и мелкокусковых грузов.

Барабанный питатель (ж) расположен под горловиной бункера и предназначен для загрузки рядовых насыпных грузов, включающих крупные куски. Недостаток — большая высота падения груза на рабочий орган загружаемого конвейера.

Вибрационные питатели (з) могут выдавать абразивные и крупнокусковые грузы. Производительность питателя регулируют изменением амплитуды и частоты колебаний рабочего органа. Большим достоинством их является возможность загрузки конвейера с минимальной высоты.

Глава 18. ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНОЙ ТЕХНИКИ

18.1. Перспективы развития грузоподъемных машин

Отечественное машиностроение выпускает все необходимые комплексы подъемно-транспортных машин для различных отраслей народного хозяйства, что в большой степени способствует техническому прогрессу СССР. В настоящее время все большее внимание будет уделяться созданию высокоэффективных комплексов машин с улучшенными экономическими показателями, обеспечивающими ритмичность производственных процессов, механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных работ.

Повысятся технико-экономические показатели подъемных машин в результате увеличения грузоподъемности, скорости движения механизмов, повышения долговечности; снизится металлоемкость машин благодаря применению новых ма-

териалов и профилей металла, прогрессивной технологии изготовления, внедрению гидравлических и других компактных и надежных типов приводов.

В связи с возрастающими мощностями единичных энергетических и металлургических агрегатов, а также для строительства и монтажа укрупненными блоками будет повышаться грузоподъемность кранов. Широкое внедрение в строительстве непрерывной комплексной сборки сооружений из отдельных узлов превратит строительное производство в механизированный процесс монтажа сооружений.

Для комплексной механизации производственных процессов во всех отраслях народного хозяйства будет увеличен выпуск стреловых кранов, в том числе и большой грузоподъемности 250...300 т с различными видами сменного оборудования, а также созданы новые краны для обслуживания высотного строительства. Повысится грузоподъемность облегченных конструкций однобалочных кранов и электроталей.

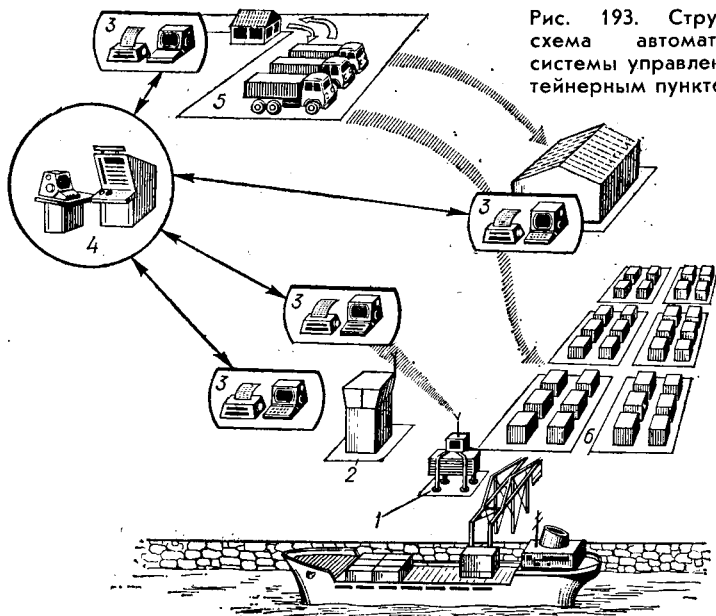
Будут разработаны специальные конструкции кранов повышенной проходимости для работы в труднодоступных местах (в Сибири и др.), кранов на воздушной подушке. Получат дальнейшее развитие линейные двигатели: для перемещения мостовых и порталных кранов, тележек, электроталей, а также в качестве приводов тормозов.

Будет уделено большое внимание выпуску кранов с ориентируемым автоматическим захватом грузов (кранов-манипуляторов), которые позволят повысить интенсивность использования машины, уменьшить трудозатраты путем высвобождения рабочих, обслуживающих краны, и послужат основой для полной автоматизации крана.

