

# ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ Грузоподъемные машины

Глава 1 Обзор конструкций грузоподъемных машин

§ 1 Основные типы грузоподъемных машин

Глава II Расчет грузоподъемных машин (общие положения)

§ 2 Основные параметры грузоподъемных машин

§ 3 Расчетные нагрузки

§ 4 Допускаемые напряжения

Глава III Грузозахватные приспособления

§ 5 Крюки и петли

§ 6 Специальные захваты

§ 7 Грузозахватные приспособления для сыпучих грузов

Глава IV Грузовые и тяговые гибкие органы. Полиспасты. Барабаны, блоки, звездочки

§ 8 Гибкие органы

§ 9 Полиспасты

§ 10 Барабаны, блоки, звездочки

Глава V Остановы и тормоза

§ 11 Остановы

§ 12 Колодочные тормоза

§ 13 Ленточные тормоза

§ 14 Тормоза с осевым нажатием

§ 15 Безопасные рукоятки

§ 16 Тормозные устройства для регулирования скорости

§ 17 Тепловой расчет тормоза

Глава VI Привод грузоподъемных машин

§ 18 Характеристики приводов грузоподъемных машин

§ 19 Ручной привод

§ 20 Электрический привод

§ 21 Гидравлический привод

Глава VII Механизмы подъема груза и стрелы

§ 22 Схемы механизмов подъема груза

§ 23 Установившееся движение, пуск и торможение механизма подъема

§ 24 Выбор электродвигателя механизма подъема

§ 25 Механизм изменения вылета стрелы

§ 26 Устройства, обеспечивающие безопасность работы

Глава VIII Механизмы передвижения

§ 27 Механизмы передвижения с приводными колесами

§ 28 Сопротивление передвижению

§ 29 Пуск и торможение механизма передвижения

§ 30 Механизмы передвижения с канатной или цепной тягой

§ 31. Устройства, обеспечивающие безопасность работы

§ 32. Расчет ходовых колес

Глава IX Механизмы поворота

§ 33 Схемы механизмов поворота

§ 34 Определение моментов сопротивления в опорах крана

§ 35. Пуск и торможение механизма поворота 337 ■

§ 36 Элементы поворотных кранов

Глава X Устойчивость кранов

Глава XI Металлические конструкции

§ 37 Материалы металлических конструкций

§ 38 Расчетные нагрузки и допускаемые напряжения

§ 39 Основные положения расчета и конструирования крановых металлических конструкций

§ 40 Расчет крановых металлических конструкций по предельным состояниям

ЧАСТЬ ВТОРАЯ Транспортирующие машины

Глава XII Транспортирующие машины с тяговым органом

§ 41 Ленточные конвейеры

§ 42 Мощность привода ленточного конвейера

§ 43 Цепные конвейеры

§ 44 Сопротивления цепного конвейера

§ 45 Элеваторы

§ 46 Эскалаторы Глава XIII Транспортирующие машины без тягового органа

§ 47 Гравитационные устройства

§ 48 Качающиеся (инерционные и вибрационные) конвейеры

§ 49 Винтовые конвейеры

§ 50 Пневматические и гидравлические транспортные устройства

§ 51 Вспомогательные устройства к конвейерам

Глава XIV Комплексная механизация и автоматизация транспортирования грузов

§ 52 Управление работой подъемно-транспортных машин

§ 53 Применение подъемно-транспортных машин в поточном производстве и автоматических линиях

Литература

## ВВЕДЕНИЕ

Современные поточные технологические и автоматизированные линии, межцеховой и внутрицеховой транспорт, погрузочно-разгрузочные операции требуют применения разнообразных типов подъемно-транспортных машин и механизмов, обеспечивающих непрерывность и ритмичность производственных процессов. Именно поэтому подъемно-транспортное оборудование в настоящее время все более перестает играть вспомогательную роль в производственном процессе и превращается в один из решающих факторов, определяющих возможность современного производства. Насыщенность производства средствами механизации трудоемких и тяжелых работ, уровень механизации технологического процесса определяют собой степень совершенства технологического процесса и производительность предприятия.

Правильный выбор подъемно-транспортного оборудования является решающим фактором нормальной работы и высокой продуктивности производства. Нельзя обеспечить устойчивый ритм производства на современной ступени его интенсификации без согласованной и безотказной работы современных средств механизации внутри цехового и межцехового транспортирования сырья, полуфабрикатов и готовой продукции во всех стадиях обработки и складирования.

Современные высокопроизводительные грузоподъемные транспортирующие машины, работающие с большими скоростями и обладающие высокой грузоподъемностью, являются результатом постепенного развития этих машин в течение долгого времени. Еще в глубокой древности производились строительные работы, связанные с поднятием и перемещением больших тяжестей, например сооружение египетских пирамид (так, например, пирамида Хеопса, расположенная в 16 км к западу от Каира, сооруженная в XXII в. до н. э., имеет высоту 147 м и сложена из 2,5 млн. известняковых блоков массой от 2 до 90 т).

Сложной технической задачей являлись:

- перемещение и установка колонны храма в Гелиополисе (Баальбек) массой до 360 т,
- мраморных балок храма Артемиды в Эфесе длиной до 90 м,
- установка купола диаметром 11 м на гробнице короля Остготов (520 лет до н.э.) в Равенне,
- высеченного из одного куска камня и доставленного к месту постройки за 100 км.

Первыми средствами механизации были рычаги, катки и наклонные плоскости. Проведение крупных строительных работ при таких средствах механизации требовало использования громадного количества людей. Так, на строительстве пирамиды Хеопса, продолжавшемся более 20 лет, было постоянно занято около 100 тыс. человек. Рычажные подъемники - прототипы современных стреловых кранов - использовались для подъема воды еще за 22 века до н. э. Тогда же начали применяться и простейшие ворота с ручным приводом. В VII в. до н. э. появились блоки. Во II в. до н. э. появились ворота с червячной и шестеренной передачами с ручным приводом. При защите города Сиракузы в 212 г. до н. э. Архимед широко применял рычажные подъемные устройства.

В эпоху средневековья развитие подъемно-транспортной техники приостановилось. В XI - XII вв. н. э. в связи с развитием торговли, мореплавания и горно-металлургической промышленности снова началось быстрое развитие грузоподъемных машин и расширилась область их применения. Появились первые прототипы современных кранов, имевшие ручной привод и привод с помощью топчачковых колес. Вначале эти краны изготовлялись целиком из дерева и только для осей и крюков применялась сталь.

В 20-х годах XIX в. был создан паровой двигатель, а в 1860 г. - первый кран с паровым двигателем. В 80-х годах того же века начали применяться краны с электрическим двигателем. Широкое промышленное применение электропривод получил благодаря работам русского ученого М. О. Доливо-Добровольского (1862 - 1919), который создал систему трехфазного тока и изобрел простой, надежный и дешевый асинхронный двигатель, а также разработал ряд электротехнических аппаратов, нашедших широкое применение в промышленности.

Большая заслуга в деле развития подъемно-транспортной техники принадлежит русским механикам. Еще в XI в. для подъема тяжестей при возведении Софийского собора в Новгороде строители пользовались сложными системами полиспастов. В XIV - XV вв. широко использовались

различные системы воротов и блоков. В 1677 г. на колокольню Московского Кремля подняли Большой Успенский колокол массой 130 т. Подъем колокола производился при помощи деревянных рычагов, полиспаста и ворота. Для облегчения подъема колокол был соединен цепями с противовесом.

В XVIII в. для обслуживания металлургических заводов на Урале, Алтае и в Забайкалье применялось большое количество разнообразного подъемно-транспортного оборудования для загрузки доменных печей, откатки вагонеток и др. В 1764 г. механик рудника близ Нижнего Тагила Е. Г. Кузнецов соорудил многоковшовый цепной водоподъемник, впоследствии им же переоборудованный под подъем руды и породы.

В 1768 г. механик и гидротехник К. Д. Фролов пустил в ход грандиозную для того времени комплексную установку для подъема руды и удаления воды из шахт Змеиногорского рудника на Алтае. Эти подъемники приводились в действие давлением воды.

В Петербурге промышленное применение подъемно-транспортных устройств известно с 1703 г. В 1769 г. произведено перемещение на большое расстояние камня размером 15 X 9 X 7 м массой более 1000 т, использованного скульптором Фальконе в качестве основания памятнику Петру Первому. Камень был доставлен к берегу р. Невы и по ней в Петербург. По суше он перемещался по медным шарам, уложенным в обшитых медными листами желобах (первый прототип шарикоподшипника). Перемещение осуществлялось при помощи воротов и полиспастов.

В 1832 г. перед Зимним дворцом в Петербурге была установлена Александровская колонна массой более 600 т. На ее установку было использовано 60 воротов, каждый из которых приводился в движение 16 рабочими.

В 1834 г. при помощи канатов, полиспастов и воротов была осуществлена доставка и установка 46 колонн Исаакиевского собора в Петербурге - масса каждой колонны примерно 100 т. Процесс установки колонн был разработан настолько четко, что длительность установки одной колонны составляла в среднем всего 105 мин.

Долгое время в России никто не занимался изучением и обобщением опыта развития подъемно-транспортных машин. И только в 80-х годах прошлого столетия проф. И. А. Вышнеградский (1831 - 1895) впервые создал курс подъемно-транспортных машин. В 1882 г. вышла работа проф. М. Н. Петрова, систематизирующая и обобщающая опыт механизированной перегрузки массовых грузов.

До Великой Октябрьской социалистической революции подъемно-транспортное машиностроение в России являлось отстающей отраслью. Начало отечественного краностроения относится к 1900 г., когда впервые были построены краны на Брянском, Краматорском и Путиловском заводах. В 1913 г. годовой выпуск кранов на Брянском и Краматорском заводах составлял 70 шт. Такое производство не могло удовлетворить запросы бурно развивающейся промышленности. Большая часть машин вводилась из-за границы или строилась на заводах, расположенных в России, но принадлежавших иностранцам (например, завод Гутмана в Москве).

Только после Великой Октябрьской социалистической революции были созданы условия для быстрого развития подъемно-транспортного машиностроения, развития механизации тяжелых и трудоемких работ, механизации и автоматизации производства. Подъемно-транспортное машиностроение выделилось в самостоятельную область машиностроения. Созданы специализированные заводы по выпуску подъемно-транспортного оборудования. Вместе с расширением базы подъемно-транспортного машиностроения росли и крепились кадры конструкторов, специализирующихся по подъемно-транспортному машиностроению. Создан Всесоюзный научно-исследовательский институт подъемно-транспортного машиностроения - ВНИИПТМАШ, занимающийся вопросами конструирования и изучения новой подъемно-транспортной техники; созданы проектно-монтажные организации - Государственный проектный институт «Союзпроммеханизация», работающий над проблемами механизации производства, «Союзлифтмонтаж», который осуществляет монтаж и эксплуатацию подъемников, и др.

В настоящее время отечественное подъемно-транспортное машиностроение освоило выпуск практически всех видов подъемно-транспортного оборудования.

За последние годы для механизации подъемно-транспортных и погрузочно-разгрузочных работ специализированные проектные организации совместно с машиностроительными заводами создали ряд новых высокопроизводительных, экономичных и удобных в эксплуатации машин и

оборудования и в первую очередь различных типов конвейеров. Созданы электрон автопогрузчики, различные разгрузочные машины для штучных и сыпучих грузов, а также различные штабелирующие и другие подъемные средства и лифты, которые позволили осуществить комплексную механизацию на многих участках предприятий черной и цветной металлургии, машиностроительной, угольной, химической промышленности и других отраслей народного хозяйства. Разработаны уникальные конструкции плавучих кранов большой грузоподъемности; созданы новые конструкции мостовых электрических кранов грузоподъемностью 5 - 50 т, значительно улучшены технико-экономические показатели путем изменения форм металлоконструкций кранов и применения более выгодных профилей проката металлов и термической обработки деталей механизмов подъемно-транспортных машин.

Из основных новых конструктивных тенденций в подъемно-транспортном машиностроении прежде всего необходимо отметить:

- создание качественно новых подъемно-транспортных машин и механизмов, а также широкую модернизацию существующих машин и установок для обеспечения механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ во всех областях народного хозяйства;
- повышение грузоподъемности грузоподъемных машин при одновременном значительном снижении их массы благодаря применению новых кинематических схем, более совершенных методов расчета, новых рациональных профилей металла, новых материалов - легированных сталей, легких сплавов и пластмасс, а также новой прогрессивной технологии машиностроения;
- увеличение производительности по различным видам оборудования благодаря применению широкого регулирования скоростей механизмов,
- автоматического, полуавтоматического и дистанционного управления, специальных захватных и других подъемных агрегатов, а также создание улучшенных условий труда крановщиков благодаря применению установок для охлаждения и очистки воздуха в кабинах и других мероприятий;
- увеличение области применения машин непрерывного транспорта путем расширения нормальных рядов машин как в направлении создания мощных и сверхмощных машин (в том числе конвейеров для транспорта массовых сыпучих грузов на расстоянии до 100 км и более), так и в направлении создания машин легкого и особо легкого типов (подвесные конвейеры), а также путем приспособления транспортирующих машин и их элементов к специфическим свойствам грузов (создание морозостойких и жаростойких - высокопрочных лент и т. п.);
- повышение надежности работы машин и долговечности их элементов путем разработки новых конструктивных решений, применения новых уточненных методов расчета и Материалов с повышенными физико-механическими свойствами.

Современное производство подъемно-транспортных машин в условиях социалистического хозяйства, при котором интересы заводов-изготовителей едины с интересами предприятий, использующих эти машины, основывается на создании блочных и унифицированных конструкций (редукторов, муфт, тормозов и др.), позволяющих получить наиболее высокий технико-экономический эффект при изготовлении и эксплуатации этих машин. Блочной называется конструкция, состоящая из самостоятельных узлов-блоков, соединенных между собой посредством легкоразъемных элементов. К таким блокам в кранах можно отнести крюковые подвески, муфты, тормоза, редукторы, ходовые колеса с буксами и т. д. (см. рисунок 1). В настоящее время принцип блочности используется не только для механизмов, но и в металлических конструкциях, что позволяет организовать поточные, линии для серийного изготовления унифицированных узлов металлоконструкций в приспособлениях с соблюдением взаимозаменяемости узлов.

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

Применение блочных конструкций создает максимум удобств в эксплуатации, так как позволяет легко отделить от машины узел, требующий ремонта, без разборки смежных узлов. При наличии запасных узлов замену узлов-блоков можно производить в короткое время, что приводит к уменьшению простоя оборудования, и осуществлять высококачественный ремонт в специализированных ремонтных цехах. Кроме того, применение блочных конструкций позволяет максимально унифицировать отдельные узлы и детали по всей номенклатуре выпускаемых подъемно-

транспортных машин, что увеличивает массовость производства и приводит к широкому применению нормализованных узлов.

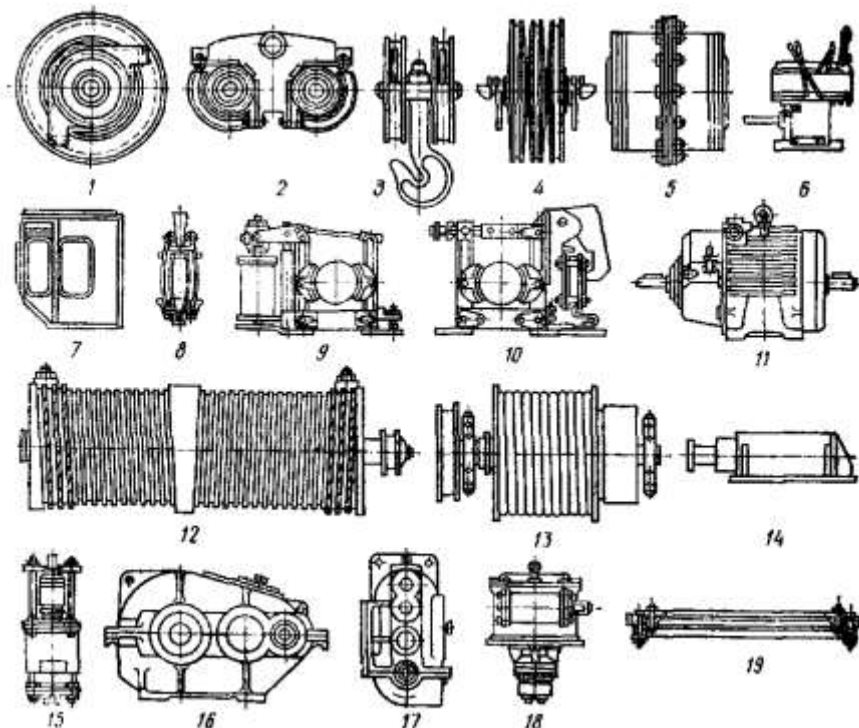


Рисунок 1 – Унифицированные узлы (блоки) грузоподъемных машин:

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

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

В настоящее время отрасль подъемно-транспортного машиностроения имеет ряд заводов, специализирующихся на производстве отдельных нормализованных и унифицированных узлов для грузоподъемных и транспортирующих машин. Принцип унификации узлов и механизмов весьма широко используется в отечественном краностроении. Например, для мостовых кранов общего назначения грузоподъемностью от 3,2 до 50 т применена так называемая «диагональная унификация», при которой механизмы и узлы используются при различном режиме работы для различных грузоподъемностей. В качестве базовой модели при унификации принята модель, соответствующая среднему режиму работы (см. таблицу 1).

По данным, приведенным в таблице 1, видно, что механизм, рассчитанный на грузоподъемность 20 т при среднем режиме, можно использовать при легком режиме с грузоподъемностью 32 т, при тяжелом режиме - с грузоподъемностью 12,5 т и при весьма тяжелом - режиме - с грузоподъемностью, равной только 8 т.

Использование диагональной унификации позволяет более чем в два раза повысить применяемость узлов при одновременном значительном улучшении их несущей способности.

Таблица 1 - Изменение грузоподъемности мостовых кранов в зависимости от режима работы при «диагональной» унификации

Режим работы	Легкий	Средний	Тяжелый	Весьма тяжелый
Грузоподъемность крана, т	5	3,2	-	-
	8	5	3,2	-
	12,5	8	5	3,2
	20	12,5	8	5
	32	20	12,5	8
	50	32	20	12,5
	80	50	32	20

Подъемно-транспортные машины по своему назначению и конструктивному исполнению весьма разнообразны. Из всего многообразия подъемно-транспортных машин в учебнике рассмотрены только их основные виды: в первой части - грузоподъемные машины, относящиеся к машинам периодического действия, и во второй части - транспортирующие машины, относящиеся к машинам непрерывного действия.

## Часть первая

# ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ

## Глава 1

### ОБЗОР КОНСТРУКЦИЙ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Грузоподъемные машины предназначены для перемещения грузов по вертикали и передачи их из одной точки площади, обслуживаемой машиной, в другую. Существует чрезвычайно большое разнообразие конструкций этих машин, которые можно подразделять и по конструктивному признаку, и по назначению и по характеру выполняемой ими работы. Рассмотрим только основные типы грузоподъемных машин и устройств.

#### § 1 Основные типы грузоподъемных машин

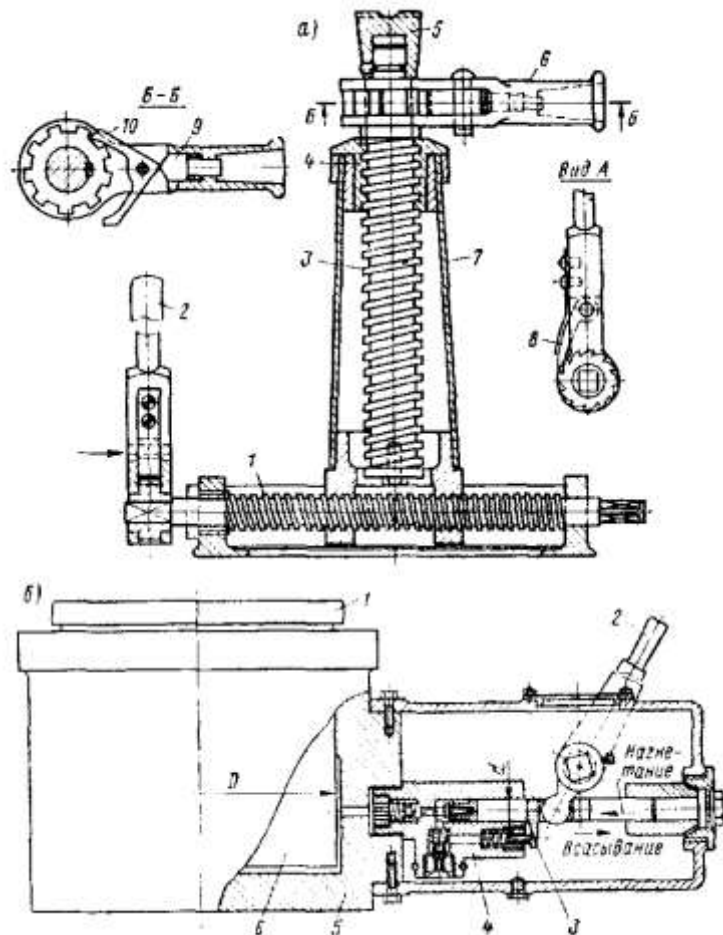


Рисунок 2 – Домкраты:  
а – винтовой; б - гидравлический

Для подъема груза на небольшую высоту (до 0,8 - 1,0 м) служат домкраты, обычно применяемые при ремонтных и монтажных работах. Привод домкратов может быть ручным и механическим. Различают винтовые, рычажно-реечные, зубчато-реечные и гидравлические домкраты. На рисунке 2, а показан ручной винтовой домкрат на салазках, облегчающих его точную установку



под грузом. Винтовые домкраты имеют самотормозящую резьбу, обеспечивающую удержание поднятого груза, вследствие чего их коэффициент полезного действия (к. п. д.) весьма низок (0,3 - 0,4). Подъемный стальной винт 3 домкрата ввернут в гайку 4, укрепленную в корпусе 7. На верхней части винта установлена рифленая головка 5, которая может поворачиваться относительно винта. Вращение винта 3 производится рукояткой 6 с двусторонней трещоткой 10. В зависимости от положения трещотки, фиксируемой кулачком 9, осуществляется вращение винта в ту или иную сторону. Корпус домкрата в нижней части имеет опорную плиту - гайку, перемещающуюся по направляющим при вращении винта горизонтального перемещения 1. Вращение этого винта производится рукояткой 2, снабженной трещоткой 8. Винтовые домкраты изготавливаются на грузоподъемность от 2 до 20 т. Усилие рабочего, необходимое для подъема груза, определяется из условий равенства момента, создаваемого рабочим на приводной рукоятке, моментам от сил трения в резьбе и от сил трения между головкой 5 и верхней частью винта. Гидравлические домкраты (см. рисунок 2, б) имеют высокий к. п. д. (0,75 - 0,8), малые габариты и массу. Они обеспечивают славный подъем и спуск груза при весьма точной его остановке в необходимом положении. Грузоподъемность гидравлических домкратов достигает 200 т. Недостатками их являются ограниченная высота подъема груза и малые скорости. Гидравлический домкрат с ручным приводом состоит из скалки 6, снабженной в верхней части упорной головкой 1.

Скалка входит в цилиндрическую часть корпуса 5, в нижнюю часть которого плунжерным насосом А через систему отверстий и клапанов подается рабочая жидкость.

Плунжерный насос работает от рукоятки 2, при качании которой перемещается плунжер 3 насоса, и жидкость через нагнетательный клапан поступает в пространство между скалкой и дном корпуса. Для опускания скалки необходимо рукоятку 2 отклонить за пределы рабочего положения. При этом открывается обратный клапан и жидкость под воздействием веса груза перетекает из-под скалки в запасной резервуар. Путем изменения отклонения рукоятки изменяют степень открытия отверстия обратного клапана и регулируют скорость опускания груза.

Скорость подъема груза определяется количеством рабочей жидкости, подаваемой под скалку 6 в единицу времени. Так как скорость подъема груза при ручном приводе весьма невелика, то при больших высотах подъема и при больших грузоподъемностях гидравлические домкраты имеют механический привод.

К простейшим грузоподъемным машинам относятся также и лебедки, предназначенные в основном для подъема груза по вертикали, но иногда используемые и для перемещения груза по горизонтали. В зависимости от исполнения лебедки можно подразделить:

- по типу тягового органа - на канатные и цепные;
- по типу установки - на неподвижные (закрепленные на полу, стене, потолке) и передвижные (на тележках, передвигающихся по полу или по подвесным путям);
- по числу барабанов - на одно-, двух- и многобарабанные лебедки;
- по типу барабана - на нарезные, гладкие и фрикционные.

На рисунке 3 представлена лебедка с приводом от фланцевого электродвигателя 2, переменного тока, укрепленного на корпусе редуктора 3. Соединение быстроходного вала редуктора с валом двигателя осуществлено с помощью зубчатой муфты, расположенной внутри корпуса редуктора. На свободном конце вала двигателя установлен тормозной шкив 1 колодочного тормоза с приводом от электрогидравлического толкателя. На удлиненном выходном валу редуктора установлен барабан 5 с закрепленным на нем концом каната. При включении двигателя приводится во вращение барабан лебедки; при этом канат, к которому прикрепляется груз, наматывается на барабан или сматывается с него, производя подъем или спуск груза. Изменить направление вращения барабана можно путем реверсирования электродвигателя. На втором конце быстроходного вала редуктора установлен электроиндукционный (вихревой) тормоз 4 типа ТМ-4, предназначенный для плавного регулирования скорости опускания груза. Такие лебедки широко используются на монтажных и ремонтных работах и на строительстве. В пассажирских подъемниках находят также применение лебедки с канатоведущим шкивом (см. рисунок 4), в которых передача рабочего усилия осуществляется за счет силы сцепления между канатом и желобом шкива.

При малой грузоподъемности и скорости подъема груза применяются лебедки с ручным приводом, в которых вращение барабана осуществляется при помощи приводных рукояток с

тормозом, автоматически останавливающим барабан при прекращении вращения рукоятки.

При производстве маневровых работ на железнодорожных путях, в портах и доках, для подъема якорей на пунах, подтаскивании различных грузов и т. п. большое применение находят шпиды (см. рисунок 5, а) - лебедки с фрикционным барабаном, имеющим горизонтальную или вертикальную ось вращения. Каната, на конце которого имеется груз, не закреплен на барабане, как в обычных лебедках, а сцепляется с ним силой трения, возникающей между поверхностью барабана и несколькими витками каната, намотанными на него. Это позволяет работать с канатом, имеющим большую длину при малых размерах барабана.

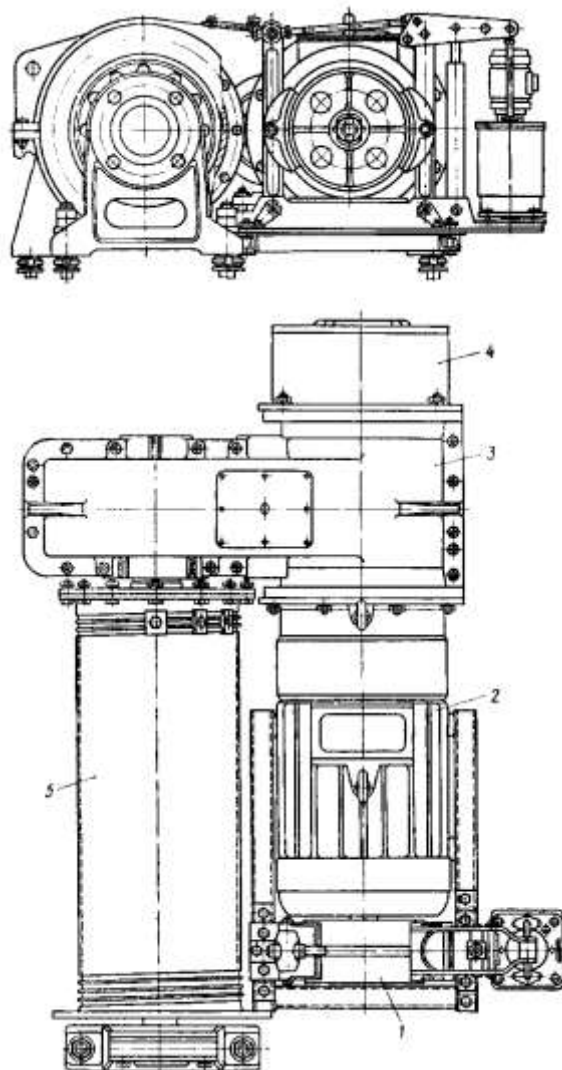


Рисунок 3 – Лебедка барабанная с электроприводом

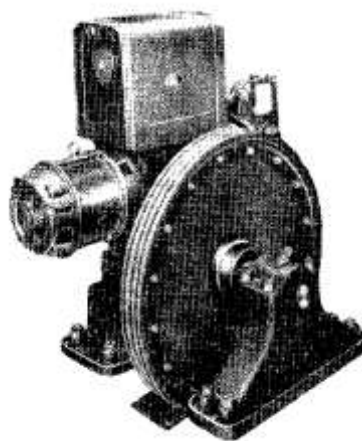


Рисунок 4 – Лебедка с канатоведущим шкивом

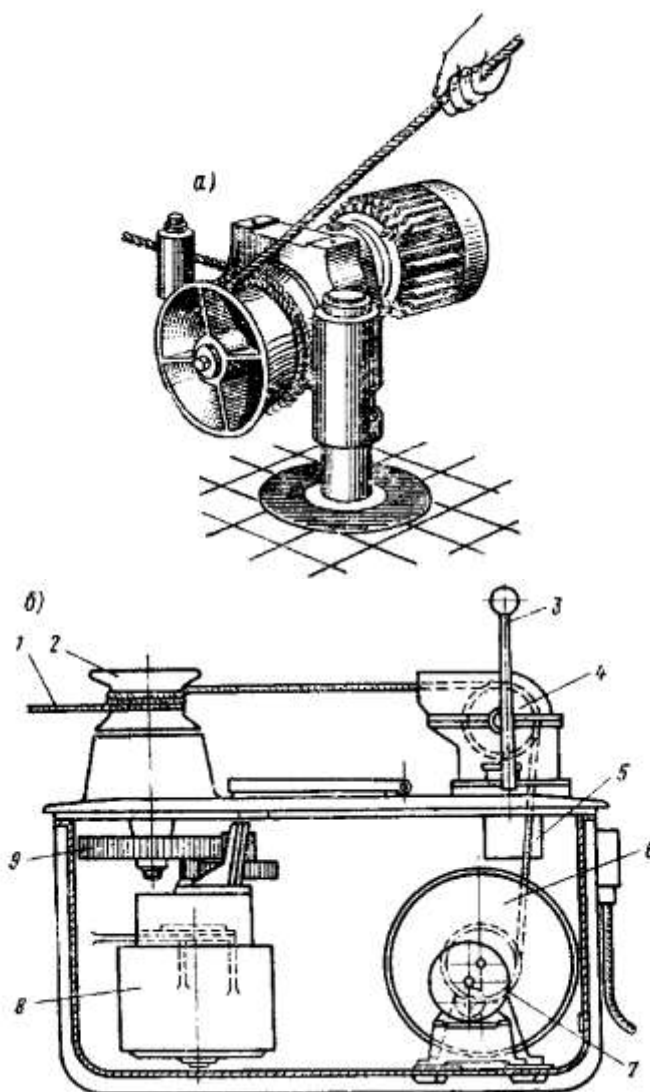


Рисунок 5 – Электрошпили:  
 а – с горизонтальным барабаном; б – с вертикальным барабаном

Имеются электрошпили со встроенным вспомогательным барабаном для навивки каната (см. рисунок 5, б). В этих конструкциях три-четыре витка тягового каната 1 обвивают фрикционный барабан 2 и, через отклоняющий блок 4 канат, подается к вспомогательному барабану 6, который приводится в движение вспомогательным двигателем 7 небольшой мощности, снабженным электромагнитным тормозным устройством. Фрикционный барабан 2 приводится во вращение основным двигателем 5 через зубчатый редуктор 9.

Управление обоими двигателями осуществляется с помощью рукоятки управления 3 контроллера 5. При подтягивании груза оба двигателя (основной и вспомогательный) вращаются одновременно и рукоять управления стоит на позиции «навивка». Частота вращения вспомогательного двигателя устанавливается автоматически и соответствует скорости навивки каната на фрикционный барабан. При установке рукоятки управления в позицию «сматывание каната» основной двигатель начинает вращение в обратном направлении, а вспомогательный двигатель продолжает развивать вращающий момент в прежнем направлении и, таким образом, противодействует сматыванию каната, поддерживая его в натянутом состоянии.

Для внутрицехового и межцехового транспортирования грузов, обслуживания поточных и автоматических линий, «танков и т. п. применяются компактные подъемные лебедки - тали, имеющие ручной, электрический или пневматический привод, устанавливаемые стационарно или на передвигающихся тележках.

На рисунке 6 показана таль с ручным приводом. Таль подвешивают к опоре за крюк 3. Привод

тали осуществляют при помощи бесконечной сварной цепи 7, соединенной с приводным цепным колесом 4. В качестве грузового органа в таких талях используют пластинчатую шарнирную цепь 1 или сварную калиброванную цепь. Поднятый груз удерживают в неподвижном состоянии дисковым тормозом 5, который замыкается весом транспортируемого груза. В этом случае ступицу цепного колеса 4 выполняют в виде гайки, зажимающей храповое колесо 6 тормоза. Собачку тормоза 2 укреплению на корпусе тали.

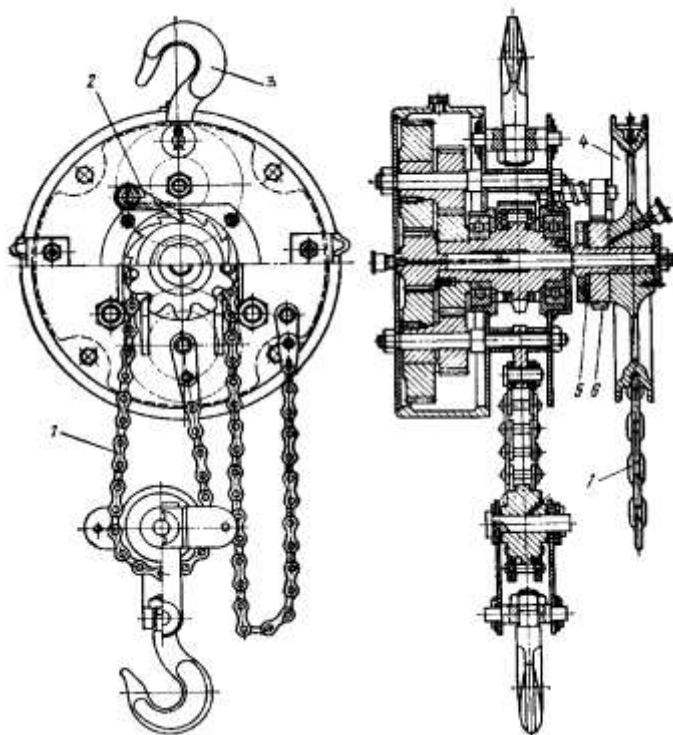


Рисунок 6 – таль с ручным приводом с сосной зубчатой передачей

При необходимости перемещения груза по горизонтали тали подвешивают к тележкам (см. рисунок 7), перемещающимся по подвесным однорельсовым путям, выполненным из проката двутаврового сечения.

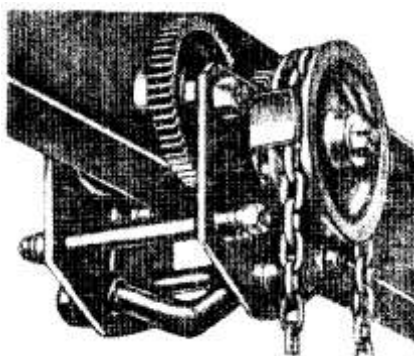


Рисунок 7 – Монорельсовая тележка с ручным приводом

Тележки выполняют без привода (при грузоподъемности до 1 т их передвижение производят путем толкания подвешенного груза), а также с ручным или механическим приводом.

Электротали изготовляют грузоподъемностью 0,25 - 15 т со скоростью подъема 5 - 25 м/мин. Скорости передвижения талей по однорельсовым путям принимают в зависимости от длины пути и назначения тали.

На рисунке 8 представлен общий вид электротали ТЭ, выпускаемой грузоподъемностью 0,25 - 5 т, высотой подъема 3 - 18 м, скоростью подъема 8 м/мин, скоростью передвижения (при управлении с пола) 20 м/мин. Механизм подъема этой электротали (см. рисунок 9) состоит из электродвигателя 2, статор которого запрессован в нарезной барабан 1, вследствие чего улучшаются условия теплоотвода от двигателя и уменьшается длина тали; ее масса снижается в результате изъятия корпусных деталей

двигателя. Через двухпарный соосный редуктор 3 крутящий момент ротора двигателя передается на барабан.

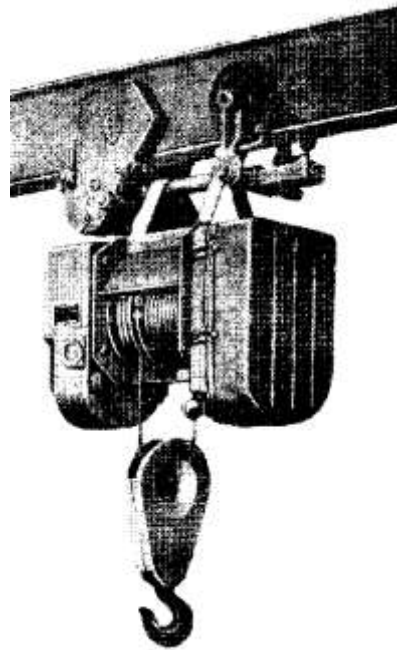


Рисунок 8 – Электроталь ТЭ

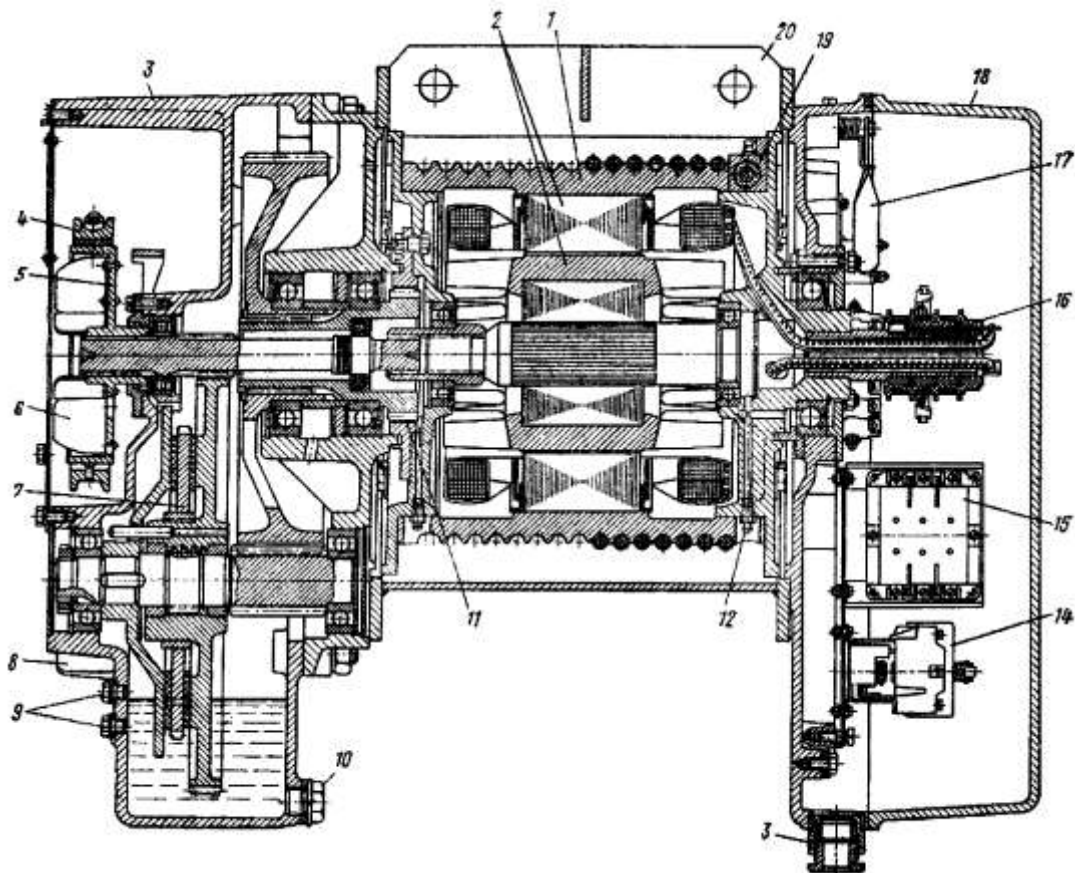


Рисунок 9 – Механизм подъема электротали ТЭ

Таль оборудована двумя тормозами: стопорным - колодочным электромагнитным тормозом 4 и автоматическим спускным дисковым тормозом 7, замыкаемым весом транспортируемого груза. Тормозной шкив 5, стопорного тормоза, снабженный лопастями в, укреплен на консоли быстроходного вала редуктора и выполняет роль вентилятора, охлаждающего таль. Для улучшения охлаждения корпуса редуктора 3 снабжен охлаждающими ребрами 8. Контроль уровня масла в

редукторе производится с помощью контрольных пробок 9; для слива масла предусмотрена пробка 10. Соединение барабана со втулкой, на которой имеется прямозубое зубчатое колесо, осуществлено с помощью зубчатой муфты 11, компенсирующей неточности монтажа. Смазка подшипников вала ротора и барабана производится с помощью шприц-масленок 12. Со стороны, противоположной редуктору, расположен шкаф электроаппаратуры 18, в котором располагаются пускатели механизма передвижения 14 и механизма подъема 15, кольцевой токоподвод 16 и конечные выключатели подъема и спуска 17, ограничивающие крайние верхнее и нижнее положения крюка. Кабель управления вводится в шкаф электроаппаратуры через отверстие 13. Крепление 19 каната на барабане осуществлено с помощью коуша с заливкой. Редуктор 3 и шкаф электроаппаратуры соединены между собой сварным корпусом 20.

Другая конструкция электротали представлена на рисунке 10, а. Здесь барабан 2 расположен между фланцевым электродвигателем 1 и редуктором 3.

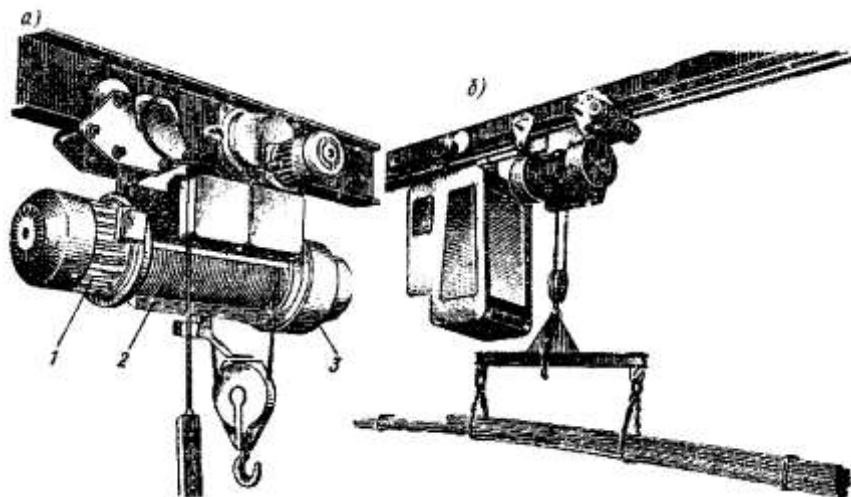


Рисунок 10 – Электротали:

а – с управлением снизу; б – с управлением из кабины

В большинстве случаев электротали подвешиваются к тележкам с ручным или электрическим приводом и могут управляться или снизу (рис. 10, а) при скорости передвижения до 32 м/мин, или при большей скорости из кабины управления, перемещающейся вместе с талью по подвесному пути (рис. 10, б). Такие однорельсовые тележки с талью находят широкое применение для передачи грузов между цехами, для подачи грузов на склад или со склада в цеха, для загрузки вагранок, подачи земли и т. п. В качестве грузозахватного приспособления электротали могут иметь крюк, подъемный электромагнит или специальный захват для штучных или массовых грузов.

Для создания большей компактности при изготовлении зубчатых передач талей применяют высококачественные легированные стали (хромоникелевые, хромистые и т. п.). При электрическом приводе и скорости, превышающей 32 м/мин, механизм передвижения тележки снабжается стопорным тормозом. При меньших скоростях механизм передвижения работает без тормоза.

Правилами Госгортехнадзора установлено, что все вновь изготавливаемые грузоподъемные машины, предназначенные для выполнения монтажных и других работ, требующих точности и осторожности при посадке грузов, должны иметь соответствующие малые скорости механизмов подъема и передвижения. Поэтому в последнее время электротали выпускают с так называемым микроприводом, обеспечивающим, при наличии нормальной скорости подъема и опускания, а также возможность работы с весьма малыми скоростями, необходимыми для точной установки деталей на станки или при сборочных работах и при посадке опок в литейных цехах. Изменение скорости подъема и опускания производят за счет применения многополюсного двигателя или вспомогательного двигателя малой мощности, приводящего в движение барабан с малой скоростью через дополнительные передачи, а также при помощи механического устройства - путем включения дополнительной передачи через фрикционную муфту (см. рисунок 123).

Все большее применение в промышленности получают тали с пневмоприводом. Имеются тали (см. рисунок 117), в корпусе которых, представляющем собой полый цилиндр, размещен

полиспаст, использующий в качестве тягового органа стальной канат. К одному концу каната подвешивают груз; второй конец закреплен неподвижно в корпусе тали. При подаче сжатого воздуха в цилиндр подвижные блоки отходят от неподвижных, в результате чего происходит подъем груза. При выпуске воздуха блоки сближаются под действием веса груза и груз опускается. В других типах талей с пневмоприводом применяется воздушный двигатель со звездообразно расположенными цилиндрами. Тали с пневмоприводом позволяют производить плавное (бесступенчатое), регулирование скорости подъема и опускание груза в весьма широких пределах. Они находят широкое применение при работе во взрывоопасной среде.

Однорельсовые пути, по которым перемещаются тележки с таями, иногда имеют весьма большую протяженность и разветвленность и могут обслуживать практически всю заводскую или складскую площадь.

В этом случае подвесные пути снабжаются специальными стрелками, переводящими однорельсовую тележку с электроталью с одного пути на другой. Так, на рисунке 11, а показано устройство вращающейся стрелки, позволяющей обеспечить любое направление движения тележки в месте стыка четырех путей, расположенных под прямым углом один к другому. На рисунке 11, б показана тройная рамная стрелка, обеспечивающая движение тележки с одного пути на любое из трех направлений. Размыкаемые участки пути, а также рельсы стрелок должны быть оборудованы автоматически действующими фиксирующими устройствами, исключающими сход тележки с рельсового пути. Перевод стрелок производится с помощью специального механизма, управляемого с пола или из кабины грузоподъемной машины.

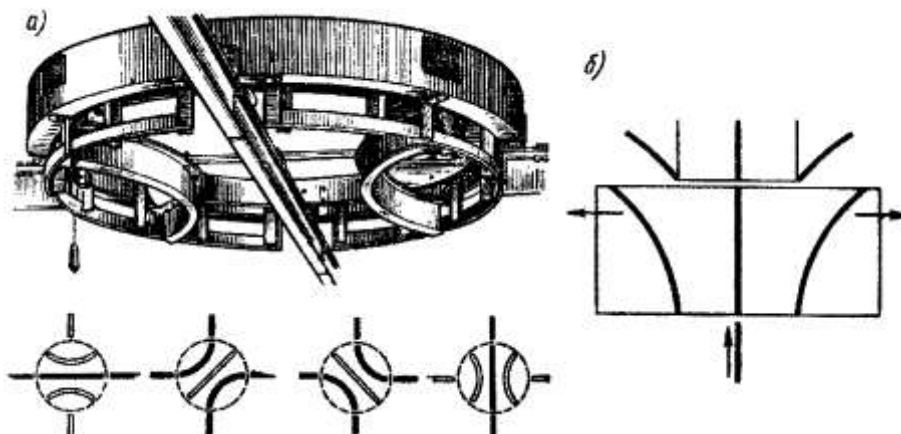


Рисунок 11 – Стрелки подвесных путей:

а – вращающаяся; б – рамная

При необходимости подъема груза по определенной траектории применяют подъемники, в которых подъем груза производится и клетях (кабинах), на платформах или в бадьях, перемещающихся и жестких направляющих в вертикальном или близком к вертикальному направлении. Траектория движения груза в подъемниках определяется очертанием направляющих и в процессе работы не изменяется.

Подъемники, перемещающие груз по вертикали, называются лифтами. Они занимают все большее место в народном хозяйстве. Их применяют для погрузочно-разгрузочных работ в складских помещениях, в шахтах и рудниках для вспомогательного подъема и опускания людей и грузов; они широко применяются в строительных работах, в эксплуатации многоэтажных и высотных зданий, телевизионных башен, радиорелейных мачт, метеорологических вышек. Выпускаемые грузовые лифты имеют в основном кнопочную систему управления. Панель управления располагается либо внутри кабины, либо на одной из этажных площадок. При этой системе вручную производится только закрытие дверей кабины и нажатие кнопки требуемого этажа. Все другие процессы - выбор направления движения, переход на пониженную скорость перед подходом к заданному этажу и остановка - происходят автоматически. В ряде конструкций закрывание дверей перед троганием с места и открывание дверей по прибытии на нужный этаж также производятся автоматически после нажатия кнопки отправления.

Для нормальной работы лифтов большое значение имеет обеспечение точной остановки кабины, зависящей при прочих равных условиях от скорости движения и величины перемещаемого груза. Так как грузоподъемности современных лифтов достигают 20 т, то разность в точности остановки пустой и грузовой кабины может быть весьма ощутима. Это и является одной из причин того, что большегрузные машины имеют обычно небольшую скорость.

Для обеспечения высокой точности остановки применяют лифты с микроприводом, в которых после нажатия кнопки приказа включается основной двигатель и кабина движется с большой скоростью. Перед подходом к требуемому этажу основной двигатель автоматически отключается и включается двигатель микропривода, мощность которого в несколько раз меньше мощности основного двигателя. При этом кабина переходит на движение со сниженной в 10 - 20 раз скоростью, после чего происходит автоматическая остановка на заданном уровне.

Грузоподъемность пассажирских лифтов для обычных жилых зданий составляет 350 - 500 кг, скорость 0,65 - 1 м/с. Лифты на 6 - 10 этажей выполняются, как правило, со скоростью 0,65 м/с и имеют односкоростной привод; лифты на 10 - 14 этажей имеют скорость 1 м/с и двухскоростной привод; в высотных зданиях скорость перемещения кабины находится в пределах 1,5 - 3,5 м/с в зависимости от высоты здания. Повысить производительность лифтов можно путем увеличения скорости движения и уменьшением периодов пуска и торможения. Однако уменьшить эти периоды можно только до определенной величины, так как резкий разгон и торможение вызывают неприятные ощущения у пассажиров. В современных скоростных лифтах величины ускорения и замедления не превышают  $1,5 \text{ м/с}^2$ .

При скорости движения до 1,5 м/с применяется редукторный привод, при больших скоростях - безредукторный, при котором канатоведущий шкив сочленен с валом тихоходного двигателя постоянного тока непосредственно, без редуктора.

Грузовые лифты без проводника отличаются от пассажирских и грузовых, работающих с проводником, более простой конструкцией и уменьшенным количеством предохранительных устройств. Скорость движения грузовых лифтов обычно составляет 0,1 - 0,3 м/с. Грузовые лифты с проводниками имеют, более высокую скорость, достигающую 1 м/с.

В последнее время разработана и эксплуатируется новая конструкция так называемых бесканатных лифтов, применяемых для подъема обслуживающего персонала, приборов и материалов на нефтебуровые вышки, высотные здания, радио- и телевизионные башни и т. п. Передвижение кабин у этих лифтов вдоль направляющих осуществляется за счет использования силы трения вращающихся приводных прижимных роликов к полкам направляющих или в других конструкциях за счет зацепления приводных зубчатых колес с зубчатыми вертикальными рейками.

Пассажирский лифт (см. рисунок 12) состоит из кабины 6, движущейся в жестких направляющих 5, предохраняющих кабину от раскачивания и удерживающих ее в случае обрыва несущего каната 3 с помощью специальных ловителей 10. Привод 1 лифта располагается в верхней или нижней части шахты (в пассажирских лифтах чаще применяют верхнее расположение привода). Для уменьшения нагрузки двигателя привода обычно применяют противовесы 7, уравнивающие массу кабины и половину массы полезного груза и движущиеся между своими направляющими 4. Срабатывание ловителей происходит при превышении кабиной расчетной скорости, для чего лифт снабжается ограничителем скорости 2, работающим от специального каната 9. В нижней части шахты располагаются буферные устройства 8. Аппаратура управления (магнитная станция) 11 располагается в шкафу около привода.

Лебедки подъемников подразделяются на барабанные и лебедки с канатоведущими шкивами (см. рисунок 4). В барабанных лебедках концы канатов, на которых подвешиваются кабина и противовес, прикрепляются к барабану. При подъеме кабины канаты, идущие к кабине, навиваются на барабан, а канаты, идущие к противовесу, свиваются с барабана. Длину барабана определяют по длине наматываемого каната, т. е. по высоте подъема кабины. В лебедках с канатоведущими шкивами канаты огибают шкив, не закрепляясь на нем.

Сцепление каната со шкивом происходит благодаря силе трения между канатами и ручьем шкива. Лебедки с канатоведущими шкивами имеют значительно меньшие габариты, чем барабанные, причем размеры канатоведущего шкива и лебедки в целом не зависят от высоты подъема, поэтому одну и ту же лебедку можно применять для здания любой высоты.



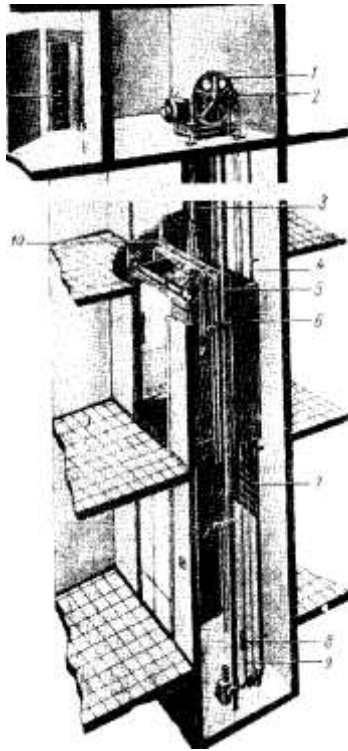


Рисунок 12 – Лифт

Подъемники, предназначенные для перемещения массовых грузов в саморазгружающихся ковшах (скипах) по жестким направляющим, называют ковшовыми или скиповыми (см. рисунок 13). Большое применение находят ковшовые подъемники для загрузки доменных печей, вагранок и т. п.

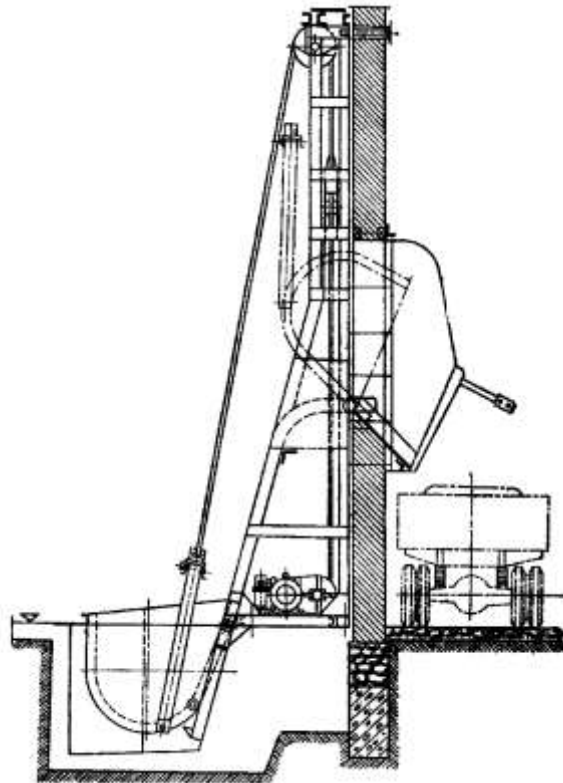


Рисунок 13 – Ковшовый подъемник

По способу уравнивания ковша различают три типа ковшовых подъемников.

К первому типу (рис. 14, а) относятся подъемники с противовесом, уравнивающим массу пустого ковша и половину массы груза. В этом случае двигатель развивает одинаковую мощность как

при подъеме, так и при спуске ковша, необходимую для подъема половины массы груза. Эти подъемники применяются для средних и больших грузоподъемностей и средних значений производительности.

Ко второму типу (рис. 14, б) относятся подъемники с двумя ковшами, движущимися в противоположном направлении. Нагрузка на двигатель равна нагрузке от массы груза в одном ковше. Такие ковшовые подъемники применяют при больших высотах подъема и большой производительности.

К третьему типу относятся неуравновешенные ковшовые подъемники (рис. 14, в). В этом случае нагрузка на двигатель составляет из масс груза и ковша. Эти подъемники применяются для небольших производительностей, при малых и средних грузоподъемностях и редкой работе.

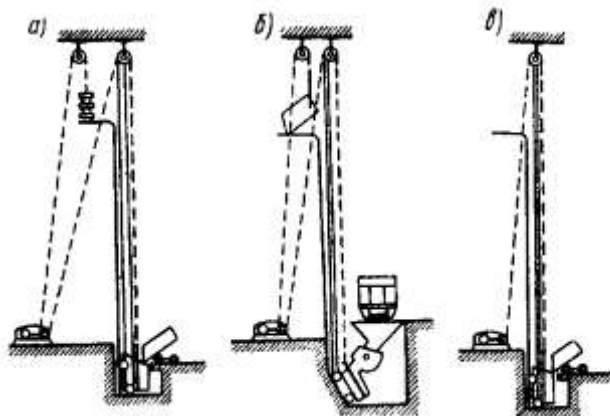


Рисунок 14 – Схемы ковшовых подъемников

Ковши подъемников разгружают через дно или опрокидыванием. Опрокидывание ковша в верхней точке траектории его движения производится за счет движения его передних и задних колес по различным рельсам, вследствие чего при выходе передних колес на горизонтальную или наклонную кривую задние колеса продолжают движение вверх, что приводит к опрокидыванию ковша и высыпанию груза.