Краны-штабелеры на специализированных складах будут иметь автоматическое управление от общей системы АСУ, включающей автоматизацию кранов, транспортных линий загрузки и разгрузки. На крупных складах, перерабатывающих десятки тысяч наименований грузов, управление всеми операциями, учет и хранение грузов будут осуществляться с помощью ЭВМ.

18.2. Контейнеризация

Контейнеризация — одно из важнейших направлений решения сложной проблемы комплексной механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных и складских работ.



Предусмотрено разработать наиболее рациональные конструкции контейнерных и транспортных средств (железнодорожных платформ, автомобилей, транспортных самолетов, судов).

Широкое развитие в дальнейшем получат контейнерные перевозки воздушным транспортом. Будут еще шире практиковаться смешанные контейнерные перевозки с управлением операций от ЭВМ. Система управления охватывает транспортные средства, технику информации и процесс ее обработки. Запись информации производится на кодовых пластинках, прикрепленных к контейнеру, а считывание осуществляется дешифратором, состоящим из оптической головки, которая ошупывает кодовую пластину невидимым модулированным светом, или с помощью магнитного индикатора, преобразующего магнитное поле в электрические сигналы.

Пример структурной схемы автоматизированного управления контейнерным пунктом с помощью ЭВМ приведен на рис. 193. На схеме показаны порталный контейнеровоз 1, контора терминала 2, площадка 6 складирования контейнеров, парк 5 приема и отправления контейнеров автомобильным транспортом, абонементные пункты 3 для ввода в ЭВМ информации и выдачи документов, управляющая ЭВМ 4. Прибывшие контейнеры разгружаются и отправляются порталным контейнеровозом 1. Диспетчер при помощи ЭВМ определяет последовательность разгрузки контейнеров. В ЭВМ вводятся все необходимые данные о контейнерах (массе, типе, порожних и груженых контейнерах).

18.3. Перспектива развития машин непрерывного транспорта

Развитие ленточных конвейеров будет идти по следующим основным направлениям.

повышение производительности за счет ширины, скоростей движения ленты и увеличения угла наклона боковых роликов до 45° . Будут созданы конвейеры с шириной ленты 3000...3200 мм и производительностью 20 000...30 000 и до 40 000 т/ч (для открытых горных разработок);

повышение мощностей приводов. Уже сейчас конвейеры с шириной ленты 2000 мм имеют двухбаранный привод мощностью 3500 кВт;

усовершенствование уникальных высокопроизводительных конвейерных систем для подачи шихтовых материалов в металлургические агрегаты;

— увеличение длины транспортирования за счет применения сверхпрочных резинотросовых лент, а также многоприводных конвейеров с промежуточными фрикционными приводами вдоль линии конвейера. Современные системы ленточных конвейеров имеют длину транспортных линий 3...10 км. Для бесперегрузочного транспорта по криволинейной трассе будут широко применяться криволинейные конвейеры.

Большое развитие получат прогрессивные конструкции конвейеров с упругими канатными стовами для транспортирования тяжелых грузов большой массы (до 500 кг и более).

Для увеличения тягового усилия в ленточных конвейерах весьма перспективным является применение специальных лент с повышенными фрикционными свойствами и коэффициентом трения до 0,5...0,6; создание лент с такой обкладкой, которая исключала бы прилипания частиц транспортируемых грузов.

Будет освоено производство крутонаклонных ленточных конвейеров с криволинейной трассой в горизонтальной плоскости, двухленточных конвейер-элеваторов с горизонтально-вертикальной трассой.