Большое применение в промышленности имеют передвижные консольные настенные краны, передвигающиеся по рельсам, укрепленным на стене здания. Для изменения вылета стрелы эти краны обычно снабжаются тележкой или электроталью, передвигающейся по горизонтальной стреле (см. рисунок 15), а в некоторых конструкциях стрела имеет еще дополнительную возможность поворота относительно вертикальной оси, что облегчает управление краном. Краны этого типа обслуживают площадь, расположенную вдоль подкранового рельса, и широко применяются в сборочных и механообрабатывающих цехах для передачи изделия с одной операции на другую.

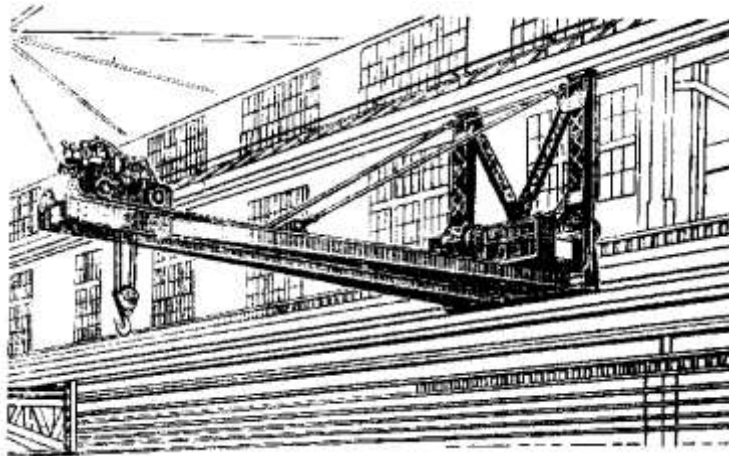


Рисунок 15 – Консольный кран с тележкой

Наиболее широко в промышленности используются так называемые мостовые краны (см. рисунок 16), состоящие из моста 11, имеющего возможность перемещения на ходовых колесах 3,

которые установлены в концевых балках 4, по подкрановым путям 2, уложенным на выступах верхней части стены или колонн цеха. По верхнему (а в некоторых конструкциях - по нижнему) поясу балок моста поперек пролета цеха передвигается крановая тележка 8, снабженная подъемным механизмом 7 с грузозахватным элементом.

В зависимости от назначения крана на тележке можно размещать различные типы механизмов подъема или два механизма подъема, один из которых является главным 7, а второй, меньшей грузоподъемности, - вспомогательным 6. Механизм передвижения крана 13 установлен на мосту крана; механизм передвижения тележки 12 - и посредственно на тележке. Управление всеми механизмами совершается из кабины 1, прикрепленной к мосту крана.

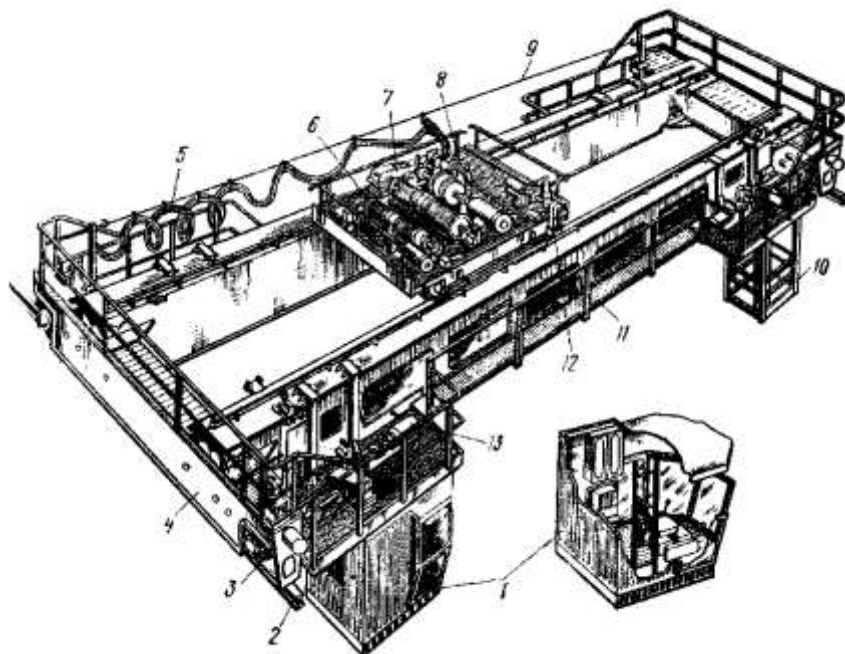


Рисунок 16 – Мостовой электрический кран

Ток для питания электродвигателей подается по цеховым троллеям, обычно изготовляемым из прокатной стали углового профиля, прикрепляемым к стене здания. Для подачи тока на кран применяются токосъемы скользящего типа, прикрепляемые к металлоконструкции крана, башмаки которых скользят по троллеям при перемещении моста крана. Для обслуживания цеховых троллеев на кране предусмотрена специальная площадка 10.

Для осуществления токоподвода к двигателям, расположенным на тележке, обычно используются троллеи, изготовляемые из круглой или угловой стали. Для их установки требуются специальные стойки на площадке, идущей вдоль главной балки. Поэтому в последних конструкциях мостовых кранов токоподвод к тележке осуществляется с помощью гибкого кабеля 5. В этом случае между двумя стойками, установленными около концевых балок, натягивается проволока 9, к которой на специальных подвесках подвешен по спирали гибкий кабель, складывающийся при подходе тележки к одному концу моста, а при подходе тележки к другому концу моста – растягивающийся небольшим провесом. Применение гибкого токопровода упростило конструкцию, повысило надежность эксплуатации и снизило массу крана, так как позволило отказаться от стоек и площадки для их размещения и обслуживания.

Тележка мостового крана грузоподъемностью 20,5 т показана на рисунке 17. На раме 11 тележки размещены механизмы главного и вспомогательного подъема и механизм передвижения. Механизм главного подъема состоит из электродвигателя 9, соединенного длинным валом-вставкой с редуктором 19. Полумуфта, соединяющая вал-вставку с валом редуктора и расположенная на входном валу редуктора 19, используется в качестве тормозного шкива колодочного тормоза 1, имеющего привод от электрогидравлического толкателя. Выходной вал редуктора 19 соединен зубчатой муфтой с барабаном 10. Опоры верхних блоков 3 полиспаста и уравнивательные блоки 2 расположены на верхней поверхности рамы, что облегчает их обслуживание и увеличивает возможную высоту

подъема. В качестве ограничителя высоты подъема применен шпindelный выключатель 12, выключающий ток при достижении крюковой подвеской крайнего верхнего или нижнего положения. Вспомогательный механизм подъема имеет аналогичную кинематическую схему (двигатель 15, редуктор 18, барабан 17, конечный выключатель 13). Оба механизма подъема оборудованы крюковыми обоймами (20 - для главного и 16 - для вспомогательного подъема).

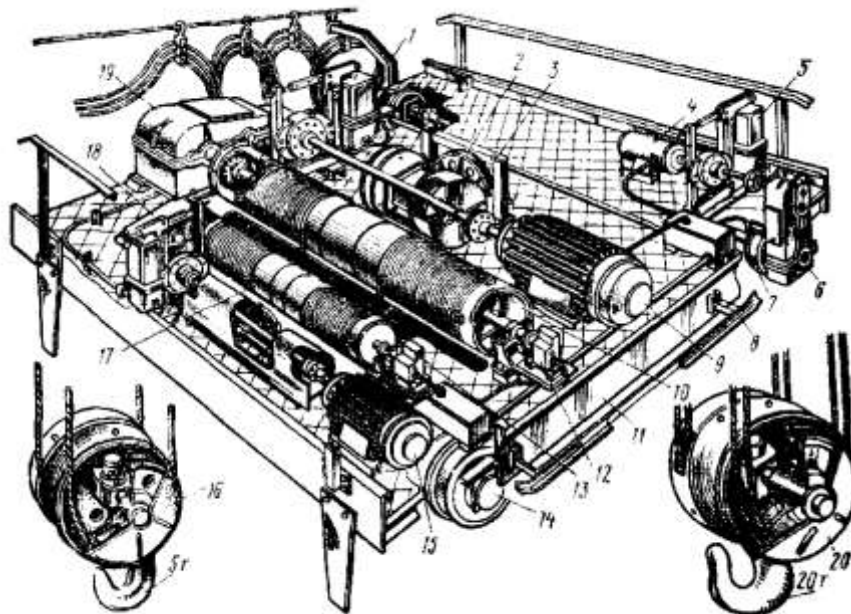


Рисунок 17 – Тележка мостового крана с главным и вспомогательным подъемом

Механизм передвижения тележки состоит из двигателя 4, тормоза 5, вертикального зубчатого редуктора 6, двух ведущих 7 и двух холостых ходовых колес 14. На раме тележки укреплена линейка 8 конечного выключателя, ограничивающего путь передвижения тележки. Питание всех двигателей тележки осуществляется при помощи гибкого кабеля.

При совместном движении моста и тележки крана практически обслуживается вся площадь цеха, за исключением узкой площади вдоль стен цеха, на которую кран не может подать свое грузозахватное приспособление. Мостовые краны в зависимости от назначения и характера выполняемой работы могут снабжаться различными грузозахватными приспособлениями: крюками, подъемными электромагнитами, грейферами, специальными захватами и т. п. Так, на рисунке 18 показан разливочный кран, предназначенный для разлива стали. Кран снабжен траверсой с двумя крюками для захвата ковша с жидким металлом и вспомогательным подъемом с крюковой обоймой, предназначенными для опрокидывания ковша при разливе стали и для различных вспомогательных работ.

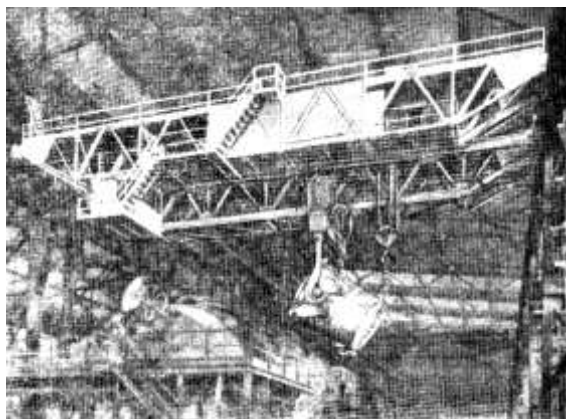


Рисунок 18 – Мостовой кран для разлива стали

Как как мостовой кран перемещается по путям, располагаемым в верхней части цеха, то он не

занимает полезной площади и весьма и для использования. При относительно малых грузоподъемностях (до 5 т) используются одно- и двухбалочные кран-балки, представляющие собой облегченный мостовой кран (см. рисунок 19). При небольших пролетах мост заменяет простая балка, а вместо крановой тележки используется электроталь. При больших пролетах балки снабжаются фермой горизонтальной жесткости. Управление кран-балкой может производиться из кабины, но часто осуществляется с пола при помощи подвесных кнопочных коробок управления и магнитных пускателей.

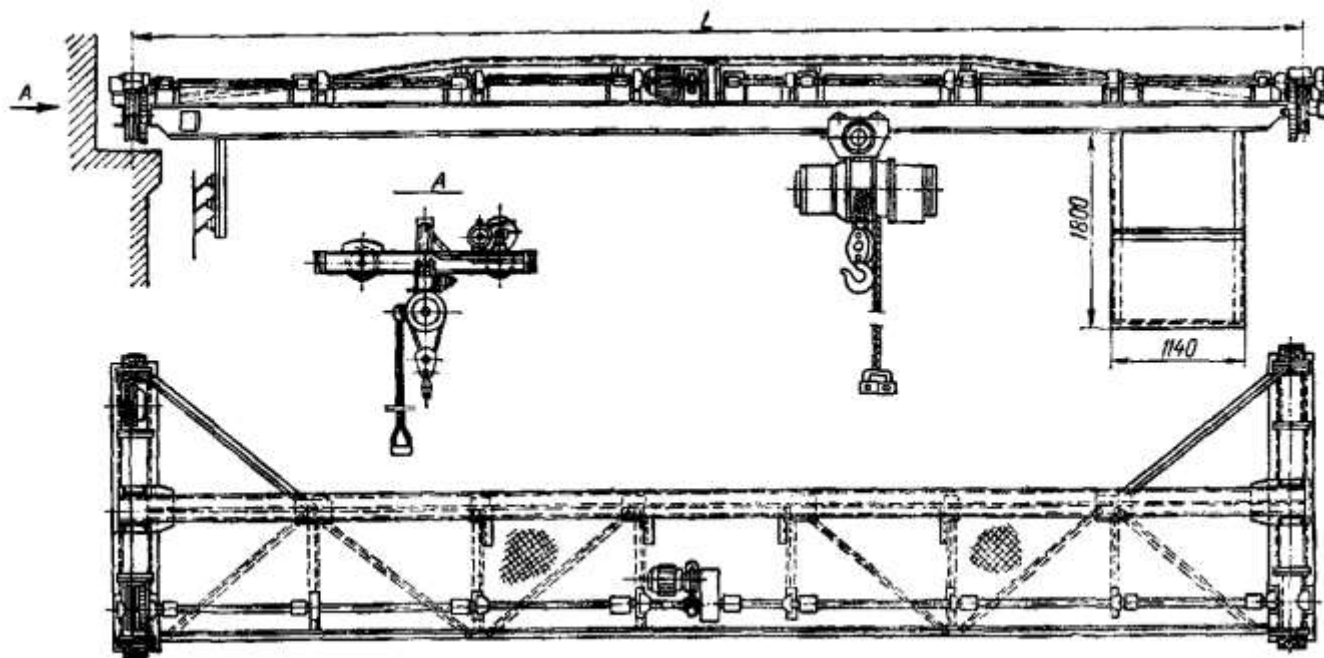


Рисунок 19 – однобалочная кран-балка с фермой горизонтальной жесткости

Мостовые краны могут иметь ручной или электрический привод.

В СССР выпускаются мостовые краны общего назначения грузоподъемностью от 5 до 300 т. Для монтажных работ на мощных атомных и гидроэлектрических станциях созданы мостовые краны грузоподъемностью 600 т.

К кранам мостового типа относятся также козловые краны и мостовые перегружатели. При установке моста крана на двух высоких опорах, перемещающихся по рельсам, уложенным на уровне земли, получается козловой кран (см. рисунок 20) или мостовой перегружатель (см. рисунок 21).

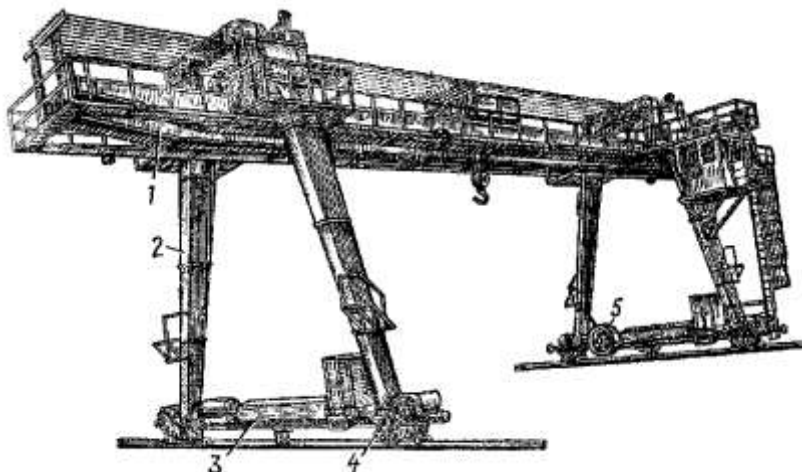


Рисунок 20 – Козловый самомонтирующийся кран

Для удобства монтажа козловые краны часто изготавливают как самомонтирующиеся. В этом

случае мостовое строение 1 (см. рисунок 20) собирают ил подставках па небольшом расстоянии от земли, что облегчает производство монтажа. Поддерживающие ноги 2 соединяются шарнирами с мостом 1 и с балансирными тележками. Для подъема моста ноги соединяются полиспастами, канаты от которых закреплены на барабанах 5 стягивающих механизмов, имеющих ручной привод. Когда мост занимает рабочее положение, балансирные тележки 4 соединяются балкой 3, а полиспастная система разбирается. В случае, если одна опора крана передвигается по рельсу, уложенному на фундаменте, а вторая опора - по рельсу, расположенному на эстакаде или подкрановых балках, укрепленных на стене здания, получается так называемый полукозловой кран (рис.22).

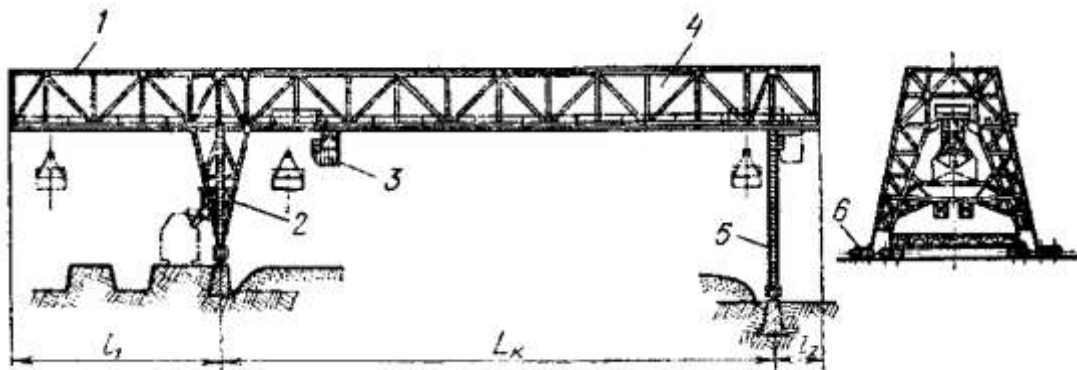


Рисунок 21 – Мостовой перегружатель:

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

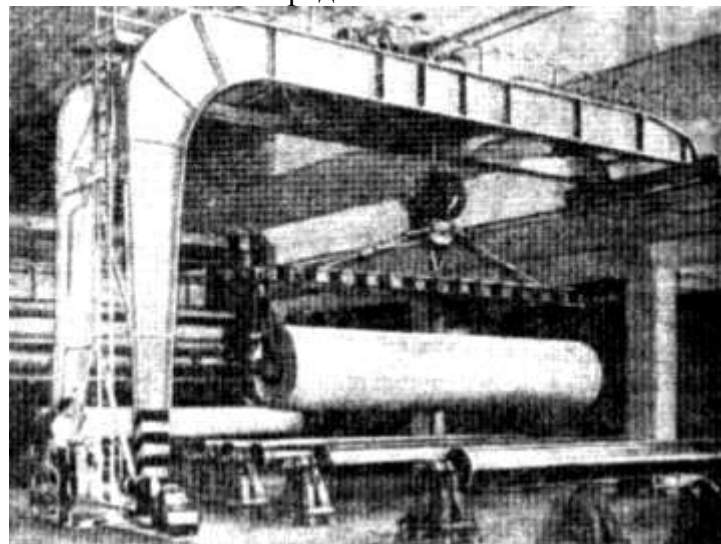


Рисунок 22 – Полукозловой кран

Обычно козловые краны в качестве грузозахватного приспособления имеют крюк и предназначаются для работы со штучными грузами на складах, для загрузки и разгрузки транспортных средств, для производства монтажных работ. Мост козлового крана имеет достаточно большую скорость передвижения, влияющую на производительность крана. Козловые краны широко используются на строительных и монтажных работах. Строительство мощных гидротепловых и атомных электростанций с применением сборного железобетона связано с монтажом крупногабаритных элементов большой массы. Козловые краны, используемые на этих работах, имеют грузоподъемность, превышающую 200 т при пролетах до 100 м и высоте подъема крюка до 50 м. Имеются также козловые краны Грузоподъемностью 800 т, применяемые при секционном судостроении.

Мостовые перегружатели предназначаются обычно для работы с массовыми грузами и снабжаются специальными грузозахватными приспособлениями - грейферами. Передвижение моста осуществляется с относительно малой скоростью и является установочным движением; режим работы его ненапряженный. Остальные механизмы - механизм передвижения тележки и механизмы,

связанные с грейфером, работают в тяжелом и весьма тяжелом режимах.

По своей конструкции и внешнему виду козловые краны и мостовые перегружатели весьма сходны. Козловые краны и мостовые перегружатели больших пролетов выполняются с одной гибкой и одной жесткой опорой. Гибкая опора соединяется с пролетным строением металлоконструкции с помощью плоского или сферического шарнира, обладающего тремя степенями свободы. Такое соединение предотвращает возникновение распорных усилий, неблагоприятно воздействующих на подкрановые пути и элементы ходовой части, исключает влияние температурных деформаций и обеспечивает расчетное распределение нагрузок на опоры независимо от профиля подкранового пути.

В зданиях, оборудованных мостовыми кранами, между границами предельного приближения крюков двух соседних пролетов образуются полосы площади, слабо используемые для производственных целей, - так называемые мертвые зоны. Площадь мертвой зоны составляет 15 - 20% площади цехов. Для более полного обслуживания всей площади цеха вместо мостовых кранов опорного типа применяются так называемые подвесные краны, ходовые тележки которых перемещаются по рельсовому пути, уложенному не на подкрановые колонны цеха (как для опорных кранов), а по подвесному рельсовому пути.

При применении подвесных кранов снижается необходимая высота производственного помещения, так как вертикальный габарит подвесного крана значительно меньше вертикального габарита опорного мостового крана. Кроме того, применение подвесных кранов позволяет осуществить передачу грузов из пролета в пролет, что достигается путем стыкования несущих балок (путей грузовых тележек) двух подвесных кранов, расположенных в соседних пролетах, или путем стыкования несущей балки крана с однорельсовым путем соседних пролетов, что дает возможность грузовой тележке с грузом перейти на несущую балку состыкованного с ним соседнего подвесного крана или на однорельсовый путь.

Подвесной кран (см. рисунок 23) представляет собой легкую двухопорную или многоопорную металлическую конструкцию, подвешенную за ходовые каретки, передвигающиеся вдоль цеха по крановым путям двутаврового сечения, прикрепленным к строительным фермам перекрытия здания. Несущей балкой этих кранов являются обычно прокатные двутавровые балки. Для больших пролетов эти балки могут снабжаться шпренгелем и горизонтальными и вертикальными фермами жесткости. Длина крана определяется пролетом здания и может достигать 100 м.

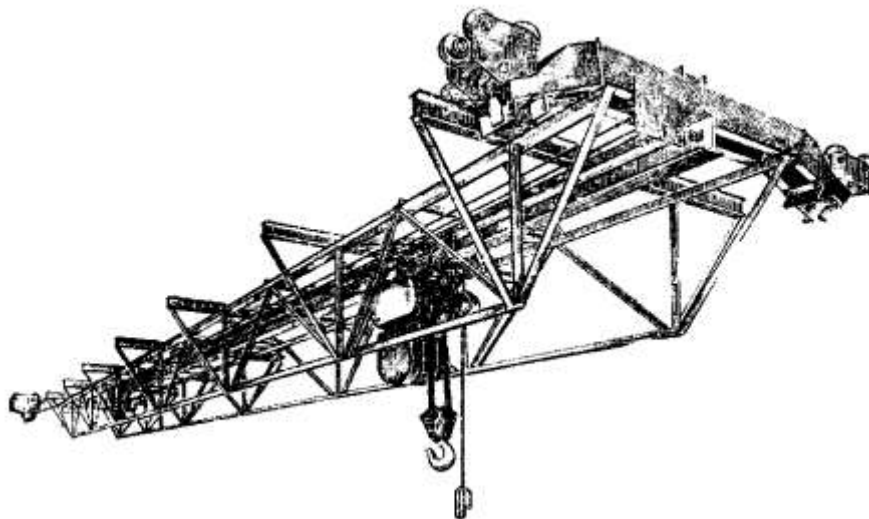


Рисунок 23 – Подвесной двухопорный кран с пространственной фермой жесткости

Управление подвесным краном может производиться из кабины, подвешенной к металлоконструкции крана (неподвижная кабина) или к грузовой тележке (подвижная кабина). При малых скоростях движения крана он может иметь управление с пола. Выбор той или иной схемы управления зависит от планировки оборудования в цехе, скорости передвижения крана, от наличия или отсутствия переходных устройств для передачи груза в другой пролет.

Сравнительно с мостовыми кранами опорного типа подвесные краны обладают значительно меньшей массой. Так, подвесной кран грузоподъемностью 5 т имеет массу 4,3 т, а мостовой кран

опорного типа того же пролета и грузоподъемности - 8,5 т. Грузоподъемность подвесных кранов принимается в пределах от 0,25 до 20 т. Грузоподъемность до 5 т включительно обеспечивается выпускаемыми в СССР электроталиями и ручными червячными талиями. Грузоподъемность 8, 12,5 и 20 т обеспечивается нормальными механизмами подъема груза, унифицированными с механизмами подъема нормальных опорных мостовых кранов

Скорости подъема груза и его передвижения по несущей балке крапп для однобалочных кранов определяются соответствующими характеристиками электроталей. Скорости передвижения крана приняты для кранов, управляемых с пола, 20 и 32 м/мин, для кранов, управляемых из кабины, - 63 м/мин (для однобалочных кранов) и 63 и 80 м/мин (для двухбалочных кранов).

За последние годы конструкции кранов мостового типа подверглись существенному изменению - появились принципиально новые компоновочные схемы и механизмов, и металлических конструкций. Эти решения были направлены на снижение массы крана, уменьшение трудоемкости изготовления и эксплуатационных расходов, повышение удобства обслуживания и использования кранов.

К таким, новым решениям, вместо традиционной двухбалочной схемы металлической конструкции моста с движением тележки по верхнему поясу с грузозахватным приспособлением, перемещающимся между балками, относятся краны с однобалочным коробчатым мостом, у которых крюковая подвеска расположена сбоку главной палки (см. рисунки 24 и 25). Вертикальная нагрузка воспринимается ходовыми колесами тележки, перемещающимися по рельсам, уложенным на верхнем поясе балки. Горизонтальная нагрузка от опрокидывающего момента воспринимается верхними и нижними горизонтальными колесами, перемещающимися по рельсам, прикрепленным к стенкам балки на уровне верхнего и нижнего поясов.



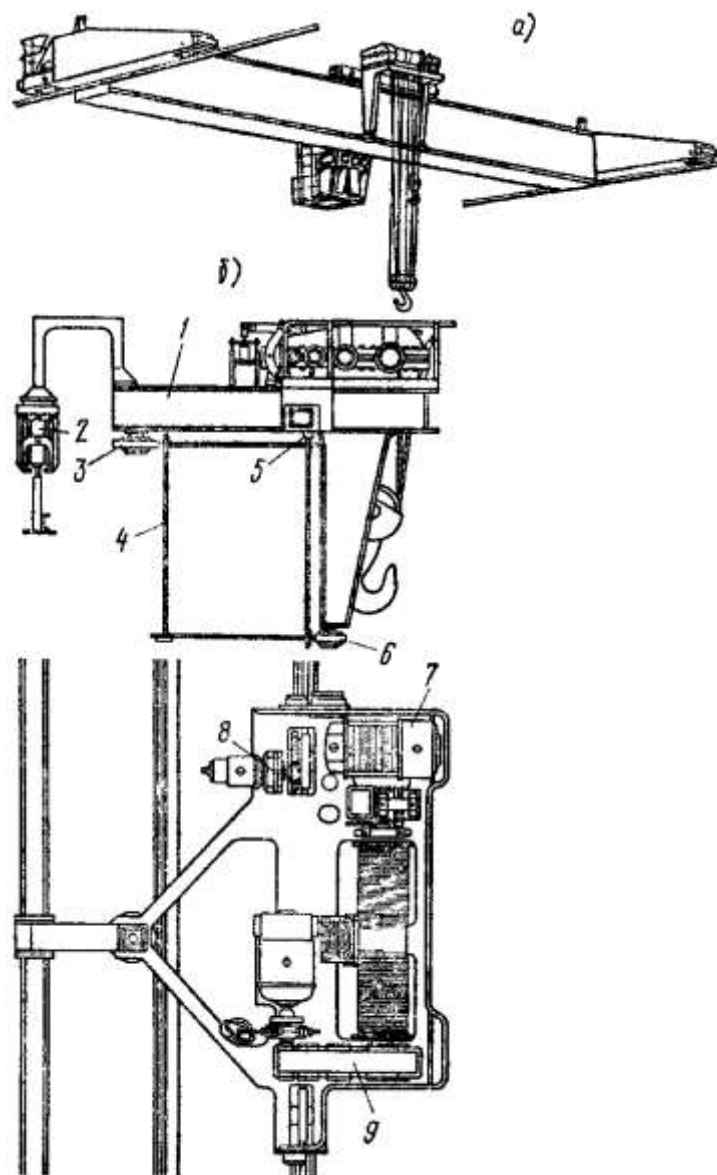


Рисунок 24 – Мостовой одноблочный кран:  
 а – общий вид; б – тележка; 1 – рама тележки; 2 – токосниматель; 3 – верхнее горизонтальное колесо; 4 – балка моста крана; 5 – вертикальное колесо; 6 – нижнее горизонтальное колесо; 7 – механизм вспомогательного подъема; 8 – механизм передвижения тележки; 9 – механизм главного подъема

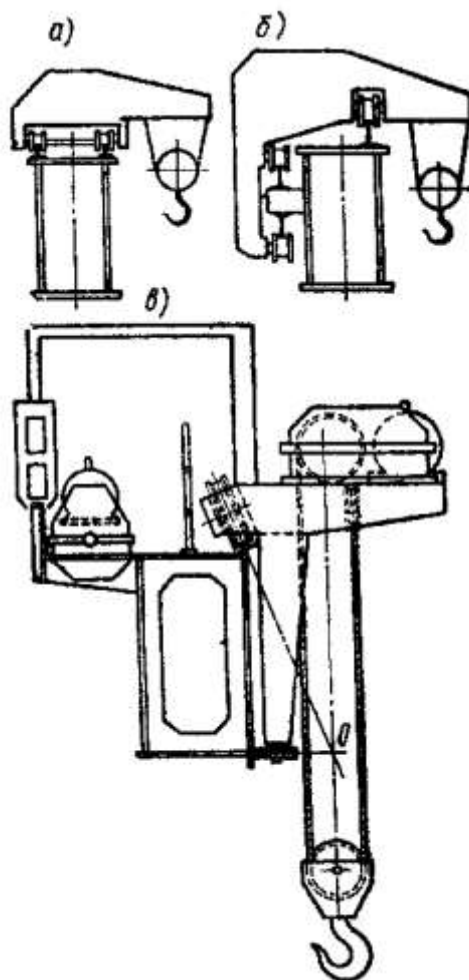


Рисунок 25 – Схемы грузовых тележек однобалочных кранов

Опыт применения однобалочных кранов мостового типа показывает, что они имеют значительно меньшую массу металлоконструкции.

Это особенно существенно проявляется при больших пролетах. Они отличаются простотой изготовления, обусловленной снижением общей длины сварных швов, и легким обеспечением параллельности рельсов тележки, укрепленных на одной балке. В настоящее время имеются однобалочные мостовые перегружатели и мостовые краны грузоподъемностью до 100 т при пролетах до 40 м.

Конструкции тележек однобалочных коробчатых мостов могут быть различными. При схеме рисунок 25, а тележка перемещается по верхнему поясу моста. Ее масса достаточна для удерживания тележки от опрокидывания. Механизм подъема располагается на консоли и используется как противовес. При схеме рисунок 25, б в тележке предусмотрен кронштейн для крепления ролика, удерживающего тележку от опрокидывания, что исключает необходимость применения горизонтальных колес, улучшает работу сечения моста, упрощает конструкцию моста и тележки. Конструкцию тележки упрощает также применение наклонных ходовых колес (см. рисунок 25, в). Линии действия нормальных опорных реакций верхних и нижних ходовых колес в этом случае пересекаются в точке  $O$ , расположенной на геометрической оси грузового полиспаста (если пренебречь возможным незначительным отклонением центра тяжести тележки от оси полиспаста). Это обеспечивает равновесие тележки под действием вертикальных нагрузок. Дополнительные, относительно небольшие инерционные горизонтальные нагрузки, возникающие при пуске и торможении моста, воспринимаются ребрами наклонного ходового колеса.

Иногда применяется тележка, передвигающаяся по двум рельсам, уложенным на верхнем поясе моста однобалочного крана с полиспастом, расположенным симметрично по обе стороны сечения моста. Эта схема является оптимальной по весовым показателям и стоимости изготовления,

однако конструкция механизма подъема в этом случае несколько усложняется. Кроме того, такая тележка не может выйти на консоль моста, что ограничивает ее область применения собственно мостовыми кранами.

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

Для обслуживания больших складских или производственных площадей и строительных площадок - применяются кабельные краны (см. рисунок 26), состоящие из двух башен 1 и 7 с натянутым между ними т-сущим канатом 3 специальной закрытой конструкции, заменяющим пролетное строение мостового перегружателя. По несущему канату 3 с помощью тягового каната 5 и лебедки 8 передвигается грузовая тележка 2 с грузозахватным устройством. Тяговый канат 5 огибает блоки, расположенные на обеих башнях, и барабан тяговой лебедки 8 и образует замкнутое кольцо «прикрепленной к нему тележкой 2. Для подъема и опускания груза в любой точке пролета крана используется подъемный канат 6, прикрепленный одним концом к тележке или к противоположной опорной башне, а другим - к барабану подъемной лебедки 9. Для уменьшения провисания подъемного и тягового канатов служат поддержки 4.

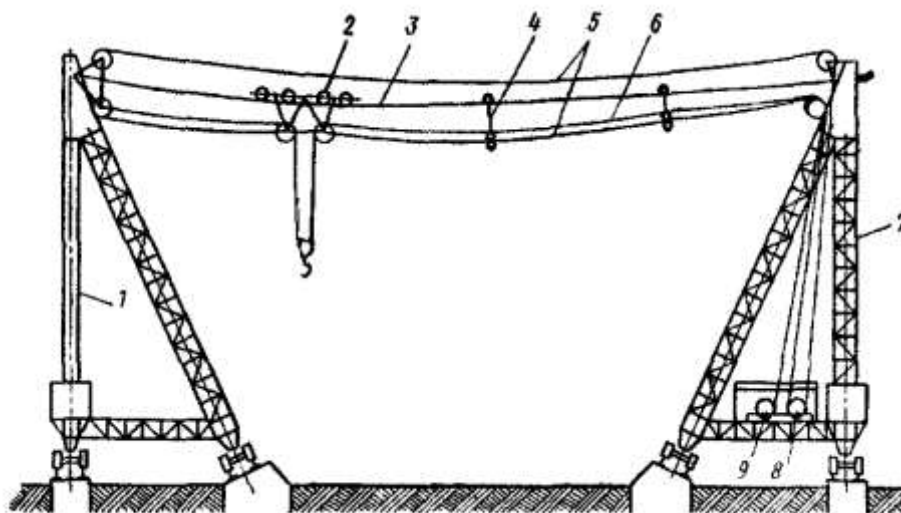


Рисунок 26 – Схема кабельного кран

Опорные башни кабельного крана могут выполняться стационарными или подвижными, перемещающимися по параллельным подкрановым путям. В радиальных кабельных кранах одна из опор неподвижная, а вторая перемещается по рельсовому пути, представляющему собой часть окружности. В этом случае кран обслуживает площадь сектора круга. Пролеты кабельных кранов обычно равны 150 - 600 м, но иногда превышают 1 км. Грузоподъемность их обычно находится в диапазоне от 1 до 25 т и иногда доходит до 150 т. Скорость подъема груза в зависимости от высоты подъема доходит до 1,5 - 3 м/с, скорость передвижения грузовой тележки - до 8 - 10 м/с. Передвижение опорных башен является установочным движением и производится со скоростью 6 - 20 м/мин.

Широкое применение в различных отраслях народного хозяйства находят стационарные и нестационарные поворотные краны. Нестационарные поворотные краны устанавливаются или на колесах, позволяющих осуществить их передвижение к месту работы без груза с последующей установкой в рабочее положение на выносных опорах, или на платформах, перемещающихся по рельсовому пути, уложенному на полу цеха. Простейшие стационарные поворотные краны на колонне имеют постоянный вылет стрелы (см. рисунок 27, а), т. е. неизменное расстояние от центра тяжести груза до оси, вокруг которой поворачивается стрела. В этих кранах груз можно поднять по вертикали и переместить в любую точку, расположенную на окружности радиуса, равного вылету стрелы. Такие краны находят применение для загрузки железнодорожных платформ и автомашин, для установки

деталей на станки, на стройках и т. п.

При необходимости расширения площади обслуживания краном применяют поворотные краны с переменным вылетом стрелы. В этом случае кран может обслуживать площадь, заключенную между двумя окружностями, радиусами которых являются максимальный и минимальный вылет стрелы. Подобные краны находят применение в различных областях промышленности. Так, палубный кран, представленный на рисунке 27, б, используется для погрузки и разгрузки судов. Изменение вылета в этом кране осуществляется подъемом стрелы, шарнирно соединенной с поворотной частью металлоконструкции крана. Стрела крана, изображенного на рисунке 28, кроме поворота относительно оси колонны имеет дополнительное шарнирное сочленение в средней части стрелы, обеспечивающее поворот части стрелы в горизонтальной плоскости, чем и достигается изменение вылета. В поворотном кране, представленном на рисунке 29, изменение вылета от  $L_1$  до  $L$  производится при помощи тележки, передвигающейся по стреле крана. Этот кран, применяемый в кузнечных цехах, а также для производства погрузочно-разгрузочных операций, имеет поворотную стрелу, вращающуюся вокруг колонны, укрепленной на неподвижной башне металлоконструкции. Кран имеет три механизма: механизм подъема 1, механизм поворота 2 и механизм передвижения тележки 3. Ограничение угла поворота стрелы, необходимое по условиям эксплуатации, производится при помощи конечных выключателей, установленных на верхней платформе крана. Краны подобного типа широко применяются также для обслуживания станков. При небольшой их грузоподъемности в качестве механизма подъема часто используется электроталь, имеющая ручной или электрический механизм передвижения. В строительных работах широко используются башенные краны различного типа, передвигающиеся вдоль внешних стен строящегося здания. Изменение вылета таких кранов производится либо при перемещении грузовой тележки по однорельсовому пути, прикрепленному к стреле крана (см. рисунок 30), либо при подъеме стрелы в вертикальной плоскости (см. рисунок 31). Башенный кран (см. рисунок 30) состоит из ходовой части 1 и поворотной платформы 2, дающей возможность поворота башни 4 вместе со стрелой 5 относительно вертикальной оси. Ходовая часть и поворотная платформа связаны между собой опорно-поворотным устройством. На поворотной платформе размещаются механизм подъема груза 9, механизм поворота 10, механизм подъема и складывания стрелы в походное положение 8, противовес 7 и нижняя кабина управления 3. К головке башни подвешена верхняя кабина управления 6. Трубчатый башенный кран (см. рисунок 31) обеспечивает строительство зданий до 10 - 12 этажей, имеет высоту подъема до 42 м при вылете стрелы, изменяющемся от 10 до 20 м. Грузовой момент крана 1600 кН×м.

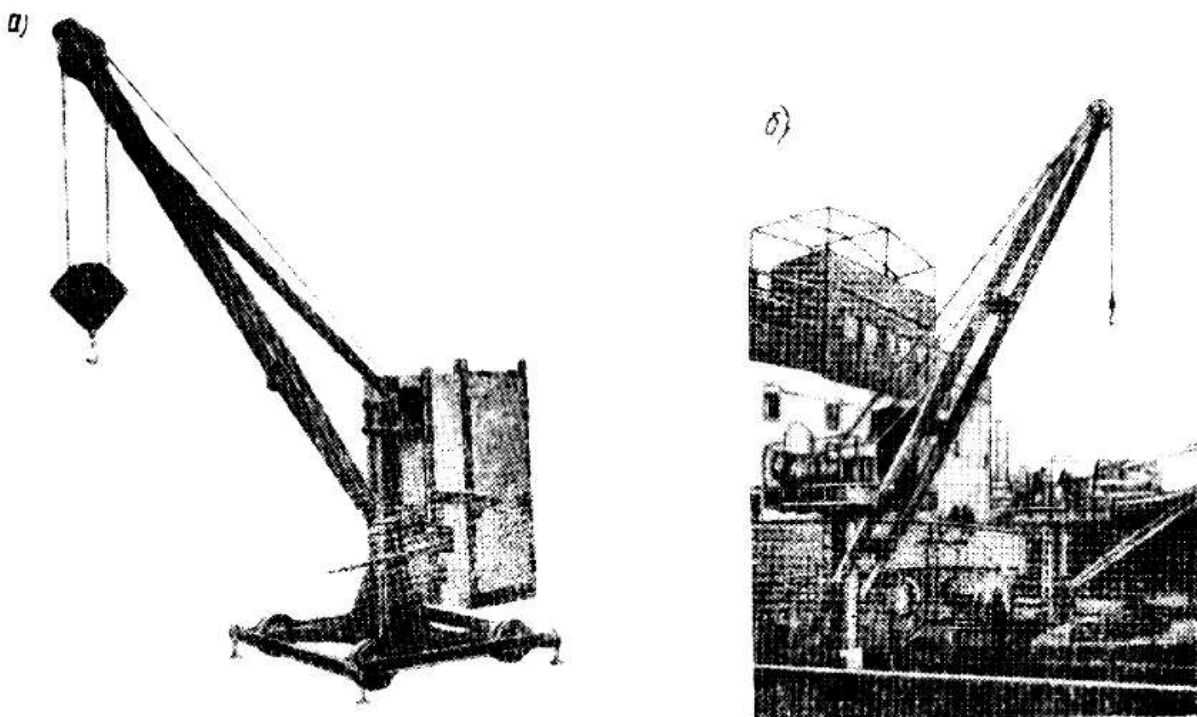


Рисунок 27 – Поворотные краны на колонне:  
а – с постоянным вылетом; б – с переменным вылетом

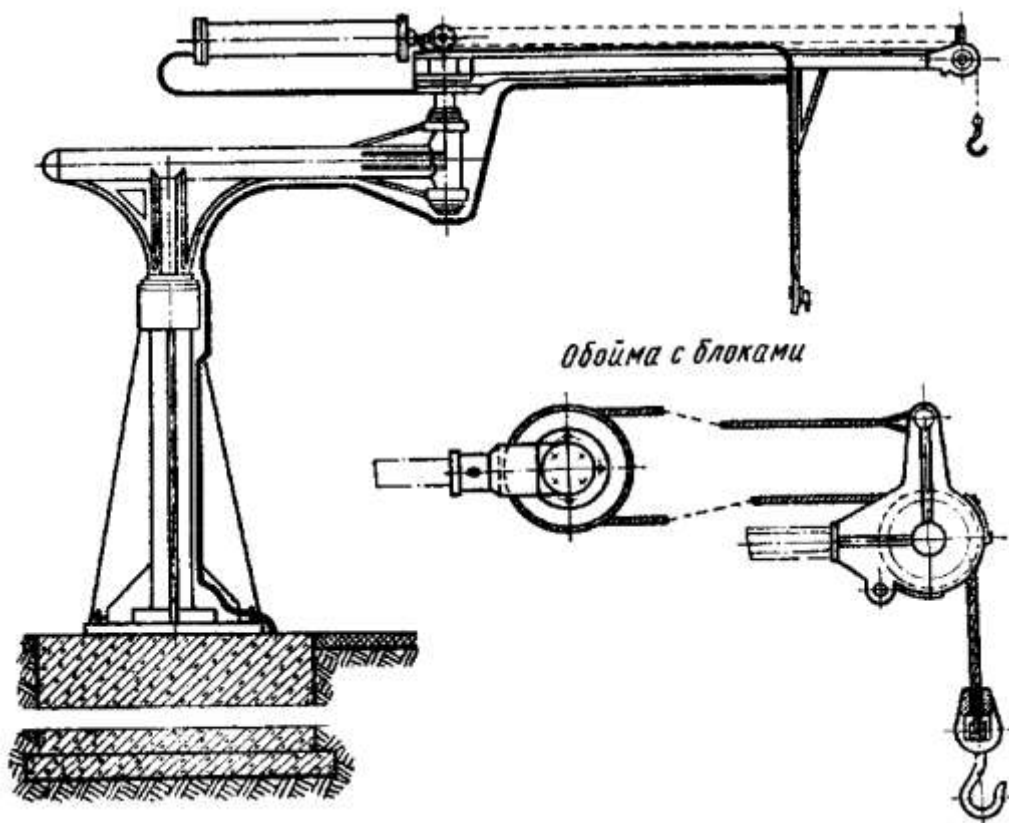


Рисунок 28 – Поворотный кран на колонне с шарнирно-сочлененной стрелой

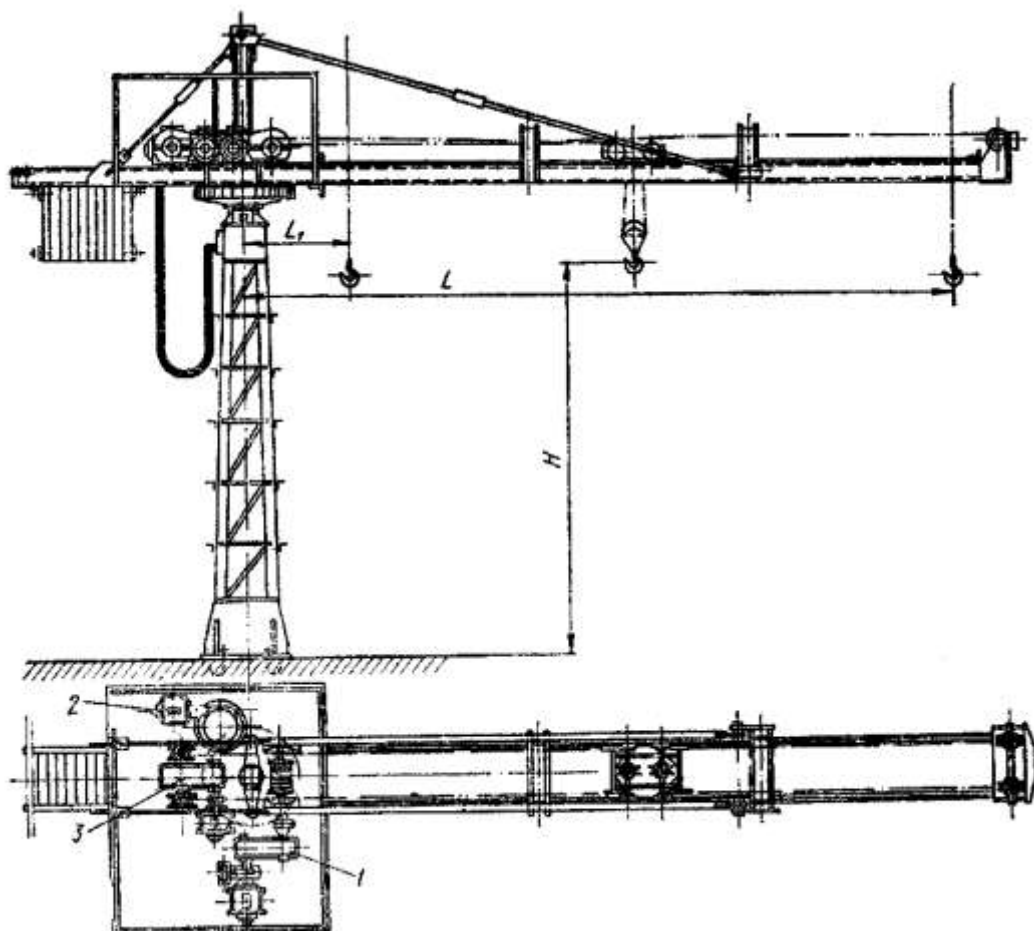


Рисунок 29 – Поворотный кран на колонне с вылетом, изменяющимся за счет передвижения грузовой тележки по стреле

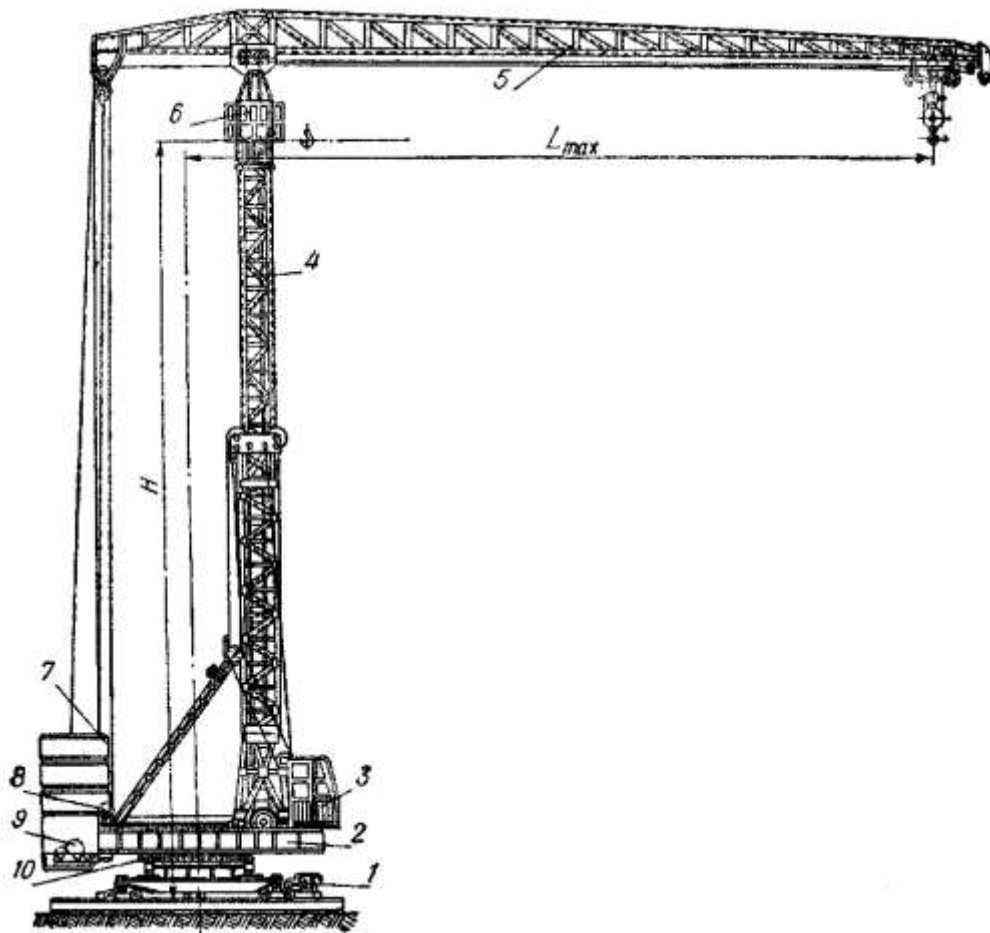


Рисунок 30 – Башенный строительный кран с телескопической башней

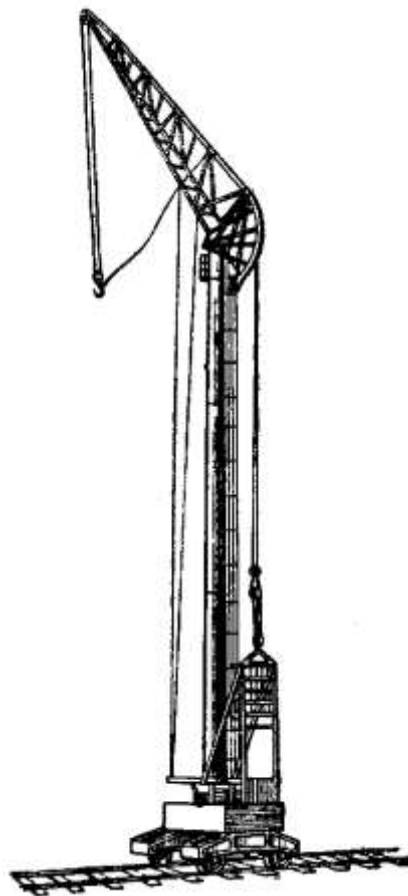


Рисунок 31 – Башенный трубчатый кран

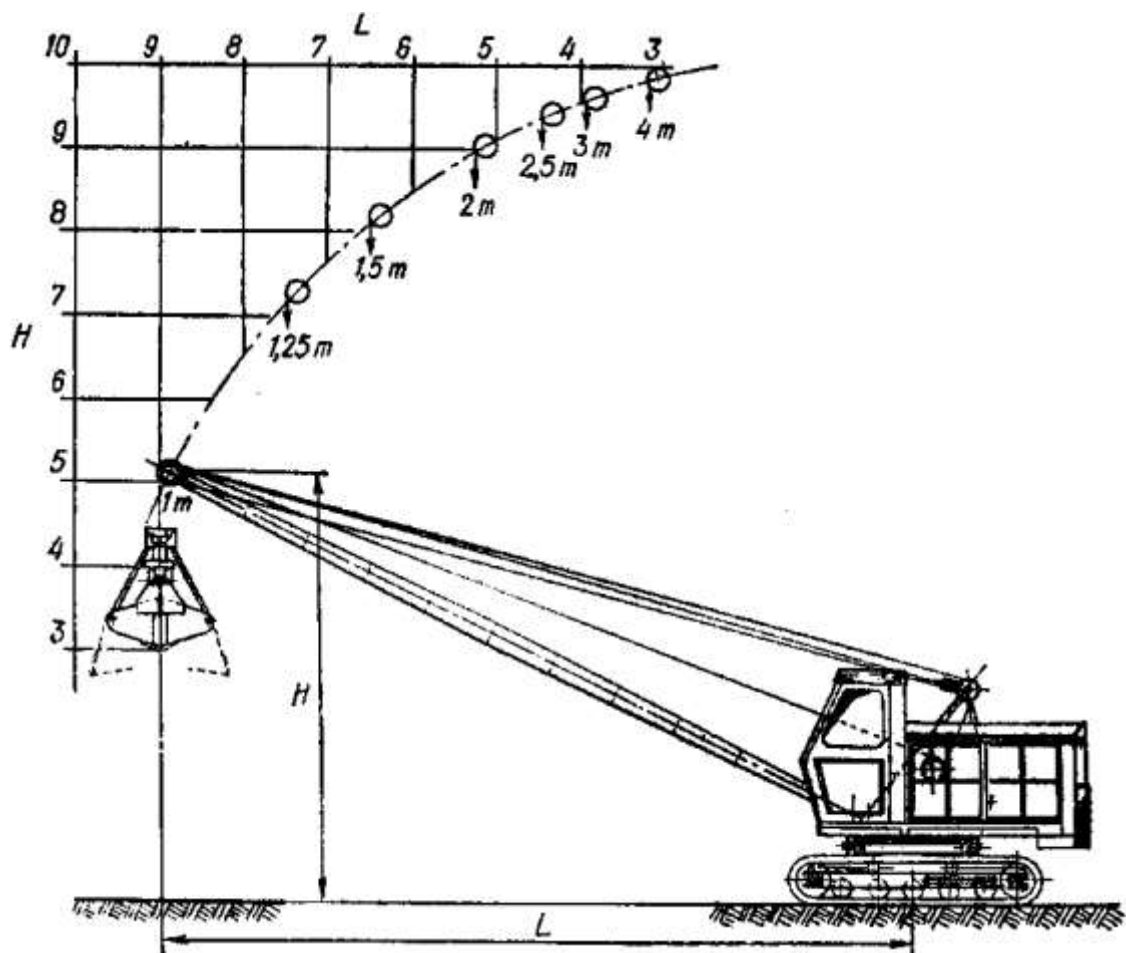


Рисунок 32 – Грейферный кран на гусеничном ходу

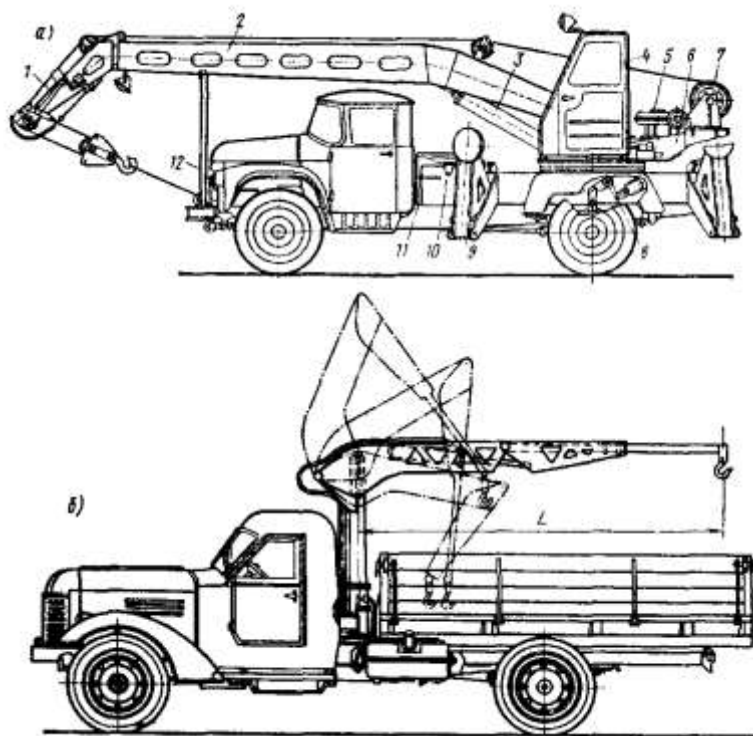


Рисунок 33 – Автомобильные краны с гидравлическим приводом:  
 а – типа 4056; б – типа 4030

Большое применение в промышленности находят передвижные краны на гусеничном,

автомобильном или железнодорожном ходу. Краны на гусеничном (см. рисунок 32) и автомобильном (см. рисунок 33) ходах отличаются повышенной маневренностью и независимостью от рельсового пути. Эти грузоподъемные машины дают возможность механизировать выполнение различных по своему характеру погрузочно-разгрузочных и монтажно-строительных работ.