Дальнейшее внедрение получит трубопроводный контейнерный пневмотранспорт, который даст большой экономический эффект во многих отраслях народного хозяйства: перевозка строительных сыпучих материалов, угля, руды, породы, минеральных удобрений и др. Исключительно большие перспективы этого вида транспорта для освоения нефтяных и газовых месторождений в Сибири и других труднодоступных местах. Рассматриваются возможности строительства систем длиной в сотни километров с диаметром труб 3...6 м и применения конвейерного пневмотранспорта для пассажирских перевозок.

Успешно ведутся работы по созданию контейнерного трубопроводного транспорта для перемещения различных грузов на большие расстояния в потоке газа

и жидкости с использованием магистральных газо- и нефтепроводов общей протяженностью несколько тысяч километров.

18.4. Совершенствование подъемно-транспортных комплексов в поточном производстве

Подъемно-транспортные машины в поточном производстве обеспечивают его непрерывность и органически входят составной частью в технологическое оборудование. Они определяют ритм работы всего комплекса машин от складских операций, подачи сырья до готовой продукции.

С целью максимального использования пространства складов применяют подвесные краны с различными захватными приспособлениями, краны-манипуляторы с ориентированным захватом груза и рациональными пространственными конвейерными системами.

Решение проблемы комплексной механизации и автоматизации будет идти по пути внедрения автоматических линий транспортирования грузов, применения ЭВМ для управления системами машин.

В механических цехах с крупносерийным производством получают дальнейшее развитие автоматические конвейерные комплексы, обслуживаемые манипуляторами и роботами.

В кузнечных цехах найдут применение автоматизированные краны-манипуляторы и конвейерные комплексы для межоперационных передач заготовок и изделий.

На предприятиях с большим объемом сырья в виде сыпучих грузов (металлургическая, горнодобывающая, химическая, строительных материалов и др.) получают дальнейшее совершенствование поточные механизированные и автоматизированные линии с применением кранов перегружателей, вагонопрокидывателей, систем бункеров, автоматизированных подъемников, кранов сложных конвейерных комплексов и других средств для транспортирования грузов и изделий на всех стадиях обработки.

Наиболее перспективными машинами в поточных линиях являются машины с дистанционным и автоматическим управлением.

Особое внимание будет уделено созданию автоматических кранов-манипуляторов и других машин, работающих по заданной программе и управляемых с помощью ЭВМ, а также применению специальных промышленных роботов для выполнения самых разнообразных технологических и подъемно-транспортных операций.

18.5. Перспективы применения промышленных роботов

Основным направлением дальнейшего развития народного хозяйства является организация серийного производства промышленных роботов — этого принципиально нового средства автоматизации. Создается новая отрасль промышленности — роботостроение.

Созданы проекты заводов-автоматов, которые полностью будут обслуживаться роботами. По прогнозам в ближайшие 10—15 лет в развитых странах роботы заменят основную массу рабочих, занятых ручным трудом во всех основных отраслях производства. Применение роботов позволяет значительно повысить производительность труда (в среднем в 2—3 раза), ритмичность, качество продукции и общую культуру производства.

В настоящее время роботы выполняют подъемно-транспортные операции по индивидуальному обслуживанию технологических линий. Наибольшее количество роботов используют для обслуживания кузнечно-прессового оборудования, литейного производства и металлорежущих станков; начали разрабатывать манипуляторы для автоматизации сборочных операций.

В ближайшее время намечено полностью перейти к агрегатно-модульному принципу построения роботов и их функциональных компонентов. Наряду с этим ведутся работы по созданию роботов следующего поколения с адаптивным управлением, техническими органами чувств (сенсорикой), способных приспосабливаться к изменяющимся производственным условиям и находить наилучшие решения, обладающих осязанием, искусственным зрением, способных «читать» чертежи, выполнять сборку механизмов по чертежам.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины.— М.: Высшая школа, 1979.— 558 с.
2. Александров М. П. Тормоза подъемно-транспортных машин.— М.: Машиностроение, 1976.— 383 с.
3. Андреев А. В. Передачи трением.— М.: Машиностроение, 1978.— 176 с.
4. Андреев А. Ф. Грузозахватные устройства с автоматическим и дистанционным управлением.— М.: Стройиздат, 1975.— 173 с.
5. Артоболовский И. И. Теория механизмов и машин.— М.: Наука, 1975.— 638 с.
6. Башенные краны / Невзоров Л. А., Зарецкий А. А., Волин Л. М. и др.— М.: Машиностроение, 1979.— 292 с.
7. Вайнсон А. А. Подъемно-транспортные машины.— М.: Машиностроение, 1975.— 431 с.
8. Вайсман В. Ф. Шагающие конвейеры.— М.: Машиностроение, 1976.— 142 с.
9. Волновые зубчатые передачи / Под ред. Волкова Д. П., Крайнева А. Ф.— К.: Техніка, 1976.— 221 с.
10. Гайдамака В. Ф. Новые пусковые и тормозные устройства грузоподъемных машин.— Харьков: Вища школа, 1975.— 103 с.
11. Грузоподъемные машины / Под ред. Александра М. П.— М.: Высшая школа, 1973.— 473 с.
12. Джиенкулов С. А., Саргужин М. Х., Сурашев Н. Т. К вопросу об экспериментальных исследованиях ленточных конвейеров.— Тез. науч.-техн. конф. «Перспективы развития подъемно-транспортного машиностроения, средств комплексной механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных и транспортно-складских работ». Красноярск, 1980, с. 103—104.
13. Долголенко А. А. Портовые и судовые подъемно-транспортные машины.— М.: Транспорт, 1975.— 312 с.
14. Дьячков В. К. Перспектива развития ленточных конвейеров.— Механизация и автоматизация производства, 1978, № 8.
15. Евграфов В. А., Савчук А. И. Исследование работы многоприводных конвейеров.— Тез. науч.-техн. конф. «Перспективы развития подъемно-транспортного машиностроения, средств комплексной механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных и транспортно-складских работ. Красноярск, 1980, с. 97—98.
16. Евневич А. В. Грузоподъемные и транспортирующие машины.— М.: Машиностроение, 1977.— 304 с.
17. Ерофеев Н. И. Предохранительные и сигнализационные устройства кранов. М.: Машиностроение, 1980.— 151 с.
18. Зенков Р. Л., Ивашков И. И., Колобов Л. Н. Машины непрерывного транспорта.— М.: Машиностроение, 1980.— 304 с.
19. Зерцалов А. И. Краны с жестким подвесом груза.— М.: Машиностроение, 1979.— 192 с.
20. Казак С. А., Кузнецов Е. С. Определение максимальных допускаемых нагрузок в механизмах подъема при торможении опускаемого груза и пути их снижения.— В кн.: Новые методы проектирования, расчета, испытаний и эксплуатации ПТМ и конвейеров. М., 1974.
21. Козырев Ю. Г. Перспективы развития и применения автоматических манипуляторов.— Механизация и автоматизация производства, 1980, № 2, с. 7—10.
22. Ключев В. И., Терехов В. М. Электропривод и автоматизация общепромышленных механизмов.— М.: Энергия, 1980.— 359 с.
23. Ковалевский В. С. Расчет канатных барабанов грузоподъемных машин.— Науч. тр. ВНИИПТмаш, 1975, № 6.