В СССР выпускаются краны на гусеничном ходу грузоподъемностью до 50 т. Ходовая часть гусеничного крана представляет собой раму, установленную на гусеничных тележках, приводимых в движение от двигателя, установленного на поворотной части крана. Скорость движения гусеничных кранов не превышает 6 км/ч, поэтому для транспортирования на большие расстояния эти краны имеют специальные платформы, прикрепляемые к тягачам. Наличие гусеничного хода уменьшает давление на грунт, что позволяет использовать эти краны для работы на грунтах различной твердости и плотности.

Автомобильные краны устанавливаются на стандартных (см. рисунок 33), усиленных (при грузоподъемности до 7,5 т) или специальных шасси, передвигающихся на пневмоколесном ходу. Автомобильные краны подразделяются на краны общего назначения, используемые только при работе с грузовым крюком; полууниверсальные краны, работающие с крюком и с грейфером; универсальные краны, работающие с любым видом сменного оборудования как кранового, так и землеройного назначения (краны-экскаваторы).

На рисунке 33, а представлен общий вид гидравлического автомобильного крана 4056. Этот кран с максимальной грузоподъемностью 6,3 т на вылете 3 м (и грузоподъемностью 0,615 т на вылете 10,8 м) установлен на шасси ЗИЛ-130, может работать как с нормальной, так и с удлиненной стрелой и предназначен для выполнения погрузочно-разгрузочных и монтажных работ. Скорость подъема и опускания груза в нем изменяется от 2 до 12 м/мин. Рабочее давление в гидросистеме равно 100 даН/см<sup>2</sup> ( $9,81 \times 10^6$  Па). Частота вращения поворотной части крана до 3 об/мин. Вся гидросистема привода и управления механизмами расположена на поворотной платформе 6 крана. Привод насоса 10 гидросистемы осуществляется от коробки перемены передач автомобиля через двухступенчатую коробку отбора мощности 11. В качестве исполнительных элементов гидропривода для вращательного движения применены гидродвигатели, а для поступательного движения - гидроцилиндры.

Для обеспечения устойчивости крана и разгрузки ходовой части автомобиля кран имеет выносные опоры 9 с гидравлическим приводом и индивидуальным управлением каждой опорой, что обеспечивает независимую установку опор применительно к неровностям рабочей площадки. Кран оборудован также гидравлическими стабилизаторами рессор 8, повышающими его устойчивость и обеспечивающими более равномерную нагрузку на рессоры при движении на поворотах. На поворотной платформе установлены грузоподъемная лебедка 7, поворотный механизм 5, кабина крановщика 4 и стрела 2. Эта стрела цельносварная, коробчатого прямоугольного сечения, приводится в движение гидроцилиндром 3 и в транспортном положении опирается на стойку 12. На головке стрелы расположен ограничитель грузоподъемности и высоты подъема груза 1.

Автомобильные краны с гидравлическим приводом имеют некоторые преимущества перед кранами с другими видами приводов. Гидравлический привод позволяет - получить большое тяговое усилие без применения сложных и громоздких передач и осуществлять в широких пределах плавное регулирование скорости движения механизмов. Управление краном с гидравлическим приводом значительно проще, чем кранами с механическим приводом. Эти преимущества обуславливают все более широкое применение автомобильных кранов с гидравлическим приводом.

Величина массы груза, поднимаемого передвижными кранами, зависит от того, на каком вылете L (т. е. на каком расстоянии от оси вращений поворотной части крана) находится груз. Эта величина определяется условием обеспечения необходимой устойчивости крана; она уменьшается с увеличением вылета. Эту зависимость можно представить в виде графика, пользуясь которым можно легко определить допускаемую массу груза и высоту подъема при любом вылете стрелы. Так, кран на гусеничном ходу (см. рисунок 32), который поднимает 4 т при вылете, равном 3 м, может работать с грузом, не превышающим 1,25 т при вылете, равном 7,5 м.

Выносные опоры у самоходных кранов предназначены для повышения устойчивости крана, а также для разгрузки рессор и колес крана от воздействия момента от груза при работе крана.

Автомобильные краны типа 4030 (см. рисунок 33, б) имеют гидравлический привод механизмов и предназначены для загрузки и разгрузки кузова автомобиля. Колонна крана размещена



на шасси автомобиля между кузовом и кабиной. Стрела имеет складывающуюся конструкцию и в транспортном положении отводится за кабину, где она размещается, не выходя за габариты автомобиля. Кран оснащен крюком и сменным оборудованием в виде специальных захватов для штучных грузов и грейферов. Выносных опор кран не имеет, но он снабжен стабилизирующим устройством, позволяющим выключить при работе крана рессоры и передать нагрузку непосредственно на задний мост и колеса, в результате чего уменьшается боковой крен крана и повышается его устойчивость.

К передвижным поворотным кранам относятся также краны на железнодорожном ходу. Промышленность СССР изготавливает железнодорожные краны для обслуживания погрузочно-разгрузочных работ грузоподъемностью до 75 т (см. рисунок 34), а для производства работ по ликвидации последствий железнодорожных аварий - грузоподъемностью до 250 т. В этих кранах все большее применение получает дизель-электрический многомоторный привод. Ходовая часть железнодорожного крана выполнена с учетом использования узлов подвижного состава железных дорог и в зависимости от грузоподъемности имеет различное количество осей. Краны имеют возможность самостоятельного передвижения со скоростью, не превышающей 10 км/ч. Для переброски на большие расстояния они включаются в состав поезда без ограничения скорости движения.

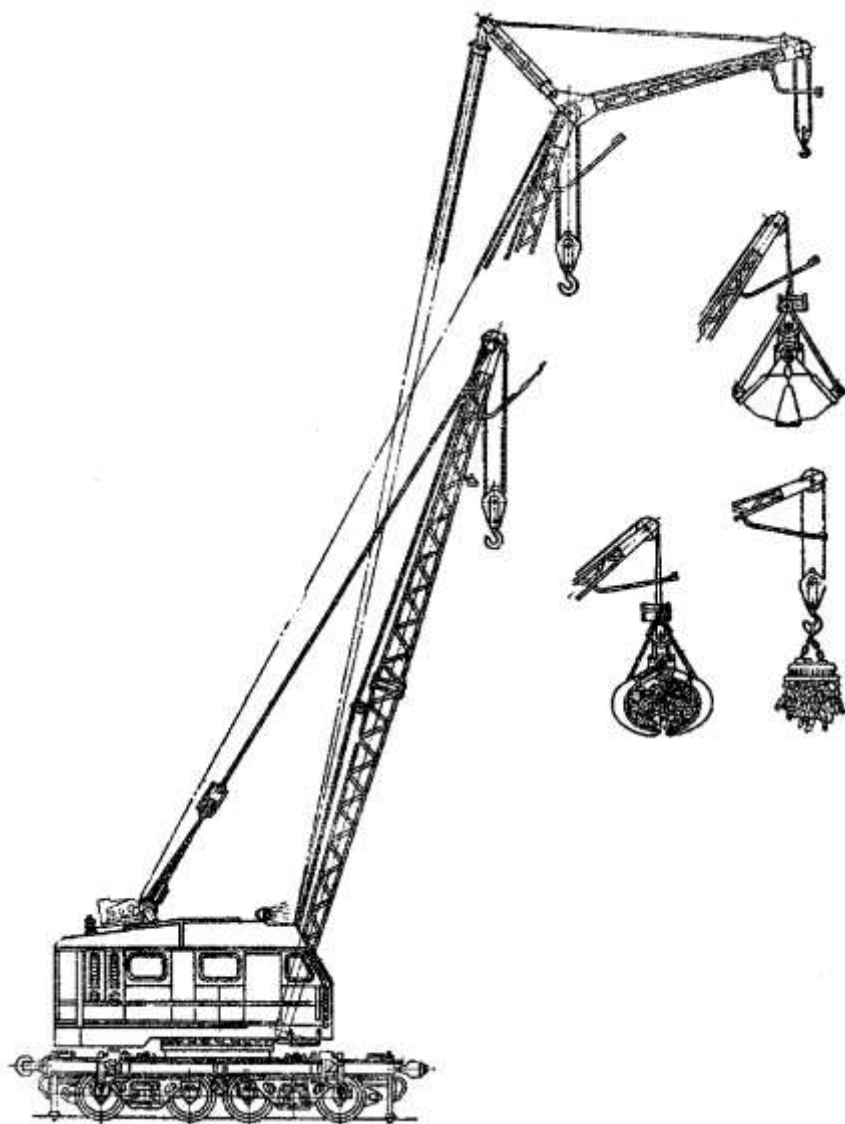


Рисунок 34 – Универсальный железнодорожный кран со сменным рабочим оборудованием

Железнодорожный кран, представленный на рисунке 34, является краном универсального назначения и снабжается сменным рабочим оборудованием, значительно расширяющим возможности его использования. Кроме того, он оборудуется вспомогательной лебедкой и дополнительной стрелой (гуськом) для монтажа крупногабаритных металлоконструкций.

На рисунке 35 представлен порталный кран, предназначенный для погрузки и выгрузки штучных и насыпных грузов в морских и речных портах, отличающихся высоким грузооборотом, а также находящий применение в судостроении и на строительных работах.

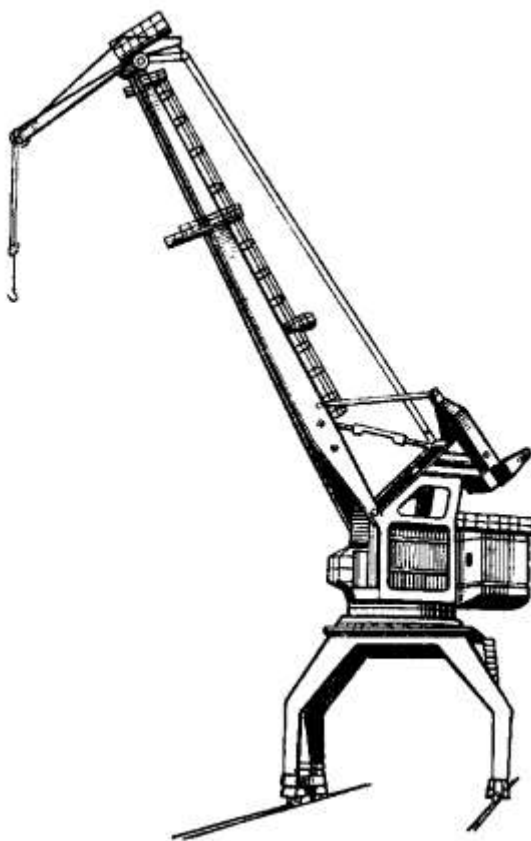


Рисунок 35 – Портальный кран завода ПТО им. Кирова С.М.

Он имеет жесткий четырехстоечный (или и других конструкциях - трехстоечный) портал, перемещающийся по рельсовому пути, уложенному вдоль фронта работ. На портале установлена поворотная часть крана со стрелой, подвижным противовесом и механизмами подъема и изменения вылета стрелы. Стрела представляет собой шарнирный четырехзвенник, стороны которого подобраны таким образом, что при изменении вылета стрелы груз практически не изменяет своего положения по вертикали. При этом мощность двигателя механизмов изменения вылета стрелы расходуется только на преодоление трения в шарнирах, на перекачивание канатов по блокам и на преодоление ветровых и инерционных нагрузок. Кроме того, мощность расходуется на преодоление в некоторых положениях стрелы небольшого неуравновешенного момента от веса самой стрелы.

Широкое применение для работы в портах, на строительствах и ремонтных работах, при монтаже буровых вышек в море, а также при устранении последствий аварий имеют плавучие краны (см. рисунок 36), устанавливаемые на самоходных или буксируемых понтонах. Самоходные понтоны оснащаются комплексом оборудования, необходимого для навигации. Энергоснабжение крана осуществляется от силовых установок, размещенных в понтоне. Приводы механизмов крана - электрические, обычно постоянного тока по системе генератор-двигатель.

В последнее время для производства работ и доставки грузов в труднодоступные места все шире применяются краны-вертолеты (см. рисунок 37). Краны-вертолеты могут приземляться над грузом и забирать его непосредственно с земли, что повышает безопасность заделки груза. В труднодоступных местах эксплуатация крана-вертолета экономически выгодна. Так, при прокладке высоковольтной линии электропередачи применение крана-вертолета дает 35% экономии средств, запланированных на эксплуатацию автомобилей, грузоподъемных и других машин.

Для внутрицехового и межцехового транспортирования различных грузов, а также для проведения погрузочно-разгрузочных работ на железных дорогах и в портах широко применяются вилочные погрузчики (самоходные тележки), служащие для выполнения операций захвата, вертикального и горизонтального перемещения груза и укладки его в штабель или на транспортную

машину. Отечественная промышленность выпускает погрузчики с приводом от карбюраторного двигателя или с электроприводом, питающимся от железоникелевой аккумуляторной батареи.

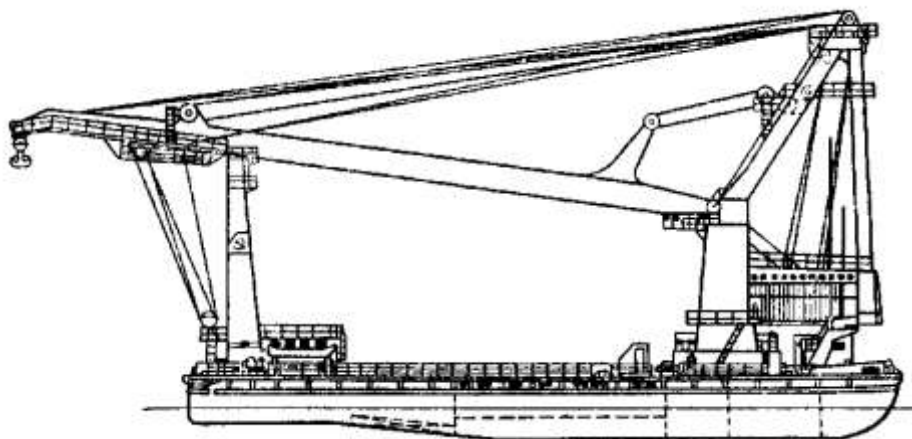


Рисунок 36 – Полноповоротный плавучий кран «Богатырь»

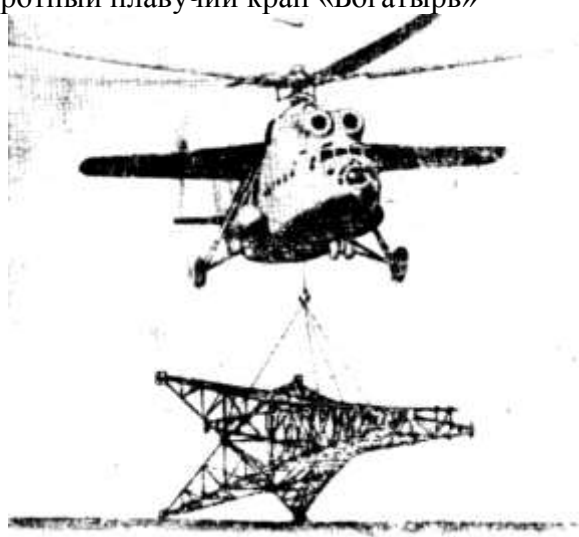


Рисунок 37 – Кран-вертолет

При работе в закрытых помещениях и цехах применяют аккумуляторные погрузчики, не отравляющие воздух помещения выхлопными газами. Отечественные погрузчики с аккумуляторной батареей выпускаются грузоподъемностью до 1,5 т, они снабжаются массивными резиновыми шинами и предназначаются для работы в закрытых помещениях и на площадках с твердым и ровным покрытием. Грузоподъемность погрузчиков с двигателем внутреннего сгорания выпускается грузоподъемностью 3 т и выше; их снабжают пневмошинами, и они предназначаются для работы на открытых площадках, не имеющих твердого ровного покрытия.

В зависимости от назначения погрузчики бывают различной конструкции. Они выполняются в виде самоходных тележек с подвижной платформой различной высоты подъема (см. рисунок 38, а), а также в виде тягачей, предназначенных для буксирования прицепных тележек. В зависимости от характера выполняемой работы и вида груза погрузчики оборудуются специальными приспособлениями для захвата штучных грузов и укладывания их в штабеля или на стеллажи (см. рисунок 38, б), ковшами для сыпучих грузов и могут быть снабжены крановым оборудованием.

Универсальность погрузчика и возможности его использования определяются числом и конструкцией сменных грузозахватных приспособлений. Основным грузозахватным устройством являются вилки для работы со штучными грузами. Для выполнения различных монтажных работ применяют так называемую безблочную стрелу, не имеющую полиспастной системы, - грузовой крюк располагается непосредственно на ее консольной части с постоянным или изменяемым

вылетом. Скорость подъема крюка равна скорости подъема каретки грузоподъемника. В некоторых конструкциях крюк безблочной стрелы имеет гидравлический привод перемещения по стреле для изменения вылета.

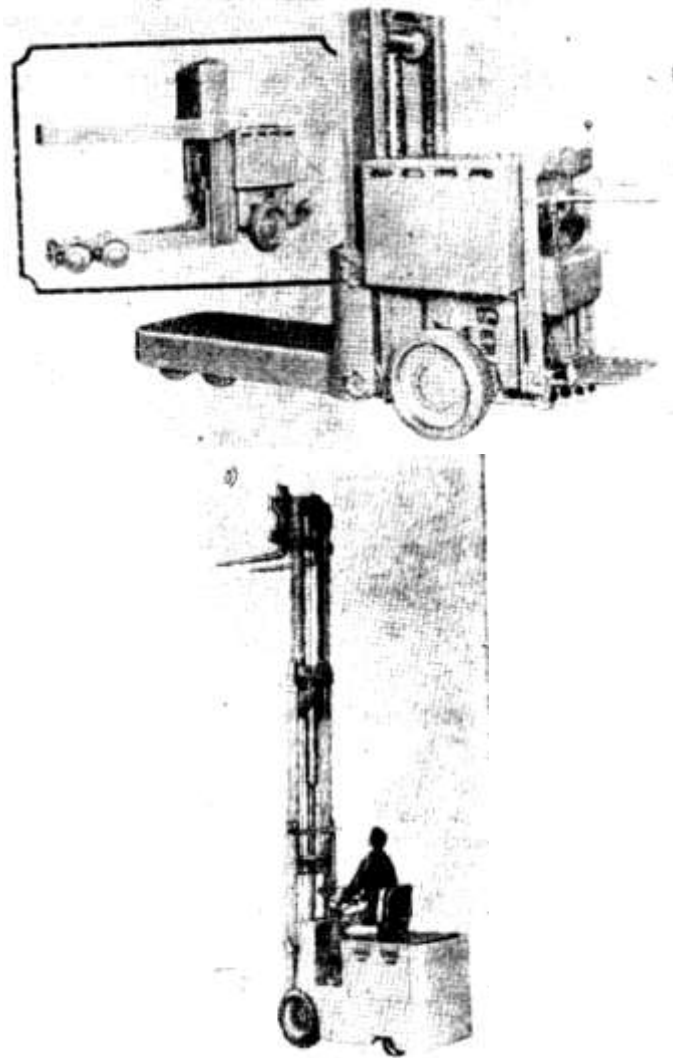


Рисунок 38 – Погрузчики:

а – с подъемной платформой в поднятом и опущенном положении; б – с вильчатым подхватом

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

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

Грузоподъемность погрузчика определяется величиной опрокидывающего момента, создаваемого грузом, относительно оси передних колес, и поэтому она указывается при строго определенном расстоянии центра тяжести груза от передних стенок подхватывающих вилок.

Производительность погрузчика и его работоспособность в значительной мере зависят от конструкции крепления сменного рабочего оборудования к каретке грузоподъемника. При

проектировании грузоподъемника следует обращать особое внимание на простоту и надежность крепления, позволяющего обеспечить быструю смену приспособлений. По виду привода грузоподъемника отечественные погрузчики подразделяются на грузоподъемники с гидравлическим и механическим приводами.

Преимуществами гидравлического привода являются плавность подъема и опускания каретки, широкий диапазон регулирования скорости, простота конструктивной схемы.

Недостатком гидропривода является ухудшение видимости из-за расположения цилиндра подъема в центральной части рамы. Недостатком механического привода является необходимость применения специального редуктора и весьма длинной грузовой цепи, а также малые диапазоны регулирования скорости.

При значительных грузооборотах, особенно на заводах с крупносерийным и массовым производством, все большее применение получают склады с многоярусными стеллажами, в ячейки которых устанавливают Я1ЩГки или поддоны с грузами. Многоярусная система хранения грузов создает значительную экономию площадей. Для производства работ в таких складах также весьма удобным является применение погрузчиков, предназначенных для выполнения всего комплекса работ по транспортированию и штабелированию грузов. Однако при наличии узких проходов между стеллажами, устанавливаемыми для более полного использования площади склада, применение погрузчиков становится затруднительным. В этом случае наиболее удобными подъемно-транспортными машинами являются краны-штабелеры мостового типа (см. рисунок 39), получающие в настоящее время все большее применение. Эти краны сочетают свойства мостовых кранов и вилочных погрузчиков. Они состоят из моста, перемещающегося по путям, уложенным на подкрановых балках, или по подвесным путям. По мосту крана перемещается тележка с вертикальной колонной, имеющей возможность поворота относительно вертикальной оси. По колонне передвигается грузовая каретка с вилочным захватом, обеспечивающим удобство захвата грузов, уложенных на поддоны или в ящики, и передачу их в штабель или на другие транспортные средства.

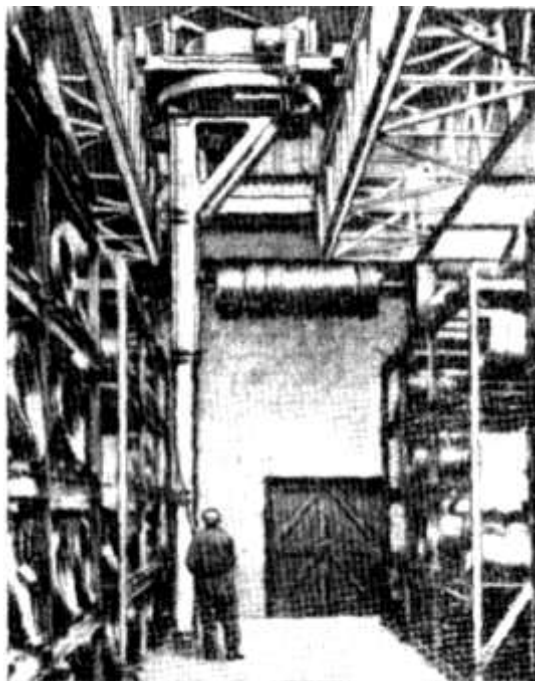


Рисунок 39 – Применение крана-штабелера мостового типа с управлением снизу при многоярусном хранении грузов

В высоких складских помещениях иногда применяют штабелеры с телескопическими направляющими; кабина оператора устанавливается на поворотной раме либо стационарно, либо с возможностью перемещения вместе с грузовой кареткой. При небольшой высоте штабелирования (до 4 м) управление штабелером производится с пола. Различные конструкции кранов-штабелеров имеют грузоподъемность от 0,15 до 6 т (наиболее распространены штабелеры грузоподъемностью 2 - 3 т), высоту подъема груза до 10 м и угол поворота вилочного захвата 360°. Допускаемая ширина проходов между стеллажами 1,7 - 2,7 м, скорость передвижения моста до 45 м/мин и скорость

подъема груза 6 - 8 м/мин. Подъем и опускание подвижных секций телескопической колонны осуществляются лебедкой с электрическим или гидравлическим приводом.

В качестве механизма подъема 1 в штабелере (см. рисунок 40) использована стандартная электрическая таль, дополненная устройством, предохраняющим канат от холостого выбега при достижении грузовой кареткой нижнего положения и являющимся также ограничителем высоты подъема. Кабина управления перемещается по направляющим, закрепленным на грузовой каретке, со скоростью, несколько меньшей скорости каретки, вследствие чего вилочный захват находится при работе все время примерно на уровне глаз оператора, что обеспечивает лучшую наводку груза на ячейку стеллажа.

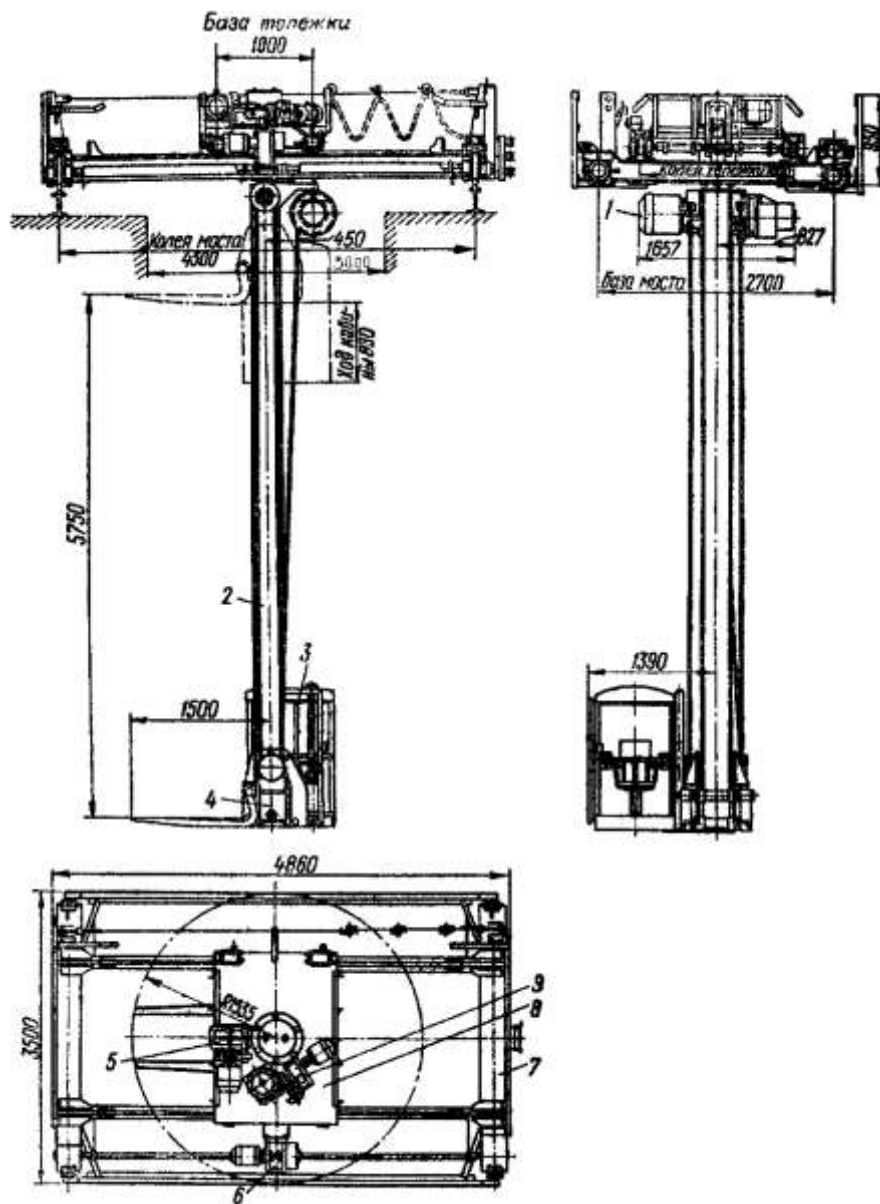


Рисунок 40 – Кран-штабелер с управлением из кабины:

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

Механизм подъема и передвижения тележки этого штабелера оборудованы двухскоростными электродвигателями, что позволяет наряду с повышенной скоростью иметь и пониженную установочную скорость при введении груза в ячейку стеллажа. Для получения установочной скорости механизма передвижения моста редуктор этого механизма имеет электромагнитное переключение зубчатых передач в соотношении 1 : 15.

Для обслуживания специальных объектов применяются комплексы различных видов

грузоподъемных машин, один из которых показан на рисунке 41. Этот комплекс включает в себя передвижной портал 1, передвигающийся по рельсовым путям, предназначенный для проведения сборочно-монтажных работ, оснащения объекта необходимым оборудованием и приборами; специальный передвижной кран 2 со складывающейся шарнирной стрелой с кабиной, в которой размещаются один-два рабочих, предназначенный для работ, связанных с осмотром, контролем и тому подобным обслуживанием объекта; самоходный пневмоколесный или гусеничный кран 3, применяемый для вспомогательных работ по обслуживанию технологического процесса монтажно-сборочных работ.

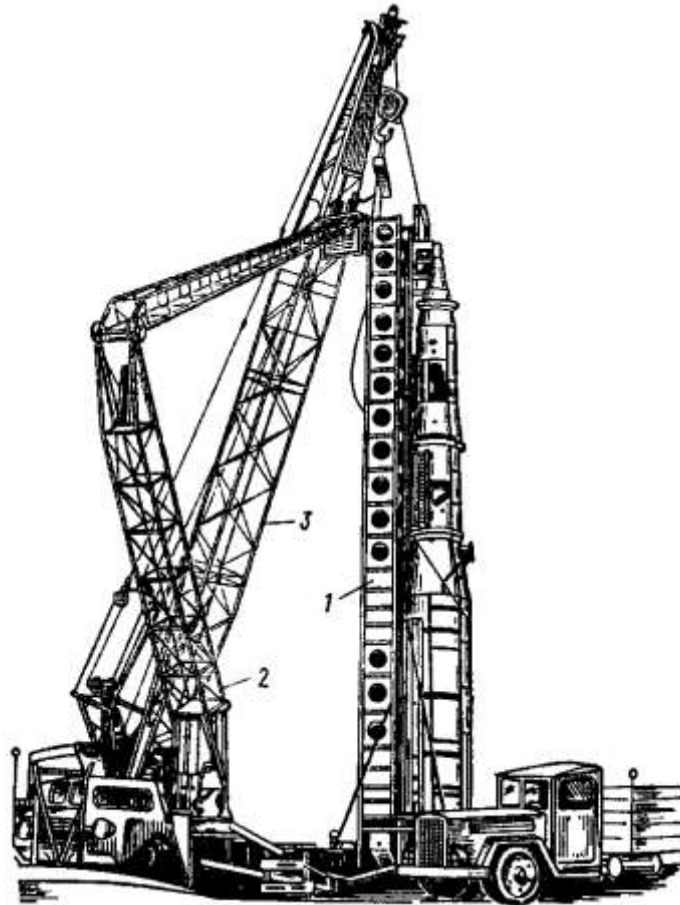


Рисунок 41 – Комплекс грузоподъемных машин

Выбор того или иного типа грузоподъемной машины для производства необходимых погрузочно-разгрузочных работ или технологических операций производится на основе анализа различных факторов, характеризующих условия производства в зависимости от особенностей обслуживаемого производственного процесса, требуемой грузоподъемности и характеристики перемещаемого груза, от вида энергии, приводящей машину в действие> режима работы и местных условий.

Общие требования к грузоподъемным машинам. При проектировании и эксплуатации грузоподъемных машин особое внимание обращается на повышение их надежности и соблюдение требований техники безопасности. Наблюдение за правильным использованием грузоподъемных машин и за их состоянием, а также разработка норм расчета этих машин возложена на комитеты по надзору за безопасным ведением работ в промышленности и горному надзору при Советах Министров союзных республик (Госгортехнадзор). Соблюдение норм и правил Госгортехнадзора является обязательным при проектировании, расчете и эксплуатации грузоподъемных машин.

Правила и нормы Госгортехнадзора распространяются на все типы кранов и грузоподъемных устройств, применяемых в различных областях народного хозяйства, за исключением грузоподъемных машин, установленных на морских и речных судах и других плавучих сооружениях (на которые распространяются специальные правила регистра СССР и речного регистра РСФСР), экскаваторов (если они не предназначены для работы с крюком, грейфером или подъемным электромагнитом) и других землеройных машин, а также специальных грузоподъемных машин,

например напольных заволочных и посадочных машин, трубоукладчиков, электро- и автопогрузчиков, и грузоподъемных машин военного ведомства.

В соответствии с правилами все вновь установленные грузоподъемные машины, на которые распространяются эти правила, а также съемные грузозахватные устройства до пуска в работу подлежат техническому освидетельствованию. Первичное освидетельствование кранов, выпускаемых о заводов-изготовителей и транспортируемых на место эксплуатации в собранном состоянии, производится отделом технического контроля завода-изготовителя перед их отправкой.

Грузоподъемные машины, находящиеся в эксплуатации, должны подвергаться частичному периодическому освидетельствованию через каждые 12 месяцев, а полному - не реже раза в три года. Редко используемые машины подвергаются полному техническому освидетельствованию не реже чем через каждые пять лет. Техническое освидетельствование имеет цель установить, что грузоподъемная машина находится в исправном состоянии, обеспечивающем ее безопасную работу, а ее использование соответствует рекомендациям правил Госгортехнадзора. При полном техническом освидетельствовании грузоподъемная машина подвергается осмотру, а также статическим и динамическим испытаниям. При частичном техническом освидетельствовании машина подвергается только осмотру. Одновременно с этим производится проверка организации надзора за машиной на предприятии. При осмотре устанавливается надежность каждого узла и элемента машины. Так, устанавливаются отсутствие трещин в элементах металлоконструкции, степень износа зева крюка (износ не должен превышать 10% от высоты сечения крюка), легкость вращения крюка на его опоре, надежность стопорного устройства, крюка, состояние и степень износа грузовых канатов, а также пригодность их к дальнейшей работе в соответствии с принятыми нормами браковки, надежность крепления каната, состояние механизмов и приборов безопасности, наличие заземления и нулевой блокировки, состояние ограждений и перил, надежность противоугонных устройств и т. д. Состояние механизмов определяется осмотром их без разборки и опробованием в работе. При этом устанавливается отсутствие повреждений, повышенного износа деталей, проверяется состояние креплений и концевых выключателей. Особое внимание уделяется механизмам подъема груза и стрелы, как наиболее ответственным

Затем грузоподъемная машина подвергается статическому испытанию с целью проверки прочности всей машины и ее отдельных элементов, а для стреловых кранов и с целью проверки их грузовой устойчивости. Статические испытания производятся нагрузкой на 25%, превышающей номинальную грузоподъемность машины.

Для статических испытаний кран устанавливается над опорами подкрановых путей, а его тележка - в положение, отвечающее наибольшему прогибу моста. Крюк с грузом поднимается на высоту 200 - 300 мм и в таком положении выдерживается в течение 10 мин. Затем груз опускается и проверяется величина остаточной деформации металлоконструкции крана с помощью отвеса, подвешиваемого к крану на тонкой проволоке. По окончании испытаний отвес должен занять прежнее положение, что свидетельствует об отсутствии остаточных деформаций и о нормальной работе металлической конструкции. Первичное статическое испытание вновь изготовленных стреловых кранов производится при наименьшем и наибольшем вылетах стрелы с соответствующей для этих вылетов нагрузкой. Периодическое испытание производится только в положении, соответствующем наибольшей грузоподъемности крана. Краны, имеющие грузоподъемность, не зависящую от величины вылета, испытываются при наибольшем вылете. Во всех случаях испытания стреловых кранов их поворотная часть устанавливается в положение, соответствующее наименьшей устойчивости крана. Результаты статических испытаний считаются удовлетворительными, если при выдержке груза на весу в течение 10 мин не наблюдается самопроизвольного опускания груза, не обнаруживается остаточной деформации, не наблюдается потери устойчивости у стреловых передвижных кранов и не обнаруживается повреждений грузоподъемной машины.

Машина, выдержавшая статические испытания, подвергается динамическому испытанию с целью проверки действия механизмов и тормозных устройств. При этих испытаниях проводится повторный подъем и опускание груза, на 10% превышающего грузоподъемность машины (правила Госгортехнадзора допускают также проведение динамических испытаний номинальной нагрузкой), а также проверяются действия всех других механизмов машины при их раздельном движении. Механизмы подъема груза и стрелы, рассчитанные на подъем и опускание стрелы с грузом, проверяются под нагрузкой, соответствующей наибольшему рабочему вылету стрелы.



Одновременно с динамическими испытаниями механизмов машины и их тормозов проверяется действие конечных выключателей моста, тележки и т. д. Действие конечных выключателей механизма подъема грузозахватного органа и механизма подъема стрелы проверяется без груза. Если механизмы машины и их тормоза и концевые выключатели действуют исправно, то производится проверка действия ограничителя грузоподъемности, который должен срабатывать при плавном подъеме груза, масса которого на 10% превышает номинальную грузоподъемность. Если на одном механизме грузоподъемной машины установлено два тормоза и более, то действие каждого тормоза проверяется в отдельности.

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

Все результаты освидетельствования заносятся в журнал, и разрешение на эксплуатацию машины дается только после получения удовлетворительных результатов осмотра и испытаний. При наличии опасных дефектов, могущих стать причиной несчастного случая, работа грузоподъемной машины не разрешается.

Контроль за содержанием и безопасной эксплуатацией грузоподъемных машин осуществляется инспекцией Госгортехнадзора и инженером по техническому надзору, назначенным администрацией предприятия, эксплуатирующего машины. Техническое освидетельствование грузоподъемных машин на предприятии производится инженером по техническому надзору в присутствии лица, ответственного за исправное состояние грузоподъемной машины.

Для проведения работ по перемещению грузов кранами и другими подъемными механизмами в помощь крановщику назначаются стропальщики (такелажники, зацепщики), прошедшие специальное обучение и славшие экзамены. Перед началом работы крановщик и стропальщик обязаны убедиться в исправности крана и грузозахватных устройств. При подъеме груза стропальщик должен следить, чтобы грузовые канаты находились в вертикальном положении, не допуская подтаскивания груза при косом натяжении каната. Перед перемещением груза его следует предварительно поднять на 200 - 300 мм и проверить равномерность натяжения стропов и надежность обвязки груза. Если масса поднимаемого груза близка к грузоподъемности крана, то груз следует поднять на 100 мм и выдержать в течение нескольких минут, чтобы убедиться в надежности строповки груза, исправности тормозов и устойчивости крана,<sup>1</sup> и только после этого можно продолжать подъем и перемещение груза.

В особенно опасных случаях (как, например, работа под линией электропередачи, работа у котлована, траншеи и т. п., подъем груза двумя кранами, подъем крупногабаритных грузов с высоким расположением центра тяжести и т. п.) работа может производиться только под непосредственным руководством и наблюдением лица, ответственного за безопасное перемещение грузов кранами,

При производстве работ по подъему и перемещению грузов правилами Госгортехнадзора запрещается поднимать груз, масса которого превышает грузоподъемность машины или масса которого неизвестна, но имеются основания считать, что она может превысить номинальную грузоподъемность. Нельзя поднимать груз, засыпанный землей, примерзший к земле и укрепленный болтами или залитый бетоном, а также грузы, находящиеся в неустойчивом равновесии, подвешенные за один рог двурогого крюка, находящиеся в таре и заполняющие ее выше бортов. Не разрешается стропальщику или подсобным рабочим находиться на перемещаемом грузе или под поднятым грузом.

Необходимую надежность и долговечность подъемно-транспортных машин, работающих часто в условиях влажной и запыленной или загазованной среды, можно обеспечить только квалифицированным, регулярным техническим обслуживанием.

Одним из наиболее важных мероприятий технического обслуживания, влияющим на долговечность трущихся элементов, является смазка машин. Назначение смазки - уменьшение трения и износа деталей, предохранение от коррозии, отвод тепла от зон трения.

Выбор масла или консистентной смазки производится в соответствии с отраслевой нормалью «Смазочные материалы подъемно-транспортных машин» в зависимости от конструкции узла трения, условий и режима работы машины. Так как в грузоподъемных машинах доступ к элементам, требующим смазки, обычно затруднен, то в них применяется главным образом закладная или централизованная смазка. Жидкие масла применяются в основном для смазки закрытых зубчатых и червячных передач.

Густая смазка наносится на открытые зубья передач и другие детали вручную; для смазки закрытых узлов широко используются колпачковые масленки и пресс-масленки, а также централизованная подача густой смазки одновременно к многим точкам (до нескольких десятков) насосом с ручным или механическим приводом и автоматическими дозаторами. Жидкая смазка подается самотеком, капельным способом, разбрызгиванием при заливке масла в картер редуктора или двигателя. Для подачи из картера к нужным точкам и при наличии большого числа точек применяется циркуляционная смазка под давлением с помощью насоса и системы трубопроводов, что обеспечивает обильную смазку и хорошее охлаждение узлов трения.

Конструкция кранов должна обеспечивать:

- независимость всех движений, крана и возможность совмещения рабочих движений в любых сочетаниях. Допускается не совмещать работу главного и вспомогательного подъема;
- безопасную работу кранов, свободный доступ и безопасность обслуживания, ремонта и монтажа механизмов и их частей.

Аппаратура освещения кранов должна обеспечивать освещенность грузозахватного устройства при всех его положениях не менее 5 лк, рабочих мест в кабине управления - не менее 50 лк, площадок и лестниц внутри металлоконструкции - не менее 20 лк, наружных - не менее 10 лк.

## **Часть первая**

# **ГРУЗОПОДЪЁМНЫЕ МАШИНЫ**

## Глава II

# РАСЧЕТ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН (ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ)

### § 2. Основные параметры грузоподъемных машин

Грузоподъемные машины характеризуются следующими параметрами: грузоподъемностью, скоростями движения отдельных механизмов, режимом работы, пролетом, вылетом, высотой подъема. *Грузоподъемностью* машины называют массу номинального (максимального) рабочего груза, на подъем которого рассчитана машина. Эта величина характеризует инерционные и гравитационные свойства транспортируемого тела, не зависит от ускорения свободного падения в пункте действия машины и измеряется в единицах массы (кг или т). В отличие от массы сила тяжести, определяющая силу притяжения тела к земле, зависит от ускорения свободного падения в пункте действия и измеряется в единицах силы (Н, даН, кН). Вес тела - это сила, с которой тело под действием силы тяжести воздействует на опору. Если опора неподвижна относительно земли или тело движется равномерно и прямолинейно, вес тела равен силе тяжести. При подъеме с ускорением вес тела больше силы тяжести и, наоборот, при спуске с ускорением вес тела меньше силы тяжести. В дальнейшем тексте грузоподъемность (масса) обозначена  $Q$ , а сила веса -  $G$ . В величину грузоподъемности включаются массы сменных грузозахватных приспособлений, вспомогательных устройств, подвешиваемых к грузозахватному органу, а для грузоподъемных машин, работающих с грейфером, электромагнитом, кубелем, бадьей, - также и их масса. Величина грузоподъемности современных грузоподъемных машин имеет весьма широкие пределы, имеются устройства для подъема и установки на станки деталей массой 50 - 100 кг, а также грузоподъемные машины, перемещающие грузы массой 400 - 800 т, используемые для монтажа тяжелого оборудования (например, монтажные краны на ГЭС).

Величина грузоподъемности должна соответствовать ГОСТ 1575—75 «Подъемно - транспортные машины и механизмы прерывного действия. Ряд грузоподъемностей и тяговых усилий», устанавливающему следующий ряд номинальных грузоподъемностей (т) для всех грузоподъемных механизмов прерывного действия (кроме пассажирских лифтов):

-	-	-	-	-	-	-	0,025	-	-	-	-	-	0,05	-	-	-	-	-
0,1	0,125	-	0,16	-	0,2	-	0,25	-	0,32	-	0,4	-	0,5	-	0,63	-	0,8	-
1	1,25	-	1,6	-	2	-	2,5	-	3,2	-	4	-	5	-	6,3	-	8	-
10	12,5	-	16	-	20	-	25	-	32	-	40	-	50	-	63	-	80	-
100	125	140	160	180	200	225	250	280	320	360	400	450	500	560	630	710	800	900
1000	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

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

*Вылетом* стрелы называется расстояние от оси вращения поворотной части крана до оси грузозахватного органа.

*Скорости* движения различных механизмов выбираются в зависимости от требований технологического процесса, в котором участвует данная грузоподъемная машина, от характера работы, от типа машины и ее потребной производительности. Соответствующими стандартами установлены нормальные ряды скоростей для различных кранов. Так, конструкция мостовых кранов, включая электрооборудование, должна полностью удовлетворять правилам Госгортехнадзора и ГОСТ 7131 - 64 «Краны мостовые. Технические условия».

Основные данные и технические характеристики мостовых электрических кранов общего назначения различных режимов работы и грузоподъемностей приведены в ГОСТ 6711-70, 3332-54 и 7464-55. Скорость подъема груза, зависящая от величины грузоподъемности крана и ряда технологических факторов, в современных мостовых кранах обычно не превышает 25 - 30 м/мин. Скорость передвижения моста крана достигает 100 - 120 м/мин. Скорость передвижения тележек мостовых кранов зависит от тех же факторов, что и скорость подъема, и обычно составляет 35 - 50

м/мин.

Для кранов, используемых в массовых перегрузочных работах, скорости движения можно значительно увеличивать; они могут достигать 90 - 120 м/мин для подъема и спуска груза, 240 - 360 м/мин для передвижения тележек, движущихся по рельсовому пути. Частота вращения кранов достигает 3 об/мин в зависимости от окружной скорости конца стрелы, не превышающей 5 - 6 м/с. При необходимости точной установки груза (например, в монтажных кранах) применяют двухскоростные приводы с резко пониженной посадочной скоростью. Выбор скорости движения производится также с учетом величины пути перемещения. При малых путях перемещения назначение высоких скоростей нецелесообразно, так как механизм может не успеть достичь значения установившейся скорости и будет работать только в пусковом и тормозном режимах.

Горизонтальное расстояние между осями рельсов кранового пути называется *пролетом* крана. Пролеты мостовых кранов должны быть увязаны с пролетами зданий. Так, для мостовых кранов они принимаются по ГОСТ 534-69 «Краны мостовые. Пролеты».

Грузоподъемные машины характеризуются работой при повторно-кратковременных включениях, при которых рабочий орган и груз совершают периодические поступательно-возвратные движения, а механизмы последовательно реверсируются. Так, работа механизма подъема состоит из процессов подъема и опускания груза, подъема и опускания порожнего грузозахватного приспособления. Работа механизмов поворота и передвижения состоит из движений в одну и другую сторону, как с грузом, так и без груза.

Кроме периодов работы механизма имеются периоды пауз, в течение которых двигатель не включен и механизм не работает. Это время используется для загрузки и разгрузки грузозахватного устройства и для подготовки проведения следующего процесса работы механизма. Кроме того, каждый процесс движения в свою очередь можно разделить на период неустановившегося движения, в течение которого происходит разгон (период пуска) или замедление (период торможения) поступательно движущихся и вращающихся масс груза и механизма, а также период движения с постоянной скоростью (период установившегося движения).

Полное время цикла работы механизма грузоподъемной машины складывается из сумм времени пуска  $\sum \tau_n$ , времени движения с установившейся скоростью  $\sum \tau_y$ , времени торможения  $\sum \tau_T$  и времени пауз  $\sum \tau_0$ , т. е.

$$\tau_u = \sum \tau_n + \sum \tau_y + \sum \tau_T + \sum \tau_0.$$

Отношение времени  $\tau_e$  работы механизма в течение цикла к полному времени цикла  $\tau_u$  характеризует интенсивность использования механизма. Это отношение называется *относительной продолжительностью включения* и обозначается:

$$ПВ = \frac{\tau_e}{\tau_u} \times 100\%. \quad (1)$$

Режим работы механизма грузоподъемной машины определяется в зависимости от следующих факторов: коэффициента использования механизма по грузоподъемности; коэффициента годового использования механизма; коэффициента суточного использования механизма; относительной продолжительности включения двигателя механизма.

При определении режима работы электрооборудования механизма кроме вышеперечисленных факторов должны быть также учтены температура окружающей среды и число включений механизма в час.

Согласно правилам Госгортехнадзора, установлены следующие режимы работы грузоподъемных машин, определяемые совокупностью условий их эксплуатации: с ручным приводом (Р); с машинным приводом - легкий (Л); средний (С), тяжелый (Т) и весьма тяжелый (ВТ) режимы работы. Характеристика режимов работы приведена в таблице 2.

Различные механизмы грузоподъемных кранов могут работать в различном режиме работы. Режим работы для всей грузоподъемной машины устанавливается по режиму работы механизма главного подъема груза. Поэтому же режиму рассчитывается и металлоконструкция крана.

Таблица 2 – Режим работы грузоподъемных машин

Наименование режима	Характеристика режима	Механизмы, работающие в этом режиме
С ручным приводом - Р	Работа с большими перерывами и с малыми скоростями движения	Механизмы вспомогательного назначения
Легкий - Л	Работа с большими перерывами, редкая работа с номинальным грузом, с малыми скоростями и малым числом включений (до 60 в час) аппаратуры управления и электродвигателей (с учетом разгонов до неполной скорости), с малой относительной продолжительностью включения ПВ	Механизмы подъема и передвижения ремонтных кранов и кранов, работающих в машинных залах, механизмы передвижения строительных и порталных кранов, перегрузочных мостов и башен кабельных кранов, лебедки противоугонных захватов и другие работающие механизмы
Средний - С	Работа с грузами различной величины, со средними скоростями, средним числом включений (до 120 в час), средний ПВ	Механизмы подъема и передвижения кранов механических и сборочных цехов, механизмы поворота строительных кранов, электротали, механизмы монтажных кранов на строительстве
Тяжелый - Т	Постоянная работа с грузами, близкими по величине к нормальному, с высокими скоростями, большим числом включений (до 240 в час), высокий ПВ	Механизмы технологических кранов, цехов и складов на заводах с крупносерийным производством, кранов литейных цехов и механизмы подъема строительных кранов
Весьма тяжелый - ВТ	Постоянная работа с номинальными грузами, с высокими скоростями, большими скоростями, большим числом включений (до 600 в час), высокий ПВ	

Основные данные различных режимов работы грузоподъемных машин приведены в таблице 3. При классификации крановый механизм можно отнести к тому или иному режиму работы при условии, что он удовлетворяет всем показателям соответствующего режима. Если же по отдельным показателям имеется превышение, то рассматриваемый механизм следует отнести к группе более тяжелого режима работы.

Таблица 3 – Режим работы механизмов грузоподъемных машин

Режим работы	Среднее допустимое использование механизма			
	по грузоподъемности, $K_{гр}$	по времени		
		в течение года, $K_{г}$	в течение суток, $K_{с}$	В течение цикла ПВ, %
Легкий	0,25 - 1,0	Нерегулярная редкая работа		15
Средний	0,75	0,5	0,33	25
Тяжелый	0,75 – 1,0	1,0	0,66	40
Весьма тяжелый	1,0	1,0	1,0	40

Величины, приведенные в таблице 3, приняты по средним эксплуатационным и расчетным данным. Для механизмов, работающих по определенному графику, значения этих коэффициентов

определяются применительно к конкретным условиям эксплуатации.

Коэффициент использования в течение суток:

$$K_c = \frac{T_e}{24},$$

где  $T_e$  – число часов работы в сутки.

Коэффициент использования в течение года

$$K_r = \frac{T_z}{365},$$

где  $T_z$  – число дней работы в году.

Коэффициент использования в течение часа

$$K_q = \frac{\tau_{\text{раб.}}}{60},$$

где  $\tau_{\text{раб.}}$  - время работы механизма в минутах в течение часа.

Коэффициент использования крана по грузоподъемности

$$K_{rp} = \frac{Q_{cp}}{Q},$$

где  $Q_{cp}$  - среднее значение массы поднимаемого груза за смену, т;

$Q$  - номинальная грузоподъемность, т.

Для механизмов передвижения и поворота, а также для механизмов подъема с тяжелыми (свыше 20% от массы номинального груза) подвешенными грузозахватными приспособлениями коэффициент использования по грузоподъемности вычисляется с учетом собственной массы  $Q_m$  металлоконструкции моста или тележки и грузозахватного устройства:

$$K_{rp} = \frac{Q_{cp} + Q_m}{Q + Q_m}.$$

Расчет на прочность узлов и деталей механизмов грузоподъемных машин производится в соответствии с действительным режимом их работы. В зависимости от режима работы механизма проводится расчет его двигателя и тормоза, определяются нагрузки, учитываемые при расчете элементов механизма, и нагрузки, вызываемые работой этого механизма, действующие на металлоконструкцию, принимаются основные нормативные данные, запасы прочности, запасы торможения, а также сроки службы отдельных элементов и узлов механизма. Режим работы механизмов различных типов кранов установлен правилами Госгортехнадзора.

Рекомендуемые сроки службы основных элементов грузоподъемных машин приведены в таблице 4.

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

$$T = 365 \times K_r \times 24 \times K_c \times K_q \times \frac{PB\%}{100} \times h. \quad (2)$$

Таблица 4 Срок службы деталей грузоподъемных машин

Режим работы	Срок службы $h$ , лет			Срок службы $T$ , тыс. ч		
	подшипники в качения	зубчатых передач	валов	подшипники в качения	зубчатых передач	валов
Легкий	10	15	25	1,0	1,5	2,5
Средний	5	10	15	3,5	7,5	10,0
Тяжелый	3	8	10	5,0	13,0	16,0
Весьма тяжелый	3	5	10	10,0	16,0	32,0

При работе с одинаковыми по массе грузами производительность грузоподъемной машины (т/ч):

$$Q_q = z \times Q,$$

где  $z$  - число циклов в час;

$Q$  - масса транспортируемого груза, т.

При работе с грузами различной массы:

$$Q_{\text{с}} = z_1 \times Q_1 + z_2 \times Q_2 + \dots + z_i \times Q_i,$$

где  $z_i$  - количество циклов работы при транспортировании груза массой  $Q_i$ .

При перегрузке сыпучего материала:

$$Q_{\text{с}} = z \times V \times \gamma \times \psi,$$

где  $V$  - вместимость сосуда (грейфера, бадьи, ковша, кубеля и т. п.), м<sup>3</sup>;

$\gamma$  - насыпная (объемная) масса груза, т/м<sup>3</sup>;

$\psi$  - коэффициент заполнения сосуда, принимаемый при определении производительности машины при бадьях и ковшах равным единице, а при грейферах - по следующим рекомендациям, основанным на данных опыта:

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

Количество циклов в час определяется из соотношения:

$$z = \frac{3600}{\tau_{\text{ц}}},$$

где  $\tau_{\text{ц}}$  - время цикла, с.

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

Заданной производительности крана (т/ч) можно достигнуть путем различного сочетания числа циклов в час и грузоподъемности (т). С увеличением числа циклов за счет увеличения скорости можно взять кран меньшей грузоподъемности, а следовательно меньшей массы и стоимости. Однако надо иметь в виду, что увеличение скорости приводит к возрастанию мощности двигателей.

Рекомендациями СЭВ по стандартизации (РС 5138 - 75) установлена классификация механизмов грузоподъемных машин по группам режимов работы. Все механизмы в зависимости от условий эксплуатации зачисляются в одну из шести групп режимов работы, определяемых классом использования и классом нагружения. Классы использования определяются среднесуточным временем работы механизма в часах (см. таблицу 5), устанавливаемым на основании времени работы механизма в течение одного года службы машины. Под временем работы механизма понимается время, в течение которого механизм находится в движении.

Таблица 5 - Классификация механизмов по классам использования

Класс использования	Среднесуточное время работы, час	Класс использования	Среднесуточное время работы, час
A1	До 1	A4	Свыше 4 до 8
A2	Свыше 1 до 2	A5	Свыше 8 до 16
A3	Свыше 2 до 4	A6	Свыше 16

Классы нагружения механизмов определяются коэффициентом нагрузки  $K_p$ , принимаемым по таблице 6.

Таблица 6 - Классификация механизмов по классам нагружения

Класс нагружения	Коэффициент нагружения $K_p$	Качественная оценка класса нагружения
B1	До 0,5	Работа при нагрузках, значительно меньших номинальных, и в редких случаях с номинальной нагрузкой
B2	Свыше 0,5 до 0,63	Работа при средних и номинальных нагрузках
B3	Свыше 0,63 до 0,8	Преимущественная работа при нагрузках номинальных и близких к номинальным
B4	Свыше 0,8	Постоянная работа при нагрузках номинальных и близких к

Значение коэффициента нагрузки  $K_p$  вычисляют по формуле:

$$K_p = \sqrt[3]{\sum_i \left(\frac{P_i}{P_{max}}\right)^3} \times \frac{\tau_i}{\sum \tau_i},$$

где  $\tau_i$  - число часов машинного времени работы механизма под нагрузкой  $P_i$  (усилие, момент) за заданный срок его эксплуатации;

$P_{max}$  - наибольшая расчетная нагрузка (усилие, момент), определяемая с учетом всех факторов, действующих на механизм в течение рабочего цикла (в том числе и динамических составляющих нагрузок);

$\sum \tau_i$  - общее время действия нагрузок на механизм в течение года.

Группа режима работы механизма определяется по таблице 7 в зависимости от класса использования и класса его нагружения.

Таблица 7 - Классификация групп режимов работы

Класс использования	Класс нагружения			
	B1	B2	B3	B4
	Группа режима работы механизма			
A1	1	1	2	3
A2	1	2	3	4
A3	2	3	4	5
A4	3	4	5	6
A5	4	5	6	6
A6	5	6	6	6

Группа режима работы механизмов грузоподъемных машин, транспортирующих расплавленный металл и шлак, ядовитые, взрывоопасные или радиоактивные вещества, устанавливается не менее пятой независимо от класса использования и класса нагружения. Однако вспомогательные механизмы этих кранов, не участвующие в работе с перечисленными грузами, могут быть отнесены к более легким группам режима работы.

При предварительном отнесении механизма грузоподъемной машины к группам режима работы (при отсутствии данных для расчета) можно пользоваться следующими рекомендациями:

- к первой группе режима работы относятся все механизмы кранов общего назначения с ручным приводом;
- ко второй группе следует отнести механизмы с машинным приводом особо легкого режима работы;
- к третьей группе относятся механизмы легкого режима работы (см. таблицу 2);
- к четвертой группе - механизмы среднего режима работы (см. таблицу 2);
- к пятой группе относятся механизмы тяжелого режима работы;
- к шестой - механизмы кранов весьма тяжелого режима работы (см. таблицу 2).

### § 3. Расчетные нагрузки

Расчеты грузоподъемных машин должны соответствовать требованиям правил Госгортехнадзор а, а также Государственным общесоюзным стандартам (ГОСТ) и отраслевым стандартам (ОСТ).

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

*Расчетный случай 1* - нормальная нагрузка рабочего состояния, включающая в себя номинальный вес груза и грузозахватного устройства, Собственный вес конструкции, нагрузки от ветра рабочего состояния машины, а также динамические нагрузки, возникающие в процессе пуска и



торможения при нормальных условиях использования механизма и при нормальном состоянии подкрановых путей.

Динамические нагрузки при пуске определяются по начальному пусковому моменту  $M_{нач}$  для двигателя с короткозамкнутым ротором (см. гл. VI, рисунок 108, б) и по  $M_{max\ пуск}$  для двигателей с фазным ротором (см. рисунок 109).

Для этого случая металлические конструкции и детали механизмов рассчитывают на выносливость относительно предела выносливости, а также проводят расчеты на нагрев, износ и долговечность. При расчете на выносливость нагрузку от ветра рабочего состояния можно не учитывать ввиду ее относительно небольшой величины, принимаемой равной  $5\ \text{даН/м}^2$ . При переменном весе груза расчет на выносливость ведут не по номинальному, а по среднеприведенному (эквивалентному) значению. Расчет металлоконструкций на выносливость обязательно проводится для кранов тяжелого и весьма тяжелого режимов работы. Для кранов среднего режима работы необходимость проведения расчета на выносливость устанавливается на основе данных опыта эксплуатации. Для кранов легкого режима работы расчет металлоконструкций на выносливость не производится. При расчете элементов механизмов кранов на выносливость исходят из обеспечения надежной работы всех элементов крана без ремонта и смены (за исключением быстроизнашивающихся сменных деталей механизмов и электрооборудования - тормозных фрикционных накладок, канатов, щеток двигателей и т. п.) в течение расчетного срока службы, приведенного в таблице 4.

*Расчетный случай 2* - максимальная рабочая нагрузка, включающая в себя кроме нагрузки от собственного веса и номинального веса груза и грузозахватного приспособления также и максимальные динамические нагрузки, возникающие при резких пусках, экстренном торможении, внезапном включении или выключении тока, и предельную нагрузку от ветра при рабочем состоянии машины. Определение динамических нагрузок при пуске ведется по максимальному моменту  $M_{max}$  (см. рисунок 109) для всех типов двигателей. Предельные значения максимальной рабочей нагрузки ограничиваются значением момента пробуксовки или юза ходовых колес, а также максимальным моментом двигателя или тормоза или специальными предохранительными устройствами (проскальзыванием фрикционной муфты предельного момента, срезом предохранительных штифтов, срабатыванием электрозащиты и т. п.). Расчет по этому случаю ведется с учетом максимально возможного уклона пути, а для плавучих кранов учитывается максимальный крен. Для этого случая металлические конструкции и детали механизмов рассчитывают на прочность с обеспечением заданного запаса прочности относительно предела текучести (для сталей) и предела прочности (для чугунов). По этому же расчетному случаю проводится проверка грузовой устойчивости крана (см. главу X).

*Расчетный случай 3* - нерабочее состояние машины, установленной на открытом воздухе, рассматриваемое при отсутствии груза и при неподвижных механизмах. При этом на машину, кроме ее собственного веса, действует ветровая нагрузка при нерабочем состоянии машины, а иногда нагрузки, вызываемые снегом, обледенением или температурным воздействием. По этому случаю действия нагрузок производят расчет на прочность металлических конструкций, деталей противоугольных устройств кранов, тормозных устройств тележек, механизмов изменения вылета стрелы, опорно-ходовых и опорно-поворотных устройств по пониженным значениям запаса прочности.

По этому случаю проводится также проверка собственной устойчивости крана. Положение стрелы, поворотной части и грузовой тележки принимается, при определении действующих нагрузок, наиболее опасным, т. е. создающим наибольшие нагрузки в рассчитываемых элементах.

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

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

Расчет деталей на выносливость (случай 1) производят по эквивалентным нагрузкам, т. е. по таким нагрузкам стационарного режима, которые вызывают такое же повреждение объекта в течение рассматриваемого срока службы, как и фактически действующая нагрузка нестационарного режима. Эквивалентная нагрузка определяется по графикам загрузки механизма во времени, построенным с учетом действительного режима работы механизма. Общий срок службы детали назначают в зависимости от группы режима работы и для расчета подшипников качения, зубчатых передач и валов можно принимать по таблице 4.

В случае отсутствия графиков действительной загрузки механизмов можно пользоваться усредненными графиками использования механизмов по грузоподъемности, построенными на основе обобщения опыта эксплуатации различных грузоподъемных машин (см. рисунок 42).

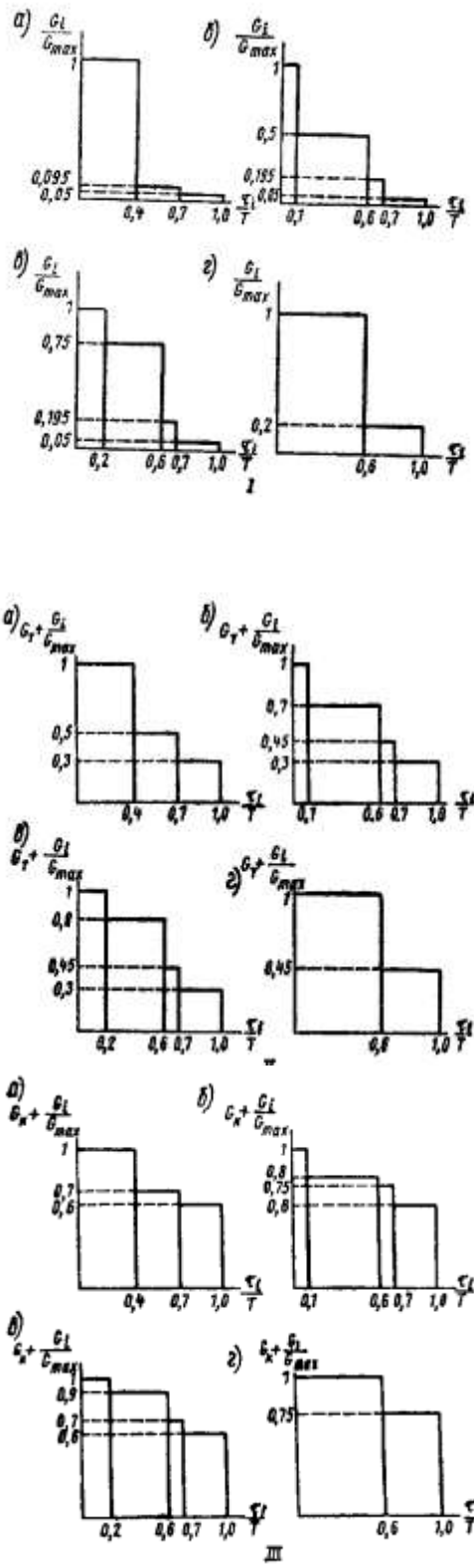


Рисунок 42 – Усредненные графики загрузки крановых механизмов:

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

Режимы работы: а – легкий; б – средний; в – тяжелый, г – весьма тяжелый

Величина  $T$  на этих графиках равна общему машинному времени за расчетный период службы.

Расчет на выносливость ведется по эквивалентной нагрузке:

$$G_{\text{эkv.}} = k_D \times G_{\text{max}},$$

или

$$M_{\text{эkv.}} = k_D \times M_{\text{max}}.$$

где  $G_{\text{max}}$  и  $M_{\text{max}}$  - максимальная расчетная нагрузка;

$k_D$  - коэффициент долговечности;  $k_D = k_G, k_T$ ;

$k_G$  - коэффициент, учитывающий переменность нагрузки во времени:

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

здесь  $m$  - показатель степени уравнения кривой усталости. При расчете на контактную прочность принимается  $m = 3$  и при расчете на прочность по изгибу  $m = 9$ . При отсутствии достаточных данных для определения величины  $k_G$  значения этого коэффициента в соответствии с усредненными графиками загрузки механизмов грузоподъемных машин (см. рисунок 42) можно принимать при расчете на изгиб  $k_G = 0,65 - 0,8$  и при расчете по контактной прочности  $k_G = 0,4 - 0,65$ ;

$G_i$  и  $N_i$  - нагрузка и число циклов ее действия, принимаемые по графику нагружения за весь срок службы;

$N_p$  - суммарное число циклов нагружения за расчетный срок службы;

$k_T$  - коэффициент, учитывающий срок службы детали:

$$k_T = \sqrt[m]{\frac{N_p}{N_0}},$$

здесь  $N_0$  - базовое число циклов нагружения, принимаемое по рекомендациям таблицы 8.

Таблица 8 Значение базового числа циклов  $N_0$

Вид расчета	Наименование детали	$N_0$
На изгиб и кручение	Валы	$4 \times 10^6$
	Зубья зубчатых колес	$4 \times 10^6$
	Вал с напрессованной деталью	$10^7$
	Вал при поверхностном упрочнении	$5 \times 10^6$
По контактным напряжениям	Зубья зубчатых колес	$\sim 10^7$

Значение  $N_p$  при расчете на изгиб элементов всех механизмов и на контактную прочность деталей механизмов подъема равно:

$$N_p = 60 \times T \times n_p.$$

При расчете на контактную прочность деталей механизма передвижения:

$$N_p = 30 \times T \times n_p,$$

где  $n_p$  - частота вращения детали в минуту, принимаемая для механизмов подъема разной  $n_p = 0,9n_{\text{ном}}$  и для механизмов передвижения:

$$n_p = n_{\text{ном}} \sqrt[3]{0,01PB\%},$$

где  $n_{\text{ном}}$  - частота вращения при установившемся движении;  $T$  - суммарное время работы механизма за полный срок службы, определяемое по уравнению (2).

Для деталей, работающих на изгиб, в механизмах режима работы ВТ коэффициент  $k_D = 1$ .

Расчет на выносливость при числе циклов переменных напряжений  $N_D$ , превышающих  $2 \times$

$10^6$ , ведут по длительному пределу выносливости, при  $N_{ц}$  меньшем  $2 \times 10^6$ , - по ограниченному пределу выносливости, при  $N_{ц} < 10^5$  расчет на выносливость не производится.

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

Максимальное значение расчетной нагрузки или расчетного момента:

$$G_{\max} = k \times G_{\text{ном.}}$$

и

$$M_{\max} = k \times M_{\text{ном.}}$$

где  $G_{\text{ном.}}$  и  $M_{\text{ном.}}$  - усилие и момент сопротивления, определяемые при работе механизма о номинальным грузом;  $k$  - расчетный коэффициент перегрузки, принимаемый в зависимости от типа механизма. Для механизмов подъема  $k = 1,1$ ; для механизмов передвижения и поворота значения  $k$  принимаются в зависимости от допустимой перегрузки электродвигателя:

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

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

В подъемно-транспортном машиностроении широко применяются нормальные редукторы различного типа, как, например, цилиндрические, горизонтальные двухступенчатые, крановые редукторы типа Ц-2 и редукторы типа РМ: вертикальные крановые трехступенчатые редукторы типа ВК, навесные крановые цилиндрические редукторы типа ВКН и вертикальные унифицированные редукторы типа ВУ; червячные редукторы типа РЧУ и червячные мотор-редукторы глобоидальные типов РГУ, РГВ, МРГУ и др.

Выбор размера редуктора производится в соответствии с указаниями отраслевых нормалей на редукторы по расчетной мощности  $N_p$ , которая должна быть равна или меньше мощности редуктора, указанной в нормали при соответствующих числах оборотов.

Для подшипников качения подъемно-транспортных машин наиболее опасным состоянием является восприятие ими наибольших нагрузок без вращения, что приводит к появлению остаточных деформаций (лунки на беговых дорожках), трещинам, разрушению нагруженных деталей подшипников. Подшипники, находящиеся под нагрузкой без вращения, а также подшипники, работающие при частоте вращения, меньшей 1 об/мин (например, упорный подшипник грузового крюка, подшипники в опорах колонн кранов на колонне и т. п.), подбираются по статической грузоподъемности, приведенной в каталоге. Так же подбираются и подшипники, которые длительное время воспринимают нагрузку в условиях статического воздействия, даже если они некоторое время работают и при  $n > 1$  об/мин.

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

Выбор подшипника, работающего при переменном режиме нагружения, проводят по эквивалентной нагрузке, вызывающей усталостные повреждения того же порядка, что и сумма всех фактических нагрузок. Эквивалентная нагрузка определяется с учетом фактического или усредненного (см. рисунок 42) графика работы механизма в зависимости от режима работы:

$$P_{экс.} = \sqrt{P_1^3 \times \frac{n_1}{n} \times \frac{\tau_1}{T} + P_2^3 \times \frac{n_2}{n} \times \frac{\tau_2}{T} + \dots + P_i^3 \times \frac{n_i}{n} \times \frac{\tau_i}{T}},$$

где  $P_1, P_2, \dots, P_i$  - постоянные приведенные нагрузки на подшипник при различных величинах транспортируемого груза, действующие соответственно в течение  $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_i$  часов работы за срок службы при соответственной частоте вращения  $n_1, n_2, \dots, n_i$ ;  $T$  - общий расчетный срок службы подшипника, ч;  $n$  - наиболее длительно действующая частота вращения.

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

Наибольшая нагрузка на подшипник  $P_{max}$  определяется с учетом динамических нагрузок. При предварительных расчетах  $P_{max}$  может быть определена исходя из действующего на валу двигателя максимального крутящего момента:

$$M_{max} = k \times M_{ном},$$

где  $M_{ном}$  - номинальный момент двигателя;  $k$  - коэффициент перегрузки, зависящий от типа примененного в механизме двигателя.

Для расчета подшипников по статической грузоподъемности принимаются максимальные нагрузки рабочего и нерабочего состояния машины (расчетные случаи II и III), для расчета на долговечность принимаются нормальные нагрузки рабочего состояния (расчетный случай I).

Динамическая приведенная нагрузка, по которой подбирают подшипник,

$$P = P_{эки} \times k_6 \times k_T,$$

где  $k_6$  - коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамических условий работы различных механизмов подъемно-транспортных машин на долговечность подшипника качения, принимаемый по таблице 9;  $k_T$  - температурный коэффициент, принимаемый по следующим рекомендациям:

Рабочая температура подшипника, °C	100	125	150	175	200	225	250
Коэффициент $k_T$	1	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4

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

$$C = P \times L^m,$$

где  $L$  - долговечность подшипника, млн. циклов;  $m$  - показатель степени кривой выносливости Велера, принимаемый для шарикоподшипников равным 3 и для роликоподшипников - 3,33.

Долговечность подшипника  $L$ , выраженная в млн. циклов, связана с долговечностью подшипника (сроком службы) в часах  $T$  зависимостью:

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

Номинальная долговечность подшипника  $T$  в часах принимается в зависимости от режима работы по табл. 4.

Таблица 9 - Значения динамического коэффициента  $k_6$

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

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

Продолжение таблицы 9

Типы машин и механизмов	$k_6$
Ходовые колеса кранов	1,5
Инерционные и вибрационные конвейеры	1,6

**Ветровая нагрузка.** При расчете прочности и устойчивости грузоподъемных машин, работающих на открытом воздухе, надо учитывать ветровую нагрузку, которая, согласно ГОСТ 1451-77 «Краны грузоподъемные. Нагрузка ветровая. Нормы и метод определения», подразделяется на ветровую нагрузку рабочего состояния (при действии этой нагрузки кран должен нормально работать) и на нагрузку нерабочего состояния (при действии этой нагрузки механизмы крана не работают).

Нагрузка рабочего состояния учитывается при расчете металлоконструкций, механизмов, тормозов, мощности двигателя, собственной и грузовой устойчивости кранов. За ветровую нагрузку на кран в его рабочем состоянии принимается предельная ветровой нагрузка, при которой обеспечивается нормальная эксплуатация крана с номинальным грузом.

Нагрузка нерабочего состояния учитывается при расчете металлоконструкций, механизмов поворота и передвижения, изменения вылета стрелы, осей и валов ходовых колес, противоугонных устройств и собственной устойчивости крана. За ветровую нагрузку на кран в его нерабочем состоянии принимается предельная ветровая нагрузка, с учетом которой должны быть рассчитаны указанные элементы крана в его нерабочем состоянии.

Ветровая нагрузка на кран должна быть определена как сумма статической и динамической составляющих. Статическая составляющая, соответствующая установившейся скорости ветра, учитывается во всех случаях расчета. Динамическая составляющая, вызываемая пульсацией скорости ветра, учитывается только при расчете на прочность металлических конструкций и при проверке устойчивости кранов против опрокидывания. Определяется динамическая составляющая для башенных кранов по ГОСТ 13994-75, а в остальных случаях - по нормам проектирования кранов данного типа.

Статическая составляющая ветровой нагрузки  $F$ , действующая на элемент конструкции или на груз, определяется по формуле;

$$F = p \times A, \quad (3)$$

где  $p$  - распределенная ветровая нагрузка на единицу расчетной площади элемента конструкции или груза в данной зоне высоты:

$$p = q \times k \times c \times n, \quad (4)$$

в которой  $q$  - динамическое давление ветра на высоте до 10 м над поверхностью земли. Это давление связано с плотностью воздуха  $\rho$  и его скоростью зависимостью;

$$q = \frac{\rho \times v^2}{2}, \quad (5)$$

где  $\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$ ;  $v$  — скорость ветра, направленная параллельно поверхности земли, м/с;

$k$  - коэффициент, учитывающий изменение динамического давления в зависимости от высоты расположения элемента над поверхностью земли, принимаемый по таблице 10. Для промежуточных высот значения  $k$  определяются линейной интерполяцией данных таблице 10. В пределах отдельных зон конструкции при высоте каждой зоны не более 10 м значение коэффициента  $k$  допускается принимать постоянным. Для тросовых оттяжек и канатов полиспастов значение коэффициента  $k$  допускается принимать постоянным и определять его для уровня, соответствующего точке, расположенной на расстоянии  $1/3$  их длины от верхней точки их крепления к элементу крана;

$c$  - коэффициент аэродинамической силы (коэффициент лобового сопротивления), значение которого принимается по данным, приведенным в приложении 1 к ГОСТ 1451-77, в зависимости от конструктивных особенностей элементов крана, коэффициента заполнения ферм и степени их перекрытия другими элементами (затененность), от размеров элементов, от направления скорости

ветра;

$n$  - коэффициент перегрузки, принимаемый для случая определения ветровой нагрузки рабочего состояния равным единице, а для случая определения ветровой нагрузки нерабочего состояния при расчете конструкции крана по методу предельных состояний  $n = 1,1$  и по методу допускаемых напряжений  $n = 1,0$ , если в нормах на проектирование данного крана не заданы другие значения этого коэффициента;

$A$  - расчетная площадь элемента или груза, определяемая для элементов по рекомендации приложения 1 к ГОСТ 1451-77. Расчетная площадь груза определяется по фактическим данным или в случае их отсутствия по рекомендациям таблице 11, основанным на статистических данных. Ветровую нагрузку на груз, согласно ГОСТ 1451-77, следует принимать не менее 50 даН. Расчетная площадь грузовых и ходовых тележек, лебедок, аппаратных шкафов, балластных плит противовесов, грузовых подвесок, кабин управления и т. п. определяется как проекция наружного контура на плоскость, перпендикулярную направлению скорости ветра. Коэффициент аэродинамической силы при этом принимается равным 1,2.

Таблица 10 - Значения коэффициента  $k$

Высота над поверхностью земли	10	20	40	60	100	200	350 и выше
$k$	1,0	1,25	1,55	1,75	2,1	2,6	3.1

Таблица 11 - Расчетная площадь груза

Масса груза $m$ , т	0,5	1,0	1,6	2,0	2,5	3,2	5,0	6,3	10
Площадь груза $A$ , м <sup>2</sup>	2,0	2,8	3,6	4,0	5,0	5,6	7,1	8,0	10
Масса груза $m$ , т	16	20	25	32	50	63	100		
Площадь груза $A$ , м <sup>2</sup>	14,0	16,0	18,0	20,0	25,0	28,0	36,0		

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

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

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

При определении ветровой нагрузки на груз коэффициент аэродинамической силы  $s$  принимается равным единице. Коэффициент  $k$  при этом принимается по максимальной высоте подъема груза.

Динамическое давление  $q$  на высоте 10 м над поверхностью земли для нерабочего состояния крана принимается в зависимости от места установки крана в соответствии с картой районирования, приведенной в приложении к ГОСТ 1451-77, согласно которой вся территория Советского Союза разделена на семь районов, причем для первого района динамическое давление  $q = 270$  Па, для вто-

рого и последующих - соответственно 350, 450, 550, 700, 850, 1000 Па.

В том случае если район установки крана точно не известен, динамическое давление  $q$  допускается принимать равным 450 Па, что соответствует третьему району.

#### § 4. Допускаемые напряжения

В подъемно-транспортном машиностроении находит применение дифференциальный метод определения допускаемых напряжений, основанный на установлении запаса прочности рассчитываемой детали в зависимости от степени ее ответственности и режима работы механизма в конкретных условиях ее использования.

При назначении величин коэффициентов, входящих в общий запас прочности, учитывается необходимость обеспечения безопасности людей, сохранности груза и оборудования и целостности машины. Части машин, повреждения которых могут вызвать падение груза, опрокидывание крана и т. п., рассчитывают с повышенным запасом прочности. Кроме того, при определении запаса прочности учитывают специфику работы механизма грузоподъемной машины в условиях повторно-кратковременного режима с большим числом циклов в час. Изменение нагрузки и частота ее приложения приобретают особое значение при расчетах на выносливость. При расчете элементов механизмов на прочность необходимо учитывать влияние ударных нагрузок, появляющихся при резких пусках и остановках, при отрыве груза от земли, при отсутствии предварительного натяжения каната и т. п.

Расчет элементов машин на прочность проводят по основному уравнению прочности:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{np}}{n} \geq \sigma, \quad (6)$$

где  $[\sigma]$  - допускаемое напряжение;  $\sigma_{np}$  - предельное напряжение материала при данном напряженном состоянии. При расчете элементов из пластических материалов за предельное напряжение принимается предел текучести, определяемый с учетом размеров детали, термообработки и характера нагружения; при расчете деталей из хрупких материалов - предел прочности, определяемый с учетом характера нагружения;  $n$  - запас, прочности;  $\sigma$  - фактическое напряжение, определенное с учетом динамических нагрузок, но без учета концентрации напряжений.

Расчет элементов машин на выносливость проводят по условию:

$$[\sigma_{rk}] = \frac{\sigma_{rk}}{n_1} \geq \sigma,$$

где  $\sigma_{rk}$  - длительный предел выносливости, определяемый с учетом коэффициента асимметрии  $r$ , эффективного коэффициента концентрации  $k$ , размеров детали и ее термообработки;  $[\sigma_{rk}]$  - допускаемое напряжение;  $n_1$  - запас выносливости, принимаемый по таблице 12 для первого расчетного случая, по которому производится расчет на выносливость.

При числе циклов перенапряжений  $\sum z_i$  (напряжений  $\sigma_i > \sigma_{rk}$ ) которое испытывает деталь за расчетный срок службы, меньшем или равном базовому числу циклов  $N_0$  соответствующему  $\sigma_{rk}$ , расчет проводят на ограниченную выносливость по ограниченному пределу выносливости:

$$\sigma_{rk0} = \sigma_{rk} \times \sqrt{\frac{N_0}{\sum z_i}}.$$

Запас прочности может быть представлен в виде:

$$n = 1 + a_1 + a_2.$$

Здесь член  $a_1$  учитывает степень ответственности рассчитываемого механизма (элемента), а также степень точности определения нагрузок и напряжений, а член  $a_2$  учитывает возможную неоднородность материала, т. е. влияние внутренних дефектов материала и отклонение действительных размеров элемента от номинальных. Поэтому для деталей, изготовленных литьем,  $a_2$  имеет большее значение, чем для деталей, изготовленных из проката или поковок.

Значение запаса прочности при расчете элементов металлоконструкций и механизмов в зависимости от типа механизма и расчетного случая приведены в таблице 12.



Таблица 12 - Рекомендуемые запасы прочности  $n$  для механизмов и металлоконструкций

Рассчитываемые элементы	Расчетные случаи		
	I	II	III
	Выносливость	Прочность	Прочность
	$n_I$	$n_{II}$	$n_{III}$
Металлические стальные конструкции кранов	1,4	1,4	1,3
То же, при транспортировании жидкого металла	1,6	1,6	1,3
Металлические алюминиевые конструкции	1,6	1,6	1,5
Механизмы подъема груза, изменения вылета, ходовые и опорные части, противоугонные устройства, грузозахватные устройства, тормоза	1,6/1,8	1,6/1,8	1,4/1,6
Механизмы передвижения и поворота	1,4/1,6	1,4/1,6	-

Примечание. Верхние цифры относятся к элементам, изготовляемым из проката и поковок; нижние - из стальных отливок.

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

### Глава 3

## ГРУЗОЗАХВАТНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

Для захватывания перемещаемых грузов применяются грузозахватные приспособления, к которым относятся крюки, петли, клещи, клещевые захваты, ковши и бабьи, электромагниты, грейферы.

### § 5. Крюки и петли

Наибольшее применение в грузоподъемных машинах находят универсальные грузозахватные приспособления, к которым относятся грузовые крюки и петли. Груз прикрепляется к этим приспособлениям при помощи канатных или цепных строп или при помощи специальных захватов, подвешиваемых на крюк или петлю. По форме крюки подразделяют на однорогие (см. рисунок 43, а) и двурогие (см. рисунок 43, б). Размеры крюков стандартизованы и приведены в соответствующих ГОСТах. Так, для механизмов с ручным и машинным приводом однорогие крюки выбирают по ГОСТ 6627-74, а двурогие - для механизмов с машинным приводом - по ГОСТ 6628-73.

Форма крюков выбрана такой, чтобы обеспечить их минимальные размеры и вес при достаточной прочности, одинаковой во всех сечениях.

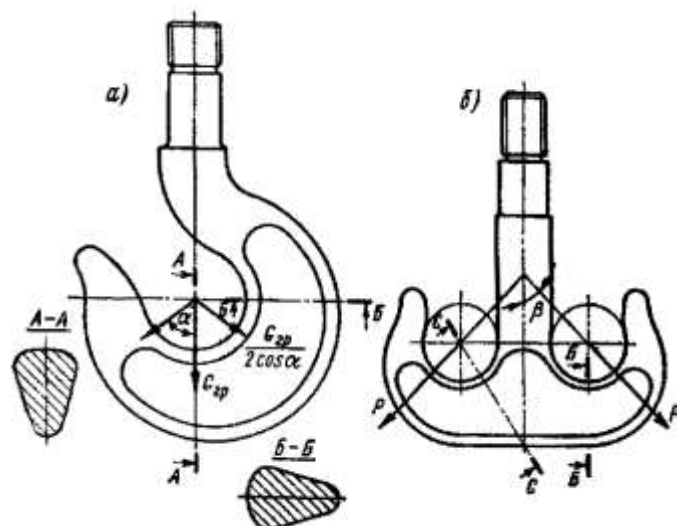


Рисунок 43 – Грузовые крюки:  
а – однорогий; б – двурогий

Грузовые крюки изготавливают ковкой или штамповкой из низкоуглеродистой стали марки 20 по ГОСТ 1050-60; допускается изготовление крюков из стали 20Г. Применение высокоуглеродистой стали и чугуна недопустимо из-за опасности внезапного излома крюка при хрупкой структуре металла. Послековки или штамповки крюки должны быть нормализованы для снятия внутренних напряжений и очищены от окалины. Применение литых стальных крюков ограничивается возможностью образования внутренних дефектов металла при отливке. Однако в связи с развитием средств дефектоскопии применение литых крюков становится все более перспективным, особенно для крюков большой грузоподъемности, для изготовления которых с помощьюковки требуется мощное кузнечно-прессовое оборудование.

Механической обработке подвергается только хвостовик крюка, на котором нарезается резьба по третьему классу точности - треугольная при грузоподъемности до 10 т и трапециевидная при большей грузоподъемности. С помощью этой резьбы крюк закрепляется в траверсе крюковой подвески. После изготовления крюк испытывают на прочность под нагрузкой, превышающей его номинальную грузоподъемность на 25%. При испытании крюк выдерживают под нагрузкой не менее 10 мин- после снятия нагрузки на крюке не должно быть трещин, надрывов, остаточных деформаций. Заварка или заделка дефектов крюка не допускается.

При применении стандартного крюка (соответствующей номинальной грузоподъемности) расчет сечений крюка производить не требуется. При крюке, отличающемся по своим размерам или форме от стандартного, требуется обязательное проведение расчета тела крюка как бруса большой кривизны.

В однорогом крюке наиболее опасным является сечение Б - Б (см. рисунок 43, а), работающее на изгиб и растяжение, для которого изгибающий момент от веса груза  $G_{гр}$ , приложенного в центре зева крюка, является максимальным. Сечение А - А рассчитывается на изгиб и срез при подвесе груза на двух наклонных стропах под углом  $\alpha = 45^\circ$ .

В двурогом крюке (см. рисунок 43, б) проверяются сечения Б - Б и С - С на изгиб и срез по расчетному усилию, действующему на каждый рог крюка:  $P = \frac{1,2 \times G_{гр}}{2 \cos \beta}$ , где коэффициент 1,2 учитывает возможную неравномерность распределения нагрузки.

Хвостовик крюка подвергается расчету на растяжение от силы  $G_{гр}$  по его нарезанной части. Запас прочности при расчете крюка относительно предела текучести принимается равным 2 для крюков кранов легкого и среднего режима работы и 2,25 для кранов тяжелого и весьма тяжелого режимов. Грузовые крюки всех стреловых, монтажных и башенных кранов, а также кранов, перемещающих груз в контейнерах, бадах и другой таре, навешиваемой на крюк при помощи скоб

или других жестких элементов, снабжаются предохранительным замыкающим устройством, предотвращающим самопроизвольное выпадение съемного грузозахватного приспособления. При подвешивании груза на двурогие крюки чалочные канаты и цепи накладывают так, что нагрузка на оба рога крюка распределяется равномерно.

Для кранов большой грузоподъемности применяют пластинчатые однорогие и двурогие крюки (см. рисунок 44) по ГОСТ 6619-65, собираемые из отдельных элементов, вырезанных из марганцевой листовой стали спокойной плавки ВМСт. 3сп по ГОСТ 380-71, стали 20 по ГОСТ 1050-60 или стали 16МС по ГОСТ 6713-53, соединенных между собой заклепками.

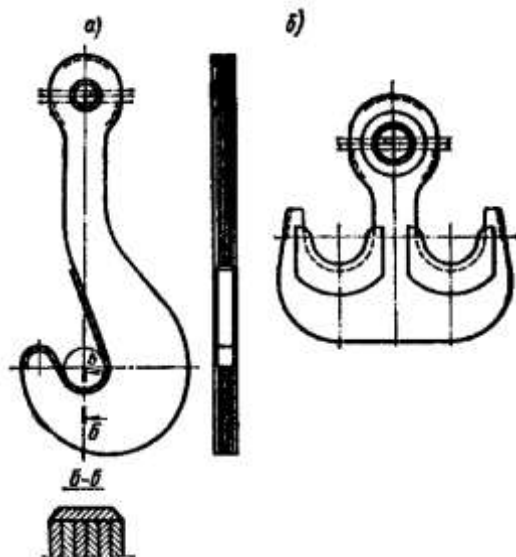


Рисунок 44 – Пластинчатые крюки:

а – однорогий; б - двурогий

Для равномерного распределения нагрузки между пластинами в зевах крюков помещаются вкладыши из мягкой стали, внешняя поверхность которых имеет форму, обеспечивающую укладку чалочного каната без резких изгибов. Эти крюки легче кованных и не требуют для изготовления мощного прессового оборудования. Кроме того, при разрушении одной из пластин ее можно заменить. При изготовлении вертикальная ось пластины крюка располагается вдоль волокон проката (отклонение не должно быть больше 20°), толщина пластины крюка составляет не менее 20 мм. При применении пластин разной толщины они располагаются симметрично относительно средней плоскости крюка.

Крюки соединяются в гибким грузовым органом грузоподъемной машины или непосредственно путем прикрепления грузового органа к проушине крюка (при подвесе груза на одной ветви грузового органа) или (при подвесе груза на нескольких ветвях гибкого органа) при помощи крюковых подвесок. Для преодоления жесткости каната и потерь на трение в опорах блоков при относительно легкой подвеске вводят дополнительный груз, обеспечивающий нормальное опускание пустого крюка. Различают два типа крюковых подвесок (см. ОСТ 24.191.08 «Подвески крюковые. Типы и основные размеры»): нормальные (рис. 45, а) и укороченные (рис. 45, б). В нормальных обоймах траверса, на которой укреплен крюк, соединяется с осью канатных блоков щеками, изготовленными из листовой или полосовой стали (материал - сталь Ст3), рассчитываемыми в сечении, ослабленном отверстием под цапфы траверсы на растяжение ( $[\sigma_p] = 600 - 700 \text{ даН/см}^2$ ), и проверяемых по формуле Лямэ (см. рисунок 45, а):

$$\sigma = \frac{G_{\text{гр}}}{4\delta \times r} \times \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \leq [\sigma] = 1000 \text{ даН/см}^2.$$

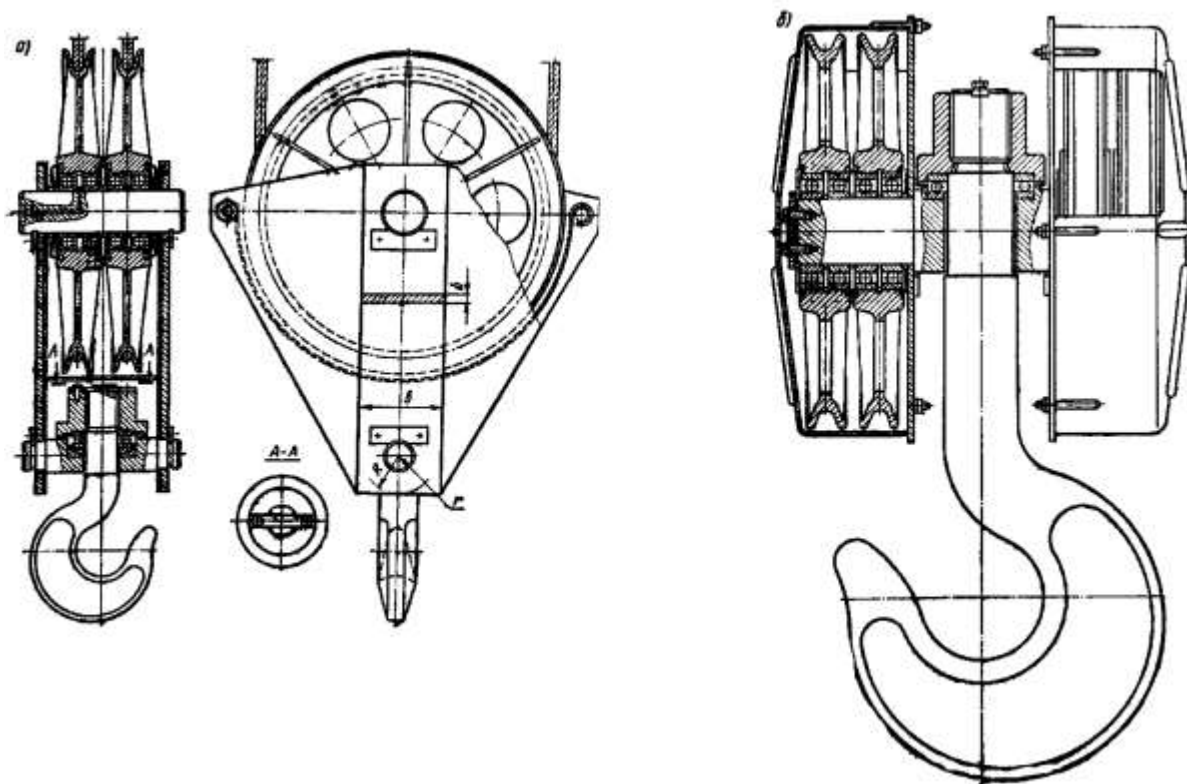


Рисунок 45 – Крюковые подвески:  
а – нормальная; б – укороченная

Траверса имеет на концах стопорные накладки, препятствующие ее осевому перемещению, но дающие возможность свободного поворота траверсы вместе с крюком относительно горизонтальной оси.

В укороченных обоймах блоки размещаются на удлиненных цапфах траверсы. Укороченная крюковая обойма позволяет осуществить подъем груза на несколько большую высоту, но ее можно применять только при четной кратности полиспаста. Хвостовик крюка проходит сквозь отверстие в траверсе и закрепляется гайкой; опирающейся либо на сферическую шайбу (при грузоподъемности до 3,2 т), либо на упорный шарикоподшипник (при грузоподъемности более 3,2 т).

Чтобы не произошло самопроизвольного отвинчивания гайки, она должна быть законтрена стопорной планкой. Стопорение гайки посредством штифтов, шплинтов и стопорного болта правилами Госгортехнадзора не разрешается.

Траверса изготавливается из стали 40, 45 или Ст4 и рассчитывается на изгиб по среднему сечению, ослабленному отверстием для хвостовика крюка. Запас прочности относительно предела текучести, учитывая сложную конфигурацию траверсы, принимается не менее 3. Цапфы траверсы рассчитывают также на изгиб и проверяют по давлению между цапфой и щекой. Допускаемое давление принимают не более  $350 \text{ даН/см}^2$  во избежание задира поверхности соприкосновения при повороте траверсы.

Для предохранения от выскакивания каната из ручья блока блоки крюковой обоймы (а также и головные блоки стрел кранов) защищены кожухом, изготовленным из листовой стали толщиной не менее 3 мм (рис. 46). Радиальный зазор между ребрами блока и кожухом  $\delta$  не должен быть более 0,15 диаметра каната. Кожухи крюковых обойм имеют прорезы для прохода каната, ширину и длину которых выбирают так, чтобы исключить трение каната о кожух при работе грузоподъемной машины.

Кроме грузовых крюков в грузоподъемных машинах применяются цельнокované и составные грузовые петли (рис. 47, а, б). Форма и размер петель не стандартизованы и поэтому требуется обязательное проведение расчета их прочности. При этом цельнокované петли рассчитывают как жесткую раму (статически неопределимая система), а составные петли - как шарнирные системы - тяги петель проверяются на растяжение, поперечина - на изгиб и сжатие как криволинейная двухопорная балка. Шарниры составной петли проверяют на смятие и на изгиб осей.

При проверке смятия на внутренней поверхности отверстия по формуле Лямэ допускаемое напряжение не должно превышать 1000 даН/см<sup>2</sup>. Допускаемое напряжение изгиба при изготовлении поперечины петли из низкоуглеродистых сталей (сталь 20 Ст3) принимается в пределах  $[\sigma_u] = 800 - 1000$  даН/см<sup>2</sup>.

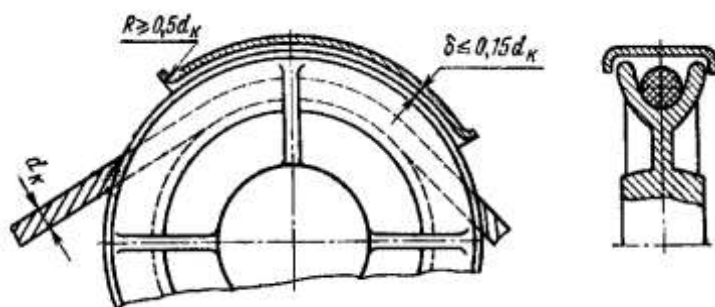


Рисунок 46 – Установка ограждения на головном канатном блоке

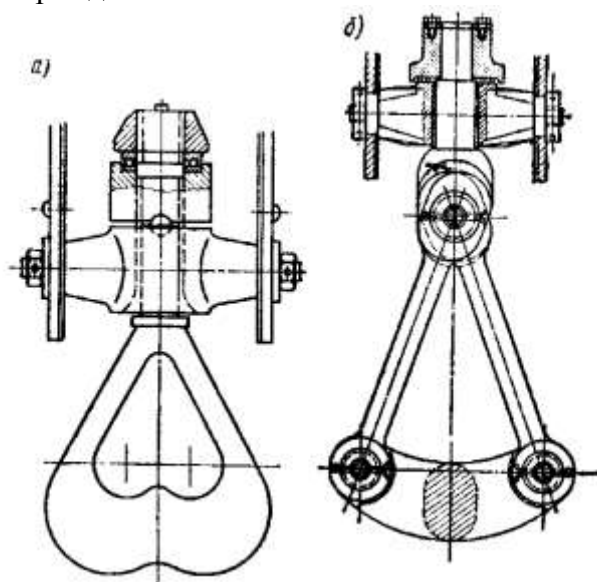


Рисунок 47 – Грузовые петли:  
а – цельнокovaná; б – составная

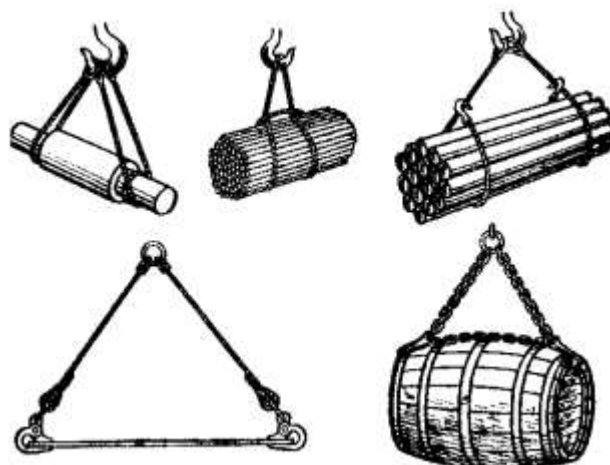


Рисунок 48 – Виды зачаливания грузов

Петли имеют меньшие размеры и вес, чем крюки, рассчитанные на ту же грузоподъемность, так как в сечениях петель действуют меньшие изгибающие моменты. Но в эксплуатации петли менее удобны - их использование требует продевания стропов через отверстие петли.

Для обвязки груза при его прикреплении к крюку грузоподъемной машины применяются различные виды стропов (рис. 48), изготовляемых из стального каната или сварной цепи. Во избежание повреждения транспортируемого изделия стропы, изготовляемые из стального каната,

иногда покрывают предохранительной пленкой из пластмассы или резины. Стропы накладывают на груз без узлов и петель: на острые ребра груза подкладывают специальные подкладки, предохраняющие стропы от повреждения.

## § 6. Специальные захваты

**Клещевые захваты.** При работе грузоподъемной машины со штучными грузами определенной формы и размера для сокращения времени, затрачиваемого на подвеску и освобождение грузов, а также уменьшения потребности в ручном труде, применяют специальные захваты, подвешиваемые к крюку. Специализированные захваты соответствуют форме и свойствам грузов. При их конструировании стремятся обеспечить надежность их действия, удовлетворить требования техники безопасности, создать малогабаритные захваты, обладающие минимальной массой, предотвратить порчу груза при его захватывании, сделать захваты удобными в эксплуатации и сократить ручные операции.

Специализированные захваты подразделяются на захваты для штучных грузов в таре или упаковке и на захваты для штучных грузов без тары. В зависимости от степени автоматизации процесса захвата и освобождения груза захваты подразделяют на полуавтоматические (обеспечивающие автоматический захват груза при ручном освобождении) и автоматические (обеспечивающие захват и освобождение груза без применения рабочей силы). Клещевые захваты имеют рычажную систему в виде ножниц, свободные концы которых могут быть или загнуты по форме охватываемого ими груза, или иметь специальные упоры или колодки, которыми клещи прижимаются к грузу и удерживают груз силой трения, создаваемой между упором и грузом (фрикционные клещевые захваты). Примеры различного исполнения клещевых захватов приведены на рисунке 49.

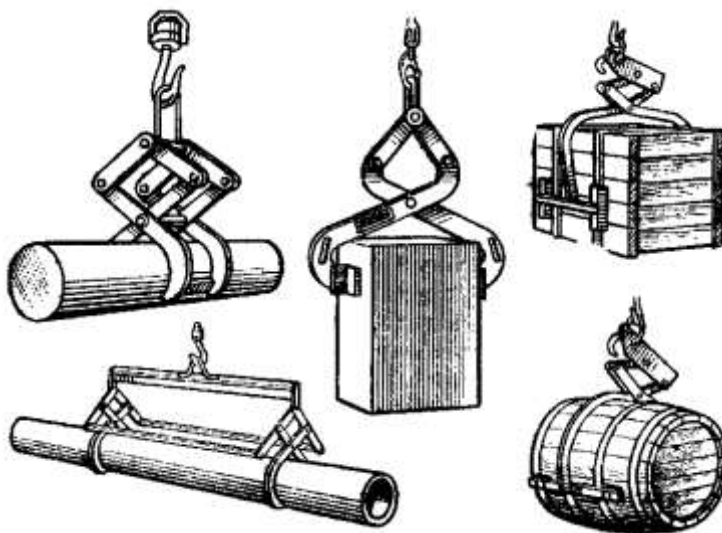


Рисунок 49 – Конструкции клещевых захватов

При расчете клещевых захватов исходят из предположения, что при подъеме груза сила трения между упорами клещей и грузом затягивает клещи, в результате чего возникает сжимающее усилие (рис. 50)

$$N = k \times \frac{G_{гр}}{2f},$$

где  $k = 1,25 - 1,5$  - коэффициент запаса сжимающего усилия;  $f$  - коэффициент трения между грузом и упором, принимаемый при стальном упоре по следующим рекомендациям:

Груз	Коэффициент трения	
	при гладких упорах	при рифленых упорах
Сталь	0,12 – 0,15	0,3 – 0,4
Камень	0,2 – 0,25	0,4 – 0,5
Дерево	0,3 – 0,35	

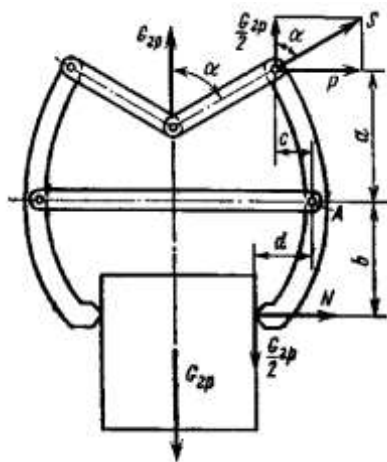


Рисунок 50 – Схема к расчету клещевого захвата

Рассмотрим действие всех сил на груз и захват. Так как захват симметричный, то достаточно рассмотреть действие сил на одну половину захвата. Из уравнения моментов сил относительно точки А (см. рисунок 50):

$$P \times a + \frac{G_{гр}}{2} \times c = \frac{G_{гр}}{2} \times d + N \times b.$$

Так как усилие

$$P = \frac{G_{гр}}{2} \times \operatorname{tg} \alpha,$$

то

$$a \times \operatorname{tg} \alpha - \frac{k \times b}{f} = d - c.$$

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

**Эксцентриковый захват.** На рисунке 51, а показан эксцентриковый захват для транспортирования стальных листов в вертикальном положении. Захват подвешивается к крюку крана. В начале подъема эксцентрик, касающийся листа в точке А, увлекается силой трения и прижимает лист к упору рамки захвата.

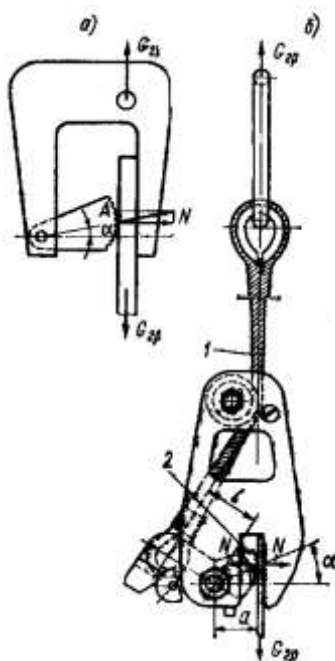


Рисунок 51 – Схемы эксцентриковых захватов:

а – простой; б – с усилением

Лист удерживается в захвате силами трения, развивающимися между листом и эксцентриком, а также между листом и упором рамки. С уменьшением угла  $\alpha$  (обычно величина угла  $\alpha$  при начале подъема принимается  $\sim 10^\circ$ ) усилие распора  $N$ , действующее нормально к листу, быстро возрастает, что обеспечивает надежное удерживание листа в захвате. Согласно правилам Госгортехнадзора, применение фрикционных захватов для транспортирования ядовитых, взрывчатых грузов, а также сосудов, находящихся под давлением газа или воздуха, не допускается.

Самозажимной эксцентриковый захват для транспортирования листового материала (см. рисунок 51, б) обладает повышенной надежностью, так как сила трения между эксцентриком и листом создается благодаря воздействию гибкого органа 1 на второе плечо эксцентрика 2. Кривизна линии эксцентрика определяется графоаналитическим расчетом, что позволяет обеспечить постоянный угол зажима листа независимо от его толщины.

Из условия равновесия эксцентрика (пренебрегая потерями на трение на оси поворота эксцентрика) имеем, что для самозатягивания листа эксцентриком под действием силы трения  $F_1$  возникающей между листом и эксцентриком, момент от силы трения относительно оси шарнира эксцентрика  $F_1 \times a$  должен быть не менее момента от усилия распора  $N$ , т. е.:

$$F_1 \times a \geq N \times a \times \operatorname{tg} \alpha.$$

Так как:

$$F_1 = N \times f_1,$$

то

$$f_1 = \operatorname{tg} \rho_1 \geq \operatorname{tg} \alpha.$$

Отсюда условие самозатягивания листа эксцентриком  $\alpha \leq \rho_1$  (т. е. угол зажима эксцентрика  $\alpha$  должен быть менее или равен углу трения  $\rho$ , между эксцентриком и листом).

Лист удерживается силами трения между эксцентриком и листом  $F_1$  (при коэффициенте трения  $f_1$  и между листом и упором зажима  $F_2$  (при коэффициенте трения  $f_2$ ), т. е. условие удерживания поднятого груза:

$$F_1 + F_2 \geq G_{\text{гр}},$$

но

$$F_2 = N \times f_2$$

и отсюда необходимое усилие распора

$$N = k \times \frac{G_{\text{гр}}}{f_1 + f_2}.$$

**Электромагниты.** Для подъема стальных и чугунных грузов широко применяются подъемные электромагниты (см. рисунок 52) постоянного тока. Эти магниты подвешивают цепями 1 к крюку подъемного механизма и питают постоянным током при помощи гибкого кабеля, автоматически наматываемого и сматываемого со специального кабельного барабана при подъеме и опускании магнита и подключаемого к контактной коробке 2 электромагнита. Подъемные магниты состоят из стального корпуса 3, отлитого из малоуглеродистой стали марки 25Л-1, обладающей относительно высокой магнитной проницаемостью, внутри которого помещаются катушки магнита 4. Снизу катушки защищены от повреждения листом 5 из марганцовистой стали или из латуни, обладающей незначительной магнитной проницаемостью.

Электромагниты выпускают круглой (типа М) или прямоугольной (типа ПМ) формы. Прямоугольные электромагниты обычно применяют для подъема длинных стальных изделий (балок, труб и т. п.). Для подъема очень длинных и тяжелых грузов применяют парную подвеску двух магнитов на специальной траверсе. Магниты круглой формы применяют для работы с мелкими грузами разнообразной формы (скрап, чушки, стружка). Подъемные магниты изготовляют на разную грузоподъемность - от нескольких сотен килограммов до нескольких тонн (от 6 до 30). Надо отметить, что подъемная сила одного и того же магнита зависит от типа, формы и степени нагрева груза. Так, электромагнит М42 диаметром 1670 мм, поднимающий стальную плиту или болванку массой 16 т, может поднять только 200 кг стальной стружки. Грузоподъемность электромагнитов сильно снижается при ухудшении магнитных свойств поднимаемых грузов (например, при



повышении содержания марганца или никеля в стали) и при повышении температуры грузов. При температуре материала выше 200°С подъемная сила электромагнита начинает уменьшаться и при 700° С и выше она практически становится равной нулю.

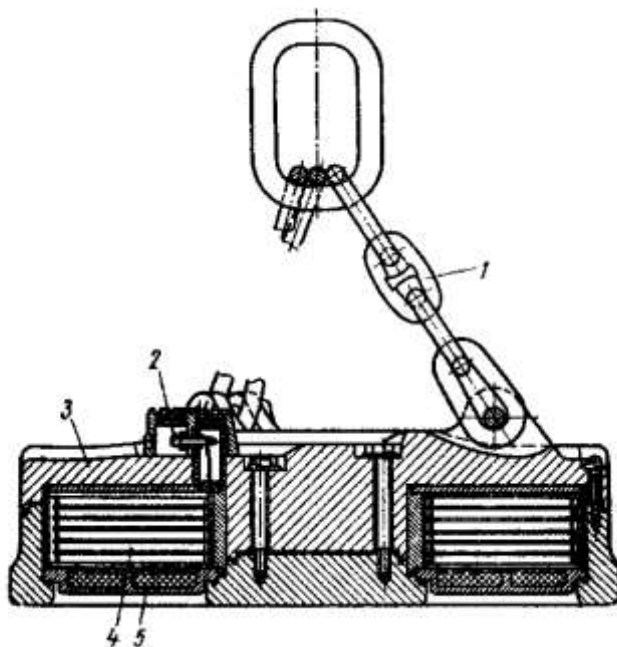


Рисунок 52 – Подъемный электромагнит типа М

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

**Вакуумные захваты.** Для транспортирования различного рода листового материала (сталь, цветные металлы, стекло и т. п.), а также для захвата различных коробок, ящиков и т. п. широко применяются вакуумные захваты (см. рисунок 53), состоящие из металлического диска 4 с центральным отверстием и плоской нижней поверхностью и из эластичного резинового герметизирующего кольца 5. Диск соединяется гибким шлангом 1 с вакуумным насосом, приводимым в действие от электродвигателя. При выполнении подъемной операции диск накладывается на поверхность груза и включается насос, откачивающий воздух. Резиновое кольцо предотвращает проникновение воздуха между плоскостями диска и груза. Захват покачивается на шарнире 3, опирающемся на листовую пружину 6. Это дает возможность захвату самоустановиться по поверхности груза. Для отключения захвата шланг 1 перекрывается краном 2, управляемым с помощью электромагнитного или механического привода.

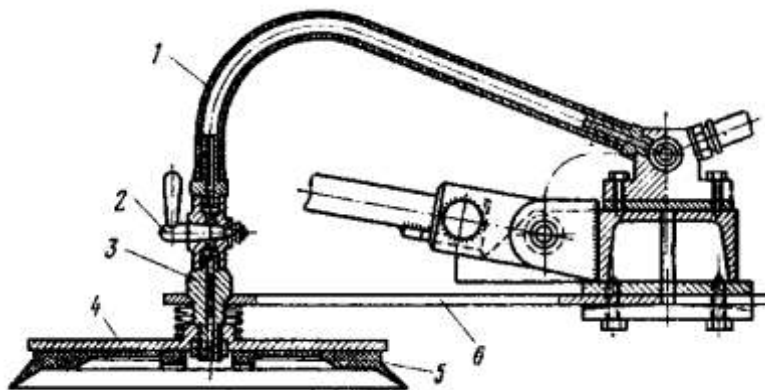


Рисунок 53 – Вакуумный захват

Вакуумный насос производит откачку воздуха не только из-под контактных дисков, но и из резервного резервуара, поэтому в случае непредвиденной остановки насоса под контактными дисками сохраняется вакуум, позволяющий держать поднятый груз. Наличие этого резервуара позволяет весьма быстро создать вакуум и под захватом

Вакуумные захваты имеют следующие преимущества по сравнению с подъемными электромагнитами: исключается необходимость в дополнительном креплении груза, можно перемещать предметы из таких материалов, как металл, камень, бетон, дерево, пластмасса, стекло, сокращается время на захват и транспортирование грузов повышается безопасность проведения работ, значительно снижается масса захвата. Вакуумными захватами можно транспортировать листы с рифленой, волнистой, сильно корродированной поверхностью.

Преимуществами захватов являются также возможность равномерного распределения массы поднимаемого груза между несколькими захватами, подвешенными к траверсе, что позволяет избежать прогибов листового материала при транспортировании; удобство и быстрота закрепления груза; возможность автоматизации грузоподъемных машин, снабженных вакуумными захватами.

Обычно считается, что на 1 кг массы поднимаемого груза требуется 1,2 - 1,3 см<sup>2</sup> активной площади вакуумного захвата. Один вакуумный захват диаметром 608 мм поднимет груз массой до 1 т.

## § 7. Грузозахватные приспособления для сыпучих грузов

Для порционного транспортирования сыпучего груза применяют ковши, бадьи и грейферы. Разгрузку бадей и ковшей (см. рисунок 54) производят путем опускания дна, раскрытия створок дна или опрокидывания ковша. Загрузка бадей является одной из самых трудоемких операций, часто требующих применения ручного труда. Автоматизация захвата грузов, особенно массовых грузов, решается путем применения автоматических грузозахватных устройств - *грейферов*. При этом производительность транспортных операций существенно повышается, а использование ручного труда резко снижается или даже полностью исключается.

Грейферы широко используются для подготовки и подачи шихты на шихтовых и скрапных дворах, для работы на рудных дворах, на складах угля и т. п. материалов, подачи и уборки формовочных материалов в литейных цехах, на лесоскладах, в сельском хозяйстве и т. д.

Грейферы по кинематическому признаку можно подразделить на канатные, соединенные с приводными лебедками с помощью гибкого органа - каната, и приводные, в которых механизм зачерпывания и опорожнения располагается непосредственно на грейфере. Канатные грейферы в свою очередь подразделяются на одноканатные и многоканатные. Приводные грейферы по типу примененного привода подразделяются на электромоторные, гидравлические, электрогидравлические и пневматические,

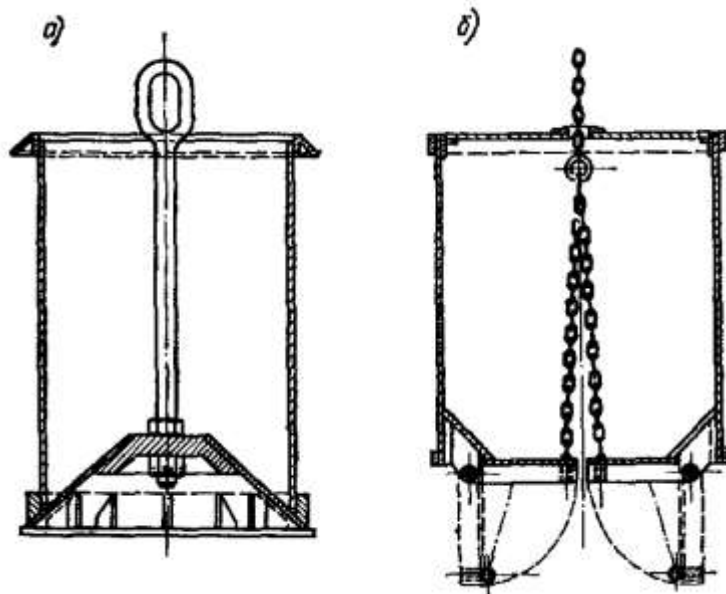


Рисунок 54 – Бадья для сыпучего груза:

а – с опускающимся дном; б – с раскрывающимся дном

Одноканатные грейферы могут использоваться на обычных крюковых кранах, имеющих однобарабанный привод. Они подвешиваются к крюку крана или могут быть связаны непосредственно с канатом механизма подъема - в последнем случае грейферы являются несъемными. Наиболее широко используются одноканатные съемные грейферы, позволяющие использовать кран как для работы с крюком, так и для работы с грейфером.