24. Комашенко А. Х. Развитие подъемно-транспортной техники в одиннадцатой пятилетке.— Механизация и автоматизация производства, 1980, № 8, с. 1—2.
25. Комашенко А. Х. Развитие производства и создание нового подъемно-транспортного оборудования.— Тез. науч.-техн. конф. «Перспективы развития подъемно-транспортного машиностроения, средств комплексной механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных и транспортно-складских работ». Красноярск, 1980, с. 4—8.
26. Коновалов В. С. Подъемно-транспортные автоматические манипуляторы.— Механизация и автоматизация производства, 1980, № 8, с. 7—10.
27. Контейнерный трубопроводный пневмотранспорт / А. М. Александров, В. Е. Аглицкий, П. В. Кованов и др.— М.: Машиностроение, 1979.— 263 с.
28. Куликов А. П., Дроздов В. И., Семешин Д. З. и др. Гидравлический автомобильный кран КС-4571.— Строительные и дорожные машины, 1976, № 9, с. 2—5.
29. Машины и агрегаты металлургических заводов / Целиков А. И., Полухин П. И., Гребеник В. М., Иванченко Ф. К. и др.— М.: Металлургия, 1978.— Т. 2, 328 с.
30. Машины непрерывного транспорта / Под ред. Плавинского В. И.— М.: Машиностроение, 1969.— 719 с.
31. Мелик-Гайказов В. И., Ромашкин М. Б. Расчет гидравлического привода крановых механизмов.— Науч. тр. ВНИИПТмаш, 1971, вып. 2, с. 38—61.
32. Монастырский О. В. Современные экскаваторы и краны с гидроприводом.— Механизация и автоматизация производства, 1977, № 6.
33. Осипов В. Т. Контейнеризация в зарубежных странах.— М.: Наука, 1978.— 280 с.
34. Подъемно-транспортные машины. Атлас конструкций / Под ред. Александрова М. П. и Решетова Д. Н.— М.: Машиностроение, 1973.
35. Поляков Н. С., Штокман И. Г. Основы теории и расчета рудничных транспортных установок.— М.: Госиздат по горному делу, 1962.— 491 с.
36. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов.— М.: Металлургия, 1979.— 191 с.
37. Расчеты крановых механизмов и их деталей. ВНИИПТмаш, М.: Машиностроение, 1971.— 495 с.
38. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / Иванченко Ф. К., Бондарев В. С., Колесник Н. П., Барабанов В. Я.— К.: Вища школа. Головное изд-во, 1978.— 576 с.
39. Решетов Д. Н. Детали машин.— М.: Машиностроение, 1974.— 655 с.
40. Решетов Д. Н. Конструирование рациональных механизмов.— М.: Машиностроение, 1972.— 255 с.
41. Серенсон С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность.— М.: Машиностроение, 1975.— 448 с.
42. Смирнов О. А., Кольцов И. Е., Вдовина Т. С. Гидравлические самоходные краны фирмы «Crove» (США).— Строительные и дорожные машины, 1976, № 9, с. 9—10.
43. Смирнов О. А., Кольцов И. Е., Вдовина Т. С. Стреловые самоходные краны фирмы «Krupp — Artelt» (ФРГ).— Строительные и дорожные машины, 1977, № 2, с. 16—18.
44. Смирнов О. А., Кольцов И. Е., Вдовина Т. С. Гидравлические стреловые самоходные краны фирмы «Kato» (Япония).— Строительные и дорожные машины, 1976, № 7, с. 14—16.
45. Спиваковский А. О., Дмитриев В. Г. Теоретические основы расчета ленточных конвейеров.— М.: Наука, 1977.— 157 с.
46. Спицына И. О. Анализ закономерностей распределения долговечности деталей крановых механизмов.— Науч. тр. ВНИИПТмаш, 1971, вып. 4, с. 3—31.
47. Справочник по кранам / Под ред. А. И. Дукельского.— М.: Машиностроение, 1971.— Т. 1, 400 с., 1973.— Т. 2, 473 с.
48. Стефаненко С. А. Методика определения параметров специальных групповых контейнеров для сыпучих материалов.— Подъемно-транспортные машины, 1971, № 1, с. 75—99.
49. Трушин А. В., Пузырьков П. И., Коломийченко Г. П. Подъемно-транспортные машины.— Днепропетровск, 1971.— 239 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Г.редисловие	3
Введение	5
<i>Раздел первый</i>	
ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ	
Глава 1. Общие сведения о грузоподъемных машинах	8
1.1. Назначение, классификация и основные параметры	8
1.2. Техничко-экономические показатели	15
1.3. Материалы для изготовления кранов	17
1.4. Режимы работы	18
1.5. Приводы машин	21
Глава 2. Основы теории и расчета грузоподъемных машин	29
2.1. Нагрузки в грузоподъемных машинах	29
2.2. Динамические нагрузки колебательного характера	33
2.3. Расчетные нагрузки	46
2.4. Основы рационального конструирования машин минимальной металлоемкости	48
2.5. Основные положения теории надежности	52
2.6. Вероятностные методы расчета деталей на выносливость	56
2.7. Основы расчета электропривода	58
Глава 3. Механизмы подъема	63
3.1. Кинематические схемы	63
3.2. Полиспасты	67
3.3. Гибкие грузовые органы	70
3.4. Блоки и звездочки	74
3.5. Канатные барабаны	76
3.6. Грузозахватные устройства	85
3.7. Грузовые крюки и скобы. Крюковые подвески	86
3.8. Автоматические грузозахватные устройства	91
3.9. Электромагнитные и вакуумные захваты	99
3.10. Контейнеры с автоматическим захватом	103
3.11. Тормозные устройства. Остановы и тормоза	104
3.12. Колодочные тормоза с электромагнитными и электрогидравлическими приводами	109
3.13. Тормоза с электромеханическим приводом	115
3.14. Тормоза с магнитогидравлическим толкателем	117
3.15. Дисково-колодочные тормоза	118
3.16. Ленточные тормоза	119
3.17. Тормоза с осевым замыканием	121
3.18. Управляемые тормоза	124