Грейфер (см. рисунок 55) состоит из двух челюстей 5, соединенных шарнирно на нижней траверсе 8. Тяги 4 соединяют челюсти с верхней траверсой 2. Канатом 3 подвижная головка 6 соединяется с верхней траверсой 2 и со скобой 1, при помощи которой грейфер навешивается на крюк механизма подъема крана. В момент зачерпывания (см. рисунок 55, а) головка 6 и траверса 8 связаны между собой захватами 7, укрепленными на траверсе 8. При подъеме скобы 1 происходит сближение траверсы 2 и головки 6. При этом челюсти, поворачиваясь на своих шарнирах на траверсе 8, внедряются в материал и зачерпывают его. После того как челюсти сомкнулись, грейфер перемещается к месту разгрузки (см. рисунок 55, б) и опускается на опорную поверхность - при этом захваты 7 раскрываются и головка 6 отсоединяется от нижней траверсы 8 (см. рисунок 55, б). Подъем скобы 1 вызывает подъем верхней траверсы 2, что приводит к раскрытию грейфера и его автоматическому опорожнению (см. рисунок 55, в).

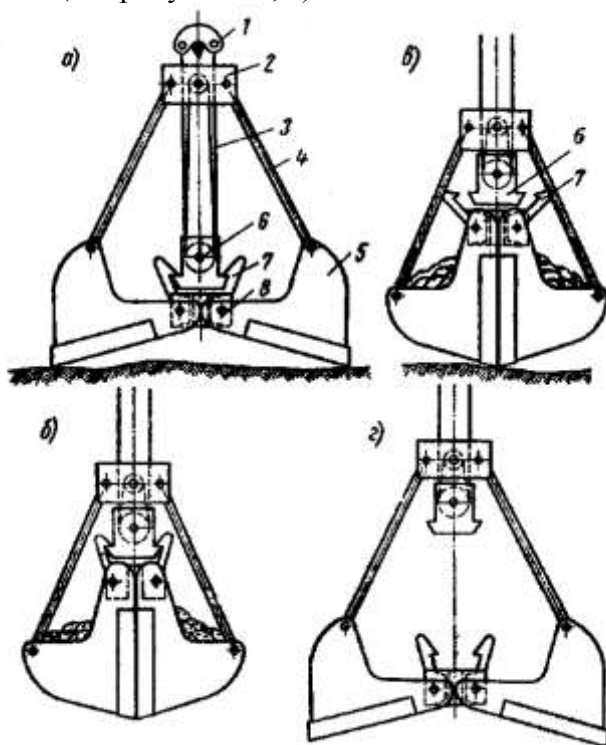


Рисунок 55 – Схема работы одноканатного грейфера

Для нового зачерпывания груза раскрытый грейфер кладут на материал, опускают головку 6 и соединяют ее с захватами 7. Раскрытие грейфера можно достичь и без опускания грейфера на материал. В этом случае от запорного устройства опускается вниз тросик или цепь, за которую надо потянуть, чтобы захваты 7 отпустили головку 6 и дали возможность челюстям раскрыться.

Для постоянной работы кранов с грейфером применяют двух- и четырехканатные грейферы. В этом случае кран снабжают двумя механизмами - одним для замыкающего и вторым для подъемного каната. В кинематическом отношении двух- и четырехканатные грейферы идентичны, но в двухканатных грейферах канат образует одинарный полиспаст, а у четырехканатных - двойной.

Двухканатные грейферы (см. рисунок 56) можно использовать только при наличии специальной грейферной лебедки с двумя механизмами, барабаны которых имеют возможность независимого движения. Замыкающий канат 2, прикрепленный в точке А к нижней обойме, идет на барабан замыкающего механизма, а подъемный (поддерживающий) канат 1, прикрепленный в точке Б верхней обоймы, - на барабан подъемного механизма. Двухканатный грейфер работает следующим

образом: при опускании замыкающего каната 2 и неподвижном канате 1 челюсти грейфера раскрываются под действием собственной массы челюстей, траверсы и материала, находящегося в грейфере (положение I), и материал высыпается из грейфера. При опускании обоих канатов раскрытый грейфер опускается на материал (положение II), при этом механизмы лебедки обеспечивают одинаковую скорость обоих канатов. Замыкание челюстей грейфера производится натягиванием замыкающего каната 2 при ослабленном и неподвижном подъемном канате 1. Так как грейфер лежит на материале, то при замыкании челюстей они врезаются в материал, который собирается внутри челюстей (положение III).

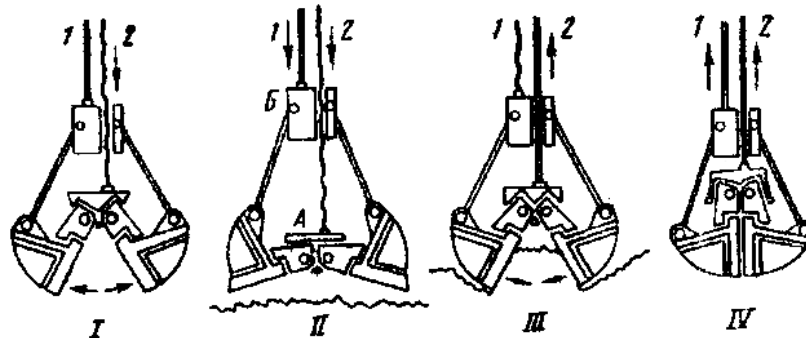


Рисунок 56 – Схема работы двухканатного грейфера

При подъеме груженого грейфера подъемные и замыкающие канаты синхронно наматываются на соответствующие барабаны (положение IV). В таком виде грейфер переносится к месту разгрузки. Здесь ослабляют замыкающий канат и грейфер повисает на подъем канате, а челюсти раскрываются и груз высыпается (положение I). Затем цикл работы повторяется сначала. В конструкциях грейфер подъемные канаты крепятся к верхней траверсе грейфера, а замыкающие канаты образуют полиспаст, связывающий нижнюю и верхнюю траверсы и увеличивающий усилие зачерпывания материалами челюстями,

Для работы с крупнокусковыми грузами типа руды, камней, скрапа широко применяются, многочелюстные грейферы, клиновидные челюсти которых легко проходят между кусками материала, что обеспечивает хорошее заполнение грейфера.

Процесс зачерпывания грейферами сыпучего или кускового материала и процесс резания грунта грейферами весьма сложны, относительно мало изучены и сопровождаются сложными деформациями материала. Опущенный на материал грейфер под действием собственной массы врежется в материал; ножевые кромки челюстей, перемещаясь в материале, уплотняют его как с боков, так и под торцовой поверхностью лезвия. Затем под влиянием усилия замыкающего каната начинается поворот челюстей, что одновременно приводит и к их вертикальному перемещению вниз. При этом из материала вырезается слой, объем которого ограничен контуром челюстей и глубиной внедрения в материал. Применение на режущей кромке челюстей грейфера специальных зубьев следует рекомендовать только для разрыхления слежавшихся или смерзшихся материалов и для работы с крупнокусковыми грузами. В других случаях, как показали эксперименты, зубья не только не способствуют лучшему заполнению объема грейфера, но даже уменьшают его.

Кривая зачерпывания (см. рисунок 57) имеет вертикальный участок  $h_0$  первоначального погружения челюстей в материал и криволинейный участок, образуемый при движении челюстей в материале при их смыкании.

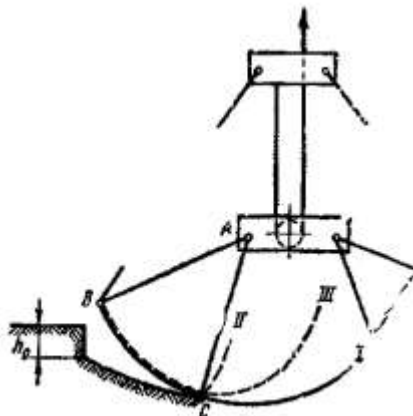


Рисунок 57 – Формы кривых зачерпывания

Высота вертикального участка зависит от массы грейфера, скорости его опускания, от физико-механических свойств материала и от сил сопротивления при внедрении челюстей в материал, которые, в свою очередь, зависят от толщины и длины режущей кромки челюсти. Для очень твердых материалов этот участок может быть очень мал.

Криволинейная форма участка зависит от конструкции грейфера, от свойств материала и от усилий сопротивления при смыкании челюстей.

После погружения грейфера в материал на высоту  $h_0$  его челюсти стягиваются. При этом челюсти сжимают материал, выдавливая его вверх и заставляя его скользить по внутренней поверхности челюстей. Для зачерпывания материала необходимо, чтобы на режущих кромках челюстей возникла сила замыкания  $R$ , направленная по касательной к кривой зачерпывания и достаточная для преодоления сопротивлений, возникающих при зачерпывании.

Если материал обладает небольшим сопротивлением резанию, то челюсть поворачивается вокруг точки  $A$  на нижней траверсе под действием момента, создаваемого усилием в тяге. Верхняя траверса грейфера при этом опускается и нож челюсти перемещается под круговой кривой  $I$ . По мере зачерпывания материала увеличивается сопротивление движению челюсти и наступает такой момент, когда усилие в тяге становится недостаточным, чтобы нож челюсти перемещался по кривой  $I$ . Тогда верхняя траверса грейфера останавливается, а нижняя траверса начинает подниматься, поворачивая челюсти вокруг точки  $B$  и нож челюсти начинает двигаться по кривой  $II$ . При этом нож челюсти поднимается вверх, сопротивление зачерпыванию уменьшается, что дает возможность одновременного движения челюсти вокруг точек  $A$  и  $B$  (т. е. нож челюсти движется по кривой  $III$ ).

Чем легче материал и выше его сыпучесть, тем ближе кривая зачерпывания к части окружности; чем тяжелее материал, тем меньшая часть кривой зачерпывания идет по окружности. Форма кривой зачерпывания в сильной степени зависит от собственной массы грейфера. Существенно улучшает процесс внедрения челюстей в материал применение так называемых вибрационных грейферов.

В некотором промежуточном положении челюстей грейфера (см. рисунок 58) на грейфер действуют его собственный вес  $G$ , равный сумме веса нижней траверсы  $G_n$  и верхней траверсы  $G_v$  вместе с тягами и веса челюстей  $G_{ч}$ , вес зачерпнутого груза  $G_{зр}$ , который является переменной величиной, изменяясь от нуля в начальном положении раскрытых челюстей до полного веса при полностью замкнутых челюстях, а также сила замыкания  $R$ , равная реакции материала при зачерпывании. Сила  $R$  должна быть больше силы сопротивления зачерпывания, при веденной к кромке челюсти, иначе челюсти могут не сомкнуться в толще материала и выйдут наружу недостаточно заполненными, а также натяжения каната замыкающего полиспаста, равное  $S$ . Общее усилие действующее на нижнюю траверсу, при кратности полиспаста, равной  $a$ , с учетом потерь на трение в блоках полиспаста.

$$N_H = S \times a \times \eta,$$

где  $\eta$  - к. п. д. полиспаста.

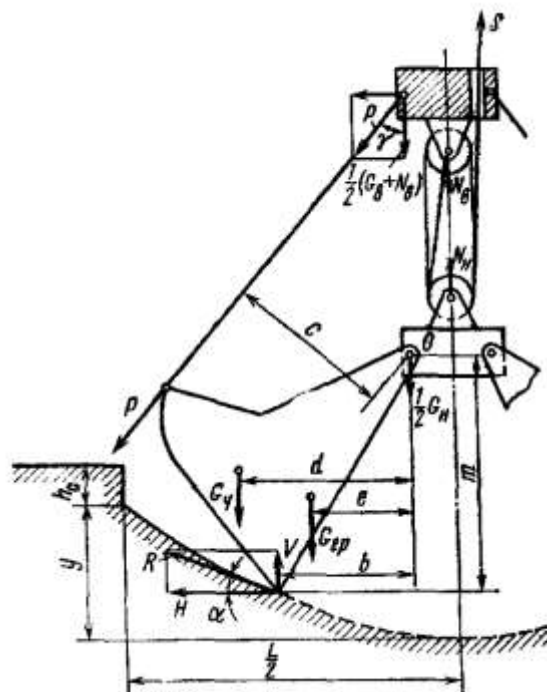


Рисунок 58 – Расчетная схема двухканатного грейфера

Общее усилие замыкания  $R$ , действующее на кромку челюсти, представляет собой геометрическую сумму усилия  $V = R \times \sin \alpha$  - сопротивления заглублению челюсти грейфера в материал и усилия  $H = R \times \cos \alpha$  - сопротивления стягиванию челюстей при их замыкании.

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

$$P = \frac{N_B + G_B}{2 \cos \gamma}, \quad (7)$$

где  $N_B = S(a \times \eta - 1)$  - усилие, действующее со стороны полиспаста на верхнюю траверсу.

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

$$V \times b + H \times m - P \times c - \frac{G_ч \times d}{2} - \frac{G_{гр} \times e}{2} = 0.$$

Сумма проекций всех внешних сил, действующих на грейфер:

$$V = \frac{G + G_{гр} - S}{2}. \quad (8)$$

Совместный анализ этих двух уравнений равновесия показывает, что с увеличением натяжения замыкающего каната  $S$  вертикальная реакция  $V$  уменьшается, а следовательно уменьшается и усилие, способствующее заглублению грейфера, и при  $S = G + G_{гр}$ , что соответствует началу отрыва грейфера от материала,  $V = 0$ , при этом усилие  $H$ , а следовательно, и сила замыкания челюстей возрастает и в момент полного смыкания челюстей усилие  $R$  приобретает максимальное значение, равное  $H_{max}$ .

В моторном грейфере, где полиспаст замыкания челюстей расположен внутри грейфера, натяжение каната  $S$  является внутренней силой, что улучшает условия зачерпывания материала, так как эта сила не уменьшает влияние веса элементов грейфера на процесс зачерпывания. Величина силы  $S$  в этом случае определяется кинематической схемой и мощностью двигателя механизма замыкания и не ограничивается весом грейфера, как в канатном грейфере.

Кратность замыкающего полиспаста  $a$  существенно влияет на величину усилия  $H$ , стягивающего челюсти, и обычно выбирается в пределах 4 - 6 в зависимости от вида материала. Меньшие значения принимают для грейферов, работающих на угле, песке, мелкой нетяжелой руде и других грузах. С увеличением кратности полиспаста зачерпывание улучшается и возрастает заглубление грейфера, так как натяжение замыкающего каната  $S$  уменьшается.

Основной задачей при проектировании грейфера является обеспечение хорошего зачерпывания материала при возможно малом собственном весе грейфера. На основании данных опыта эксплуатации грейферов в различных условиях установлено, что относительная масса грейфера, т. е. отношение его собственной массы  $Q_{грейф}$  к массе материала  $Q_{сп}$  при полном заполнении грейфера  $K = \frac{Q_{грейф}}{Q_{гр}}$  достаточно иметь в пределах 0,9 - 1,2.

С увеличением относительной массы возрастает степень заполнения грейфера, но снижается использование грузоподъемности крана. Массы отдельных частей грейфера примерно составляют:

- масса нижней траверсы  $Q_n \approx 0,2 Q_{грейф}$ ,
- масса верхней траверсы  $Q_v \approx 0,3 Q_{грейф}$ ,
- масса челюстей  $Q_{ч} \approx 0,5 Q_{грейф}$ .

Массы элементов грейферов должны размещаться таким образом, чтобы они создавали возможно больший момент, способствующий замыканию челюстей, т. е, чтобы центр тяжести челюсти располагался ближе к точке крепления тяги к челюсти, масса нижней траверсы, не воздействующая на замыкание челюстей, была минимальной, достаточной только для осуществления полного раскрытия челюстей порожнего грейфера. Центр тяжести раскрытого грейфера должен быть расположен как можно ниже для увеличения его устойчивости, особенно при работе на откосах материала.

## Г л а в а I V

### ГРУЗОВЫЕ И ТЯГОВЫЕ ГИБКИЕ ОРГАНЫ. ПОЛИСПАСТЫ. БАРАБАНЫ, БЛОКИ, ЗВЕЗДОЧКИ

#### § 8. Гибкие органы

В грузоподъемных машинах в качестве гибких органов применяют стальные канаты, а также сварные и пластинчатые цепи. Пеньковые и хлопчатобумажные канаты (ГОСТ 483-55 и 1088-71), обладающие низкой прочностью и малой надежностью, а также канаты из искусственного волокна в качестве подъемных и тяговых органов грузоподъемных машин не применяются и используются только изредка для обвязывания груза с целью прикрепления его к крюку подъемного механизма (зачалка груза). Они состоят обычно из трех или четырех прядей эллиптического сечения, которые в свою очередь свиты из отдельных волокон или нитей. Эти канаты очень гибки, но обладают низкой прочностью, малым сроком службы и быстро разрушаются под воздействием различных механических факторов и влаги.

Расчет пеньковых и хлопчатобумажных канатов производят по формуле:

$$S_{разр} \geq k \times S,$$

где  $S_{разр}$  - разрывное усилие каната, принятое по соответствующим ГОСТам;

$k$  - коэффициент запаса прочности, принимаемый по нормам Госгортехнадзора для канатов, используемых в качестве стропов, не менее восьми;

$S$  - рабочее усилие в канате стропа, определенное с учетом числа канатов  $n$  и угла наклона их к вертикали  $a$  (см. рисунок 59).

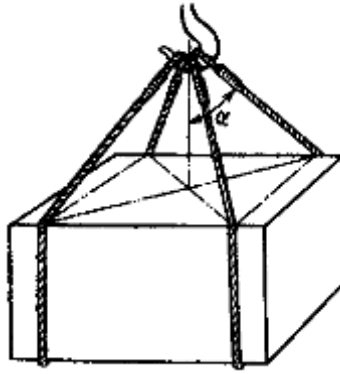


Рисунок 59 – Схема к расчету стропов

При грузе весом  $G_{гр}$  натяжение каждой ветви каната:

$$S = \frac{G_h}{n \times \cos \alpha}. \quad (9)$$

**Стальные проволочные канаты.** Наибольшее применение в качестве гибкого органа грузоподъемных машин находят проволочные стальные канаты. Их изготавливают из стальной светлой или оцинкованной проволоки марок В, I и II по ГОСТ 7372-66 диаметром от 0,2 до 2 - 3 мм, с расчетным пределом прочности проволоки при растяжении до 260 даН/мм<sup>2</sup>, полученной методом многократного холодного волочения с промежуточной термической и химической обработкой для обеспечения необходимой прочности, структуры, вида и качества поверхности. Однако в грузоподъемных машинах наибольшее применение находят канаты с пределом прочности проволок от 160 до 200 даН/мм<sup>2</sup>. Использование канатов с более низким пределом прочности проволоки приводит к увеличению диаметра каната, а с более высоким пределом прочности - к снижению срока службы из-за увеличения жесткости проволок.

Проволоку марки В применяют в особо ответственных случаях, например для подъема людей. В остальных случаях применяют проволоку марок I и II. Для специальных целей канаты изготавливают из проволок, полученных из нержавеющей стали.

В грузоподъемных машинах применяют преимущественно канаты двойной свивки: сначала проволоки свивают в пряди вокруг центральной проволоки, а затем пряди свивают в канат вокруг сердечника. Число проволок в пряди и прядей в канате может быть различно. Однако в грузоподъемных машинах применяют главным образом шестипрядные канаты с числом проволок в пряди 19 и 37 вследствие наиболее рационального соотношения диаметра прядей и диаметра центрального сердечника и хорошего использования поперечного сечения каната с обеспечением достаточной его гибкости. Восьмипрядные канаты используются в кранах и подъемниках в случае применения шкивов трения и барабанов малого диаметра. При многослойной навивке они не применяются.

На рисунке 60, а представлена конструкция каната, имеющего шесть прядей с 19 проволочками в каждой пряди. Сердечники могут быть стальными или органическими волокнистыми, изготовленными из лубяных волокон (пенька) или из пряжи - нейлона, капрона, перлона. При работе в условиях повышенных температур или химически агрессивной среды используют сердечник из волокон асбеста.



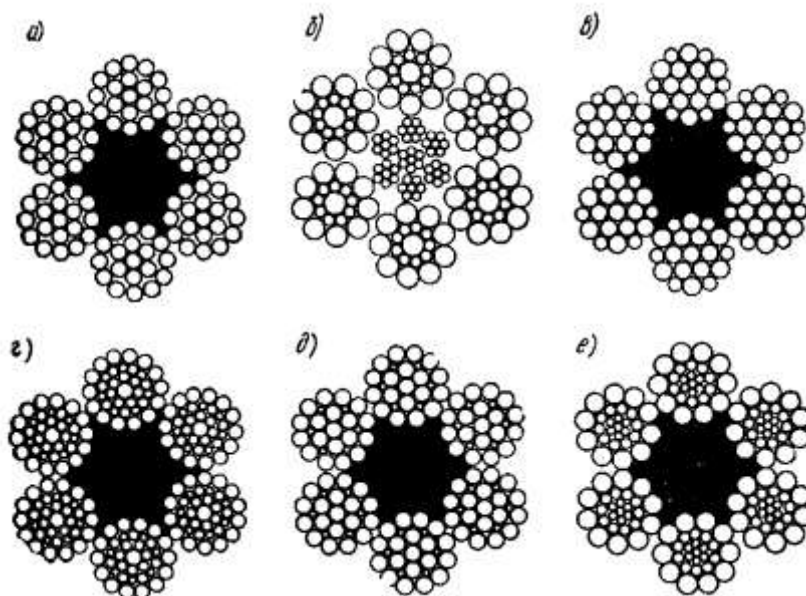


Рисунок 60 – Конструкции стальных канатов:

а – ТК  $6 \times 19 + 1 \text{о.с.}$ , ГОСТ 3070-66; б - ЛК-О  $6 \times 19 + 7 \times 7$ , ГОСТ 3081-69; в – ЛК-Р  $6 \times 19 + 1 \text{о.с.}$ , ГОСТ 2688-69; г – ЛК-РО  $6 \times 36 + 1 \text{о.с.}$ , ГОСТ 7668-69; д – ЛК-З  $6 \times 25 + 1 \text{о.с.}$ , ГОСТ 7665-69; е – ТЛК-О  $6 \times 27 + 1 \text{о.с.}$ , ГОСТ 3078-69

Канаты со стальным сердечником применяются при многослойной навивке каната на барабан (при этом канат не теряет формы под воздействием нагрузки от вышележащих витков), при резко меняющейся нагрузке и при работе в условиях высоких температур, исключающих применение канатов с органическим сердечником. В качестве стального сердечника используется отдельная прядь или канат двойной свивки (рис. 60, б).

Металлический сердечник не увеличивает разрушающую нагрузку каната, так как при нагружении каната сердечник, представляющий из себя прямую прядь, разрывается уже при 0,7 - 0,9 от предельной нагрузки, разрываяющей остальные пряди.

Канаты с органическим сердечником более гибки, чем канаты с жестким (стальным) сердечником, и лучше удерживают смазку, так как смазка к проволокам поступает не только снаружи (в процессе работы канаты регулярно смазываются), но и изнутри из сердечника, пропитанного смазкой.

По роду свивки проволок в прядях канаты изготавливают типа ТК (рис. 60, а), с *точечным контактом* отдельных проволок между слоями пряден и типа ЛК с *линейным касанием* проволок в пряди. Канаты типа ЛК имеют несколько разновидностей, а именно:

- ЛК-0 (см. рисунок 60, б) - проволоки отдельных слоев пряди имеют одинаковый диаметр;
- ЛК-Р (см. рисунок 60, в) - проволоки в верхнем слое пряди двух разных диаметров;
- ЛК-РО (см. рисунок 60, г) - проволоки разного и одинакового диаметра по отдельным слоям пряди;
- ЛК-З (см. рисунок 60, д) - между двумя слоями проволок размещаются заполняющие проволоки меньшего диаметра.

Кроме того, изготавливают канаты типа ТЛК (см. рисунок 60, е) с *точечным* и *линейным* касанием проволок в пряди.

Канаты с *точечным касанием* проволок (типа ТК) применяются только для ненапряженных режимов работы, когда длительность срока службы определяется в основном не качеством каната, а условиями его использования. Канаты с *линейным касанием* имеют лучшее заполнение сечения, они более гибкие и износостойкие, выдерживают большее число переменных изгибов. Срок службы канатов ЛК значительно (от 30 до 100%) выше срока службы канатов типа ТК. Вследствие лучшего заполнения сечения они имеют при том же разрывном усилии несколько меньший диаметр, чем канаты ТК.

По виду свивки изготавливают следующие канаты;

- *обыкновенные* (раскручивающиеся) канаты - в этих канатах проволоки и пряди не сохраняют своего положения после снятия перевозок концов, а стремятся выпрямиться;

- *нераскручивающиеся канаты* - это канаты, свиваемые из заранее деформированных проволоки прядей, получающих перед свивкой форму, соответствующую их положению в канате. Проволоки таких канатов в ненагруженном состоянии не испытывают внутренних напряжений, вследствие чего такие канаты не раскручиваются. Эти канаты имеют значительно более высокий срок службы, чем канаты, свитые из недеформируемых проволок. Растягивающее усилие в них более равномерно распределяется между прядями каната и между проволоками в прядях; они обладают большей сопротивляемостью переменным изгибам; оборванные проволоки в них сохраняют свое прежнее положение и не выходят из каната, что облегчает его обслуживание и уменьшает износ поверхности барабана и блока лопнувшими проволоками;

- *некрутящиеся канаты* - это многослойные канаты, которые имеют противоположное направление свивки прядей "по отдельным слоям. Однако отдельные слои при проходе каната через блок легко сдвигаются относительно друг друга, что приводит иногда к выпучиванию прядей и преждевременному выходу каната из строя.

По направлению свивки прядей канаты изготавливают правого и левого направления. При правом направлении пряди идут слева - вверх - направо; при левом направлении наоборот - справа - вверх - налево.

По направлению свивки проволок в прядях канаты выпускают односторонней и крестовой свивки. В канатах односторонней свивки направление навивки проволок в прядях и прядей в канате одно и то же; в канатах крестовой свивки это направление противоположно. Канаты односторонней свивки имеют более ровную поверхность, площадь сечения в них заполнена лучше, они более гибки, более долговечны, чем канаты крестовой свивки. Они меньше изнашиваются при работе на блоках и барабанах вследствие увеличенной поверхности соприкосновения проволок с поверхностью блока или барабана. Срок их службы на 25 - 50% больше срока службы канатов крестовой свивки.

В канатах крестовой свивки наружные проволоки смежных прядей соприкасаются по отдельным точкам, что увеличивает контактные напряжения, повышает износ и снижает долговечность каната. Однако вследствие стремления к раскручиванию под действием растягивающей нагрузки канаты односторонней свивки непригодны к использованию в тех случаях, когда груз свободно подвешивают на одной ветви. В этих случаях применяют канаты крестовой свивки, а канаты односторонней свивки используют при движении груза в направляющих или при применении подвижных блоков, препятствующих раскручиванию, каната. Вследствие большей структурной прочности канатов крестовой свивки они применяются не только при однослойной, но и при многослойной навивке на барабан.

Выбор каната по направлению свивки имеет большое значение для правильной его эксплуатации при навивке на гладкий барабан. При навивке канат за каждый оборот барабана смещается на величину одного своего диаметра, что дополняет деформацию изгиба формацией кручения. В зависимости от принятого направления вращения барабана, а также в зависимости от направления свивки прядей каната эта деформация кручения может уменьшать или увеличивать его скручивание. Для создания более благоприятных условий работы каната следует так подбирать направление навивки каната, чтобы он в процессе работы дополнительно подкручивался; это приводит к увеличению плотности каната и его срока службы. Рекомендуемые направления свивки каната в зависимости от направления укладки его витков на барабане приведены на рисунке 61. При закреплении обоих концов каната на барабане направление свивки каната можно принять любым.

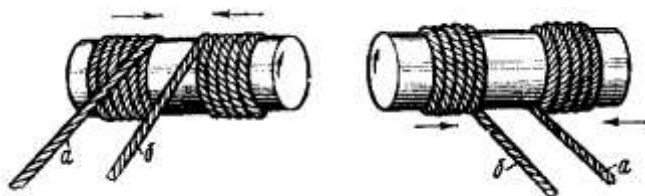


Рисунок 61 – Выбор каната по направлению свивки:  
а – канат правой свивки; б – канат левой свивки

Практикой эксплуатации установлены следующие наиболее рациональные конструкции канатов для их использования в кранах в качестве подъемных и тяговых органов.

Канаты с органическим сердечником: ГОСТ 2688-69, ЛК-Р 6×19; ГОСТ 3079-69, ТЛК-О 6×37; ГОСТ 7668-69, ЛК-РО 6×36.

Канат с металлическим сердечником ГОСТ 7669-69, ТЛК-РО 6×36 + 7×7.

При наличии абразивной и коррозионно-воздействующей среды предпочтительнее брать канаты, изготовленные из более толстой проволоки (конструкции 6×9).

Одесский и Харьковский сталепроволочно-канатные заводы выпускают новую конструкцию канатов для грузоподъемных машин из круглых радиально-обжатых прядей (см. рисунок 62), представляющих собой модификацию стандартных канатов с линейным касанием проволок в прядях. При изготовлении канатов прядь, свитую из проволок круглого сечения, подвергают круговому радиальному обжатию, в результате которого проволоки пряди приобретают фасонную форму, линейный контакт между проволоками заменяется контактом по поверхности, увеличиваются опорная поверхность пряди и степень заполнения ее поперечного сечения. Эти канаты по сравнению со стандартной конструкцией отличаются высокой плотностью и однородностью, повышенным сопротивлением износу проволок, повышенной на 15 - 18% разрывной прочностью и на 30 - 50% работоспособностью (в зависимости от конструкции и режимов обжатия).

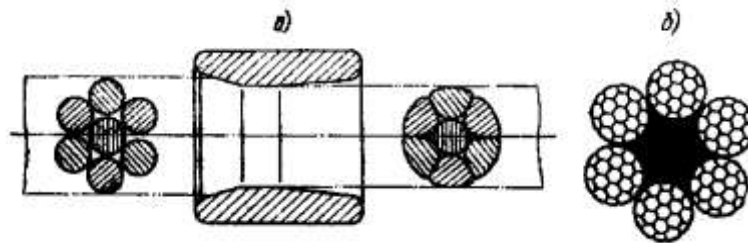


Рисунок 62 – Стальной канат из радиально-обжатых прядей:  
а – прядь; б – канат

Преимуществами стальных канатов, обеспечивающими их преобладающее применение в грузоподъемных машинах, являются плавная и бесшумная работа при любых скоростях, гибкость во всех направлениях и надежность в работе (так как по числу лопнувших проволок можно установить степень изношенности каната), относительно малый вес. Значительная упругость стальных канатов приводит к существенному снижению динамических нагрузок в процессе пуска и торможения вследствие демпфирования толчков, воспринимаемых металлической конструкцией грузоподъемной машины и механизмом подъема. В то же время для нормальной работы стальные канаты требуют применения блоков и барабанов больших диаметров, что вызывает необходимость большого передаточного числа механизма подъема.

Для повышения долговечности и надежности канатов крепление и расположение их в грузоподъемной машине должны исключать возможности спадания, смещения за установленные габариты и перетираание их вследствие соприкосновения с элементами конструкции или с канатами других полиспастов. Канаты грузоподъемных машин, транспортирующих расплавленный металл, необходимо защищать от непосредственного воздействия лучистой энергии и брызг металла установкой ограждающих кожухов.

Причинами преждевременного износа канатов и их повреждений могут являться:

- неправильный выбор конструкции каната, типа и направления свивки,
- неправильная навивка на барабан,
- неправильный выбор соотношения диаметров каната и барабана или блока, а также профиля и размера ручья блока и канавок барабана,
- допущение перегрузок, чрезмерные динамические воздействия на канат,
- наличие абразивного износа и коррозии вследствие неправильной эксплуатации каната.

При выборе каната надо иметь в виду, что если он свит из толстых проволок, то имеет повышенную жесткость, но хорошо сопротивляется абразивному износу. С уменьшением диаметра проволок увеличивается гибкость каната, но одновременно возрастает и износ его проволок, уменьшается его структурная прочность (особенно при многослойной навивке), сокращается срок службы. Поэтому в грузоподъемных машинах не следует стремиться применять канаты, свитые из большого количества тонких проволок.

Для уменьшения износа каната и его повреждений при хранении и в процессе эксплуатации канаты покрывают защитной смазкой. Смазывание производят при изготовлении каната, его хранении и в эксплуатации. Обычно в качестве смазки применяют технический вазелин, пушечную смазку, канатную мазь и графитовые смазки. Эти виды смазок прочно пристают к поверхности проволок, не снимаются при эксплуатации, проникают к центру каната и прядей, обладают способностью наноситься тонкой пленкой и быстро застывать, не испаряются и не затвердевают со временем, не содержат щелочей, кислот и других корродирующих элементов.

Степень износа каната и необходимость его замены определяются по числу оборванных проволок в наружных слоях прядей на длине одного шага свивки. В зависимости от первоначально установленного запаса прочности для каждой конструкции каната правилами Госгортехнадзора установлены нормы числа обрывов, при превышении которых канат должен быть забракован.

Число оборванных проволок определяется либо методом визуального контроля, либо с применением электромагнитного дефектоскопа, принцип работы которого основан на местном намагничивании каната посредством создания специальным прибором продольного магнитного поля (см. ГОСТ 5.175-69 «Измерители износа стальных канатов типа ИИСК-3»).

При изменении сечения каната (например, вследствие обрыва проволок) образуется поток рассеивания, возбуждающий в измерительной катушке электродвижущую силу, воздействующую на регистрирующий прибор. Измерительная катушка устроена таким образом, что воспринимает только радиальную составляющую интенсивности магнитного поля. В большинстве устройств применяется несколько измерительных катушек или полукатушек, что позволяет определять глубину расположения дефекта внутри каната. Метод электромагнитного контроля позволяет обнаружить как наружные, так и внутренние скрытые дефекты (разрывы и надломы отдельных проволок, коррозию и т. п.).

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

Особенно интенсивно процесс истирания проходит при наличии в окружающей среде абразивной пыли или примесей, способствующих коррозии проволок.

Необходимо также иметь в виду, что перегибы каната на блоках в различном направлении вызывают появление знакопеременных напряжений и увеличение усталости металла, что существенно отражается на долговечности каната (один перегиб каната в противоположном направлении в отношении долговечности примерно равноценен двум перегибам каната в одном направлении). Поэтому для увеличения долговечности следует уменьшать число направляющих блоков и не применять перегибы каната в противоположных направлениях. С увеличением диаметра блока напряжения изгиба и контактные напряжения, а также относительный сдвиг прядей уменьшаются. Уменьшение нагрузки приводит также к снижению контактных напряжений и силы трения между прядями.

Величины напряжений, возникающих в материале проволок, зависят от многих факторов:

- конструкции и диаметра каната (диаметров проволок, входящих в канат, числа прядей,
- углов наклона прядей и проволок в прядях, материала сердечника,
- типа и качества свивки),
- наличия трения между отдельными проволоками и прядями,
- размеров и конструкции блоков и барабана,
- огибаемых канатом, величины натяжения и т. д.

Установить математическую зависимость между всеми факторами, влияющими на напряженное состояние проволок в канате, практически невозможно. Многочисленные исследования канатов позволили выявить основные факторы, определяющие предельное число перегибов каната

до разрушения проволок. Этими факторами являются максимальное натяжение каната и отношение диаметра блока и барабана к диаметру каната. В зависимости от этих факторов и установлены нормы Госгортехнадзора для подбора каната. По этим нормам размер каната выбирается из соотношения:

$$S_{\max} \times k \leq S_{\text{разр}}$$

где  $S_{\max}$  - максимальное рабочее усилие ветви каната, определяемое при подъеме номинального груза с учетом потерь на блоках полиспастов и на обводных блоках, но без учета динамической нагрузки;

$k$  - запас прочности, т. е. отношение минимальной разрушающей нагрузки каната к максимальной рабочей нагрузке на канат, принимаемый по нормам Госгортехнадзора в зависимости от назначения каната и группы режима работы механизма по таблице 13;

$S_{\text{разр}}$  - разрывное усилие каната в целом, принимаемое по таблице соответствующих ГОСТов на канаты в зависимости от типа конструкции каната, его диаметра и предела прочности материала проволок.

Отметим, что вследствие неравномерного распределения напряжений растяжения и изгиба в проволоках каната, так как оси проволок и прядей не совпадают с осью каната, общее разрывное усилие каната (его агрегатная прочность) всегда меньше суммарной прочности входящих в него проволок. Обычно агрегатная прочность оказывается равной 0,82 - 0,85 от суммарной прочности проволок.

Таблица 13 - Минимальные допускаемые значения коэффициента запаса прочности канатов  $k$

Наименование канатов	Тип привода	Группа режима работы	Значение $k$
Грузовые и стреловые	Ручной	-	4,0
	Машинный	Легкий	5,0
		Средний	5,5
		Тяжелый	6,0
		Весьма тяжелый	6,0
Растяжки стрел	-	-	3,5
Грейферные, для грейферов с отдельным двухмоторным приводом (принимая, что вес грейфера с грузом равномерно распределен на все канаты)	-	-	6,0
Оттяжки мачт и опор	-	-	3,5
Канаты лебедок, предназначенных для подъема людей	-	-	9,0
Канаты, используемые при монтаже кранов	-	-	4,0

Кроме запаса прочности каната необходимо соблюдать заданные правилами Госгортехнадзора соотношения между диаметром выбранного каната и диаметром блока и барабана, ограничивающее напряжение изгиба каната:

$$D_2 \geq e \times d, \quad (11)$$

где  $d$  - диаметр каната;  $D_2$  - диаметр блока и барабана, измеренный по средней линии навитого каната (см. рисунок 69);  $e$  - коэффициент, принимаемый по нормам Госгортехнадзора в зависимости от  $t$  и  $p$  а грузоподъемной машины и группы режима работы механизма по таблице 14.

Для канатов лифтов запас прочности принимается по таблице 15, минимальное значение коэффициента  $e$  принимается по следующим рекомендациям:

- Пассажирские и грузовые лифты с проводником при скорости более 1,4 м/с . . . . . 46;
- То же, при скорости до 1,4 м/с включительно и больничные лифты . . . . . 41;
- Грузовые лифты без проводника и малые лифты . . . . . 31.

Увеличение принятого значения коэффициента  $e$  приводит к резкому увеличению срока службы каната (увеличивается допускаемое число перегибов). Поэтому для увеличения долговечности каната следует принимать максимально возможные значения диаметров блоков и барабана.

Таблица 14 - Минимальные допускаемые значения коэффициента  $e$

Тип грузоподъемной машины	Тип привода	Группа режима работы	Значение $e$
Грузоподъемные машины всех типов, за исключением стреловых кранов, электрических талей и лебедок	Ручной Машинный	-	18
		Легкий	20
		Средний	25
		Тяжелый	30
		Весьма тяжелый	35
Стреловые краны - механизмы подъема груза и стрелы	Ручной Машинный	-	16
		Легкий	16
		Средний	18
		Тяжелый	20
		Весьма тяжелый	25
Стреловые краны — механизм монтажа крана. Тали электрические	Машинный	-	16
	Машинный	-	20
Грейферные лебедки грузоподъемных машин, за исключением стреловых кранов и электрических талей. Грейферные лебедки стреловых кранов. Блоки грейферов Лебедки: для подъема грузов для подъема людей	Машинный	-	30
	Машинный	-	20
	Машинный	-	18
	Ручной	-	12
	Машинный	-	20
	Ручной Машинный	- -	16 25

Для вновь проектируемых талей принимается не менее 22.

При больших высотах подъема диаметр барабана иногда увеличивают для уменьшения его необходимой длины при сохранении канатоемкости барабана. Диаметры барабана и блоков часто принимают одинаковыми, что не является обоснованным. Надо учитывать, что при проходе через блок канат претерпевает двойной изгиб (сначала он изгибается, затем выпрямляется), а при набегании на барабан канат только изгибается. Поэтому для увеличения долговечности каната диаметр блока следует брать большим, чем диаметр барабана, тем более что размеры блока не оказывают влияния на передаточное число механизма. Если диаметры блоков и барабана различны, то диаметр наименьшего элемента должен быть не менее диаметра, определенного по нормам Госгортехнадзора.

В случае необходимости уменьшения массы и габаритов грузоподъемной машины с учетом того, что долговечность каната будет несколько меньше, правила Госгортехнадзора допускают принимать диаметр барабана на 15% меньше диаметра, определенного по формуле (11). Применять канаты диаметром менее 7 мм в лебедках, предназначенных для подъема людей, по правилам Госгортехнадзора не разрешается.

Таблица 15 - Минимальные допускаемые значения коэффициента запаса прочности  $k$  для канатов лифтов

Скорость и тип лифта	Барабанная лебедка	Лебедка с канатоведущим шкивом			
		До 1	Свыше 1 до 2	Свыше 2 до 4	Свыше 4
Номинальная скорость, м/с	До 1	До 1	Свыше 1 до 2	Свыше 2 до 4	Свыше 4
Грузовые лифты без проводника	8	10	11	12	13
Грузовые лифты с проводником, пассажирские и больничные лифты	9	12	13	14	15

Примечание. Запас прочности канатов грузовых подъемников, на платформу которых исключается выход людей, должен приниматься не менее 5.

Метод расчета канатов по нормированным Госгортехнадзором запасам прочности  $k$  и коэффициентам  $e$  является методом условным, так как он не отражает действительных условий работы канатов и не позволяет установить срок службы канатов, в значительной мере зависящий от частоты циклов, конструкции каната и свойств проволоки, от схемы запасовки, определяющей число повторных перегибов каната, на блоках и барабане, и от условия изгиба, зависящих от отношения диаметров блоков и барабана к диаметру каната, от нагруженности каната, от условий эксплуатации и т. п. В рекомендованном методе расчета эти параметры не учтены в должной мере и запас прочности не отражает физического смысла процессов нагружения, возникновения напряжений и разрушения крановых канатов.

При одном и том же запасе прочности различные конструкции канатов в одинаковых условиях имеют различный срок службы, т. е. действительные напряжения в канате зависят от его конструкции и значение запаса прочности не является исчерпывающей характеристикой работы каната.

Разработанные новые методы расчета канатов, позволяющие определить размер диаметров каната и блоков с обеспечением необходимой прочности и долговечности, с учетом не только влияния растягивающей нагрузки, но и напряжений изгиба, конструктивных особенностей канатов, системы запакровки каната, типа и режима работы грузоподъемной машины, не нашли еще широкого применения вследствие недостаточной изученности сложного процесса нагружения проволок каната и недостаточности накопленных результатов эксплуатации. Поэтому необходимо иметь в виду, что единственным регламентированным методом расчета канатов в настоящее время является приведенный выше расчет по нормам Госгортехнадзора.

**Сварные цепи (ГОСТ 2319-70).** Сварные цепи (см. рисунок 63, а) также широко используются в качестве грузовых органов. Материалом для сварных цепей является сталь марки СтЗЦ по ГОСТ 924-65 ( $\sigma_B = 61 - 45$  даН/мм<sup>2</sup>), сталь Ст2 и Ст3 по ГОСТ 380-71 ( $\sigma_B = 34 - 42$  даН/мм<sup>2</sup>) и сталь 10 по ГОСТ 1050-60 ( $\sigma_B = 30$  даН/мм<sup>2</sup>). Звенья цепи из стали СтЗЦ изготавливаются кузнечно-горновой и контактной сваркой из остальных материалов - контактной электросваркой.

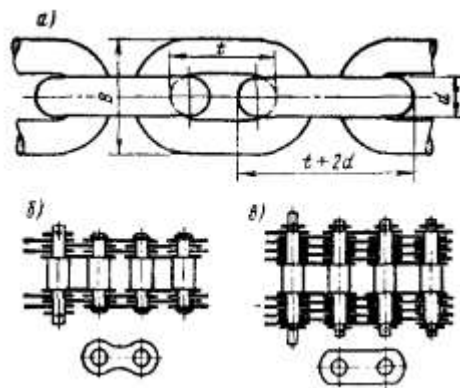


Рисунок 63 – Цепи грузовые:

а – сварная; б – пластинчатая с фигурными звеньями; в – пластинчатая с простыми звеньями

После изготовления сварные цепи испытывают под нагрузкой, равной половине разрушающей. При этом не должно быть остаточных деформаций. Звенья цепи овальной формы лежат во взаимно перпендикулярных плоскостях, что обеспечивает большую подвижность цепи во всех направлениях. По точности изготовления цепи подразделяются на *простые* и *калиброванные*. Калиброванные цепи имеют более жесткий допуск по шагу  $t$  и ширине звена  $B$ . Простая сварная цепь Предназначена для работы только о гладкими блоками и барабанами; калиброванная - для работы со звездочкой, имеющей специальные гнезда.

Для обеспечения нормального зацепления звеньев калиброванной цепи со звездочкой или гнездами барабана допускаемая нагрузка на калиброванную цепь (а следовательно, и напряжение смятия между звеньями и их износ) принимается меньше, чем на простую цепь (на величину до 35%), что способствует уменьшению вытяжки цепи и сохранению постоянства шага. При нагружении сварной цепи каждое звено вследствие его криволинейной формы испытывает напряжение растяжения и изгиба в плоскости звена. При огибании гладких блоков и барабанов звено

подвергается также изгибу в поперечной плоскости. Существующие методы расчета напряжений в звеньях не дают достаточно точных результатов, поэтому расчет сварной цепи ведут по формуле, аналогичной формуле (10) для расчета канатов:

$$S_{\max} \times k_{\text{ц}} = S_{\text{разр}}, \quad (12)$$

где  $S_{\max}$  - максимальное рабочее усилие;  $k_{\text{ц}}$  - запас прочности относительно разрушающей нагрузки, принимаемой по нормам Госгортехнадзора по таблице 16;  $S_{\text{разр}}$  - разрушающая нагрузка сварной цепи, принимаемая по ГОСТ 2319-70.

Таблица 16 - Коэффициенты запаса прочности цепей  $k_{\text{ц}}$

Тип и назначение цепи	Значение $k_{\text{ц}}$ для приводов	
	ручного	машинного
Грузовая, работающая на гладком барабане (простая)	3	6
Грузовая, работающая на звездочке (калиброванная)	3	8
Пластинчатая грузовая	3	5

Соотношение между диаметром барабана или блока, огибаемого сварной цепью, и диаметром  $d$  прутка стали, из которого изготовлена цепь, должно быть не менее 20 для ручных грузоподъемных машин и не менее 30 для грузоподъемных машин с машинным приводом. Сварные цепи непригодны для работы со значительными скоростями и применяются при скоростях на гладких барабанах и блоках до 1,5 м/с, на звездочках - не более 0,5 м/с. При превышении этих значений скоростей увеличивается износ мест соприкосновений звеньев, динамические нагрузки и возрастает опасность обрыва цепи. Износ звена сварной цепи более 10% первоначального диаметра прутка не допускается.

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

Преимущества сварных цепей - гибкость во всех направлениях; возможность работы с малыми диаметрами звездочек и барабанов, что позволяет снизить величины крутящих моментов; простота конструкции и изготовления; при работе со скоростями до 0,1 м/с сварные цепи работают практически бесшумно.

При использовании канатов и сварных цепей в качестве стропов их выбирают такой длины, чтобы угол между ветвями  $2\alpha$  (см. рисунок 59) был не более  $90^\circ$ , так как увеличение угла ведет к увеличению натяжения ветви стропа. Запас прочности при расчете стропа из стального каната принимается не менее 6, а для стропов из сварных цепей - не менее 5. Натяжение ветви стропа определяется по формуле (9).

Пластинчатые грузовые цепи (ГОСТ 191-63). Пластинчатые цепи (см. рисунок 63, б) состоят из стальных пластин, соединенных валиками. Число пластин возрастает с увеличением разрывающей нагрузки. Элементы цепи - пластины и валики - изготавливаются из сталей марок 40, 45, 50 по ГОСТ 1050-60 и подвергаются термообработке (улучшение или нормализация). Все цепи подвергаются на заводе-изготовителе испытанию под пробной нагрузкой, равной 50% от разрушающей.

Так как пластинчатые цепи изготовляют из целого металла без применения сварки, то они более надежны, чем сварные. Деформация звеньев этих цепей под нагрузкой значительно меньше, чем у сварных. Движение пластинчатой цепи происходит более плавно, но максимальная скорость цепи вследствие повышенной чувствительности ее к инерционным нагрузкам не должна превышать 0,25 м/с.

К недостаткам пластинчатых цепей по сравнению со сварными следует отнести то, что пластинчатые цепи тяжелее и дороже, не могут изгибаться в поперечном направлении, шарниры цепей подвергаются сильному износу, что требует постоянного контроля за состоянием цепи, чтобы



избежать внезапного ее обрыва. Пластинчатые цепи не могут навиваться на барабаны и употребляются только со звездочками. Вследствие относительно малых диаметров приводных звездочек момент на валу звездочек и необходимое передаточное число редуктора уменьшаются.

Расчет грузовых пластинчатых цепей ведется также по формуле (12), причем запас прочности относительно разрушающей нагрузки должен быть принят по таблице 16.

Для обеспечения нормального соединения цепи со звездочкой сварные и пластинчатые цепи должны находиться одновременно в полном зацеплении не менее чем с двумя зубьями звездочки.

## § 9. Полиспасты

Полиспастом называют систему подвижных и неподвижных блоков, соединенных гибкой связью (канатом), употребляемую для увеличения силы (силовые) или скорости (скоростные полиспасты). Наибольшее применение в грузоподъемных машинах находят силовые полиспасты, позволяющие уменьшить натяжение гибкого грузового органа, момент от веса груза на барабане и передаточное число механизма. Скоростные полиспасты, позволяющие получить повышенные скорости перемещения груза при малых скоростях приводного элемента, применяются значительно реже, например, в гидравлических или пневматических подъемниках.

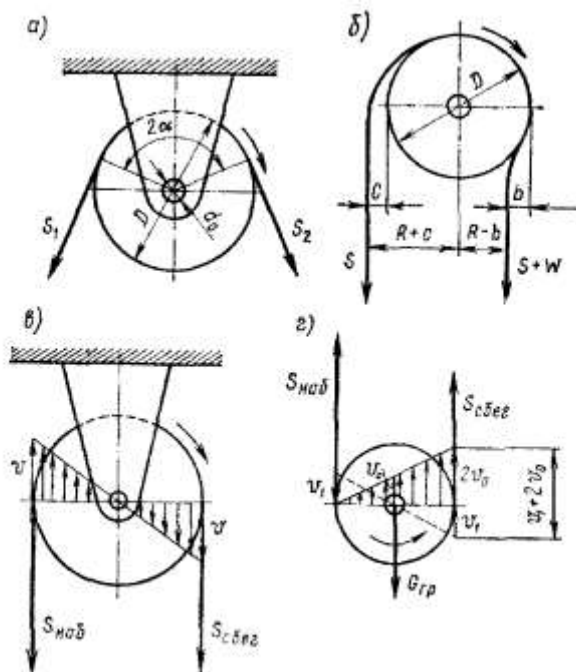


Рисунок 64 – Блокиб

а – блок с неподвижной осью; б – схема набегания каната на блок; в – скорость каната на неподвижном блоке; г – скорость каната на подвижном блоке

Блоки, входящие в полиспаст, подразделяются на *подвижные*, ось которых перемещается в пространстве, и *неподвижные*, ось которых не перемещается в пространстве. На рисунке 64, а показан неподвижный блок, вращающийся по часовой стрелке под действием усилия  $S_{сбег}$ , преодолевающего усилие  $S_{наб}$ . Вращение блока возможно только в том случае, если усилие  $S_{сбег}$  превышает усилие  $S_{наб}$  на величину, достаточную для преодоления сопротивления сил трения в опоре блока и сопротивления жесткости каната или цепи при их сгибании и разгибании.

Жесткость каната зависит от его диаметра, конструкции, числа проволок в прядях и от числа прядей, от типа и конструкции сердечника, от механических свойств материала проволок и от трения между отдельными проволоками и между прядями. Жесткость цепи определяется в основном сопротивлением сил трения в шарнирах пластинчатой цепи или сил трения между звеньями сварной цепи. Так как канаты, применяемые в грузоподъемных машинах, не являются абсолютно гибкими телами, а обладают определенной жесткостью, то набегаящая ветвь каната не сразу ложится на ручей блока, а сбегаящая ветвь не сразу выпрямляется (рис. 64, б).

Для сгибания и разгибания каната к его сбегаящей ветви необходимо приложить дополнительное усилие  $W$ , которое зависит от размеров и конструкции каната и блока, а также от

величины натяжения каната. Дополнительное усилие можно определить из уравнения моментов сил относительно оси блока без учета влияния сил трения на опоре блока:

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

Здесь  $R$  - радиус ручья блока;  $\varphi$  - коэффициент жесткости, показывающий, какую часть рабочего усилия  $S$  составляет сопротивление жесткости каната. Значение коэффициента  $\varphi$  можно определить только экспериментально. Уравнение моментов всех действующих сил относительно оси блока (см. рисунок 64, а) имеет вид:

$$S_{сбег} \times R = S_{наб} \times R + \varphi \times S_{наб} \times R + N \times f \times \frac{d_0}{2}, \quad (13)$$

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

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

$$N = 2S_{наб} \times \sin \alpha.$$

Подставив это соотношение в уравнение (13), получим

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

Понимая под коэффициентом полезного действия, блока отношение полезной работы  $S_{сп} \times h = S_{наб} \times h$  при подъеме груза весом  $G_{сп}$  на высоту  $h$  к полной работе, совершенной при этом усилием  $S_{сбег}$  с учетом преодоления потерь на трение и жесткости каната, получаем, что для неподвижного блока, для которого перемещение набегающего и сбегающего конца каната одинаково:

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

Анализ этой формулы показывает, что чем больше угол обхвата блока канатом и чем больше жесткость каната и трение в опорах блока, тем меньше значение к. п. д. блока и тем большее дополнительное усилие необходимо приложить к канату, чтобы обеспечить равномерное движение груза.

Так как на к. п. д. блока наиболее существенное влияние оказывают потери в опорах блока, зависящие от конструкции и состояния опор, то при практических расчетах с достаточной степенью точности вследствие относительно малого влияния на к. п. д. других факторов к. п. д. каждого блока принимают независимым от диаметра и конструкции каната, от размеров блока, от угла обхвата его канатом и от того, является блок подвижным или неподвижным по следующим рекомендациям: опоры блока на подшипниках скольжения  $\eta = 0,95 - 0,96$ ; опоры блока на подшипниках качения  $\eta = 0,97 - 0,98$ . Меньшие значения принимают для блоков, работающих при повышенной температуре или в условиях запыленной или загазованной среды. Тогда натяжение ветви тягового органа, набегающей на блок, равно натяжению сбегающей ветви, умноженной на к. п. д. блока, т. е.:

$$S_{наб} = S_{сбег} \times \eta. \quad (14)$$

При обегании канатом неподвижного блока скорости движения набегающей и сбегающей ветви равны между собой (рис. 64, в). Если же набегающая ветвь каната со скоростью  $v_1$  (рис. 64, г) набегаёт на блок, ось которого перемещается со скоростью  $v_0$ , то скорость сбегающей ветви каната будет равна  $v_1 + 2v_0$ , т. е. при прохождении каната через подвижный блок скорость сбегающей ветви каната равна скорости набегающей ветви плюс две скорости центра блока.

Развернутая схема обводки каната по блокам одинарного (простого) силового полиспаста приведена на рисунке 65.

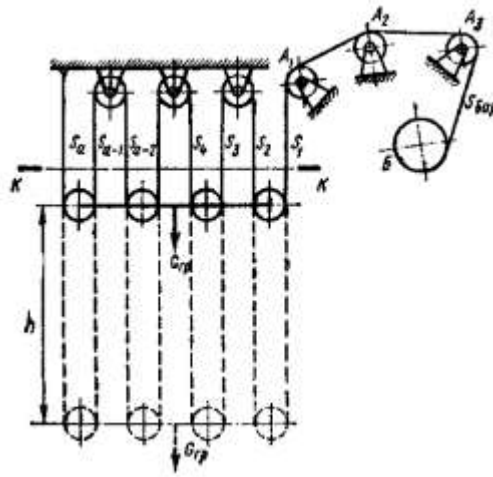


Рисунок 65 – Развернутая схема полиспаста

При отсутствии сопротивлений в полиспасте, т. е. когда система является неподвижной, усилие в любой точке каната полиспаста:

$$S_0 = \frac{G_{зп}}{a},$$

где  $G_{зп}$  - вес груза;

$a$  - число перерезов каната, на которых подвешен, груз (см. сечение  $K - K$  на рисунке 65 - для одинарного полиспаста это число называют *кратностью* полиспаста).

При подъеме или опускании груза вследствие действия сил сопротивлений в блоках (от жесткости каната и от сил трения в опорах блоков) натяжение отдельных ветвей каната различно.

Обозначим через  $S_1$ , натяжение ветви каната, идущей на обводной блок  $A_1$ ; следующей ветви -  $S_2$  и т. д. В общем случае при кратности полиспаста  $a$  натяжение последней, неподвижно закрепленной ветви каната равно  $S_a$ . Сумма проекций всех натяжений на направление действия силы тяжести груза дает равенство:

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

Соотношения между отдельными натяжениями каната при подъеме груза:

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

где  $\eta$  - к. п. д. блока.

Используя эти соотношения, получаем:

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

Определив сумму геометрической прогрессии (выражение в скобках), определяем соотношение между весом груза и натяжением  $S_1$ :

$$S_1 = G_{зп} \frac{1 - \eta}{1 - \eta^a}. \quad (15)$$

Натяжение  $S_6$  каната, подводимого к барабану  $B$ , больше натяжения  $S_1$ , вследствие необходимости преодоления сопротивления в обводных блоках  $A$ . При количестве обводных блоков, равном  $t$ , максимальное натяжение каната при подъеме груза:

$$S_6 = S_{\max} = \frac{S_1}{\eta^t} = G_{зп} \frac{1 - \eta}{\eta^t (1 - \eta^a)}.$$

При спуске груза максимальное натяжение будет в ветви  $S_a$  и равно:

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

К. п. д. полиспаста в целом, имеющего кратность  $a$ , определяется как отношение полезной работы при подъеме груза  $Q$  на высоту  $h$  к затраченной при этом работе, равной  $S_6 \times a \times h$  т. е.:

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{G_{zp} \times h}{S_{\sigma} \times a \times h} = \frac{(1 - \eta^a) \times \eta^t}{(1 - \eta) \times a}. \quad (16)$$

При этом максимальное натяжение в системе полиспаста при подъеме груза может быть определено по зависимости

$$S_{\text{max}} = \frac{G_{zp}}{a \times \eta_{\text{пол}}} \quad (17)$$

и при опускании груза максимальное натяжение в а-й ветви:

$$S'_{\text{max}} = S'_a = \frac{G_{zp}}{a \times h_{\text{пол}}}.$$

Минимальное натяжение при спуске груза будет в ветви каната, набегающей на барабан:

$$S'_{\text{min}} = S'_o = \frac{G_{zp}}{a \times h_{\text{пол}}} \times \eta^{a+t-1}.$$

В одинарных полиспастах (см. рисунок 66, а) один конец каната крепится на барабане, а второй конец закрепляется при четной кратности на неподвижном элементе конструкции (рис. 66, а), а при нечетной кратности - на крюковой обойме. В этих полиспастах при наматывании или сматывании каната с барабана вследствие перемещения каната вдоль оси барабана создается нежелательное изменение нагрузки на опоры барабана. Кроме того, если в одинарном полиспасте нет обводных блоков и канат, с блока крюковой обоймы непосредственно переходит на барабан, то при перемещении каната вдоль оси барабана происходит перемещение груза не только по вертикали, но и по горизонтали. Для обеспечения строго вертикального подъема груза и постоянства нагрузок на опоры барабана применяются сдвоенные полиспасты, состоящие из двух одинарных полиспастов (рис. 66, б, в, г).

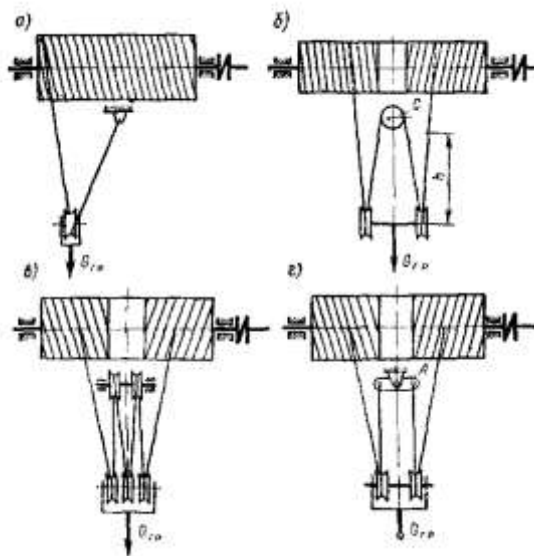


Рисунок 66 – Схема полиспастов:

а – простой двукратный; б – сдвоенный двукратный; в – сдвоенный трехкратный; г – сдвоенный двукратный с уравнивающей траверсой А

В этом случае на барабане закрепляются оба конца каната. Для обеспечения нормального положения крюковой подвески при возможной неравномерной вытяжке ветвей каната обоих полиспастов применяется установка балансира, или, что чаще, уравнивающего блока С (см. рисунок 66, б). Преимуществом уравнивающего блока является возможность использования целого каната без дополнительных креплений на балансирах. Однако в процессе работы в местах соприкосновения каната с ручьем уравнивающего блока имеет место повышенный износ каната. Осмотр и контроль состояния каната на этом блоке вследствие малого его угла поворота затруднительны. Поэтому в кранах тяжелого и весьма тяжелого режимов работы является предпочтительным применение уравнивающих балансиров А (см. рисунок 66, г). Уравнивающий блок С при подъеме и спуске груза не вращается и служит лишь для уравнивания длины ветвей обоих полиспастов при неравномерной вытяжке каната. При четной кратности он располагается среди неподвижных блоков, а при нечетной

- среди подвижных блоков грузовой обоймы. Так как на уравнительном блоке канат перемещается только изредка, то согласно правилам Госгортехнадзора допускается его диаметр принимать равным 0,8 величины диаметра, определенного по формуле (11), а у электроталей и стреловых самоходных кранов - равным 0,6 этого диаметра.

Расчет сдвоенного полиспаста ведут аналогично приведенному выше расчету для одинарного полиспаста, причем каждый полиспаст рассматривают отдельно при действии на него половины общей нагрузки

Если  $h$  - высота подъема груза (см. рисунки 65 и 66), то длина каната одинарного полиспаста, наматываемого на барабан:

$$L = a \times h,$$

где  $a$  - кратность полиспаста.

Для сдвоенного полиспаста под длиной  $L$  следует понимать длину каната, наматываемого на одну половину барабана от одной половины сдвоенного полиспаста.

Скорость подъема груза  $v_{зп}$  и скорость каната, навиваемого на барабан, связаны между собой соотношением:

$$v = a \times v_{зп},$$

где 
$$v = \frac{\pi \times D_2 \times n_б}{60}.$$

Здесь  $D_2$  - диаметр барабана, измеренный по центру каната (см. рисунок 69).

Необходимая частота вращения барабана для получения скорости  $v$ :

$$n_б = \frac{60 \times a \times v_{зп}}{\pi \times D_2}.$$

Применение силовых полиспастов в грузоподъемных машинах позволяет использовать канаты меньшего диаметра и, следовательно, уменьшить диаметры барабана и блоков, снизить массу и габариты машины. Увеличение кратности полиспаста приводит к уменьшению передаточного числа редуктора, но одновременно требует увеличения длины каната и канатоемкости барабана. Увеличение числа блоков при повышении кратности полиспаста вызывает увеличение потерь и некоторое возрастание мощности, затрачиваемой на подъем груза, а также увеличивает число перегибов каната, что вызывает некоторое снижение срока службы каната. Но надо иметь в виду, что в то же время, канат при увеличенной кратности полиспаста имеет уменьшенный диаметр и, следовательно, большую гибкость, что способствует увеличению срока службы каната.

Выбор каната, типа и кратности полиспаста является взаимосвязанным процессом с общей компоновкой механизма и а его параметрами, так как кратность полиспаста и диаметр барабана влияют на передаточное число механизма, его габариты и массу, что в свою очередь оказывает влияние на размеры всей грузоподъемной машины, а следовательно, и на размеры здания, где эта машина устанавливается.

Если для подъема груза одного и того же веса  $G_{зп}$  с одинаковой заданной скоростью подъема  $v_{зп}$  применить полиспаст различной кратности, то механизмы подъема будут иметь различные характеристики. Статическая мощность этих механизмов, необходимая для подъема груза:

$$\frac{G_{зп} \times v_{зп}}{102\eta_0}$$

будет отличаться только вследствие различия в значениях к.п.д., и при кратностях, отличающихся незначительно (например, механизмы с кратностью два и четыре), потребная мощность двигателя практически будет одинакова.

Так как максимальные усилия в канатах полиспастов изменяются практически обратно пропорционально кратности полиспаста, то с увеличением кратности уменьшаются усилие в канате и его диаметр, а также и диаметр барабана. Скорость наматывания каната па барабан изменяется прямо пропорционально кратности и в полиспасте с большей кратностью имеет большее значение. Тогда при одинаковой заданной скорости груза и одинаковой скорости вращения ротора двигателя передаточное число редуктора, соединяющего двигатель с барабаном, меньше при полиспасте большей кратности как за счет увеличения скорости навивки каната на барабан, так и за счет умень-

шенного диаметра барабана.

Скоростные полиспасты (см. рисунок 67) отличаются от полиспастов силовых тем, что в них рабочее усилие  $P$ , обычно развиваемое гидравлическим или пневматическим приводом, прикладывается к подвижной обойме, а груз подвешивается к свободному концу каната. Следовательно, они являются как бы обратными по отношению к силовым полиспастам.

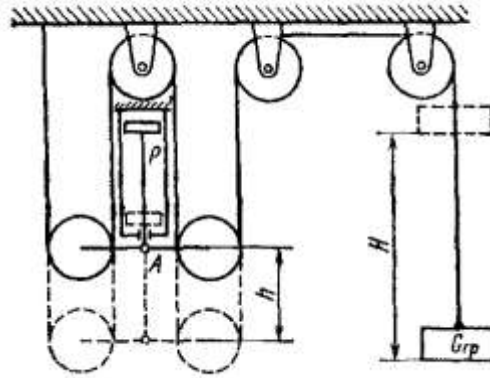


Рисунок 67 – Схема скоростного полиспаста

Расчет скоростных полиспастов принципиально не отличается от приведенного выше расчета силового полиспаста. При перемещении обоймы полиспаста (точка  $A$ ) на величину  $h$  груз перемещается на величину  $H = a \times h$ , где  $a$  - кратность скоростного полиспаста и, следовательно, скорость перемещения груза:

$$v_{гр} = a \times v_A,$$

где  $v_A$  - скорость перемещения обоймы полиспаста.

Усилие  $P$ , необходимое для подъема груза весом  $G_{гр}$ , определяется аналогично предыдущему по зависимости:

$$P = \frac{G_{гр} \times a}{\eta_n \times \eta^t}.$$

## § 10. Барабаны, блоки, звездочки

**Барабаны.** Различают барабаны для многослойной и однослойной навивок каната. Барабаны для многослойной навивки применяются только при очень больших длинах навиваемого каната, когда при однослойной навивке требуются весьма большие размеры барабана. При многослойной навивке барабаны могут выполняться с гладкой поверхностью навивания или иметь нарезанную на поверхности обечайки барабана винтовую канавку. По правилам Госгортехнадзора они снабжаются с обеих сторон бортами, выступающими над верхним слоем уложенного каната не менее чем на два его диаметра, а гладкие барабаны для сварных цепей - бортами, выступающими не менее чем на ширину звена цепи.

В нижнем слое каната при многослойной навивке возникают высокие контактные напряжения не только от усилия растяжения каната, но и вследствие нагрузки от вышерасположенных слоев. Кроме того, при наматывании каната на гладкий барабан происходит трение между соседними витками. Все это повышает износ каната и сокращает срок его службы. При многослойной навивке каната на барабан первый слон ложится по винтовой линии. Каждый последующий слой укладывается с противоположным направлением навивки; с одной стороны на окружности барабана каждый виток верхнего слоя навивки пересекает виток ранее уложенного слоя, что вызывает образование выпуклости в этом месте (см. рисунок 68, а). При большой скорости движения каната возникают колебания барабана и вибрации каната. Для устранения этого, разработана новая система нарезки канавок на барабанах при многослойной навивке (система Le-Bus), обеспечивающая плавный переход каната с одного ряда на следующий и отсутствие зажима каната между уже намотанными витками, что уменьшает износ каната и увеличивает канатоемкость барабана. При намотке каната по этой системе окружность барабана делится на четыре участка. На

двух противоположных участках (составляющих 70 - 80% от длины окружности) канавки, нарезанные на обечайке барабана, идут параллельно фланцам барабана (см. рисунок 68, б) и только на двух участках 1 и 2 они располагаются по винтовой линии, причем подъем винтовой нарезки на каждом из этих участков равен половине диаметра каната. На этих участках канат перемещается на один оборот барабана па весь шаг намотки. На параллельных же участках нарезки подача каната в направлении оси барабана отсутствует.

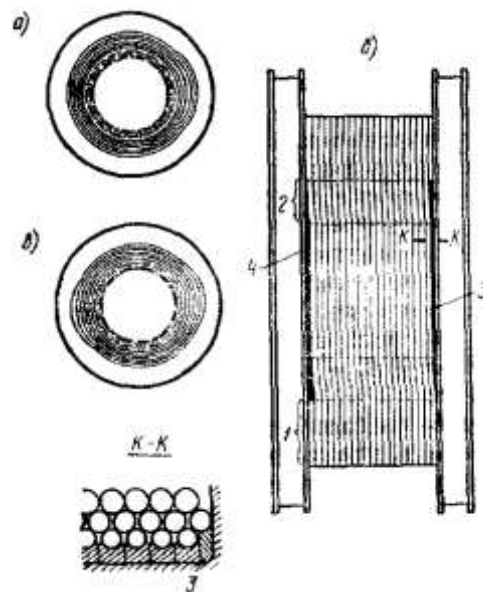


Рисунок 68 – Система многослойной навивки каната:

а – положение каната при обычной навивке; б – схема навивки каната на барабан по системе Le-Bus; в – положение каната при навивке Le-Bus

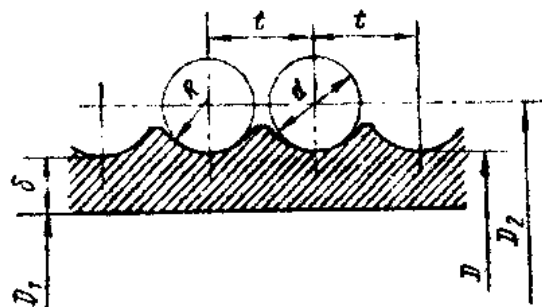


Рисунок 69 – Профиль канавки для каната при однослойной навивке

Для правильного направления каната при начале укладки первого слоя и обеспечения необходимого перехода каната в начале навивки второго слоя у обоих фланцев барабана предусмотрены специальные направляющие устройства 3 и 4. Последующие ряды каната укладываются автоматически. Благодаря наличию двух винтовых участков витки смежных слоев навивки скрещиваются в двух противоположно расположенных участках окружности (см. рисунок 68, в), что обеспечивает симметричность навивки.

Для качественной укладки угол отклонения канатов при навивке не должен превышать  $1,25 - 1,75^\circ$ .

В большинстве случаев в грузоподъемных машинах применяют нарезные барабаны для однослойной навивки каната. Винтовые канавки (см. рисунок 69), нарезанные на поверхности барабана, увеличивают поверхность соприкосновения, устраняют трение между соседними витками и уменьшают напряжения смятия и износ каната. Поэтому при нарезных барабанах срок службы каната увеличивается. Профиль канавок выбирается по нормали МН 5365-64 «Барабаны грузовые электрических кранов. Профиль канавок для каната». Шар нарезки выбирается равным  $L = d + (2 \div 3)$  мм, где  $d$  - диаметр каната. Радиус канавки  $R \approx 0,54 d$ .

Для правильной укладки каната на барабан, а также для предохранения каната от его

смещения и запутывания при ослаблении каната применяют канатоукладчики различных типов (см. рисунок 70). В канатоукладчике (см. рисунок 70, а) канат 2 проходит через блок 1, имеющий возможность перемещаться вдоль оси 3 под действием усилия каната. В этом случае канат набегает на барабан перпендикулярно оси барабана независимо от угла набегания каната на блок, что и обеспечивает правильную укладку каната. Правильную укладку и невозможность смещения каната обеспечивает и канатоукладчик (см. рисунок 70, б), в котором канат 2 проходит между двумя подпружиненными гладкими роликами 4 или прижимается к барабану одним роликом 4 (см. рисунок 70, в), установленным на подпружиненных рычагах 5.

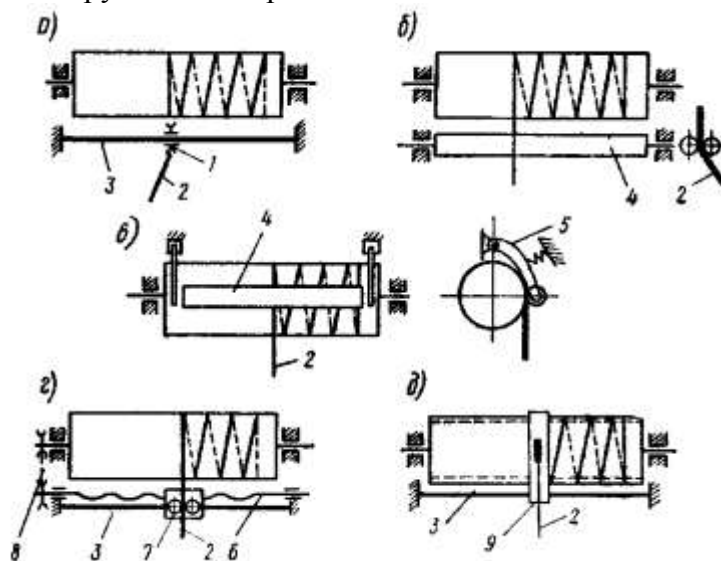


Рисунок 70 – Схемы канатоукладчиков

При многослойной навивке наибольшее применение имеет канатоукладчик (см. рисунок 70, г), состоящий из каретки 7 с направляющими блоками, совершающей челночное движение по направляющей 3 под действием винта 6, имеющего левую и правую нарезки. Винт 6 через цепную или зубчатую передачу 8 имеет привод от вала барабана, и каретка перемещается вдоль оси барабана на один шаг навивки каната за каждый оборот барабана.

У барабанов, имеющих винтовую нарезку, для предотвращения выпадения каната из винтовой нарезки при его ослаблении применяются канатоукладчики (см. рисунок 70, б), состоящие из кольца-гайки 9, перемещающейся при вращении барабана по его нарезке и по направляющей 3. Укладываемый канат проходит через окно в гайке.

По правилам Госгортехнадзора длина нарезного барабана должна быть такой, чтобы при низшем рабочем положении грузозахватного приспособления на барабане оставалось навитым не менее 1,5 витка

При многослойной навивке наибольшее применение имеет канатоукладчик (см. рисунок 70, г), состоящий из каретки 7 с направляющими блоками, совершающей челночное движение по направляющей 3 под действием винта 6, имеющего левую и правую нарезки. Винт 6 через цепную или зубчатую передачу 8 имеет привод от вала барабана, и каретка перемещается вдоль оси барабана на один шаг навивки каната за каждый оборот барабана.

У барабанов, имеющих винтовую нарезку, для предотвращения выпадения каната из винтовой нарезки при его ослаблении применяются канатоукладчики (см. рисунок 70, б), состоящие из кольца-гайки 9, перемещающейся при вращении барабана по его нарезке и по направляющей 3. Укладываемый канат проходит через окно в гайке.

По правилам Госгортехнадзора длина нарезного барабана должна быть такой, чтобы при низшем рабочем положении грузозахватного приспособления на барабане оставалось навитым не менее 1,5 витка каната, не считая витков, находящихся под зажимным устройством. Если  $L$  - рабочая длина каната, наматываемая на барабан, то длина нарезной части барабана без учета нарезки для закрепления каната на барабане



$$l = \left( \frac{L}{\pi \times D_2} + 1,5 \right) t.$$

Здесь 1,5 - дополнительные витки, регламентированные нормами Госгортехнадзора, необходимые для нормальной работы крепления каната, предназначенные для уменьшения натяжения каната в месте его закрепления на барабане.

При сдвоенном полиспасте на барабане предусматривается два рабочих участка со встречной нарезкой.

Нарезные барабаны, предназначенные для навивки, одной ветви каната, по правилам Госгортехнадзора также должны иметь реборда с обеих сторон, возвышающиеся над навитым слоем не менее чем на два диаметра каната. Если на барабан навивается две ветви каната (сдвоенные полиспасты), то реборды делать не обязательно. Обычно барабаны имеют цилиндрическую форму, но в тех случаях, когда натяжение каната изменяется по определенному закону, а навалу барабана желательно иметь неизменяемую величину крутящего момента (например, в. механизмах изменения вылета), применяют барабаны конической или какой-либо иной формы, определяемой законом изменения усилия в канате.

Барабаны выполняются литыми из чугуна (не ниже марки СЧ15-32) или из стали (не ниже 25 Л III) и сварными из стали (не ниже марки ВСтЗсп). Стенки барабана испытывают сложное напряжение сжатия, кручения и изгиба. При барабанах длиной менее трех диаметров напряжения изгиба и кручения не превышают обычно 10 - 15% от напряжения сжатия. Поэтому основным расчетом стенки барабана является расчет на сжатие. При огибании канатом с натяжением  $S$  барабана диаметром  $D$  давление на элементарную дугу кривой с нейтральным углом  $d\alpha$  равно:

$$d \times N = 2S \times \sin \frac{d \times \alpha}{2} \approx S \times d \times \alpha.$$

При длине дуги  $l = \frac{D}{2} \times d \times \alpha$  погонное давление:

$$q = \frac{d \times N}{l} = \frac{2S}{D}.$$

Тогда при шаге нарезки  $t$  внешнее распределенное давление:

$$p = \frac{2S}{D \times t}.$$

Напряжение сжатия стенки барабана определяется по теории напряженного состояния кольца, нагруженного равномерно распределенным по его внешней поверхности давлением. Наибольшее напряжение сжатия возникает на внутренней поверхности кольца и оказывается равным (по формуле Лямэ)

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

Но

$$D_1 = D - 2\delta,$$

где  $\delta$  - минимальная толщина стенки барабана (см. рисунок 69).

Учитывая, что  $\delta$  значительно меньше диаметра барабана, т. е. что  $D - \delta \approx D$ , после подстановки значения  $p$  в выражение для напряжения сжатия получаем:

$$\sigma_{сж} = \frac{S_{\max}}{\delta \times t} \leq [\sigma_{сж}],$$

где  $[\sigma_{сж}]$  - допускаемое напряжение сжатия, определяемое при рекомендуемом коэффициенте запаса прочности, принимаемом равным 2 для стальных барабанов относительно предела текучести при растяжении  $\sigma_T$  и для чугунных барабанов равным 5 относительно предела прочности при изгибе  $\sigma_{в.и.}$ . Значения  $\sigma_T$  и  $\sigma_{в.и.}$  приведены в таблице 17. Исходя из условий технологии изготовления литого барабана, толщина стенки чугунного барабана приближенно определяется по эмпирической формуле:

$$\sigma = 0,02D + (0,6 - 1,0) \text{ см},$$

и для стального барабана  
 $\sigma = 0,01D - 0,3\text{см.}$

Таблица 17 - Значения предела текучести  $\sigma_T$  и предела прочности при изгибе  $\sigma_{B.II.}$  даН/мм<sup>2</sup>

Материал	$\sigma_T$	$\sigma_{B.II.}$
Сталь:		
20	25	
15ХСНД	35	
35Л	28	
55Л	36	
Чугун:		
15 – 32		32
18 – 36		36
24 - 44		44

Напряжение изгиба стенки барабана:

$$\sigma_{II} = \frac{M_{II}}{W_{II}} = \frac{M_{II}}{0,1 \frac{D^4 - D_1^4}{D}}$$

и напряжение кручения:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{M_{кр}}{0,2 \frac{D^4 - D_1^4}{D}}$$

В случае необходимости учета всех видов напряжений результирующее напряжение для стальных барабанов:

$$\sigma_{сумм} = \sqrt{(\sigma_{II} + \sigma_{СЖ})^2 + 3\tau^2};$$

где  $D$  и  $D_1$  - размеры барабана (см. рисунок 69).

Приведенный метод расчета является широко распространенным в инженерных практических расчетах. Однако надо иметь в виду, что он является приближенным методом, рассматривающим тело барабана как бесконечную трубу, и в нем не рассматриваются вопросы местных напряжений, возникающих в месте стыка обечайки с лобовиной и в местах установки ребер жесткости. Более точный расчет в случае необходимости следует проводить, рассматривая барабан как цилиндрическую оболочку, испытывающую как напряжения сжатия, так и напряжения изгиба у лобовин и у ребер жесткости. Кроме того, надо учитывать, что стенка барабана, нагруженная радиальным давлением от витков каната, может потерять устойчивость.

Канатоемкость барабана при многослойной навивке определяется как сумма длин каната в каждом слое навивки, отличающемся диаметром навивки. Если в каждом слое навивка имеет  $i$  витков при  $z$  числе слоев, то длина каната в первом слое:

$$l_1 = \pi \times D_1 \times i,$$

где  $D_1$  - диаметр первого слоя по центру каната.

Соответственно длина каната во втором слое:

$$l_2 = \pi(D_1 + 2d) \times i$$

и в  $z$ -м слое

$$l_z = \pi[D_1 + (z-1)2d]i.$$

Общая длина каната во всех  $z$  слоях навивки:

$$L = \pi \times i \times z [D_1 + d(z-1)]$$

Учитывая возможную неравномерность навивки каната в случае отсутствия канатокладчика, вводят коэффициент неравномерности  $\varphi = 0,9$ . Тогда:

$$L' = \varphi \times L.$$

Для нормальной работы каната и повышения его долговечности следует обеспечить

правильное набегание каната на блок или барабан так, чтобы не создавался резкий перегиб каната, и этим избежать нежелательного нажатия каната на край реборды, которое приводит к повышенному износу каната и возможности излома реборды блока. Для этого канат не должен отклоняться от плоскости, проходящей через плоскость блока, более чем на угол  $\gamma$  (см. рисунок 71), зависящий от формы ручья блока:

$$\operatorname{tg} \gamma < \operatorname{tg} \alpha \sqrt{1 - \frac{\left(1 + \frac{d}{D}\right)^2}{\left(1 + \frac{2K}{D} + \frac{d \times \sin \alpha}{D}\right)^2}},$$

где угол раствора ручья блока  $2\alpha = 60^\circ$ , что допускает отклонение каната  $\gamma$  до  $6^\circ$ . При набегании каната на барабан угол  $\gamma$ , условно отсчитываемый от оси блока (см. рисунок 72), при практических расчетах принимается не более  $2^\circ$  для гладких барабанов, где витки каната ложатся вплотную друг к другу, и не более  $6^\circ$  для нарезных барабанов. Величина этого угла определяет минимальное расстояние оси направляющего блока относительно оси барабана. Так, для нарезных барабанов:

$$l_{\text{нан}} = \frac{l}{2} \operatorname{ctg} 6^\circ$$

и для гладких

$$l_{\text{гл}} = \frac{l}{2} \operatorname{ctg} 2^\circ,$$

где  $l$  - длина барабана.

Этими же углами при верхнем положении крюковой обоймы определяется и длина  $b$  ненарезанной части барабана сдвоенного полиспаста (см. рисунок 72, б). Максимальная возможная длина ненарезанного участка  $b_{\text{max}} = B + 2h_{\text{min}} \times \operatorname{tg} \gamma$  и минимальная возможная длина этого участка:

$$b_{\text{min}} = B - 2h_{\text{min}} \times \operatorname{tg} \gamma,$$

где  $B$  - расстояние между центрами блоков крюковой обоймы.

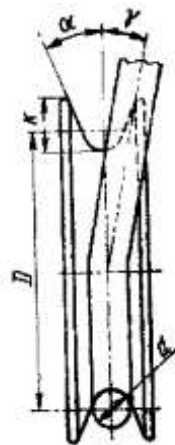


Рисунок 71 – Схема для определения допускаемого угла отклонения каната на блоке

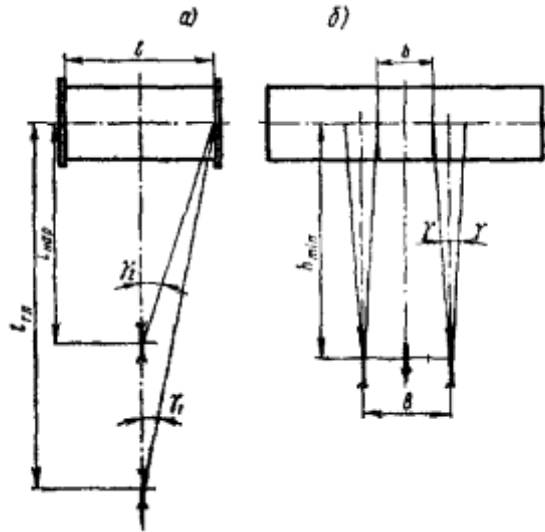


Рисунок 72 – Схема к определению допустимых углов набегания каната на барабан:  
 а – простой полиспаст; б – сдвоенный полиспаст

Закрепление конца каната на барабане. Конструкция крепления каната должна быть надежной, доступной для осмотра, удобной для смены каната и достаточно простой в изготовлении. Канат в месте крепления не должен подвергаться резкому изгибу. Существует много разнообразных конструкций крепления каната на барабане, примеры которых приведены на рисунке 73. Нормами Госгортехнадзора обусловлено крепление каната на барабане или прижимными планками, или клиновыми зажимами, обеспечивающими надежность крепления.

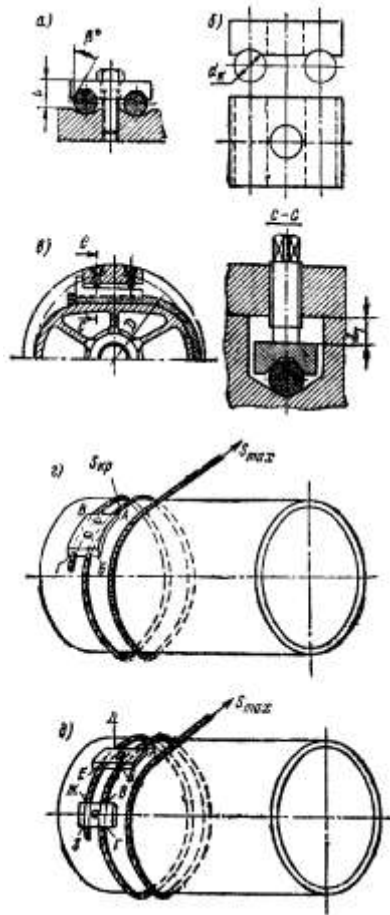


Рисунок 73 – Схемы крепления каната на барабане:  
 а – накладкой с трапециевидальной канавкой; б – одноболтовая накладка с полукруглой канавкой; в – прижимная планка; г – схема крепления планкой с двумя болтами; д – схема крепления двумя одноболтовыми накладками

Наибольшее применение имеет крепление каната планками, прижимающими канат к барабану (см. рисунок 73, а, б). В этом случае при навивке канат из крайней канавки на барабане сразу переводят через одну канавку в третью, для чего частично вырубает выступы нарезки, разделяющие канавки. При этом среднюю канавку используют для установки крепежных болтов. Каждая прижимная планка (см. рисунок 73, б) прижимает канат к барабану при помощи одного или двух болтов. Независимо от расчета одноболтовых планок, согласно правилам Госгортехнадзора, устанавливаются не менее двух. В случае крепления прижимных планок двумя болтами устанавливаются по одной планке для каната диаметром до 31 мм и по две планки при большем диаметре каната.

Вследствие наличия регламентированных нормами техники безопасности полутора дополнительных витков, уменьшающих натяжение каната в месте его крепления к барабану, натяжение каната перед прижимной планкой (в точке А, рис. 73, г)

$$S_{кр} = \frac{S_{max}}{e^{f\alpha}}, \quad (18).$$

где  $S_{max}$  - максимальное рабочее натяжение в канате при подъеме груза;  $f = 0,1$  - минимальный коэффициент трения между канатом и поверхностью барабана;  $\alpha = 3\pi$  - минимальный угол обхвата барабана неприкосновенными витками согласно правилам Госгортехнадзора.

Вследствие наличия неприкосновенных витков натяжение каната в месте его крепления уменьшается в 2,5 раза по сравнению с максимальным натяжением  $S_{max}$ .

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

1. Сила трения  $F_1$  между канатом и планкой, а также канатом и барабаном на участке  $AB$  под планкой:

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

где  $N$  - усилие затяжки одного болта;  $f_1$  - приведенный коэффициент трения между канатом и планкой, имеющей трапециевидальное сечение канавки (см. рисунок 73, а);

$$f_1 = \frac{f}{\sin \beta};$$

$\beta$  - угол наклона боковой грани зажимной канавки на планке, обычно принимаемый равным  $40^\circ$ .

При планке, выполненной с полукруглыми канавками (см. рисунок 73, б),

$$f_1 = f \text{ и } F_1 = 2f \times N.$$

2. Сила трения  $F_2$  между канатом и барабаном на участке  $BB$ , равная разности натяжений каната в точках  $B$  и  $B'$ :

$$F_2 = S_{B'} - S_B = (S_{кр} - F_1) - \frac{S_{кр} - F_1}{e^{fa_1}} = \frac{e^{fa_1} - 1}{e^{fa_1}} [S_{кр} - (f + f_1)N],$$

где  $a_1$  - угол обхвата барабана витком каната от точки  $B$  до точки  $B'$ , принимаемый равным  $2\pi$ .

3. Сила трения  $F_3$  под прижимной планкой на участке  $B\Gamma$ :

$$F_3 = F_1 = (f + f_1)N.$$

При удерживании каната креплением на барабане в неподвижном состоянии должно быть соблюдено равенство силы натяжения каната и сил трения:

$$S_{кр} = F_1 + F_2 + F_3,$$

откуда после подстановки значений сил трения и преобразований получаем значение усилия, растягивающего каждый болт:

$$N = \frac{S_{кр}}{(f + f_1)(e^{fa_1} + 1)}. \quad (19)$$

Кроме растяжения болты испытывают также изгиб, вызываемый силами трения между планкой и канатом на участках  $AB$  и  $B\Gamma$ , которые стремятся сдвинуть планку в направлении действия усилия в канате и тем самым изгибают болты. Эти силы трения, воспринимаемые каждым болтом, равны:

$$T = f_1 \times N.$$

За точку приложения силы  $\Gamma$  следует принимать точку соприкосновения головки болта с планкой (см. рисунок 73, а), а за плечо изгиба  $l$  - расстояние от этой точки до поверхности барабана.

Суммарное напряжение в каждом болте:

$$\sigma_{\text{сум}} = \frac{1,3k \times N}{\pi \times d_1^2} + \frac{k \times T \times l}{0,1d_1^3} \leq [\sigma_p] \quad (20)$$

где  $d_1$  - внутренний диаметр резьбы болта;  $k \geq 1,5$  - запас надежности крепления каната к барабану, учитывающий возможные отклонения фактического значения коэффициента трения от расчетного и влияние динамических нагрузок. Коэффициент 1,3 в уравнении (20) учитывает напряжение кручения при затяжке болтов.

При применении нескольких одноболтовых прижимных планок расчетные уравнения, учитывающие влияние силы трения между крепежными витками каната и барабаном на отдельных дугах обхвата между зажимами (дуги *БВ*, *ГД* и *ЕЖ* рисунок 73, д), можно получить аналогичным образом - путем последовательного определения сил трения на отдельных участках соединения и их суммирования.

Для упрощения расчета и в этом случае с достаточной степенью точности можно использовать уравнения (19) и (20), принимая условно угол  $\alpha$ , равным углу обхвата барабана канатом между точками *Б* и *Ж* (см. рисунок 73, д). Обычно планки располагают одна относительно другой под углом  $60^\circ$ . Конструкция крепления каната с прижимной планкой, представленная на рисунке 73, в, требует применения литого барабана. Расчет крепления аналогичен вышеприведенному расчету. Плечом изгиба болта является размер  $l_1$ , показанный на рисунке 73, в.

**Соединение стальных канатов и цепей с деталями машины.** Закрепление конца каната на оси производят при помощи специального устройства - коуша 1 (см. рисунок 74, а), предохраняющего канат от чрезмерных напряжений смятия и от истирания его об ось. Коуш (ГОСТ 2224-72) представляет собой стальное фасонное кольцо желобчатого сечения. Форма желобка соответствует диаметру каната, для которого этот коуш предназначен. Канат огибают коуш, ложась в желобок, и конец каната соединяется с основной его ветвью. Это соединение производится при помощи зажимных планок 2 и скоб различной конструкции или путем вплетки проволок расплетенного конца каната в основную его ветвь с последующей оплеткой каната стальной проволокой (см. рисунок 74, б).

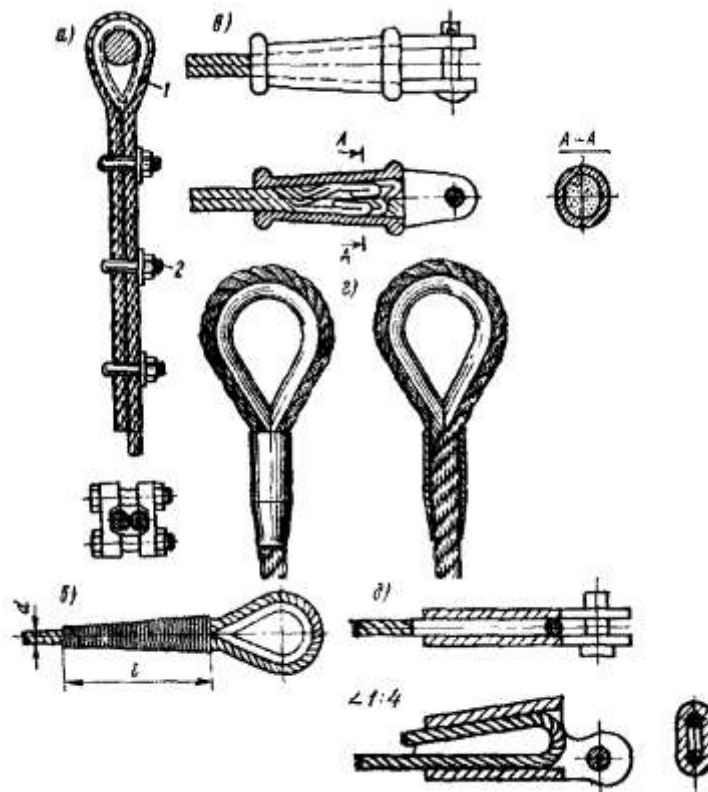


Рисунок 74 – Схемы крепления канатов:

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

Количество зажимов согласно правилам Госгортехнадзора определяется расчетом, но не

должно быть меньше трех. Шаг расположения зажимов составляет не менее шести диаметров каната; длина сращивания  $l$  не менее 20 диаметров каната. Соединение при помощи планок и скоб, как наиболее простое, применяется очень широко

Весьма надежным является крепление конца канала при помощи коуша с заливкой (см. рисунок 74, в). Для этого конец каната пропускают через стальной коуш (применение сварных и чугунных конусных втулок - коушей - не допускается) от его вершины, расплетают его по длине, равной примерно двум длинам конуса коуша, вырезают органический сердечник, обезжиривают, протравляют кислотой и промывают проволоку в горячей воде. Затем каждую проволоку сгибают пополам и конец каната втягивают в коуш и заливают сплавом свинца или цинка. При этом получается монолитное соединение, отличающееся повышенной надежностью.

Перед заливкой втулка подогревается примерно до  $100^{\circ}\text{C}$ , чтобы сплав равномерно заполнял весь объем. При применении этого способа крепления необходимо иметь в виду, что при температуре заливки выше  $400^{\circ}\text{C}$  отмечается падение предела прочности проволок у края конуса. Так, при температуре заливки, равной  $520^{\circ}\text{C}$ , предел прочности понижается примерно на 20%. Поэтому следует пользоваться сплавами, имеющими температуру плавления в  $330 - 360^{\circ}\text{C}$ . Кроме указанных выше способов крепления конца каната применяется также соединение в опрессовочной втулке на канате (см. рисунок 74, г), являющееся при наличии специальных штампов для опрессовки простым, надежным и высокопроизводительным методом. Большое применение имеют также клиновые зажимы (см. рисунок 74, д), позволяющие осуществлять быструю сборку и разборку соединения.

Сварные цепи обычно крепят к барабану при помощи кованого крючкообразного зажима, привертываемого к телу барабана (см. рисунок 75).

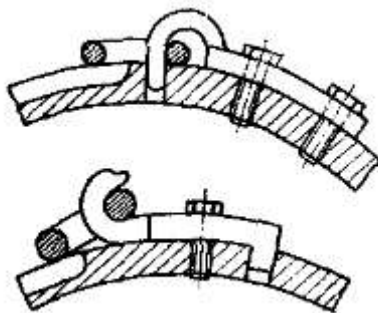


Рисунок 75 – Крепление сварной цепи к барабану

**Барабаны шпилей** (фрикционные барабаны). При производстве маневровых работ на железнодорожных путях, в портах и доках, для подъема якорей на судах, подтаскивания различных грузов и т. п. большое применение имеют шпиль (см. рисунок 5). Шпиль - это лебедка с фрикционным барабаном, имеющим горизонтальную или вертикальную ось вращения. Канат, соединенный с грузом, не закрепляется жестко на барабане, а сцепляется с ним силой трения, возникающей между поверхностью барабана и несколькими витками каната, намотанными на него, и удерживается от проскальзываний относительно небольшим усилием рабочего  $S_{гб}$ , прикладываемым к сбегавшей ветви. Это позволяет работать с канатом, имеющим большую длину при малых размерах барабана. Тогда, согласно зависимости Эйлера, натяжение набегающей ветви каната, соединенной с грузом:

$$S_{наб} = S_c \times e^{fa},$$

где  $f$  - коэффициент трения между канатом и барабаном, принимаемый в пределах  $0,12 - 0,15$  при гладком барабане и  $0,15 - 0,2$  при барабане, имеющем на своей поверхности невысокие ребра, располагаемые по образующей барабана;  $a$  - угол обхвата барабана канатом, рад.

Обычно барабаны шпилей делают переменного диаметра, уменьшающимися от краев к середине, чтобы обеспечить постоянное сбегание каната к центру барабана. Элемент каната с натяжением  $S$  и углом обхвата, равным  $da$ , создает (см. рисунок 76) радиальное усилие  $dN = Sda$ . Сила  $dN \times \sin\varphi$  стремится передвинуть канат к центру барабана (на минимальный диаметр), где  $\varphi$  - угол между осью вращения барабана и касательной к поверхности барабана, проведенной в точке касания каната с барабаном. Сила трения между канатом и барабаном  $f \times dN \times \cos\varphi$  препятствует этому

передвижению. Для того чтобы канат перемещался с большего диаметра к меньшему, результирующая сила, сдвигающая канат, должна быть больше нуля, т. е.:

$$dN \times \sin \varphi - dN \times f \times \cos \varphi > 0,$$

что возможно, если угол  $\varphi$  больше угла трения  $p = \operatorname{arctg} f$ .

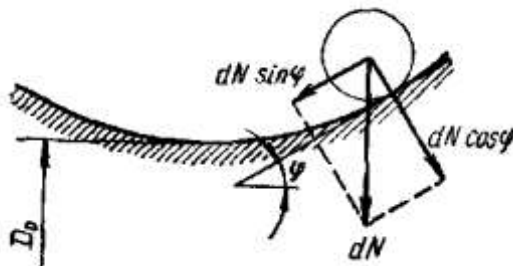


Рисунок 76 – Схема действия сил на барабане шпиля

**Блоки.** Блоки для канатов отливают из чугуна не ниже марки СЧ15-32 или из стали не ниже марки сталь 25ЛШ, а также изготовляют штамповкой из стали не ниже марки ВСтЗсп.

Наиболее рациональным методом изготовления блоков является штамповка. Профиль ручья блока выполняют так, чтобы обеспечить беспрепятственный вход и выход каната, а также наибольшее соприкосновение с ним ручья (см. рисунок 77, а).

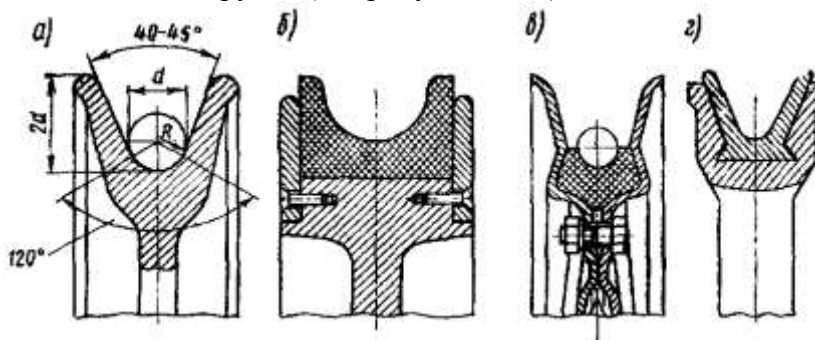


Рисунок 77 – Ручьи блоков:

а – профиль ручья; б, в – ручьи, футерованные пластмассой; г – ручей, футерованный алюминием

Размеры профиля ручья блока принимают по ОСТ 24.191.01 «Блоки для стальных канатов. Профиль ручья. Конструкции и размеры» Материал ручья влияет на срок службы каната. Как показывает опыт эксплуатации, износ каната на стальных блоках больше, чем при работе на чугунных блоках, из-за, большей величины контактных напряжений между проволоками и ручьем и из-за худших условий скольжения каната по стальному блоку. Для повышения долговечности каната иногда применяют блоки с ручьем, футерованным алюминием, резиной, пластмассами (см. рисунок 77, б, в, г), что резко повышает срок службы каната. Так, если принять износ каната при чугунном шкиве за единицу, то на стальном блоке износ будет равен 1,1, при футеровке алюминием - 0,8 и при футеровке капроном - 0,4 - 0,5.

**Звездочки.** Звездочки для сварных цепей, как правило, выполняют литыми из чугуна или стали. Звенья сварной цепи ложатся на звездочке в специальные гнезда, выполненные по форме звена, вследствие этого звездочка получается многогранной (данные для построения профиля ручьев звездочек и тяговых колес для сварных калиброванных цепей см. РТМ 40 - 62 и 41 - 62).

Звенья цепи, расположенные в плоскости, перпендикулярной плоскости граней, входят в специальный круговой паз (см. рисунок 78, а). Диаметр начальной окружности звездочки (диаметр по центру прутка, из которого сварена цепь)

$$D_{H.o} = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin \frac{90}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90}{z}}\right)^2},$$



где  $t$  - внутренняя длина звена цепи;  $d$  - диаметр прутка, из которого сварена цепь;  $z$  - число гнезд на звездочке.

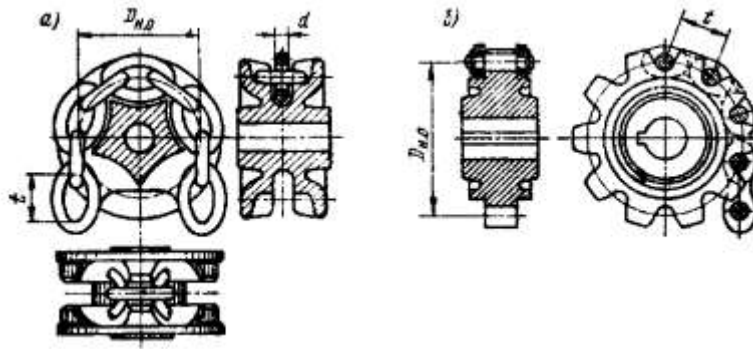


Рисунок 78 – Звездочки:

а – для сварной цепи; б – для пластинчатой цепи

При числе гнезд  $z \geq 6$  и при  $d \leq 16$  мм первый член под корнем значительно больше второго и в этом случае можно пользоваться упрощенным уравнением:

$$D_{н.о} = \frac{t}{\sin \frac{90}{z}}$$

Звездочки для пластинчатых цепей изготавливают из проката (сталь Ст4, Ст5, сталь 20) или литой стали; они представляют собой как бы зубчатые колеса, зубья которых входят между пластинами цепей соприкасаясь а валиками шарниров. Построение профиля зубьев звездочки производят по ГОСТ 590 - 63.

Диаметр начальной окружности звездочки (см. рисунок 78, б)

$$D_{н.о} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}}$$

где  $t$  - шаг цепи;  $z$  - число зубьев.

## Глава V

### ОСТАНОВЫ И ТОРМОЗА

Все механизмы грузоподъемных машин снабжаются надежно действующими тормозными устройствами, обеспечивающими в механизмах подъема остановку груза и удержание его в подвешенном состоянии, а в механизмах передвижения и поворота - остановку механизма на определенной длине тормозного пути.

Общая интенсификация производства и рост производительности труда, определяющие необходимость повышения скорости движения и увеличения движущихся и останавливаемых масс, предъявляют все более высокие требования к работе тормозных устройств. Тормоза подъемно - транспортных машин не только обеспечивают безопасность работы этих машин, но и оказывают влияние на их производительность.

Для повышения производительности механизма желательно сокращение периода торможения. Однако работа с максимальными замедлениями не всегда допустима, так как при интенсивном торможении в элементах привода возникают напряжения, значительно превосходящие допускаемую статическую перегрузку, вследствие чего при резком торможении нарушается прочность соединений, наблюдается повышенный износ муфт, подшипников, ходовых и зубчатых колес.

В подъемно-транспортных машинах работа с повышенными замедлениями может привести к буксованию ходовых колес передвижных кранов, расплескиванию жидкого металла, транспортируемого в ковшах крапами, раскачиванию транспортируемого груза, вибрации металлических конструкций и другим нежелательным явлениям, что следует учитывать при определении величины тормозного момента и расчета элементов подъемно-транспортных машин.

Торможение механизмов с электрическим приводом обычно осуществляется как электрическим, так и механическим путем. Электросхемы некоторых современных машин допускают возможность значительного уменьшения скорости механизма к моменту замыкания тормоза. Однако и в этом случае механический тормоз остается единственным средством остановки механизма при прекращении подачи электроэнергии. Поэтому расчет тормозов таких механизмов необходимо вести применительно к полной величине тормозного момента без учета возможности его уменьшения за счет использования электроторможения.

Для определения тормозного момента должны быть известны:

- характер работы, выполняемой механизмом;
- режим работы механизма;
- конструктивные и расчетные данные механизма: масса транспортируемого груза, массы отдельных элементов, моменты инерции элементов механизма, скорости движения, передаточные числа и к. п. д. передач и т. п.;
- место установки тормоза в кинематической схеме механизма (в зависимости от выбранного места установки величина тормозного момента различна; она изменяется в зависимости от передаточного числа, передачи от рабочего органа — барабана, ходового колеса и пр. - до тормоза);

- крутящий момент  $M_1$  действующий на тормозном валу при торможении и определяемый с учетом потерь в элементах механизма от рабочего органа до тормозного вала;
- частота вращения тормозного вала.

При применении ленточных и некоторых конструкций скоростных тормозов необходимо также знать направление вращения тормозного шкива при торможении.

Тормозные устройства подъемно-транспортных машин подразделяют по следующим признакам:

- по конструктивному выполнению рабочих элементов тормоза:
  - колodочные - с рабочим элементом в виде колodки, трущейся по наружной или внутренней поверхности тормозного барабана;
  - ленточные - с рабочим элементом в виде гибкой ленты, трущейся по тормозному барабану;
  - дисковые - с рабочим элементом в виде целого кольцевого диска или отдельных сегментных колodок;
  - конические - с рабочим элементом в виде конуса. Последние две разновидности тормозов обычно объединяются в одну группу тормозов с замыкающим усилием, действующим вдоль оси тормоза, - в группу тормозов с осевым нажатием;
- по принципу действия - автоматические тормоза (тормоза с электромагнитным, электрогидравлическим или электромеханическим приводом, тормоза, замыкаемые весом транспортируемого груза, и т. п.), замыкающиеся независимо от воли обслуживающего персонала одновременно с отключением двигателя механизма, на котором установлен тормоз, и тормоза управляемые, замыкание или размыкание которых производится обслуживающим персоналом при воздействии на орган управления тормозом независимо от привода механизма;
- по назначению - стопорные тормоза, производящие остановку механизма, вступая в действие в конце движения, и тормоза, ограничивающие скорость движения в определенных пределах, действующие в течение всего периода работы соответствующего механизма (спускные тормоза и регуляторы скорости);
- о характеру действия усилия управления тормозом - нормально-замкнутые тормоза, замыкание которых создается постоянно действующей внешней силой (усилием пружины, весом специального замыкающего груза и т. п.), а размыкание, происходящее одновременно с включением привода механизма, - при приложении усилия управления тормозом; при выключении привода тормоз автоматически замыкается; нормально-разомкнутые тормоза, размыкаемые при помощи постоянно действующего внешнего усилия, а замыкаемое путем приложения усилия управления тормозом; комбинированные тормоза, работающие в нормальных условиях как тормоза нормально-разомкнутые, а в аварийных условиях - как тормоза, нормально-замкнутые действием внешнего замыкающего усилия.

Ко всем тормозам независимо от их конструкции предъявляются следующие основные требования: достаточный тормозной момент для заданных условий работы; быстрое замыкание и размыкание, конструктивная прочность и долговечность элементов тормоза; простота конструкции, определяющая малую стоимость изготовления, удобство осмотра, регулирования и замены износившихся деталей; устойчивость регулирования, обеспечивающая надежность работы тормозного устройства; минимальный износ трущихся элементов; минимальные габариты и масса; температура на поверхности трения не должна и процессе работы превышать предельную температуру, установленную для данного типа тормоза при данном фрикционном материале.

Местом установки тормозного шкива обычно является наиболее быстроходный вал механизма, где действует наименьший крутящий момент и, следовательно, тормоз развивает малый тормозной момент и имеет наименьшие габариты и наименьшую мощность привода тормоза. В этом случае в качестве тормозного шкива можно использовать одну из полумуфт соединения двигателя с редуктором. Если в механизме применена муфта с амортизирующим устройством (втулочно-пальцевые, пружинные и т. п.), то в качестве тормозного шкива можно использовать только полумуфту, находящуюся на валу редуктора.

## §11. Остановы

К простейшим устройствам, служащим для удержания груза на весу, относятся *остановы* -

приспособления, не препятствующие подъему груза и исключают возможность его самопроизвольного спуска под действием собственного веса. Остановы бывают храповые и фрикционные (эксцентриковые и роликовые). В подъемно-транспортных машинах обычно применяются храповые и роликовые остановы.

**Храповые остановы.** Эти остановы состоят из храпового колеса 1, укрепленного на валу 2 механизма, и собачки 3, ось 4 которой установлена на неподвижных элементах механизма (см. рисунок 79, а). Собачка входит в зацепление с храповым колесом, задерживая его движение, а следовательно, и движение механизма в сторону спуска груза, не препятствуя движению в сторону подъема. Для опускания груза собачку необходимо вывести из зацепления с храповым колесом, для чего ее нужно разгрузить от действия усилия зацепления. Местом установки храпового механизма обычно является самый быстроходный (приводной) вал привода, где действуют наименьшие по величине крутящие моменты и, следовательно, конструкция храпового механизма получается малогабаритной.

Однако с целью повышения надежности храпового соединения, а также вследствие конструктивных особенностей некоторых грузоподъемных механизмов храповое соединение в ряде случаев устанавливается на промежуточных валах и даже непосредственно на валу барабана. Наиболее опасным для элементов останова является положение собачки, упирающейся в вершину зуба храпового колеса (см. рисунок 79, б). Так как зацепление зубьев я собачкой происходит с некоторым ударом, то кромки зуба колеса и собачки сминаются. Уравнение прочности кромок:

$$q = \frac{P}{b} \leq [q], \quad (21)$$

где  $P$  - окружное усилие, даН;  $b$  - ширина кромки зуба, см;  $[q]$  - допускаемое линейное давление с учетом динамического характера нагружения, даН/см (см. таблицу 18).

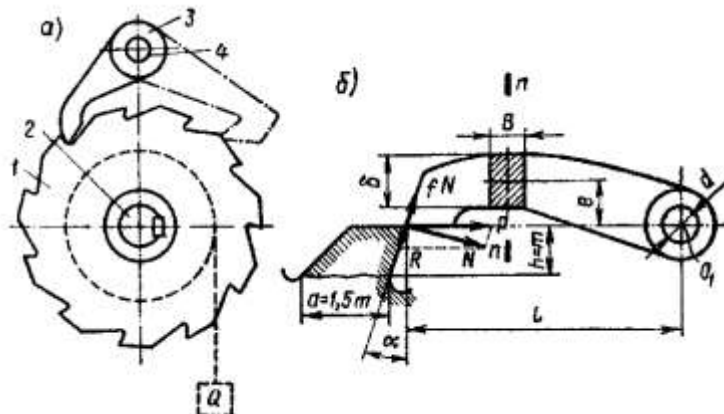


Рисунок 79 – Схема храпового останова:

а – нормальное положение собачки; б – расчетное положение собачки

Таблица 18 Параметры для расчета кранового соединения

Материал храпового колеса	$\varphi = \frac{b}{m}$	$[q]$ , даН/см	Запас прочности $n$
Чугун не ниже марки СЧ 15-32	2 – 6	150	5
Сталь литая 35ЛШ, 55ЛШ	1,5 – 4	300	4
Сталь Ст3	1 – 2	350	3
Сталь 45	1 - 2	400	3

Примечания. 1. Значения приведены для механизмов с ручным приводом и для легкого режима работы механизмов с машинным приводом. Для более напряженных режимов эти значения рекомендуется снижать на 25 - 30%.

2. Значения запасов прочности приведены для чугуна относительно предела прочности  $\sigma_s$ , а для сталей - относительно предела текучести  $\sigma_T$ .

Окружное усилие определяют из уравнения:

$$P = \frac{2M_K}{D} = \frac{2M_K}{z \times m}, \quad (22)$$

где  $D$  - внешний диаметр храпового колеса, см;  $z$  - число зубьев храпового колеса;  $m$  - модуль зацепления храпового колеса, см;  $M_K$  - крутящий момент, действующий на валу храпового колеса, даНсм.

Соотношение между шириной зуба  $b$  и модулем  $m$  определяется коэффициентом  $\varphi$ , принимаемым по таблице 18 в зависимости от материала храпового колеса:

$$\varphi = \frac{b}{m}.$$

Большие значения коэффициента  $\varphi$  принимают для храповых устройств, работающих в напряженном режиме со значительными ударными нагрузками, при высокой точности монтажа, обеспечивающей соприкосновение зубьев по всей ширине. Ширину собачки принимают на 2 - 4 мм шире зуба храпового колеса, чтобы компенсировать возможные неточности монтажа.