3.19. Тормоза для регулирования скорости	125
3.20. Пути совершенствования конструкций тормозных устройств	127
3.21. Расчет приводов механизма подъема	128
3.22. Выбор (расчет) редуктора	131
3.23. Механизмы подъема с гидроприводом и основы их расчета	133
Глава 4. Механизмы передвижения	136
4.1. Основные кинематические схемы механизмов	136
4.2. Сопротивление передвижению рельсовых механизмов	139
4.3. Мощность привода	140
4.4. Проверка на устойчивость движения крана без буксования приводных колес	142
4.5. Расчет тормозного момента	144
4.6. Динамические нагрузки в механизме с учетом колебательных процессов	145
4.7. Расчет механизма с канатной (цепной) тягой	148
4.8. Конструкция ходовой части кранов	149
4.9. Расчет колес на прочность	153
Глава 5. Механизмы изменения вылета	156
5.1. Способы и механизмы изменения вылета	156
5.2. Расчет механизма	158
5.3. Механизмы изменения вылета, обеспечивающие горизонтальное перемещение груза	160
Глава 6. Механизмы поворота кранов	162
6.1. Схемы механизмов поворота	162
6.2. Сопротивление в опорах при повороте крана	163
6.3. Мощность привода	166
6.4. Предохранительные устройства в приводе	167
6.5. Динамические нагрузки в механизме поворота	168
Глава 7. Пролетные краны	170
7.1. Мостовые краны. Общие сведения	170
7.2. Однобалочные мостовые краны	170
7.3. Электрические тали	171
7.4. Двухбалочные мостовые краны	177
7.5. Крановые тележки	182
7.6. Металлические конструкции крановых мостов	183
7.7. Козловые краны	190
7.8. Краны с жестким подвесом и управляемым захватом груза (краны-манипуляторы)	194
7.9. Кабельные краны	199
Глава 8. Стреловые краны	201
8.1. Поворотные краны с внешними выносными опорами	201
8.2. Стационарные, свободностоящие поворотные краны	202
8.3. Настенные передвижные консольные краны	205
8.4. Башенные краны	207
8.5. Портальные краны	210
8.6. Самоходные мобильные краны	211
8.7. Устойчивость передвижных кранов	221
Глава 9. Подъемники	225
9.1. Клетевые подъемники	225
9.2. Скиповые подъемники	227
9.3. Струнный и бесканатный подъемники	229
Глава 10. Роботы и манипуляторы	229
10.1. Общие сведения	229
10.2. Роботы и манипуляторы для подъемно-транспортных работ	230

Глава 11. Общие сведения о транспортирующих машинах и основы их расчета	234
11.1. Назначение и классификация	234
11.2. Характеристика транспортируемых грузов	236
11.3. Производительность машин непрерывного транспорта	236
11.4. Сопротивление движению тягового органа конвейеров	237
Глава 12. Ленточные конвейеры	246
12.1. Общие сведения. Конструкция конвейеров	241
12.2. Конвейерные ленты	244
12.3. Конструкция ставов и роликовых опор	246
12.4. Приводы конвейеров	251
12.5. Натяжные устройства	255
12.6. Загрузочные устройства	257
12.7. Разгрузочные устройства	258
12.8. Очистные устройства	262
12.9. Расчет ленточных конвейеров	263
12.10. Динамика ленточных конвейеров	274
12.11. Специальные типы ленточных конвейеров	279
Глава 13. Цепные конвейеры	285
13.1. Пластинчатые конвейеры	285
13.2. Скребокковые конвейеры	293
13.3. Динамика цепного привода	298
13.4. Ковшовые конвейеры	301
13.5. Подвесные конвейеры	302
13.6. Тележечные конвейеры	306
Глава 14. Элеваторы	308
14.1. Назначение, классификация и устройство	308
14.2. Загрузка и разгрузка элеватора	312
14.3. Выбор основных параметров элеватора	314
Глава 15. Транспортирующие машины без гибкого тягового органа	315
15.1. Винтовые конвейеры и транспортирующие трубы	315
15.2. Инерционные конвейеры	321
15.3. Роликовые конвейеры	327
15.4. Шагающие конвейеры	330
Глава 16. Пневматический и гидравлический транспорт	332
16.1. Пневматические транспортирующие установки	332
16.2. Контейнерный трубопроводный пневмотранспорт	336
16.3. Гидравлические транспортирующие установки	338
Глава 17. Вспомогательные устройства транспортирующих машин	340
17.1. Бункера	340
17.2. Бункерные затворы	341
17.3. Питатели для подачи груза из-под бункеров	342
Глава 18. Перспективы развития подъемно-транспортной техники	343
18.1. Перспективы развития грузоподъемных машин	343
18.2. Контейнеризация	344
18.3. Перспектива развития машин непрерывного транспорта	345
18.4. Совершенствование подъемно-транспортных комплексов в поточном производстве	346
18.5. Перспективы применения промышленных роботов	346
Список литературы	347

Федор Кондратьевич Иванченко

КОНСТРУКЦИЯ
И РАСЧЕТ
ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ
МАШИН

Редактор *А. И. Калиновский*

Переплет художника *Ю. А. Новицкого*

Художественный редактор *С. В. Анненков*

Технические редакторы *Т. И. Трофимова,*
Л. Ф. Волкова

Корректор *Н. В. Волкова*

Информ. бланк № 5286

Сдано в набор 31.12.81. Подп. в печать 15.06.83. БФ 02683.
Формат 60×90¹/₁₆. Бумага типогр. № 2. Лит. гарн. Выс.
печать. 22 печ. л. 22,25 кр.-отт. 23,99 уч.-изд. л. Тираж
20 000 экз. Изд. № 4216. Зак. 2—574. Цена 95 к.

Главное издательство издательского объединения
«Вища школа», 252054, Киев-54, ул. Гоголевская, 7.

Отпечатано с матриц Главного предприятия республи-
канского производственного объединения «Поліграфкни-
га», 252057, Киев-57, ул. Довженко, 3 в Киевской
книжной типографии научной книги, 252004, Киев-4,
Репина, 4. Зак. 3-520.