Используя уравнения (21) и (22), получаем выражение для модуля из расчета кромок на смятие:

$$m = \sqrt{\frac{2M_K}{z \times \varphi \times [q]}}.$$

Если число зубьев неизвестно, а известен диаметр храпового колеса, то удобнее пользоваться выражением

$$m = \frac{2M_K}{\varphi \times D \times [q]}.$$

При модуле храпового соединения, равном или большем 6 мм, можно ограничиться проверкой зуба по линейному давлению. При меньшем модуле необходима проверка зуба по изгибу. Плоскость излома зуба (см. рисунок 79, б) отстоит на расстоянии  $h = m$  от конца зуба. Высоту расчетного сечения зуба храпового колеса с внешним зацеплением принимают равной  $a = 1,5m$ .

Тогда момент, изгибающий зуб (даН×см):

$$M_H = P \times h = \frac{2M_K}{z \times m} \times m = \frac{2M_K}{z}.$$

Момент сопротивления изгибу при рассмотрении зуба как балки, заделанной с одного конца:

$$W = \frac{\varphi \times m(1,5m)^2}{6} = \frac{2,25\varphi \times m^3}{6}.$$

Тогда напряжение изгиба:

$$\sigma = \frac{M_K}{W} = \frac{12M_K}{2,25\varphi \times z \times m^3} \leq [\sigma_H]$$

Принимая допускаемые значения напряжения изгиба в соответствии с приведенными в таблице 18 значениями запаса прочности:

$$m = 1,75\sqrt[3]{\frac{M_K}{\varphi \times z \times [\sigma_H]}}.$$

При внутреннем зацеплении зубья храпового колеса оказываются значительно прочнее зубьев с внешним зацеплением вследствие увеличения размера  $a$  до  $3m$ . В этом случае модуль определяют из выражения:

$$m = 1,1\sqrt[3]{\frac{M_K}{\varphi \times z \times [\sigma_H]}}.$$

Собачку храпового соединения изготавливают из стали не ниже марки сталь 45 (рекомендуется сталь 40Х при твердости не ниже 48 - 50 HRC). Для обеспечения надежной работы соединения собачка прижимается к храповому колесу пружиной (см. рисунок 80, а, б) или весом специального груза (см. рисунок 80, в). Ось вращения собачки устанавливают в таком месте, чтобы угол, образованный линиями, проведенными от оси колеса и оси собачки в точку контакта собачки с колесом, был близок к  $90^\circ$ .

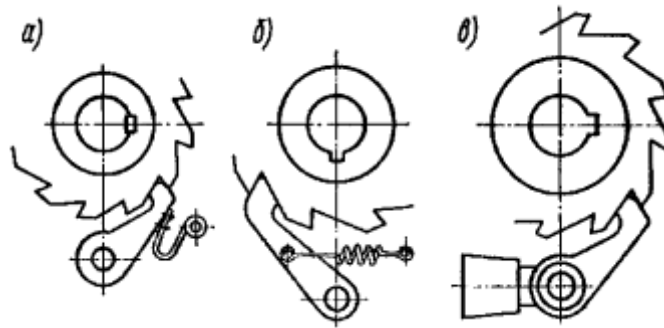


Рисунок 80 – Конструкции собачек с принудительным включением:  
а, б – усилием пружины; в – весом груза

Рабочая сторона зуба колеса, упирающаяся в собачку, делается плоской. При вращении храпового колеса в направлении, соответствующем подъему груза, собачка свободно скользит по наклонным поверхностям зубьев. Если направление вращения колеса изменяется на противоположное, то собачка, упираясь в верхнюю кромку зуба колеса, соскальзывает во впадину и прижимается к рабочей грани зуба всей торцевой поверхностью, создавая необходимый упор. При этом на собачку от окружного усилия  $P$  будут действовать сила нормального давления  $N = P \times \cos \alpha$  и сила  $R = P \times \sin \alpha$ , направленная вдоль рабочей грани зуба и стремящаяся сдвинуть собачку к основанию зуба (см. рисунок 79, б). Кроме того, на собачку действуют, также вдоль рабочей грани зуба, сила трения  $fN$  и момент трения  $P \times f_1 \times \frac{d}{2}$  в опоре  $O_1$  препятствующие входу собачки в зацепление (здесь  $f_1$  - коэффициент трения между собачкой и ее осью, имеющей диаметр  $d$ ). Приведенная к плоскости рабочей грани зуба сила трения  $F$  от момента трения на оси собачки:

$$F = \frac{P \times f_1 \times d}{2L \times \cos \alpha}.$$

Если пренебречь влиянием веса собачки и усилием пружины, способствующих созданию зацепления, то для обеспечения входа собачки в зацепление о зубом должно быть удовлетворено неравенство:

$$R > f \times N + F,$$

откуда после преобразований получаем:

$$\operatorname{tg} \alpha > f + \frac{f_1 \times d}{2L \times \cos^2 \alpha},$$

т. е. беспрепятственное движение собачки к основанию зуба колеса будет обеспечено, если угол  $\alpha$  отклонения передней грани зуба колеса будет больше приведенного угла трения  $p$  собачки по зубу храпового колеса с учетом коэффициентов трения  $f$  и  $f_1$  и геометрии зацепления. Нормалью на построение профиля зубьев храпового колеса при наружном и внутреннем зацеплении предусмотрено отклонение рабочей поверхности зуба от радиуса, проведенного к вершине зуба, на угол  $\alpha \approx 20^\circ$ , что учитывает и влияние трения в опоре  $O_1$  и возможное загрязнение и повреждение контактных поверхностей зуба, колеса и собачки. Нагруженная собачка испытывает напряжения сжатия или растяжения и изгиба. Расчет собачки ведут на сложное сопротивление при положении собачки, упертой концом в кромку зуба колеса (см. рисунок 79, б). Так, при сжатой собачке напряжение в опасном сечении:

$$\sigma = \frac{P}{B \times \delta} + \frac{6P \times e}{B \times \delta^2} \leq [\sigma_{II}],$$

где  $B$  - ширина собачки.

Допускаемое напряжение изгиба  $[\sigma_{II}]_c$  определяется при запасе прочности  $n = 5$  относительно предела текучести.

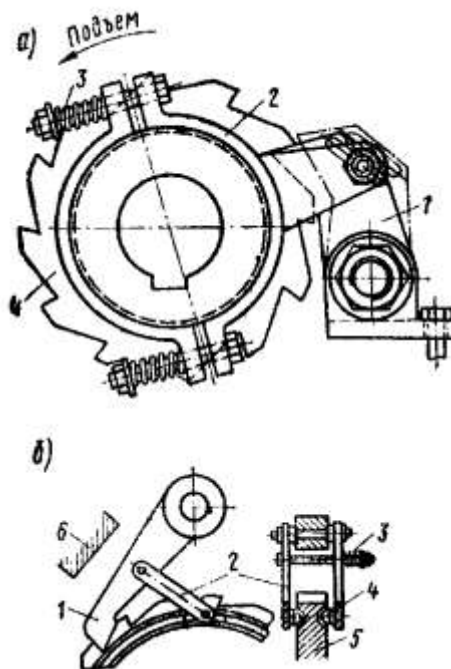


Рисунок 81 – Схема бесшумных собачек

При вращении храпового колеса в сторону подъема и собачке, постоянно прижимаемой к его зубьям, работа храпового соединения сопровождается характерным, неприятным шумом. Для уменьшения шума применяют конструкции бесшумных собачек, в которых специальное устройство, использующее силу трения, отводит собачку от храпового колеса при движении механизма в сторону подъема. Так, на рисунке 81, а собачка 1 соединена с хомутом 2, прижимающимся к валу механизма усилиями пружин 3. При вращении вала в сторону подъема хомут 2 под действием силы трения стремится также повернуться в эту же сторону и отводит собачку от зубьев храпового колеса 4. При вращении вала в сторону спуска хомут принудительно вводит собачку в зацепление с зубом храпового колеса.

Представленная на рисунке 81, б бесшумная собачка 1 соединена с храповым колесом посредством планок 2, стянутых пружиной 3. На концах планок укреплены сухарики 4, скользящие по канавкам, проточенным в храповом колесе 5. При вращении в сторону подъема планки под действием силы трения отводят собачку от храпового колеса до упора 6. При вращении в сторону спуска собачка вводится планками в зацепление. При проектировании бесшумной собачки такой конструкции необходимо правильно установить соотношения плеч рычагов 1 и 2 в правильно выбрать место установки упора в, так как возможно такое сочетание размеров, которое приведет к заклиниванию сухариков 4 в канавках храпового колеса.

Работа храпового соединения характеризуется резким, ударным соединением собачки с зубом храпового колеса и мгновенной остановкой груза. С целью уменьшения динамических явлений при работе храпового соединения иногда устанавливают на одно храповое колесо несколько собачек, расположенных так, чтобы они не могли войти в соединение с зубом одновременно. Тогда максимально возможный угол поворота храпового колеса до встречи с собачкой (угол холостого хода) сокращается до величины, пропорциональной доле шага зубьев. При этом храповое колесо при перемене направления вращения не успевает развить высокой скорости под действием веса груза и зацепление собачки с зубом колеса происходит со значительно меньшим ударом. Независимо от числа собачек, каждая из них рассчитывается на полное окружное усилие  $P$ .

**Роликовые остановы (автологи).** Эти остановы, относящиеся к типу фрикционных самотормозящих механизмов, так как их действие основано на использовании силы трения, являются наиболее совершенными механизмами, обеспечивающими безударное приложение нагрузки при минимальном угле холостого хода, предшествующем заклиниванию. Роликовый останов (см. рисунок 82) состоит из корпуса 1, втулки 2 и заложенных в клиновые пазы роликов 3. При вращении втулки 2 против часовой стрелки (при неподвижно зафиксированном корпусе 1) ролики увлекаются силой трения в наиболее широкую часть клинового паза, что обеспечивает свободное вращение

втулки 2 (а следовательно, и вала механизма) относительно корпуса 1. При перемене направления вращения ролики увлекаются в узкую часть клинового паза, что приводит к заклиниванию роликов в пазу и остановке втулки. Для более быстрого заклинивания роликов в конструкцию останова включены пружины 5 и штифты 4, отжимающие ролики в угол паза.

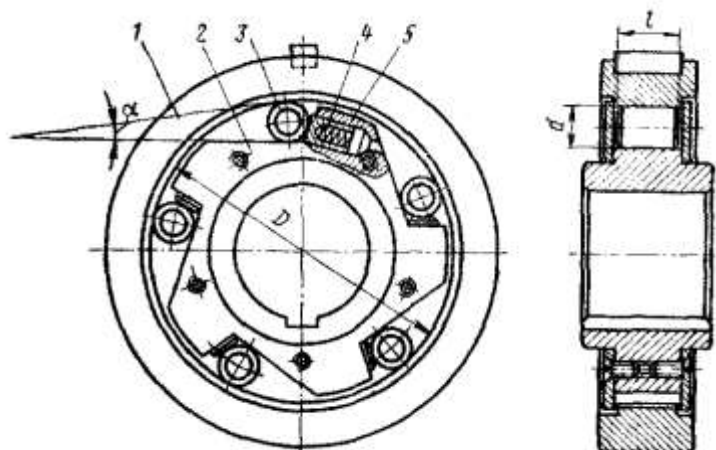


Рисунок 82 – Схема роликового останова

Наибольший крутящий момент, возникающий при заклинивании роликов, с учетом динамических нагрузок:

$$M_{\max} = k_{\dot{A}} \times \dot{M},$$

где  $M$  - номинальный крутящий момент от груза на валу останова;  $k_{\dot{A}} = k_{\dot{A}\dot{A}} + k_M$  - коэффициент динамичности, равный сумме коэффициента  $k_{\dot{A}\dot{A}}$ , учитывающего влияние типа примененного двигателя, и коэффициента  $k_M$ , учитывающего влияние типа подъемно-транспортной машины. Так, при электроприводе  $k_{\dot{A}\dot{A}} = 0,25$ , при двигателе внутреннего сгорания шестицилиндровом  $k_{\dot{A}\dot{A}} = 0,4$  и при четырехцилиндровом  $k_{\dot{A}\dot{A}} = 0,5$ . Для элеваторов, ленточных конвейеров и грузовых подъемников  $k_M = 1,2$ , для подвесных дорог и транспортирующих барабанов  $k_M = 1,4$  и для кранов и пассажирских лифтов  $k_M = 2$ .

Расчет роликовых остановов ведут по расчетному крутящему моменту:

$$M_p = \frac{M_{\max}}{k_T},$$

где  $k_T = 0,6 - 0,9$  - коэффициент, характеризующий точность изготовления и монтажа останова. При повышенной точности принимают большие значения  $k_T$ . Нормальное давление на ролик:

$$N = \frac{2M_p}{z \times D \times \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}},$$

где  $z$  - число роликов;  $D$  - внутренний диаметр корпуса;  $\alpha$  - угол заклинивания.

Заклинивание ролика является весьма сложным процессом перекатывания упругого цилиндра между двумя упругими цилиндрическими поверхностями и происходит, если силы и моменты сил, действующие на ролик в начальной момент заклинивания, стремятся втянуть его в клиновое пространство между корпусом и втулкой. При одинаковых значениях коэффициентов трения  $f$  между роликом и деталями останова величина  $\alpha$  должна удовлетворять неравенству:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} < \operatorname{tg} \rho = f.$$

Обычно для обеспечения саморасклинивания останова применяют угол  $\alpha = 6 - 8^\circ$ .

При проектировании роликовых остановов подъемно-транспортных машин число роликов  $z$  обычно принимают в пределах 3 - 5; длина ролика  $l = (1,25 - 1,5)d$  и внутренний диаметр корпуса  $D = 8d$ , где  $d$  - диаметр ролика.



Расчет деталей останова ведут на контактное смятие. Максимальное контактное касательное напряжение в месте контакта ролика со втулкой:

$$\tau_{\max} = 0,2 \sqrt{\frac{N}{l}} \times E \times \frac{1}{d} \leq [\tau],$$

где  $E$  - приведенный модуль упругости контактирующих элементов останова.

Допускаемые контактные напряжения  $[\tau]$  для случая линейного контакта роликов, выполненных из качественных сталей (например, корпус и втулка из стали 15Х или 20Х; ролик из стали 40Х), принимают для механизмов с малым числом включений, не превышающим  $10^7$  по зависимости:

$$[\tau] = (80 - 120)HRC, \text{ даН} / \text{см}^2.$$

Для механизмов с частыми включениями расчет ведется по пониженным допускаемым напряжениям:

$$[\tau'] = [\tau] \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_u}},$$

где  $N_u$  - общее число циклов нагружения за срок службы, превышающее  $10^7$  циклов.

## § 12. Колодочные тормоза

В подъемно-транспортных машинах находит применение большое количество разнообразных конструкций колодочных тормозов, различающихся в основном по схемам рычажных систем. Обычно они состоят из рычагов и двух колодок, расположенных диаметрально относительно тормозного шкива. Торможение механизма колодочным тормозом происходит в результате создания силы трения между тормозным шкивом, связанным с одним из валов механизма, и тормозной колодкой, укрепленной на рычагах тормоза, установленного на металлоконструкции тележки или крана.

В простейшем случае одно колодочного тормоза (см. рисунок 83, а) замыкающая сила  $P$ , приложенная к тормозному рычагу, создает нажатие колодки на тормозной шкив, вследствие чего на вращающемся шкиве возникает сила трения  $F = fN$ , противодействующая вращению механизма. Если момент силы  $F$  больше момента движущей силы, действующей на том же валу, то скорость движения замедляется и движение прекращается.

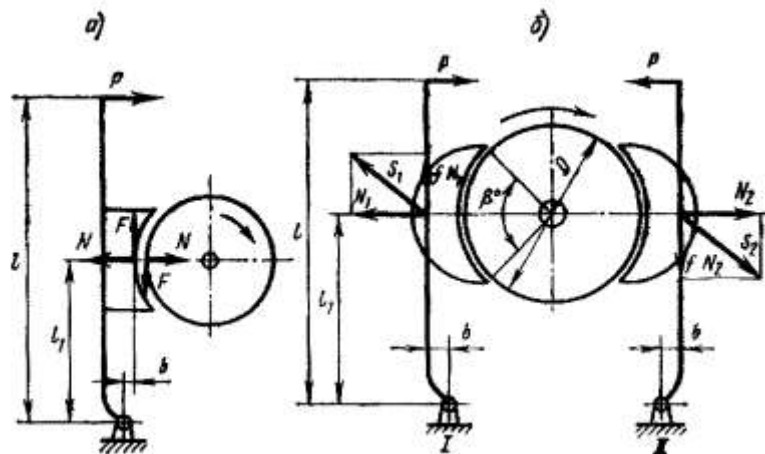


Рисунок 83 – Расчетные схемы тормозов:  
а – одноколодочного; б – двухколодочного

Тормозной момент, создаваемый одноколодочным тормозом:

$$M_T = f \times N \times \frac{D}{2}.$$

Отсюда необходимое усилие нажатия колодки на шкив:

$$N = \frac{2M_T}{f \times D}.$$

Необходимую величину усилия  $P$ , замыкающего тормоз, находят из условия равновесия рычага относительно его оси вращения:

$$P = N \frac{l_1 \pm f \times b}{l}.$$

Знаки плюс или минус в уравнении определяются направлением вращения тормозного шкива. На рисунке 83 зазор между колодкой и шкивом при наличии сил трения между ними показан условно - для упрощения выявления на схеме действующих сил. При одноколодочном тормозе сила  $N$  нажатия колодки на шкив воспринимается валом тормозного шкива и подшипниками вала, вследствие чего увеличиваются размеры вала и подшипников. Поэтому одно колодочные, тормоза применяют весьма редко и только в ручных механизмах.

Наиболее широко применяют двухколодочные тормоза с тормозными колодками, шарнирно связанными с тормозным рычагом (см. рисунок 83, б). Тормозной момент, создаваемый двухколодочным тормозом, составляется из суммы тормозных моментов, развиваемых каждой тормозной колодкой. Усилия нажатия колодок на шкив определяются из уравнений равновесия тормозных рычагов. Момент от силы трения  $Nf$  на плече, равном расстоянию от поверхности трения до оси колодки, стремится повернуть колодку, что приводит к неравномерному распределению давления между накладкой и шкивом по дуге обхвата. При конструировании тормозов стремятся разместить ось вращения колодки как можно ближе к поверхности трения, вследствие чего этот момент обычно относительно невелик и при составлении уравнений равновесия рычагов влиянием этого момента можно пренебречь. Тогда при вращении тормозного шкива по часовой стрелке (см. рисунок 83, б) для рычага I находим:

$$P \times l = N_1(l_1 - f \times b) \text{ и } N_1 = \frac{P \times l}{l_1 - f \times b},$$

для рычага II:

$$P \times l = N_2(l_1 + f \times b) \text{ и } N_2 = \frac{P \times l}{l_1 + f \times b}.$$

Так как момент  $Pl$  одинаков для обоих рычагов, то очевидно, что силы  $N_1$  и  $N_2$  не равны между собой.

Общий тормозной момент, создаваемый тормозом:

$$M_T = f \frac{D}{2} (N_1 + N_2).$$

Подставив в это уравнение значения  $N_1$ , и  $N_2$ , определенные выше, получаем:

$$M_T = \frac{P \times D \times l \times l_1 \times f}{l_1^2 - f^2 \times b^2}.$$

Равнодействующие сил  $N$  и  $F$  соответственно для рычагов I и II равны:

$$S_1 = N_1 \sqrt{1 + f^2} \text{ и } S_2 = N_2 \sqrt{1 + f^2}.$$

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

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

$$\Delta S = S_1 - S_2 = \frac{2P \times l \times f \sqrt{1 + f^2}}{l_1^2 + f^2 \times b^2} b.$$

Анализ последнего выражения показывает, что усилие, изгибающее тормозной вал, равно нулю при плече  $b$ , равном нулю, т. е. при прямых тормозных рычагах. Поэтому в современных конструкциях тормозов для уничтожения усилия, изгибающего тормозной вал, стремятся применять тормоза с прямыми рычагами. При этом тормозные моменты, создаваемые каждой колодкой, одинаковы и не зависят от направления вращения тормозного шкива. Общий тормозной момент двухколодочного тормоза при прямых рычагах:

$$M_T = f \times P \times D \times \frac{l}{l_1} \times \eta,$$

где  $\eta$  - к. п. д. рычажной системы тормоза, учитывающий потери на трение в шарнирах рычажной системы,  $\eta = 0,9 - 0,95$  (большие значения принимают для шарниров, имеющих смазку).

Условное среднее давление между шкивом и колодкой тормоза определяют из соотношения:

$$p = \frac{N}{F_K} = \frac{N}{\frac{\pi \times D}{360} \times B \times \beta} \leq [p],$$

где  $F_K$  - площадь трения одной тормозной колодки;  $D$  - диаметр шкива;  $B$  - ширина колодки, принимаемая обычно для обеспечения полного контакта между колодкой и шкивом на 5 - 10 мм меньше ширины шкива;  $\beta$  - угол обхвата шкива одной колодкой (обычно принимают  $\beta = 60 - 110^\circ$ ).

Для получения малогабаритного тормоза, уменьшения мощности его размыкающего устройства (привода) и в то же время получения большого тормозного момента в тормозах подъемно-транспортных машин используют специальные материалы, обладающие повышенными фрикционными качествами. Из фрикционных материалов, выпускаемых отечественной промышленностью, наилучшими свойствами применительно к использованию в тормозах подъемно-транспортных машин обладает материал ЭМ-2 по ГОСТ 15960-70 (вальцованная лента 6КВ-Ю), выпускаемый толщиной от 5 до 10 мм и шириной от 30 до 160 мм в виде отрезков прямой ленты необходимой длины или свернутой в рулон, а также вальцованная лента типа 8-45-63 по тому же ГОСТу.

Вальцованная лента имеет высокую износостойчивость, стабильный коэффициент трения, мало изменяющийся в процессе работы при нагреве тормоза. Она хорошо работает в паре с чугунным или стальным тормозным шкивом, имеющим твердость поверхности трения не ниже HB250; при более низкой твердости происходит повышенный износ стального тормозного шкива и фрикционного материала. Тормозные шкивы рекомендуется изготавливать из стального литья не ниже марок 45Л или штампованными не ниже стали 45. Поверхность трения шкивов должна иметь твердость не менее HB350. Для механизмов передвижения и поворота допускается применение шкивов из чугуна не ниже СЧ28 - 48. Обод шкива должен иметь достаточную жесткость и толщину, позволяющую произвести переточку поверхности трения при образовании, на ней неровностей глубиной более 0,5 мм.

Фрикционный материал обычно крепят к тормозной колодке или лепте латунными или медными заклепками.

Исходя из необходимости предохранения поверхности шкива от чрезмерного износа, головки заклепки располагают от поверхности трения фрикционного материала не менее чем на половину толщины накладки (см. рисунок 84, а). Центр заклепки располагают от края накладки не менее чем на 15 мм во избежание выкрашивания. Расстояние между заклепками рекомендуется принимать не менее 80 - 100 мм.

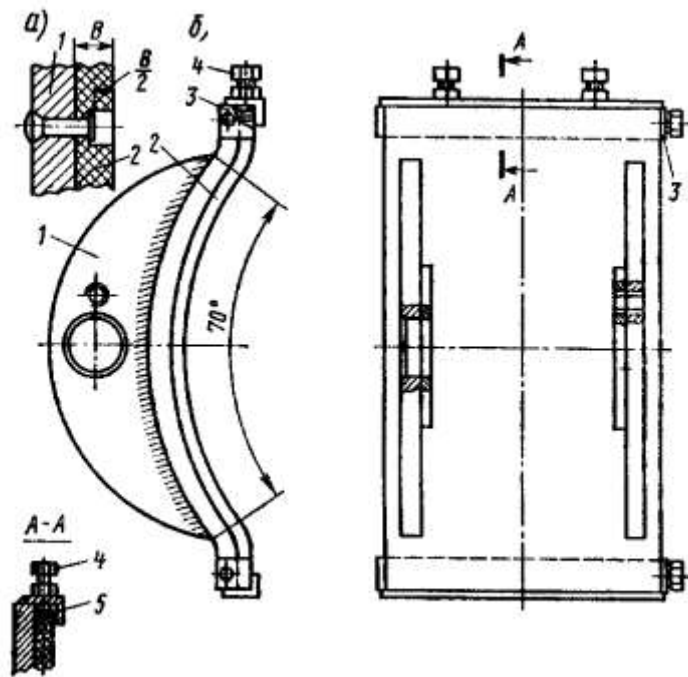


Рисунок 84 – Крепление фрикционной накладки к тормозной колодке:  
а– заклепками; б – беззаклепочное быстросъемное крепление

В последнее время в промышленности все больше внедряется более прогрессивный метод соединения накладок с металлическим элементом путем приклеивания термостойкими клеями типа клея ВС-10Т. Этот способ обеспечивает более полное использование фрикционного материала и повышает износоустойчивость фрикционной пары. Весьма перспективным является беззаклепочное крепление накладки к колодке колодочного тормоза (см. рисунок 84, б), при котором концы фрикционной ленты 2 заводятся в пазы, имеющиеся на концах колодки 1, и закрепляются от выпадания планками 3. Винты 4 с пружинными планками 5 позволяют компенсировать возможные неточности размера накладки по ее длине. При этом способе крепления накладка имеет возможность изнашиваться примерно до 0,2 ее первоначальной толщины. Применять это крепление можно только для накладок, допускающих деформации изгиба при их установке.

При отсутствии смазки рекомендуются следующие значения коэффициентов трения различных материалов:

Чугун и сталь по чугуну	0,15;
Тканая тормозная асбестовая лента по чугуну и стали	0,35;
Вальцованная лента по чугуну и стали	0,42;
Пластмассе типа КФЗ, КФЗМ по чугуну	0,22;
То же, по стали	0,29;
Горячеформованный фрикционный материал (на каучуке) по чугуну и стали	0,32;
Дерево по чугуну	0,30;
Дерево по стали	0,25;
Кожа по чугуну и стали	0,20;
Бронза по чугуну и стали	0,17;
Бронза по бронзе	0,18;
Сталь по текстолиту	0,15;
Сталь по фибре	0,17.

Эти значения коэффициента трения являются гарантированными расчетными, ниже которых при нормальных условиях работы действительное значение коэффициента трения не опускается.

Допускаемые значения давлений при использовании фрикционных материалов в колодочных тормозах механизмов среднего режима работы рекомендуется принимать по таблице 19. Для легкого режима работы рекомендуемые значения давлений можно повышать на 30%. Для тяжелого и весьма тяжелого режимов работы они должны быть снижены на 30%.

Таблица 19 - Допускаемые давления в колодочных тормозах

Материалы трущихся поверхностей	Давление $[p]$ в тормозах, даН/см <sup>2</sup>	
	в стопорном	в спускном
Чугун и сталь по чугуну	20	15
Сталь по стали	4	2
Тормозная асбестовая лента по металлу	6	3
Вальцованная лента по металлу	6	4

Фрикционные материалы имеют следующие значения допускаемой температуры нагрева, при превышении которой они теряют свои фрикционные качества: вальцованная лента -  $t_{дон} = 220^{\circ}\text{C}$ ; тормозная асбестовая лента типа А -  $t_{дон} = 200^{\circ}\text{C}$ ; тормозная асбестовая ленте типа Б -  $t_{дон} = 175^{\circ}\text{C}$ .

Замыкающая сила  $P$  в современных конструкциях колодочных тормозов создается в большинстве случаев усилием сжатой пружины. Применение специального замыкающего груза вследствие его значительной инерции, приводящей к увеличению времени замыкания и размыкания тормоза, ограничено некоторыми малонагруженными тормозными устройствами.

В качестве размыкающего устройства (привода рычажной системы тормоза) используются специальные тормозные электромагниты, электрогидравлические и электромеханические толкатели, включаемые параллельно двигателю механизма. Поэтому размыкание тормоза и освобождение механизма происходит одновременно с включением двигателя. При выключении тока привод тормоза и двигатель механизма выключаются, тормоз под действием замыкающей силы замыкается и производит остановку механизма.

В отечественном подъемно-транспортном машиностроении применяются крановые длинноходовые электромагниты постоянного тока типа КМП и переменного тока типа КМТ, короткоходовые электромагниты постоянного тока типа МП и ТКП, а также переменного тока типа МО-Б (однофазный магнит).

В тормозах электроталей находят применение однофазные электромагниты переменного тока серий МИС-Е и МТ. Длинноходовой магнит переменного тока (см. рисунок 85) состоит из стального или чугунного корпуса 1, внутри которого помещаются катушки 2 и Ш-образный подвижный якорь 6. Для присоединения магнита к рычажной системе тормоза на конце штока 5, соединенного с якорем, предусмотрено отверстие 4. Подвод тока к катушке магнита производится посредством клеммовой доски 7, расположенной в выводной коробке.

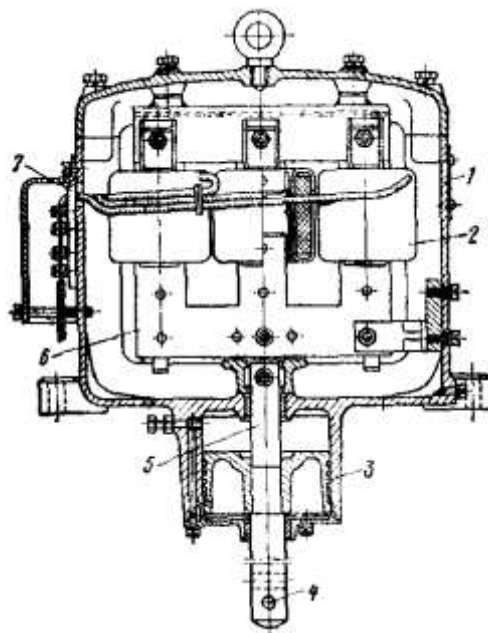


Рисунок 85 – Длинноходовой тормозной электромагнит переменного тока типа КМТ

У магнитов больших размеров (КМТ-6 и КМТ-7) в нижней части корпуса расположен воздушный демпфер 3, смягчающий удары при включении и выключении магнита. Эти магниты,

ранее широко используемые для привода тормозов подъемно-транспортных машин, в настоящее время в новых конструкциях колодочных тормозов не применяются вследствие их недостаточной надежности, но используются еще в тормозах ленточных.

В конструкциях колодочных тормозов применяются главным образом короткоходовые электромагниты, отличающиеся весьма малым ходом якоря по сравнению с длинноходовыми электромагнитами. Они предназначены для установки непосредственно на тормозном рычаге (см. рисунок 86). Коротко ходовой электромагнит постоянного тока типа МП (см. рисунок 87, а) состоит из стального корпуса 1, внутри которого на сердечнике 3, составляющем одно целое с корпусом, помещена катушка 4. В центре сердечника проточено отверстие, в которое вставлена направляющая втулка 9 для штока 8, соединенного с якорем 6, имеющим форму плоского диска. Якорь закрыт «наружи защитной крышкой 5. Между якорем и крышкой расположена амортизационная пружина 7, предохраняющая якорь от выпадания и исключая удары якоря о крышку магнита. При включении тока якорь 6 притягивается к корпусу и штырь 8, нажимая на шток тормоза 2, производит разведение тормозных рычагов, размыкая тормоз. Ход таких магнитов равен 2 - 4 мм. Короткоходовой электромагнит переменного тока типа МО-Б (см. рисунок 87, б) представляет собой клапанный электромагнит, якорь которого 1, поворачиваясь на оси 3, укрепленной в неподвижных щеках 4, на угол  $\alpha$  от  $5^{\circ}30'$  до  $7^{\circ}30'$  упором 2 надавливает на шток тормоза, производя его размыкание. Катушка электромагнита 5 укреплена на неподвижной части корпуса магнита.

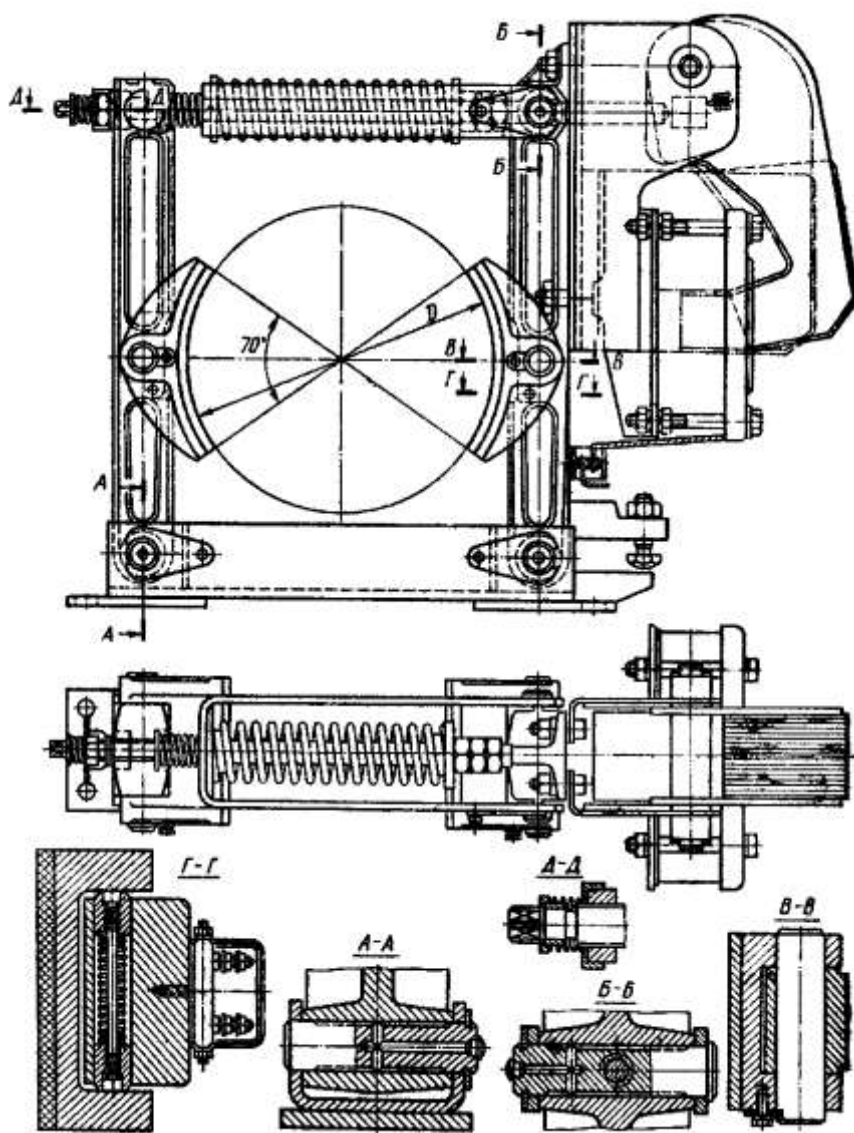


Рисунок 86 – Колодочный тормоз ТКТ (ВНИИПТМАШ), замыкаемый усилием пружины с приводом от короткоходового электромагнита типа МО-Б

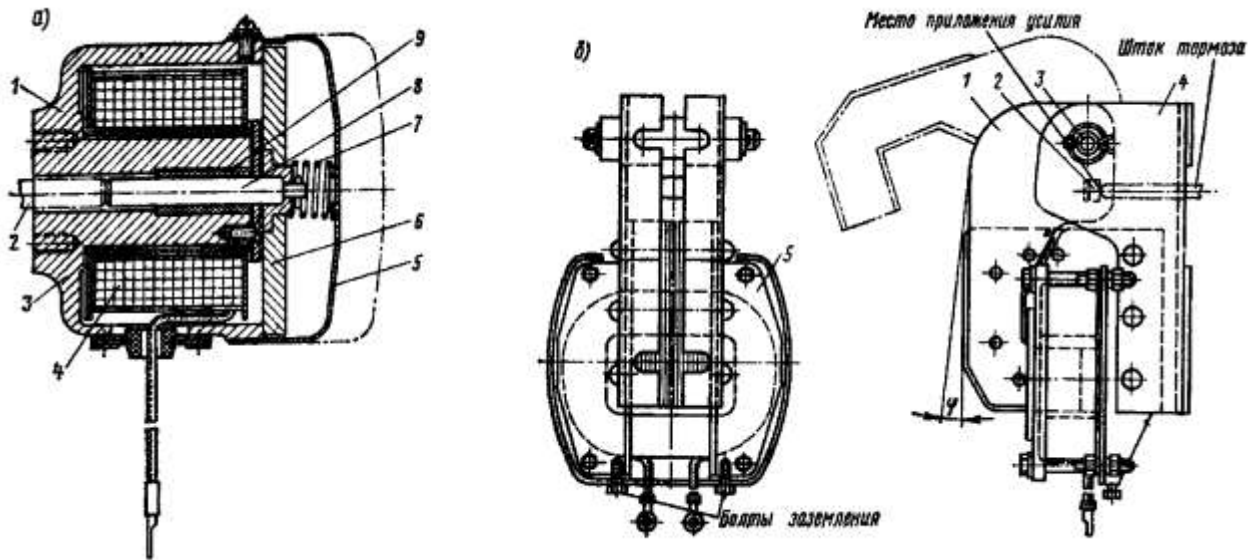


Рисунок 87 – Короткоходовые электромагниты:  
 а – постоянного тока типа МП; б – переменного тока типа МО-Б

Основными характеристиками тормозных электромагнитов являются тяговое усилие и ход (для магнитов типа КМП, КМТ и МП) или момент магнита и угол поворота (для короткоходовых клапанных магнитов типа МО-Б). Ход якоря или угол поворота, приведенные в каталоге на тормозные электромагниты, являются максимально допустимыми величинами, при которых гарантируются указанные тяговые усилия или моменты. Значения хода якоря или угла поворота даны для определенной величины продолжительности включения, использовать электромагнит при продолжительности включения, большей номинальной для данной катушки, можно только при соответствующем снижении тягового усилия.

При подборе длинноходовых электромагнитов не следует смешивать тяговое усилие магнита с весом поднимаемого груза, величина которого равна тяговому усилию без веса якоря. Подбор тормозного электромагнита производится на основании числового равенства работы, совершаемой тяговым усилием  $P_M$  (моментом  $M_M$ ) магнита на величине его хода  $h_M$  (угла поворота  $\varphi$ ), и произведения величины рабочего усилия тормоза  $S$  (усилия нажатия колодки на шкив в колодочном тормозе, натяжения тормозной ленты в ленточном тормозе и т. п.) на величину хода  $e$  рабочего элемента. Для электромагнитов с поступательным движением якоря при одноколодочном тормозе это равенство имеет вид

$$P_M \times h_M \times k_1 = S \times \varepsilon \times \frac{1}{\eta}, \quad (23)$$

где  $\eta$  - к. п. д. рычажной системы тормоза (для обычных конструкций колодочных и ленточных тормозов  $\eta = 0,9 - 0,95$ );  $k_1$  - коэффициент использования хода якоря электромагнита, учитывающий необходимость компенсации износа фрикционного материала и шарниров рычажной системы, а также упругую деформацию рычагов. Значения  $k_1$  принимаются для тормозов с жесткими рычагами и малым количеством шарниров при приводе от короткоходовых электромагнитов равным  $0,8 - 0,85$ , при длинноходовых электромагнитах  $k_1 = 0,6 - 0,8$ ; для тормозов с большим количеством шарниров и при малой жесткости рычагов  $k_1 = 0,6 - 0,7$ .

Таким образом, 15 - 40% хода электромагнита резервируется для компенсации износа тормозной накладкой и деформации рычажной системы.

Для двухколодочных тормозов  $N$  - давление колодки на шкив,  $\varepsilon$  - установочный зазор между колодкой и шкивом при разомкнутом тормозе. В этом случае уравнение (23) примет вид:

$$P_M \times h_M \times k_1 = 2\varepsilon \times N \times \frac{1}{\eta}. \quad (24)$$

Для двухколодочных тормозов и электромагнитов *клапанного* типа уравнение (23) имеет вид:

$$M_M \times \varphi \times k_1 = 2\varepsilon \times N \times \frac{1}{\eta},$$

где  $\varphi$  - максимально допустимый угол поворота якоря, рад.

К недостаткам тормозных электромагнитов следует отнести сравнительно низкую долговечность (так, для электромагнитов МО-100Б и МО-200Б долговечность примерно равна 1,5 млн. включений), невозможность использования магнитов типа МО-Б при числе включений более 300 в час, резкое включение магнита, сопровождающееся ударом якоря о сердечник, невозможность регулирования скорости движения якоря, вследствие чего не представляется возможным осуществить плавное изменение величины тормозного момента в процессе торможения. В связи с этим в подъемно-транспортном машиностроении получают все большее применение электрогидравлический и электромеханический приводы тормозов, осуществляемые при помощи электрогидравлических и электромеханических толкателей.

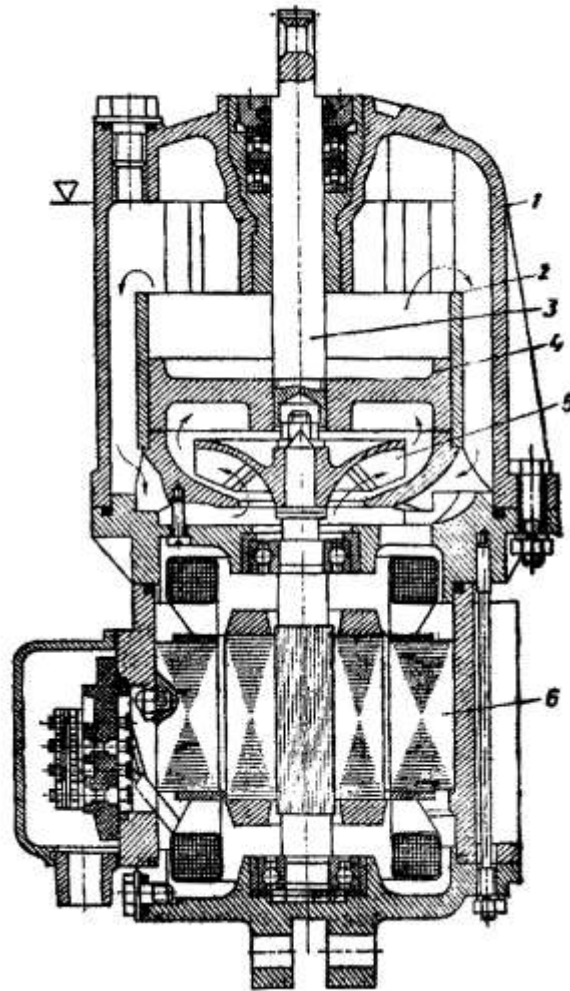


Рисунок 88 – Электрогидравлический одноштоковый толкатель типа ТЭГ

Электрогидравлический толкатель - это независимый механизм, состоящий из центробежного насоса, приводимого от электродвигателя малой мощности, и поршневой группы, соединяемой с рычажной системой тормоза. В этом устройстве электрическая энергия, питающая двигатель толкателя, преобразуется в механическую энергию прямолинейно движущегося штока толкателя. Отечественная промышленность выпускает толкатели одноштоковые и двухштоковые. На рисунке 88 показана одна из конструкций одноштокового толкателя при выключенном двигателе и крайнем нижнем положении поршня. Толкатель состоит из электродвигателя 6, погруженного в рабочую жидкость, корпуса 1, центробежного насоса 5, поршня 4 со штоком 3 и внутреннего цилиндра 2. Роторное колесо насоса 5 с односторонним всасыванием закреплено на валу ротора электродвигателя 6. При включении двигателя роторное колесо, вращаясь, создает избыточное давление жидкости под поршнем 4. Под действием этого давления поршень со штоком перемещается



вверх. Так как корпус заполнен рабочей жидкостью, то при подъеме жидкость из пространства над поршнем по каналам между цилиндром 2 и корпусом 1 перетекает к нижней части насоса 5 (на рисунке 88 направление движения жидкости показано стрелками). Роторное колесо имеет радиально расположенные лопатки, что обеспечивает независимость напора, создаваемого насосом, от направления вращения ротора двигателя. При выключении электродвигателя роторное колесо останавливается, избыточное давление жидкости исчезает и поршень под действием внешней нагрузки, действующей на шток со стороны тормозного устройства и собственного веса, опускается в нижнее положение. При этом жидкость из-под поршня перетекает через роторное колесо и каналы в пространство над поршнем. Шток 3 тормоза имеет в верхней части отверстие для присоединения к рычажной системе тормоза. Для нормальной работы, толкателя он заполняется рабочей жидкостью до уровня нижней поверхности горловины верхнего заливного отверстия. В качестве рабочей жидкости используется масло АМГ-10 или трансформаторное масло, а при работе при низких температурах окружающей среды (до  $-60^{\circ}\text{C}$ ) - специальная жидкость ПМС-20 и ПГ-271.

Электрогидравлические толкатели являются устройством, не чувствительным к механическим перегрузкам: если внешняя нагрузка превышает его подъемную силу, то поршень толкателя остается на месте, а насос продолжает работать, создавая нормальное рабочее давление жидкости под поршнем. При этом ток в обмотке двигателя, а также напряжения в элементах толкателя не увеличиваются. Ход штока толкателя можно произвольно ограничить как в сторону подъема, так и в сторону спуска, причем это не вызывает изменения подъемного, усилия и дополнительного расхода энергии или нагрева обмотки двигателя.

Большими достоинствами электрогидравлических толкателей по сравнению с электромагнитами являются плавная работа устройства с большим числом включений в час (в зависимости от типоразмера толкателя максимальное число включений в час равно от 720 до 2000), высокая износоустойчивость элементов толкателя, простота эксплуатации, резкое уменьшение пусковых токов. Некоторые конструкции толкателей снабжены регулировочными клапанами, позволяющими изменять в широких пределах время подъема и опускания поршня.

На время хода поршня толкателя кроме величины отверстий истечения рабочей жидкости, влияет также и нагрузка на шток толкателя - чем больше внешняя нагрузка, тем больше время подъема и меньше время опускания (см. рисунок 89).

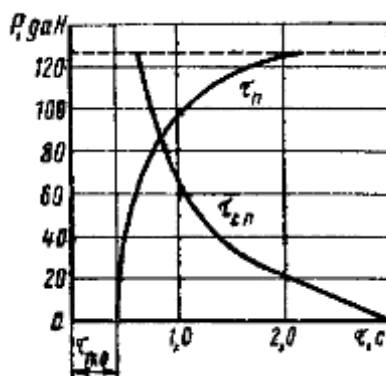


Рисунок 89 – Зависимость времени подъема  $\tau_n$  и спуска  $\tau_{сп}$  поршня толкателя от внешней нагрузки  $P$

Подбор электрогидравлических толкателей производится согласно их техническим данным. Ход штока, указанный в каталоге, является максимально возможным ходом штока - от крайнего нижнего до крайнего верхнего положения. Рабочий ход штока, устанавливаемый при регулировке тормоза, должен составлять примерно  $\frac{2}{3}$  максимального хода. При этом  $\frac{1}{3}$  хода резервируется на компенсацию износа фрикционных накладок тормоза и на компенсацию зазоров в шарнирах и упругих деформаций элементов рычажной системы тормоза. Коэффициент запаса толкателей по подъемной силе равен примерно 1,15 - 1,3, т. е. фактически они развивают усилие на 15 - 30% больше номинального, приведенного в каталоге.

Однако электрогидравлические толкатели имеют также и недостатки. Так, наличие рабочей жидкости в корпусе требует обеспечения хорошего уплотнения и создает неудобства в эксплуатации,

особенно при низких температурах. Конструкция толкателя весьма сложная и требует для обеспечения надежной работы высокой точности изготовления, что предопределяет их высокую стоимость. Выпускаемые нашей промышленностью толкатели могут работать только в вертикальном положении - отклонение от вертикали не должно быть больше 15%, что определяется верхним расположением воздушного компенсирующего объема. При увеличении угла отклонения воздух нарушает оплошность потока жидкости, что приводит к уменьшению рабочего усилия па штоке и к увеличению времени подъема поршня.

Конструкция тормоза с приводом от электрогидравлического толкателя 1 с замыкающей пружиной 2 приведена на рисунке 90.

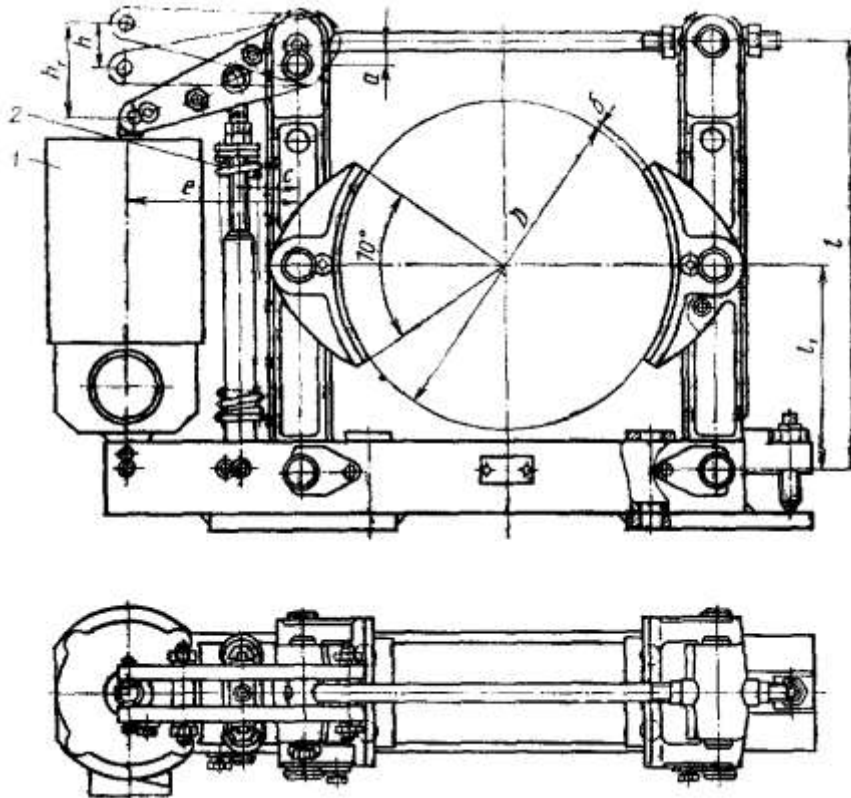


Рисунок 90 – Колодочный тормоз с электрогидравлическим приводом

В обычных конструкциях электрогидравлических толкателей избыточное давление рабочей жидкости не превышает  $1 \text{ даН/см}^2$  во избежание вспенивания при обратном ходе поршня. Однако имеются конструкции, в которых давление жидкости имеет значительно большую величину ( $7 - 15 \text{ даН/см}^2$ ), что позволяет создать малогабаритные устройства, развивающие большие усилия.

В настоящее время в качестве приводов тормозов все большее применение находят электромеханические толкатели, использующие действие центробежной силы вращающихся масс для размыкания тормоза. Эти толкатели могут работать в любом положении в пространстве, и так как они не имеют рабочей жидкости, то являются независимыми от температуры окружающей среды. Эксплуатация подтвердила их достаточно высокую надежность и долговечность, соответствие их рабочих характеристик предъявляемым к ним требованиям.

Перспективной конструкцией электромеханического толкателя является толкатель ЭМТ-2 (см. рисунок 91), в котором на валу 2 двигателя 1 закреплена ведущая чашка 5, имеющая опорой подшипники 3 и 4. Эти подшипники одновременно являются и опорой вала 2, второй конец которого спирается на подшипник в корпусе двигателя 1 (на чертеже не показан). Опорами ведомой чашки 8 являются подшипники 9 и 10. Между чашками находятся два груза 7, состоящие из оси 18 с втулкой 20 подшипника скольжения, опирающейся на каток 21. На ось 18 посажены также два катка 19. Каток 21 контактирует с дорожкой качения ведущей чашки 5, а на ведомой чашке 8 имеется проточка, исключаяющая касание катка 21 и этой чашки. Катки 19 контактируют с дорожками качения ведомой чашки 8 и не имеют точек соприкосновения с ведущей чашкой 5. Грузы удерживаются бортами Чешек 5 и 8, благодаря которым происходит совместное вращение грузов и

чашек. Шток 13 толкателя может поступательно перемещаться в корпусе 6. Это перемещение ограничено кольцом 11. Сквозь шток пропущен палец 12, служащий для шарнирного крепления к одному из рычагов тормоза. На конце штока имеется диск 14, в который упирается замыкающая пружина 15. Второй конец пружины упирается в траверсу 16. Осадка пружины, а значит и усилие замыкания тормоза, регулируется гайками на тягах 17, закрепленных в корпусе 6 толкателя. При выключенном двигателе 1 пружина 15, воздействуя на шток 13, сближает чашки 5 и 8 до взаимного соприкосновения грузов 7. При включении двигателя грузы удаляются от оси вращения, перекатываясь по соответствующим, дорожкам чашек. Ведомая чашка при этом удаляется от ведущей, перемещая шток 13 и сжимая пружину 15. Коэффициент использования хода штока толкателя принимается равным  $k_1 = 0,7 - 0,8$ .

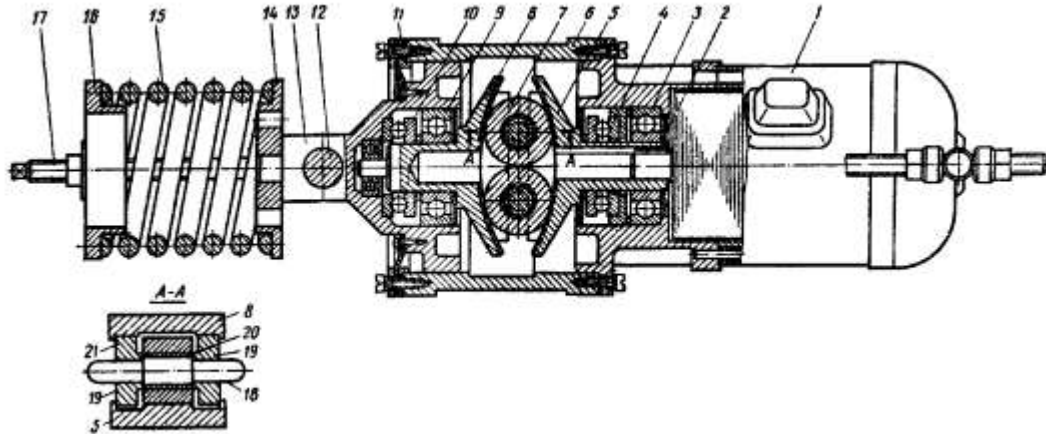


Рисунок 91 – Электромеханический толкатель ЭМТ-2

Электромеханические толкатели, так же как и электрогидравлические, нечувствительны к механическим перегрузкам. Так, если внешняя нагрузка превышает подъемную силу толкателя, то шток его остается в крайнем нижнем положении, а двигатель продолжает работать, создавая нормальное рабочее усилие на штоке. При этом не образуются ни повышенные токи в двигателе, ни повышенные напряжения в элементах толкателя. Ход его можно ограничить произвольно как в сторону подъема, так и в сторону спуска без изменения величины подъемного усилия.

Установка электромеханического толкателя ЭМТ-2 на колодочном тормозе над тормозным шкивом приведена на рисунке 92.

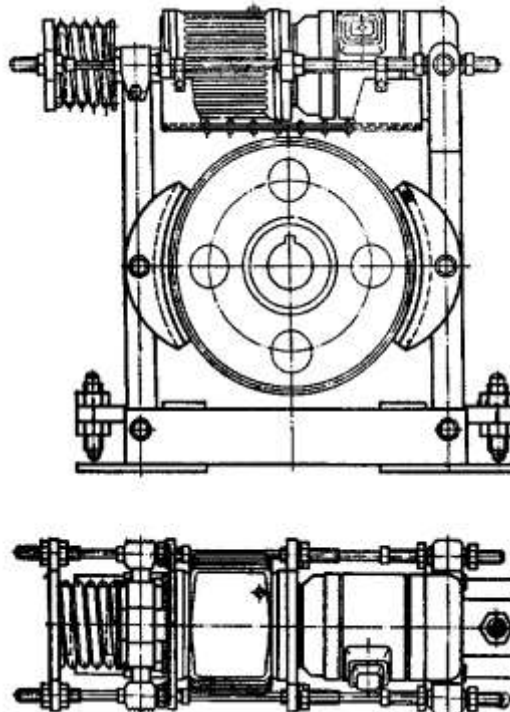


Рисунок 92 – Колодочный тормоз с приводом от ЭМТ-2

**Расчет тормоза с приводом от короткоходового электромагнита.** На рисунке 93 изображена схема колодочного тормоза, соответствующая тормозам ТК конструкции ВНИИПТМАШа. Замыкание этих тормозов производится усилием  $P_0$  сжатой основной пружины 1. Для обеспечения отхода колодок от тормозного шкива применена вспомогательная пружина 2, усилие которой  $P_в$  принимается в пределах 2 - 6 даН в зависимости от размера тормоза. При заданном тормозном моменте  $M_m$ , результирующая сила основной и вспомогательной пружин  $P$ , действующая одинаково на оба рычага, определяется из соотношения:

$$P = \frac{M_T}{f \times D \times \eta} \times \frac{l_1}{l},$$

где  $f$  - коэффициент трения;  $\eta$  - к. п. д. рычажной системы тормоза, т. е. отношение действительного давления колодок на шкив к суммарному усилию пружин, действующему на шток тормоза и приведенному к центру колодок (для тормоза с качественно выполненными шарнирами и подводом смазки  $\eta = 0,9 - 0,95$ );  $D, l, l_1$ , - размеры по рисунку 93.

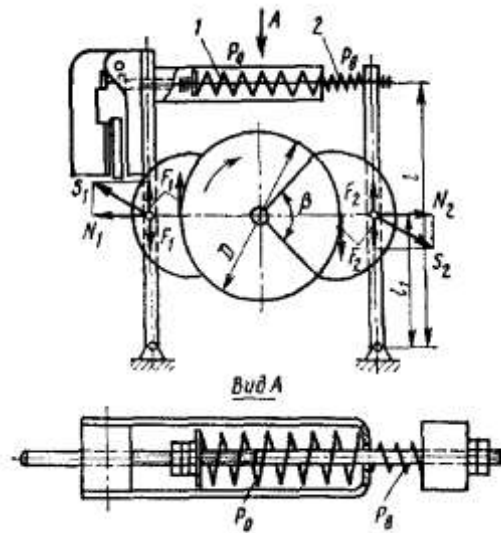


Рисунок 93 – Расчетная схема колодочного тормоза с пружинным замыканием

Усилие основной пружины:

$$P_0 = P + P_в.$$

Нормальное давление колодки на шкив:

$$N = \frac{M_T}{f \times D}.$$

Максимально допустимый установочный зазор между колодкой и шкивом:

$$\varepsilon = h_1 \frac{l_1}{2l} = \frac{h_M}{2} \times \frac{l_1}{2l},$$

где  $h_1$  - половина максимально допустимого хода штока тормоза, определяемого ходом якоря магнита  $h_M$ .

**Расчет тормоза с электрогидравлическим приводом.** При заданном тормозном моменте  $M_m$  необходимое усилие замыкающей пружины 2 определяется из рассмотрения равновесия элементов рычажной системы тормоза (см. рисунок 90). Необходимое горизонтальное усилие замыкания, приложенное к верхнему шарниру тормозных рычагов, как и для предыдущего тормоза:

$$P = \frac{M_T}{f \times D \times \eta} \times \frac{l_1}{l}.$$

Из рассмотрения равновесия верхнего рычага, соединяющего правый рычаг с замыкающей пружиной и со штоком толкателя, определяет-и необходимое усилие пружины:

$$P_i = \frac{M_T \times l_1 \times a}{f \times D \times l \times c \times \eta}$$

При определении  $P_n$  не учтены вследствие относительно малого влияния вес подвижных элементов толкателя (поршня и штока) и собственный вес верхнего рычага. При размыкании тормоза усилие толкателя  $P_m$  преодолевает усилие пружины  $P_u$ , при этом  $P_T = P_i \frac{\tilde{n}}{\dot{a}}$ .

Необходимый ход штока толкателя  $h_T$  (или плечо  $e$ , на котором должен быть установлен толкатель) определяется из уравнения [см. уравнение (24)]:

$$2N \times \varepsilon \times \frac{1}{\eta} = P_T \times h_T \times k_1.$$

На рисунке 90 размер  $h_T$  - полный ход штока, принимаемый по каталогу, размер  $h$  - установочный рабочий ход штока.

Рекомендуются следующие значения радиальных установочных зазоров между колодкой и шкивом:

Диаметр шкива $D$ , мм	100	200	300	400	500	600	700	800
Установочный зазор $e$ , мм	0,6	0,8	1,0	1,25	1,25	1,5	1,5	1,5

Жесткость рычажной системы необходимо проверять расчетом. Суммарная деформация рычажной системы не должна поглощать более 10% нормального хода магнита. Расчет тормозных рычагов ведется на изгибающий момент  $M$  от силы  $P$  в опасном сечении рычага:

$$\sigma = K_A \frac{\dot{I}}{W},$$

где  $W$  - момент сопротивления изгибу рассчитываемого сечения рычага, см<sup>3</sup>;  $K_A$  - динамический коэффициент, учитывающий характер изменения приложенной силы при замыкании тормоза.

Динамические коэффициенты в зависимости от типа привода колодочного тормоза имеют следующие значения:

Тип привода	Динамический коэффициент $K_D$
Коротко ходовые электромагниты переменного тока типа МО-Б	2,5
Длинноходовые электромагниты и короткоходовые электромагниты постоянного тока типа МП	2,0
Электрогидравлические и электромеханические толкатели и ручное (ножное) управление	1,25

Выбор колодочного тормоза с приводом от электрогидравлического толкателя производится по следующим характеристикам нормального ряда тормозов, где  $D$  — диаметр тормозного шкива,  $M_m$  - номинальный тормозной момент и  $e$  — наибольшая величина отхода колодки от шкива:

$D$ , мм	160	200	250	320	400	500	630	600
$M_m$ , даН×м	10	20	40	80	160	320	630	1250
$e$ , мм	1,1	1,2	1,4	1,4	1,4	2,0	2,25	2,25

### § 13. Ленточные тормоза

В ленточных тормозах тормозной момент создается в результате трения гибкой ленты по поверхности цилиндрического тормозного шкива.

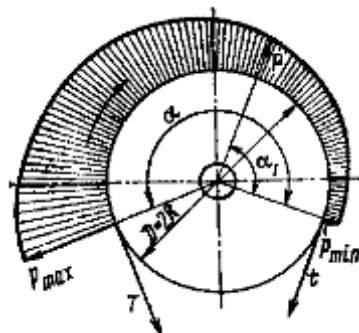


Рисунок 94 – Схема действия сил в ленточном тормозе

При практических расчетах ленточных тормозов обычно используются общеизвестные зависимости Эйлера для гибкой нити, позволяющие установить соотношения между максимальным  $T$  и минимальным  $t$  натяжениями концов ленты (см. рисунок 94):

$$T = t \times e^{fa}.$$

При этом  $T = \frac{P \times e^{fa}}{e^{fa} - 1}$  и  $t = \frac{P}{e^{fa} - 1}$ ,

где  $P = \frac{2M_T}{D}$  - окружное усилие;  $f$  - коэффициент трения между шкивом и фрикционным материалом, которым обшивается стальная лента;  $a$  - угол обхвата тормозного шкива лентой, рад.

Тормозной момент, развиваемый ленточным тормозом,

Так как коэффициент трения входит в показатель степени, то даже малое его изменение вызывает значительное изменение тормозного момента. Вследствие этого тормозной момент ленточного тормоза отличается неустойчивостью.

Зависимости Эйлера выведены в предположении, что нить является однородным, абсолютно гибким и невесомым телом и что на всем протяжении прилегания нити к цилиндру обеспечен плотный контакт. Поэтому эти зависимости дают достаточно хорошее совпадение расчетных величин с фактическими только при применении гибкой стальной ленты. В случае необходимости проведения уточненных расчетов следует учитывать влияние жесткости ленты.

Ширину ленты  $B$  назначают по допускаемому давлению:

$$B = \frac{2T}{D \times [p]}.$$

Допускаемые значения давления  $[p]$  принимают по таблице 20.

Таблица 20 - Допускаемые давления  $[p]$  в ленточных тормозах, даН/см<sup>2</sup>

Тип тормоза	Материал трущихся поверхностей			
	стальная лента по чугунному или стальному шкиву	тормозная асбестовая лента по стальному или чугунному шкиву	вальцованный, прессованный и формованный фрикционный материал по металлическому шкиву	дерево по чугунному шкиву
Стопорный	15	6	8	6
Спускной	10	3	4	4

Действительное текущее давление  $p$  (см. рисунок 94) между лентой и шкивом подсчитывают по формуле:

$$p = \frac{2S}{B \times D} = p_{\min} \times e^{fa_1},$$

где  $S$  - текущее натяжение ленты, изменяющееся от минимального натяжения  $t$  до максимального  $T$ . Тогда:

$$p_{\min} = \frac{2t}{B \times D} \text{ и } p_{\max} = \frac{2T}{B \times D} \leq [p]$$

Вследствие неравномерности распределения давления по дуге обхвата износ фрикционного материала, которым обшивается стальная лента, также неравномерен. С целью более полного использования фрикционного материала иногда предусматривается возможность перестановки концов ленты или применение фрикционных накладок в виде отдельных колодок, устанавливаемых с переменным шагом по дуге обхвата, увеличивающимся при переходе от зон высокого давления к зоне низкого давления.

Толщину стальной тормозной ленты  $\delta$  определяют расчетом на растяжение по

максимальному усилию натяжения  $T$  (толщину фрикционной накладки при расчете не учитывают). При этом, учитывая концентрацию напряжений в заклепочном соединении и возможное неравномерное распределение напряжений по ширине, расчет ведут при запасе прочности не менее 6 по отношению к пределу прочности. Крепление концов ленты осуществляют так, как показано на рисунке 95. Один конец ленты прикрепляют без устройства для подтягивания ленты (см. рисунок 95, а), а второй конец (это обычно конец с минимальным натяжением) снабжают винтовой стяжкой для регулирования зазора  $\epsilon$  и подтягивания ленты по мере износа фрикционного материала (см. рисунок 95, б). Для предварительного выбора ленточного тормоза можно воспользоваться следующими рекомендациями:

Диаметр тормозного шкива $D$ , мм	200 - 250	300 - 350	400 - 450	500 - 700
Тормозной момент $M_m$ , даН-м	70 - 86	140 - 160	183 - 210	285 - 400
Ширина ленты $B$ , мм ....	70	90	90	110
Толщина ленты $\delta$ , мм	3 - 4	4 - 5	5 - 7	6 - 8
Установочный радиальный зазор $\epsilon$ , мм	0,8	1,0	1,25	1,5

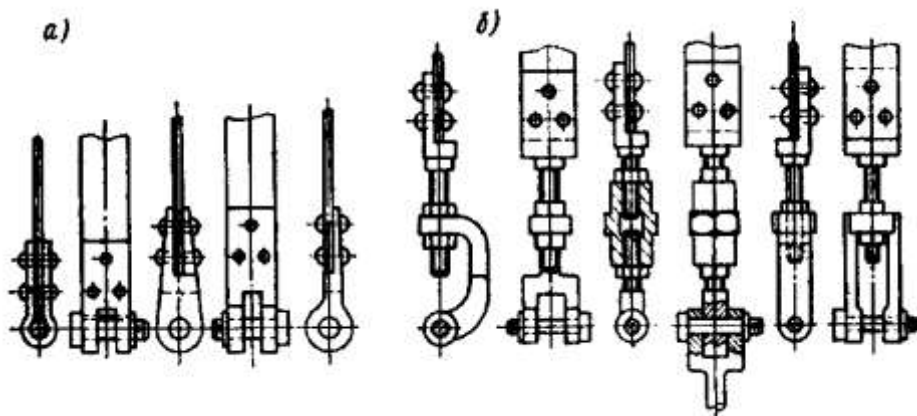


Рисунок 95 – Крепление концов тормозной ленты

Различают следующие принципиальные схемы ленточных тормозов: простой, дифференциальный и суммирующий.

**Простой ленточный тормоз.** В простом ленточном тормозе (см. рисунок 96) усилие конца ленты с наибольшим натяжением воспринимается какой-либо неподвижной точкой - обычно осью вращения рычага. Простой ленточный тормоз является тормозом одностороннего действия, так как при изменении направления вращения шкива при том же замыкающем усилии, создаваемом весом замыкающего груза, максимальное усилие создается на том конце ленты, который прикрепляется к рычагу.

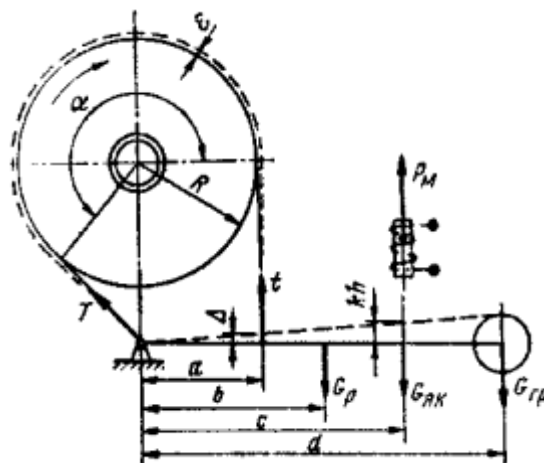


Рисунок 96 – Схема простого ленточного тормоза

По величине это усилие  $T$  будет в  $e^{f\alpha}$  раз меньше, чем усилие при вращении шкива в

первоначальном направлении, а следовательно, и тормозной момент также в  $e^{fa}$  раз меньше. Поэтому этот тормоз применяют в тех механизмах, где не требуется работа тормоза с одинаковым моментом при вращении шкива в обе стороны (механизмы подъема); при этом его устанавливают так, что он действует сильнее при торможении опускающегося груза. Тогда для торможения поднимающегося груза оказывается достаточно его более слабого действия. Вес груза необходимый для создания тормозного момента:

$$G_{zp} = \frac{\frac{t \times a}{\eta} - (G_p \times b + G_{як} \times c) \eta}{d},$$

где  $a, b, c, d$  - размеры по рисунку 96 (обычно принимают  $\frac{d}{a} = 10 - 15$ );  $G_p$  - вес тормозного рычага;

$G_{як}$  - вес якоря электромагнита;  $\eta$  - к. п. д. рычажной системы тормоза (при качественном исполнении шарниров можно принять  $\eta = 0,9 - 0,95$ ).

Тормозной момент, развиваемый простым ленточным тормозом при направлении вращения, указанном на рисунке 96:

$$M_T = (e^{fa} - 1) \frac{D}{2} \times \frac{G_p \times b + G_{як} \times c + G_{zp} \times d}{a} \times \eta.$$

При размыкании тормоза лента отходит от шкива на величину радиального зазора  $\varepsilon$ , тогда ход ленты или перемещение точки крепления ленты к рычагу:

$$\Delta = (R + \varepsilon)a - R \times a = \varepsilon \times a,$$

где  $a$  - угол обхвата, рад.

**Дифференциальный ленточный тормоз.** В этом тормозе оба конца ленты закреплены на тормозном рычаге по обе стороны от оси его вращения, причем плечи  $a_1$  и  $a_2$  действия сил  $T$  и  $t$  относительно оси вращения тормозного рычага не равны между собой (см. рисунок 97). Вес груза, необходимого для создания тормозного момента:

$$G_{zp} = \frac{\frac{t \times a}{\eta} \times (T \times a_2 + G_p \times b) \times \eta}{d}.$$

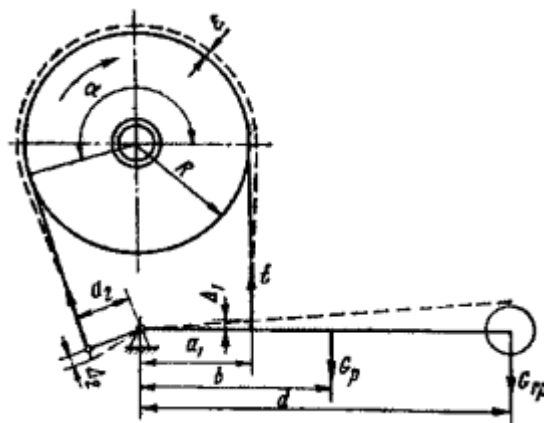


Рисунок 97 – Схема дифференциального ленточного тормоза

Ход ленты, или перемещение точки ее крепления к рычагу при отходе ленты от шкива на величину  $\varepsilon$ , равен:

$$\Delta_1 = \varepsilon \times a \frac{a_1}{a_1 - a_2}; \text{ и } \Delta_2 = \varepsilon \times a \frac{a_2}{a_1 - a_2}.$$

Тормозной момент, развиваемый дифференциальным ленточным тормозом, при направлении вращения шкива, показанном на рисунке 97, определяется по формуле:

$$M_T = \frac{e^{fa} - 1}{a_1 - a_2 \times e^{fa}} (G_p \times b + G_{zp} \times d) \frac{D}{2} \eta.$$



Из анализа этой формулы видно, что при соотношении плеч рычага  $\frac{a_1}{a_2}$ , близком к  $e^{fa}$ , при

очень малой величине замыкающей силы можно получить тормозной момент, стремящийся к бесконечности, т. е. может происходить самозатягивание тормозной ленты, так как нажатие ленты на шкив осуществляется не только под действием внешней силы, приложенной к ленте, но и под действием силы трения, возникающей между шкивом и лентой.

Необходимость в малом замыкающем усилии является преимуществом дифференциального тормоза. Однако самозатягивающиеся тормоза применяются крайне редко, так как они имеют следующие недостатки:

- резкое захватывание шкива, сопровождающееся толчками;
- слабое торможение при перемене направления вращения шкива;
- повышенный износ тормозной накладки и тормозного шкива.

Значительное изменение тормозного момента при изменении коэффициента трения и склонность тормоза к самозатягиванию не позволяют дифференциальный тормоз широко использовать в лебедках с машинным приводом, и он обычно имеет ручное управление.

Для нормальной работы дифференциального тормоза во избежание самозатягивания должно быть осуществлено неравенство  $a_1 > a_2 \times e^{fa}$ . Обычно принимают  $a_1 = (2,5 - 3) a_2$ , а плечо  $a_2$  из конструктивных соображений принимают равным 30 - 50 мм. При перемене направления вращения шкива, показанного на рисунке 97, на противоположное. Величина тормозного момента уменьшается

в  $\frac{a_1 \times e^{fa} - a_2}{a_1 - a_2 \times e^{fa}}$  раз по сравнению с величиной момента, определенной по приведенному выше выражению.

**Суммирующий ленточный тормоз.** В суммирующем ленточном тормозе (см. рисунок 98) оба конца ленты прикреплены к тормозному рычагу с одной стороны от оси его вращения. Плечи  $a_1$  и  $a_2$  действия сил  $T$  и  $t$  относительно оси вращения рычага могут быть различными или равными по величине. При одинаковых плечах величина тормозного момента не зависит от направления вращения шкива. Суммирующий ленточный тормоз применяют преимущественно в тех механизмах, где требуется постоянство тормозного момента независимо от направления движения механизма (например, в механизмах передвижения и поворота).

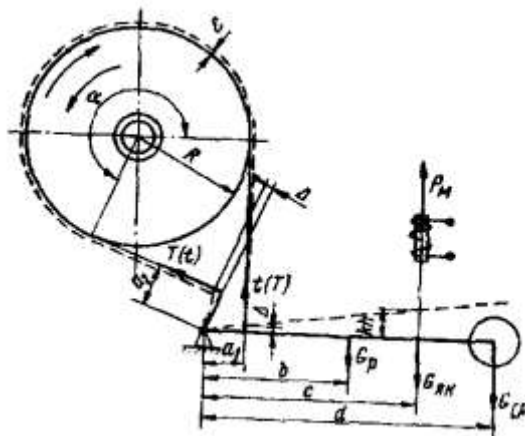


Рисунок 98 – Схема суммирующего ленточного тормоза

Вес груза, необходимый для создания определенной величины тормозного момента в суммирующем тормозе, определяют суммой натяжения концов ленты  $T$  и  $t$ :

$$G_{zp} = \frac{\frac{1}{\eta} t(a_2 \times e^{fa} + a_1) - (G_p \times b + G_{як} \times c)}{d}.$$

Ход ленты или перемещение точки крепления ленты к рычагу при размыкании тормоза и образовании радиального зазора равен:

$$\Delta_1 = \varepsilon \times a \frac{a_1}{a_1 + a_2}; \quad \Delta_2 = \varepsilon \times a \frac{a_2}{a_1 + a_2}$$

а при  $a_1 = a_2$

$$\Delta_1 = \Delta_2 = \frac{\varepsilon \times a}{2}.$$

Следовательно, ход электромагнита для получения одного и того же радиального зазора должен быть в этом тормозе в два раза меньше, чем в простом тормозе.

Из анализа приведенных уравнений видно, что при  $a_1 = a_2$  для создания определенной величины тормозного момента в суммирующем тормозе требуется замыкающее усилие в  $e^{fa} + 1$  раз больше, чем в простом ленточном тормозе, а ход электромагнита для получения того же радиального зазора - в два раза меньше.

Тормозной момент, развиваемый суммирующим ленточным тормозом, определяется по формуле:

$$M_T = (G_p \times b + G_{як} \times c + G_{зп} \times d) \frac{e^{fa} - 1}{a_2 \times e^{fa} + a_1} \times \frac{D}{2} \times \eta.$$

При изменении направления вращения шкива (против указанного на рисунке 98) тормозной момент при неравных плечах  $a_1$  и  $a_2$  ( $a_2 < a_1$ ) уменьшается в  $\frac{a_2 + a_1 \times e^{fa}}{a_1 + a_2 \times e^{fa}}$  раз.

Подбор электромагнитов для ленточных тормозов производят по формуле (23). Так, для простого тормоза:

$$P_M \times h_M = \frac{2M_T \times \varepsilon \times a}{D(e^{fa} - 1)\eta \times k_1}.$$

Максимально возможное плечо действия тягового усилия электромагнита, определяемое из условий обеспечения нормального отхода ленты, равно:

$$c = k_1 \times h_M \times \frac{a}{\varepsilon \times \alpha}.$$

Для суммирующего тормоза при  $a_2 < a_1$ :

$$P_M \times h_M = \frac{2M_T \times \varepsilon \times \alpha \times (a_1 + a_2 \times e^{fa})}{D \times (e^{fa} - 1) \times (a_1 + a_2) \times k_1 \times \eta}$$

и

$$c = k_1 \times h_M \frac{a_1 + a_2}{\varepsilon \times \alpha}.$$

До настоящего времени ленточные тормоза имеют еще широкое применение благодаря простоте конструкции, компактности и способности развивать большие тормозные моменты, увеличивающиеся с увеличением угла обхвата. В крановых конструкциях применяются главным образом простые ленточные тормоза. В то же время ленточные тормоза имеют следующие недостатки, из-за которых они вытесняются более рациональными конструкциями колодочных тормозов:

- ленточный тормоз создает значительное усилие, изгибающее тормозной вал и равное по величине геометрической сумме натяжений  $T$  и  $t$ ;
- тормоз имеет неравномерное распределение давления и износа по дуге обхвата, примерно пропорциональное  $e^{fa}$ ;

величина тормозного момента ленточного тормоза зависит от направления вращения тормозного шкива;

- обрыв стальной ленты тормоза влечет за собой аварию, поэтому эксплуатационная надежность ленточных тормозов ниже надежности колодочных тормозов.

## § 14. Тормоза с осевым нажатием

В этих тормозах усилие, необходимое для получения тормозного момента, действует вдоль оси тормозного вала.

**Дисковые тормоза.** В дисковых тормозах необходимый момент трения создается прижатием неподвижных дисков 1 к дискам 2, вращающимся вместе с тормозным валом (см. рисунок 99). Источником замыкающей силы могут быть сила пружины, вес груза или усилие человека, прилагаемое посредством рычажной, гидравлической или пневматической системы. Дисковые тормоза могут применяться во всех механизмах подъемно-транспортных машин. Они имеют ряд достоинств, к которым следует отнести:

- возможность получения больших тормозных моментов при относительно малых габаритах за счет увеличения числа дисков;
- возможность обеспечения защиты тормозов от влияния окружающей среды, вплоть до создания полной герметизации;
- уравновешенность тормоза из-за отсутствия радиально действующих на вал сил - осевые силы могут быть замкнуты внутри тормозного устройства и не восприниматься валом и подшипниками машины; более равномерный износ фрикционного материала.

Широкое распространение осевые тормоза получили там, где необходимы особо компактные конструкции.

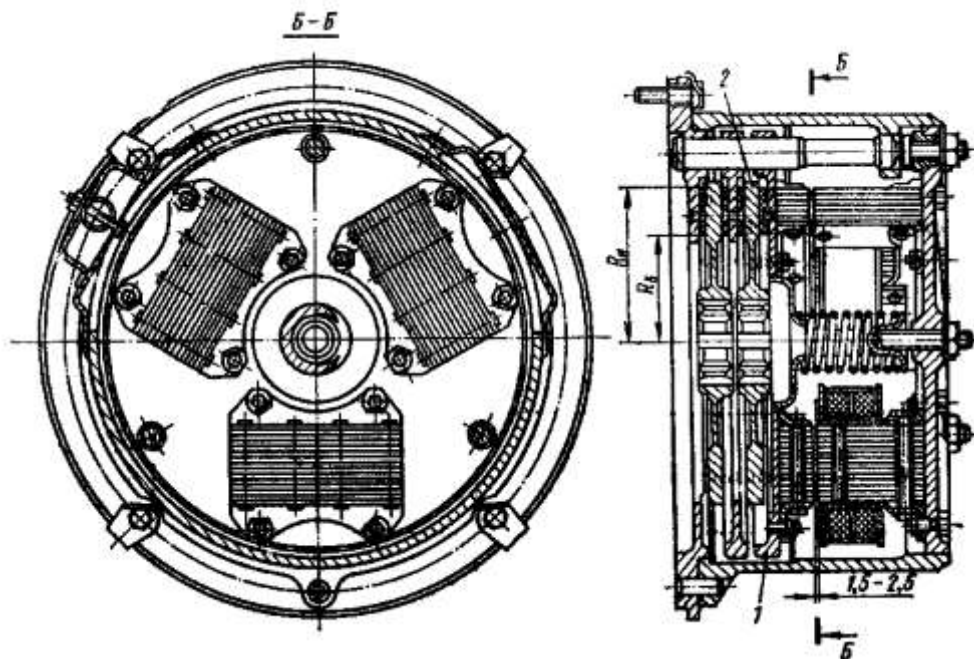


Рисунок 99 – Дисковый тормоз с пружинным замыканием и электромагнитным приводом

К недостаткам дисковых тормозов следует отнести ухудшенные условия теплоотвода с поверхности трения (особенно при многодисковых тормозах).

Внутренний радиус дискового тормоза  $R_B$  выбирают минимально допустимым по конструктивным соображениям. Наружный радиус  $R_H$  при работе тормоза в масляной ванне обычно принимают из условий хорошего смазывания дисков по соотношению  $R_H = (1,25 \div 2,5)R_B$ , причем разность радиусов не должна быть более 6 см.

Средний радиус поверхности трения  $R_{cp}$ , определяемый при условии, что работа трения (т. е. произведение давления на линейную скорость рассматриваемой точки) для всех точек поверхности одинакова:

$$R_{cp} = \frac{R_H + R_B}{2}.$$

Осевое усилие  $N$ , необходимое для создания тормозного момента  $M_T$ :

$$N = \frac{M_T}{m \times f \times R_{cp}},$$

где  $m$  - число пар поверхностей трения;  $f$  - коэффициент трения.

При работе без смазки значение коэффициента трения принимают по рекомендациям, приведенным выше. При работе в масляной ванне коэффициент трения стали по стали принимают равным 0,06; при трении пресованного и вальцованного фрикционного материала по металлу коэффициент трения принимают равным 0,16, а при трении тканого и плетеного фрикционного материала по металлу - 0,12.

При наличии густой смазки (для некоторых типов тормозов ручных механизмов) коэффициент трения стали по чугуна принимают равным 0,1; кожи по стали и чугуна - 0,15; пресованного и вальцованного фрикционного материала по металлу - 0,12; тканого и плетеного фрикционного материала по металлу - 0,1. Среднее давление на трущихся поверхностях:

$$p = \frac{N}{\pi \times (R_H^2 - R_B^2)} \leq [p]$$

Допускаемое давление для всех типов тормозов с осевым нажатием принимают по таблице 21. При расчете хода рычажной системы тормоза следует иметь в виду, что осевой зазор между дисками разомкнутого тормоза составляет не менее 0,5 мм при работе с асбофрикционными дисками и не менее 0,2 мм при работе с металлическими дисками в масляной ванне.

Таблица 21 - Допускаемые давления [p] в осевых торитах, даН/см<sup>2</sup>

Материал трущихся поверхностей	Давление [p] для тормозов		
	без смазки	с густой смазкой	в масляной ванне
Металл по металлу	3	4	8
Тканые и плетеные фрикционные материалы по металлу	3	6	8
Пресованные, вальцованные и формованные материалы по металлу	6	10	12

Весьма перспективными для подъемно-транспортного машиностроения являются так называемые дисково-колодочные тормоза (см. рисунок 100), в которых фрикционный материал в виде сегментных колодок прижимается к поверхности трения тормозного диска с обеих его сторон. При этом около 90% поверхности тормозного диска в процессе торможения не находится в контакте с фрикционным материалом и свободно омывается окружающим воздухом, что увеличивает теплоотдачу в 2...4 раза по сравнению с колодочными тормозами. Улучшение теплоотдачи повышает надежность тормоза, стабильность его работы и существенно увеличивает долговечность элементов фрикционной пары.

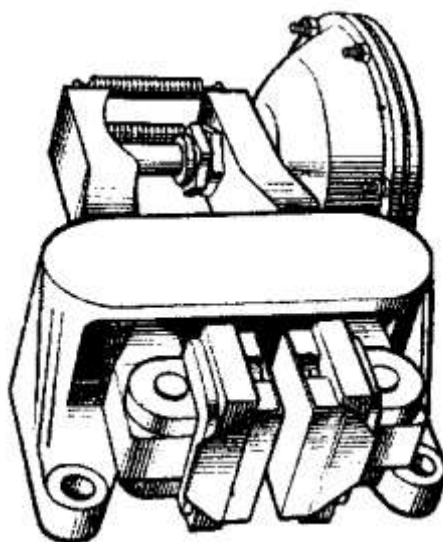


Рисунок 100 – Дисково-колодочный тормоз

**Тормоза, замыкаемые весом груза** (грузоупорные тормоза). Такие тормоза, получившие широкое применение в ручных механизмах подъема и в ряде механизмов с машинным приводом, при прекращении вращения приводного вала под действием момента от груза автоматически развивают

тормозной момент, пропорциональный весу груза, останавливают его и удерживают в подвешенном состоянии. Следовательно, для развития тормозного момента в данном случае не требуется приложения специального внешнего усилия. Так как тормоз развивает тормозной момент, пропорциональный весу перемещаемого груза, то он обеспечивает плавную остановку грузов любой массы с одинаковым замедлением. Для опускания груза необходимо в течение всего времени спуска прилагать внешний момент со стороны привода. Различают два типа тормозов, замыкаемых весом груза:

- с уменьшенным в процессе спуска груза усилием прижатия тормозных дисков;
- с постоянным усилием прижатия тормозных дисков как при подъеме, так и при спуске груза.

**Дисковые тормоза, замыкаемые весом груза с уменьшенным в протесе спуска усилием прижатия тормозных дисков** (см. рисунок 101). Эти тормоза находят широкое применение в подъемных механизмах с ручным и машинным приводом. При наличии машинного привода тормоз обычно устанавливают на втором от двигателя валу, так как при этом на работу тормоза меньше влияет инерция вращающихся элементов тормоза, увеличивающая время его замыкания. При ручном приводе его обычно устанавливают на наиболее быстроходном (приводном) валу.

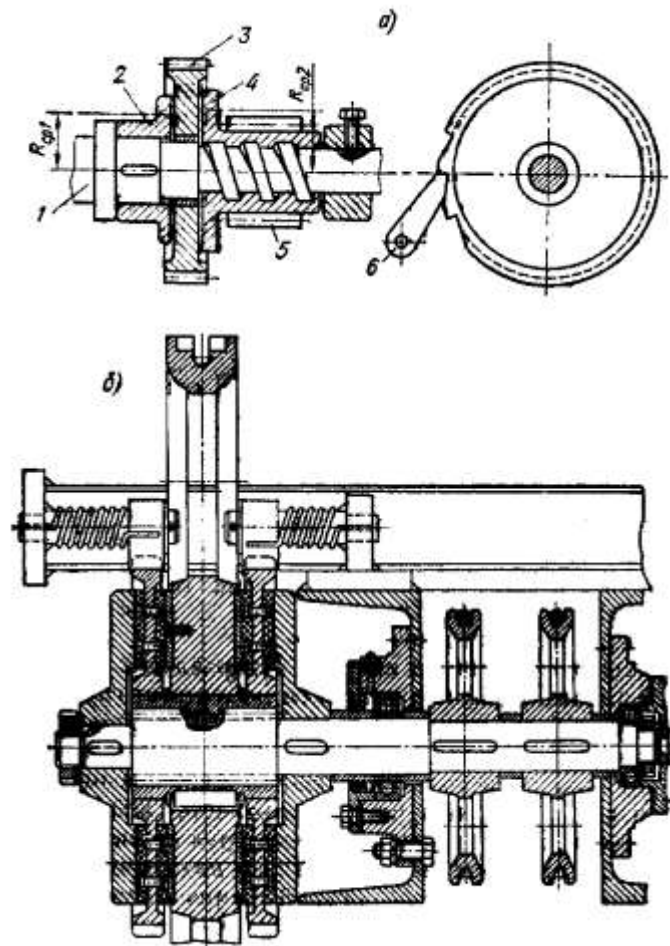


Рисунок 101 – Схема автоматического дискового тормоза, замыкаемого весом транспортируемого груза:

а – одностороннего; б – двухстороннего действия

Принцип работы тормоза при машинном приводе следующий. Вал 1 получает вращение от двигателя и передает крутящий момент через шестерню 5 грузовому барабану. На валу 1 на шпонке закреплен диск 2. Второй диск 4, представляющий собой одно целое с ведущей шестерней 5, посажен на резьбе вала 1. Между этими дисками находится храповик 3, свободно сидящий на валу 1. Направление резьбы на валу 1 выбирается таким, чтобы под влиянием момента от груза, действующего на шестерню 5, эта шестерня перемещалась по резьбе влево и зажимала храповик 3 дисками 2 и 4. При вращении вала 1 в сторону подъема груза вследствие соответствующего направления зубьев храповика диски и храповик получают возможность свободно вращаться в сторону подъема. По

окончании подъема груз останавливается, так как храповик 3 удерживается от обратного вращения собачкой 6, а диски 2 и 4 сцеплены с храповиком силой трения (момент от груза, как при подъеме, так и при спуске и при неподвижно висящем грузе направлен в одну и ту же сторону).

Для спуска груза необходимо вращать вал 1 в сторону спуска. Вал 1 закреплен от осевого смещения, и поэтому шестерня 5 перемещается по резьбе до тех пор, пока давление на храповик не уменьшится настолько, что момент трения между дисками и храповиком станет недостаточным для удержания шестерни 5 от вращения под действием силы тяжести груза. При этом груз ускоренно опускается. Свободное опускание груза продолжается до тех пор, пока угловая скорость диска 4 не превысит угловой скорости вала; тогда шестерня 5 опять начинает навертываться по резьбе вала и перемещается влево, увеличивая момент трения между дисками и храповиком и прекращая их относительное движение.

В процессе опускания груза это относительное перемещение переходит в непрерывное скольжение дисков 2 и 4 по храповику 3, в результате чего наступает состояние относительного равновесия, при котором груз опускается со скоростью, не превышающей соответствующей скорости вращения ведущего вала. Момент от груза на тормозном валу  $M_{cp}$ , приложенный к гайке-шестерне 5 или к винту-валу 1, стремящийся затянуть винтовое соединение, уравнивается моментом трения в резьбе и моментом трения диска 4 по храповику 3.

Осевая сила, сжимающая диски в процессе подъема груза и удерживании его в подвешенном состоянии:

$$N = \frac{M_{\bar{a}\bar{d}}}{r \times \operatorname{tg}(\alpha + p) + f \times R_{cp2}}$$

где  $r$  - средний радиус винтовой резьбы;  $p$  - угол трения покоя на винтовой поверхности;  $f$  - коэффициент трения покоя на поверхности дисков 3 и 4;  $\alpha$  - угол подъема средней линии резьбы на валу;  $R_{cp2}$  - средний радиус трения между диском 4 и храповиком.

Тормозной момент грузоупорного тормоза (см. рисунок 101, а):

$$M_T = f \times N \times (R_{cp1} + R_{cp2}),$$

где  $R_{cp1}$ , — средний радиус трения между диском 2 и храповиком.

Этот момент не должен быть меньше величины  $k_{\bar{a}\bar{d}} \times M_{\bar{a}\bar{d}}$ , где  $k_{\bar{a}\bar{d}}$  - коэффициент запаса торможения, принимаемый для тормозов, замыкаемых силой веса груза, равным 1,2. Увеличение запаса торможения сверх этого значения вызывает толчки при замыкании и размыкании тормоза, приводящие к появлению значительных динамических нагрузок элементов механизма подъема. Наиболее плавная работа тормоза имеет место при запасе торможения, близком к единице.

При спуске груза двигателю приходится преодолевать момент трения между поверхностями дисков 3 и 4. Для уменьшения этого момента иногда делают различными средние радиусы трения  $R_{cp1}$  и  $R_{cp2}$ . Если средние радиусы дисков трения 2 и 4 неодинаковы, то определение  $N$  следует производить при подстановке в формулу произведения  $fR_{cp}$  для той пары трущихся поверхностей, для которой это произведение меньше и, следовательно, осевая сила больше.

Расчет прочности элементов грузоупорного тормоза следует производить по наибольшему (с учетом динамических явлений при замыкании тормоза при подъеме груза с опоры) значению осевой силы  $N_{max}$ , которая для тормозов электроталей ТЭ (ВНИИПТМАШ) равна  $1,4N$ . При подъеме груза тормоз замыкается и действует как жесткая соединительная муфта. Но это замыкание не дает гарантии надежного удержания груза в подвешенном состоянии. Для обеспечения надежного удержания груза на весу должно быть соблюдено условие, выражающееся в том, что сумма моментов трения между дисками 2, 4 и 3 и моментов трения всех частей механизма от тормоза до двигателя (при скорости на среднем радиусе трения, не превышающей 3 - 4 м/с, т. е. когда можно пренебречь силами инерции) должна быть больше грузового момента, действующего на тормозном валу, или равна ему:

$$f \times R_{cp1} + f \times R_{cp2} \geq [r \times \operatorname{tg}(\alpha + p) + f \times R_{cp2}] \eta_1^2, \quad (25)$$

где  $\eta_1$  - к.п. д. механизма между двигателем и валом, на котором установлен тормоз.

Спуск груза происходит при непрерывном трении между тормозными дисками и храповым колесом. Этот момент трения разгружает двигатель механизма. Потребляемая мощность при спуске составляет, по данным ВНИИПТМАШа, 20 - 40% номинальной мощности в зависимости от

принятого при расчете запаса торможения. При этом момент, развиваемый двигателем при спуске груза  $M_{об}$ , будет равен моменту трения  $M_{тр}$  за вычетом момента от груза  $M_{зр}$  на валу тормоза, т. е.  $M_{об} = M_{тр} - M_{зр}$ . Однако непрерывное трение тормозных дисков приводит к увеличенному их нагреву, что существенно влияет на работоспособность элементов тормоза и на надежность его действия. Это обстоятельство требует проведения теплового расчета. Во избежание перегрева фрикционного материала наибольшая расчетная удельная мощность трения в электроталях грузоподъемностью от 0,5 до 5 т при их работе с номинальным грузом не должна превышать 0,011 кВт/см<sup>2</sup>. Исходя из этой цифры удельной мощности, могут быть выбраны общая площадь тормозных накладок и средний расчетный радиус трения тормозных дисков.

Опускающийся груз останавливается тормозом при соблюдении следующего неравенства:

$$r \times tg(\alpha + \rho) \leq \frac{R_{сп2} \times f}{k_{ад}}$$

Для обеспечения плавной, работы автоматического тормоза его поверхности трения обильно смазываются, а в передачах с машинным приводом тормоз помещается в масляную ванну, гарантирующую постоянную и обильную смазку. Уменьшение момента трения в резьбе способствует улучшению конструкции и может быть достигнуто либо путем уменьшения радиуса резьбы, либо путем увеличения угла подъема.

Резьба на тормозном валу выполняется прямоугольной или трапецеидальной (вторая предпочтительнее). Радиус резьбы выполняется минимальным по условиям прочности вала и по допускаемому давлению в резьбе, которое при трении закаленного винта по бронзовой гайке равно 120 и по чугунной гайке 60 даН/см<sup>2</sup>; при трении винта из незакаленной стали по бронзовой гайке равно 90 и по чугунной гайке - 50 даН/см<sup>2</sup>. Угол подъема винтовой линии резьбы  $\alpha$  принимается в пределах от 6 до 20°, но большей частью от 12 до 15°. Оптимальное значение угла  $\alpha$  выбирается по неравенству (25), определяющему условия надежного удерживания груза с учетом заданного запаса торможения. Число ходов винта  $n = 2 - 4$ . В некоторых конструкциях вместо винтовой резьбы используются торцовые кулачки с наклонными поверхностями.

Тормоз, замыкаемый весом груза, выгодно отличается от стопорного тормоза, для которого тормозной момент назначается по величине номинального груза, вследствие чего остановка груза по весу меньше номинального происходит чрезвычайно резко. Однако установка в механизме подъема одного тормоза, замыкаемого весом груза, нецелесообразна, так как в этом случае при опускании малых грузов возрастает влияние маховой массы ротора двигателя и остановка происходит с затратой большего времени и на большем пути торможения {маховые массы ротора и элементов привода от ротора до вала тормоза, замыкаемого весом груза, ослабляют силу нажатия тормозных дисков, уменьшая тормозной момент}. В автоматических спускных тормозах запас торможения определяет собой лишь степень надежности удержания груза на весу, но не определяет ни создаваемого замедления, ни пути торможения.

Путь торможения зависит от соотношения между силами инерции элементов механизма и веса груза, приведенного к валу тормоза. Чем больше вес груза, тем меньше это соотношение и тем меньше путь торможения. Для уменьшения пути торможения в механизмах подъема с электрическим приводом необходимо применение дополнительного стопорного тормоза, устанавливаемого на приводном валу. Назначение этого тормоза - поглощение кинетической энергии вращающихся масс механизма от двигателя до вала, на котором установлен спускной тормоз. Поэтому запас торможения для него определяется величиной момента инерции элементов механизма и имеет меньшие значения при меньших скоростях.

Если установить стопорный тормоз с излишне большим тормозным моментом, то этот тормоз будет осуществлять резкую остановку груза, опережая в своем действии действие тормоза, замыкаемого весом груза. В этом случае исчезает основное преимущество последнего - возможность создавать торможение всех грузов с одинаковым замедлением. Излишне же большой запас торможения тормоза, замыкаемого весом груза, приводит к нарушению плавной работы механизма; опускание груза происходит неравномерно, сопровождаясь толчками. При меньших скоростях и соответственно меньших величинах сил инерции происходит замедленное затягивание автоматического тормоза и, следовательно, запас торможения этого тормоза с уменьшением скорости следует увеличить. Тормоза данного типа могут применяться и в тех механизмах, где

требуется двустороннее действие тормоза (см. рисунок 101, б), например в механизмах передвижения с канатной тягой (см. гл. VIII).

**Конические тормоза, замыкаемые весом груза, с неразмыкающимися поверхностями трения** (см. рисунок 102). Эти тормоза применяются при наличии в механизме несамотормозящей червячной передачи. Для создания тормозного момента используется осевое усилие червяка. Эти тормоза остаются замкнутыми как при подъеме, так и при спуске груза. При спуске груза необходимо преодолевать избыток тормозного момента над моментом, создаваемым грузом на тормозном валу, что вызывает повышенный износ трущихся поверхностей. Поэтому тормоза этого типа находят применение главным образом в ручных передачах.

Тормоз имеет конический диск 1, закрепленный на валу червяка или составляющий с ним одно целое, и диск 2, снабженный коническим углублением, храповыми зубьями и пятой, которой он упирается в неподвижный корпус 3. Ось вращения собачки 4 храпового соединения также закреплена на неподвижном корпусе. Направление зубьев храпового колеса выбирается таким, что диск может свободно вращаться в сторону подъема и задерживается от вращения в сторону спуска. При подъеме груза диски 1 к 2 вращаются совместно и храповые зубья не мешают подъему. При остановке между дисками создается сила трения, удерживающая механизм от вращения в сторону спуска, так как диск 2 удерживается храповиком. Для расчета конического грузоупорного тормоза должны быть известны характеристики червячной передачи.

Крутящий момент на валу червяка, создаваемый весом транспортируемого груза:

$$M'_{\dot{a}\dot{d}} = \frac{\dot{I}_{\dot{a}\dot{d}}}{i} \eta,$$

где  $M_{\text{зр}}$  - момент от груза на валу червячного колеса;  $i$  и  $\eta$  - передаточное число и к. п. д. червячной передачи.

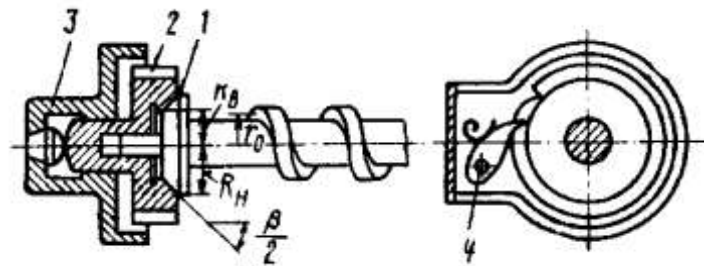


Рисунок 102 – Схема конического тормоза, замыкаемого весом транспортируемого груза, с неразмыкающимися поверхностями трения

Тормозной момент, развиваемый тормозом:

$$M_T = k_{\dot{a}\dot{d}} \times \dot{I}'_{\dot{a}\dot{d}},$$

где  $k_{\text{зр}}$  - коэффициент запаса торможения, принимаемый равным 1,2.

Осевая сила на червяке, создающая момент трения на трущихся поверхностях тормоза:

$$N = \frac{\dot{I}_{\dot{a}\dot{d}}}{R_{\dot{e}}},$$

где  $R_{\text{к}}$  - радиус начальной окружности червячного колеса.

Угол конуса  $\beta$  определяется из выражения:

$$\sin \frac{\beta}{2} = \frac{R_H + R_B}{2k_{\dot{a}\dot{d}} \times R_{\dot{e}}} f.$$

Угол  $\beta$  во избежание заклинивания конусов должен быть несколько больше угла трения фрикционных поверхностей.

## § 15. Безопасные рукоятки

Согласно правилам Госгортехнадзора, все ручные подъемные механизмы снабжаются устройствами, предотвращающими опасное для обслуживающего персонала произвольное вращение рукоятки под действием веса груза. Такие устройства называют безопасными рукоятками. Различают



два вида безопасных рукояток:

- безопасная рукоятка первого типа, соединяемая непосредственно с грузоупорным тормозом. При спуске груза безопасной рукояткой первого типа к рукоятке необходимо прикладывать постоянно действующее усилие. Скорость груза соответствует скорости вращения рукоятки;
- безопасная рукоятка второго типа используется в таких ручных механизмах подъема, в которых по требованию производственных условий необходимо производить спуск груза со скоростью, превышающей скорость подъема. Она соединяется с тормозом таким образом, что нормально-замкнутый тормоз размыкается нажатием на рукоятку. При этом механизм получает возможность движения под влиянием веса груза. Вращение рукоятки при спуске не требуется.

Регулирование скорости спуска производится путем регулирования усилия нажатия на рукоятку. Если на рукоятку нажать очень сильно, то может произойти настолько быстрый спуск, что остановка груза станет затруднительной или даже совсем невозможной. Чтобы этого не произошло, рукоятки этого типа обычно снабжают регуляторами скорости. Если вес пустого крюка окажется недостаточным для преодоления сопротивления в механизме, то для осуществления спуска его приходится утяжелять подвеской специального груза. Поэтому рукоятки этого типа находят применение только в шестеренных механизмах, в которых потери на трение невелики.

Лебедки с ручным приводом, предназначенные для подъема людей, снабжают безопасными рукоятками первого типа, конструкция которых допускает подъем и спуск только путем непрерывного вращения рукоятки. Скорость опускания при этом не должна превышать 20 м/мин.

**Безопасная рукоятка первого типа.** К этому виду относятся рукоятки, сконструированные по типу дискового тормоза (см. рис. 101), замыкаемого весом транспортируемого груза (см. рисунок 103). Для нормальной работы рукоятки необходимо, чтобы момент трения в резьбе был меньше момента от собственного веса рукоятки. Поэтому рукоятка в этой конструкции должна быть неуравновешенной.

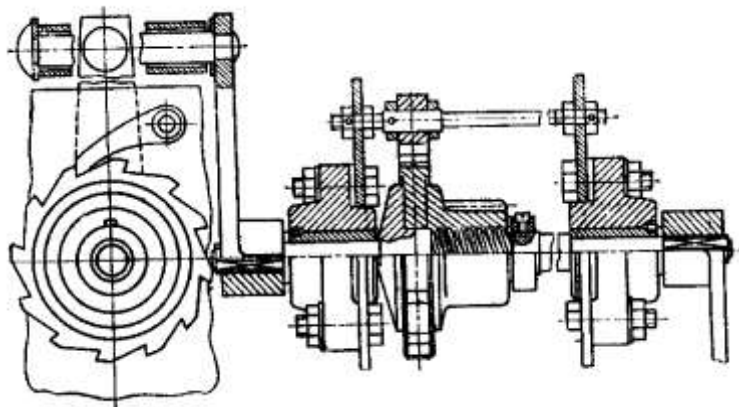


Рисунок 103 – Безопасная рукоятка первого типа

Безопасная рукоятка второго типа (см. рисунок 104). В рукоятке этой конструкции храповое колесо 1 свободно размещено на тормозном шкиве 2, а рукоятка 3 прикреплена шарнирно к храповому колесу. Тормозной шкив 2 укрепляется на валу на шпонке или на квадрате. Один конец тормозной ленты 4 крепится к пальцу 5, укрепленному на диске храпового колеса. Второй конец ленты крепится к пальцу 6, закрепленному на плече рукоятки. Тормозная пружина 7, действуя на второе плечо рукоятки, замыкает ленточный тормоз, соединяя тормозной шкив с храповым колесом. Подвешенный груз стремится повернуть вал с тормозным шкивом и храповым колесом в сторону спуска, но этому препятствует собачка 8.

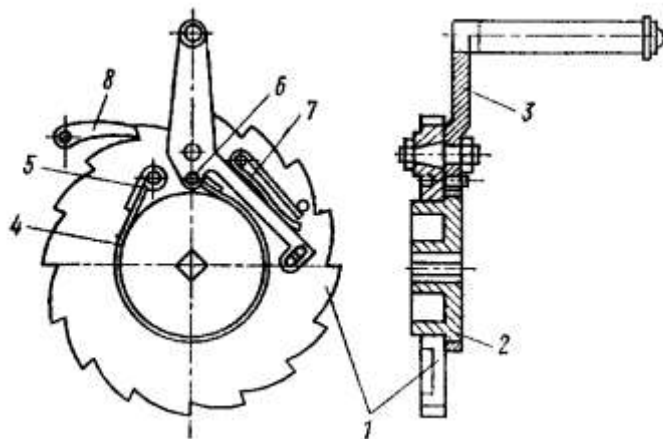


Рисунок 104 – Безопасная рукоятка второго типа

При вращении рукоятки в сторону подъема груза (на рисунке 104 по часовой стрелке) зубья храпового колеса не препятствуют вращению тормозного шкива вместе с храповым колесом. Для спуска груза рукоятку несколько отводят в направлении спуска, преодолевая сопротивление тормозной пружины. Тормозной шкив освобождается, и вал получает возможность вращаться в сторону спуска под действием веса груза. Если рукоятку отпустить, то тормозная пружина замкнет тормоз и движение прекратится. Расчет такой безопасной рукоятки аналогичен расчету простого ленточного тормоза. При наличии неуравновешенной рукоятки замыкающую пружину рассчитывают с учетом момента от веса рукоятки. Этот момент при горизонтальном положении рукоятки направлен в сторону, обратную направлению действия момента, создаваемого пружиной.

#### § 16. Тормозные устройства для регулирования скорости

Регуляторы скорости имеют назначение не допускать увеличение скорости спускающегося груза выше заданного предела. Произвести остановку груза они не могут. Поэтому для остановки груза дополнительно необходим стопорный тормоз. Большое применение в качестве регулятора скорости находят центробежные тормоза, принцип работы которых состоит в том, что при увеличении скорости тормозного вала возрастает центробежная сила масс элементов тормоза. При этом создается давление на неподвижную часть тормоза, вызывающее момент трения. Обычно центробежные тормоза устанавливаются на быстроходном валу. Наиболее широко применяют центробежные дисковые тормоза и тормоза с грузами внутри тормозного корпуса. Для расчета центробежного тормоза кроме величины грузового момента на тормозном валу необходимо знать наибольшую частоту вращения тормозного вала в минуту, соответствующую заданной скорости спуска груза.

**Центробежный дисковый тормоз** (см. рисунок 105, а). Центробежный дисковый тормоз состоит из диска 2, закрепленного шпонкой на валу 1. На втулке диска 2 находится диск 4, имеющий возможность осевого перемещения. Пружина 6, упирающаяся во втулку, стремится раздвинуть диски 2 и 4, в то время как грузы 5 под влиянием центробежной силы стремятся эти диски сблизить и зажать находящийся между ними неподвижный фрикционный диск 3.

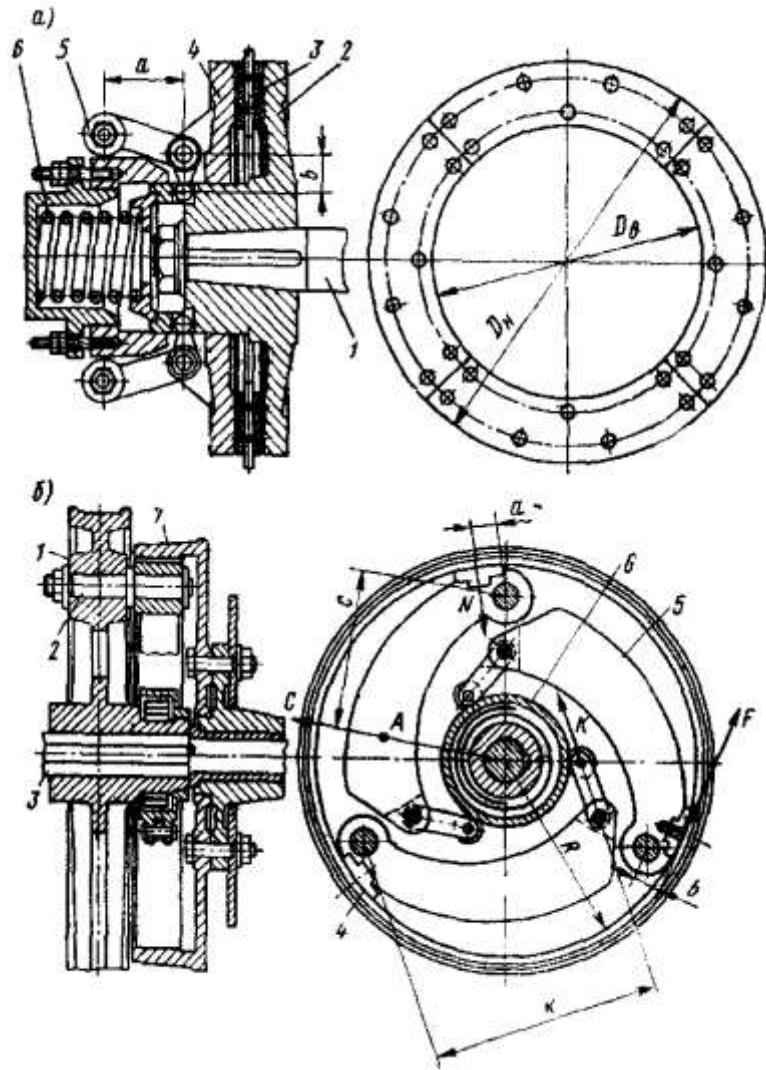


Рисунок 105 – Центробежные тормоза:  
а – дисковый; б – с грузами внутри шкива

Усилие пружины при заданной частоте вращения  $n$ :

$$K = \frac{G}{g} \left( \frac{\pi \times n}{30} \right)^2 \frac{a}{b} r \times z - \frac{2M_{\text{тр}}}{(D_n + D_b) \times f \times i},$$

где  $G$  - вес одного груза;  $z$  - число грузов, принимаемое равным от 2 до 6;  $a$  и  $b$  - плечи углового рычага;  $r$  - расстояние от оси вращения до центра тяжести грузов (при зажатых дисках);  $i$  - число пар трущихся поверхностей;  $D_n$  и  $D_b$  - наружный и внутренний диаметры дисков трения;  $f$  - коэффициент трения;  $M_{\text{сп}}$  - момент на валу тормоза при спуске груза.

Давление на поверхности трения:

$$p = \frac{4}{\pi} \times \frac{\frac{G}{g} \left( \frac{\pi \times n}{30} \right)^2 \times r \times \frac{a}{b} \times z - K}{D_n^2 - D_b^2} \leq [p].$$

Допускаемое давление  $[p]$  принимается по таблице 21. Действие дискового центробежного тормоза не зависит от направления вращения вала механизма.

**Центробежный тормоз с грузами внутри тормозного корпуса.** Этот тормоз (см. рисунок 105, б) состоит из диска 1 с тремя цапфами 2, закрепленного на валу 3 механизма подъема. На цапфах свободно укреплены замыкающие грузы 5, шарнирно связанные рычагами с втулкой 6, которая также свободно укреплена на ступице диска 1 и соединена с ней спиральной пружиной. Один конец пружины закреплен на ступице, второй - во втулке. При некоторой частоте вращения вала 3 замыкающие грузы 5 под действием центробежной силы преодолевают усилие спиральной пружины и, поворачиваясь вокруг цапфы 2, прижимаются вкладышами 4 к неподвижному тормозному корпусу

7. При уменьшении скорости вращения грузы спиральной пружиной оттягиваются к втулке.

При конструировании этого тормоза надо стремиться к тому, чтобы центр тяжести всех грузов 5 совпадал с осью вала 3, а центр тяжести каждого груза (точка А) отстоял, возможно, дальше от центра вала 3 и от оси своего поворота - цапфы 2. Вес каждого замыкающего груза, при котором обеспечивается спуск груза с постоянной скоростью, соответствующей заданной частоте вращения  $n$  тормозного вала в минуту, равен:

$$G = \left( \frac{30}{\pi \times n} \right)^2 \times \frac{g}{r \times c} \times \left[ \frac{M_{cp}}{z \times f \times D} (a + b \times f) + K \times k \right],$$

здесь  $z$  - число тормозных грузов;  $r$  - расстояние от центра тяжести груза до оси тормозного вала;  $g$  - ускорение свободного падения;  $a, b, c, k$  - плечи действия относительно оси поворота тормозных грузов соответственно для нормального давления вкладыша на корпус, силы трения, центробежной силы и силы спиральной пружины;  $R$  - радиус поверхности трения;  $K$  - усилие спиральной пружины, действующее на каждый груз;  $M_{cp}$  - момент от транспортируемого груза на валу тормоза при спуске.

Недостатками тормоза данного типа являются быстрый износ вкладышей, трудность регулирования тормоза на заданное число оборотов  $n$  и возможность работы только при одном направлении вращения вала (торможение при измененном направлении вращения сопровождается резкими толчками и сильным износом вкладышей и поверхности трения корпуса). Центробежные тормоза данного типа находят широкое применение для приведения в действие ловителей пассажирских и грузовых подъемников и в других грузоподъемных машинах.

Характерные особенности центробежных тормозов, ограничивающие их применение, состоят в том, что они:

- а) вступают в действие только при достижении механизмом (спускающимся грузом) определенной скорости;
- б) ограничивают скорость движения, но не могут произвести остановку груза;
- в) создают замедленный спуск малых грузов и пустого крюка, так как вес последних не может разогнать тормозной вал до номинальной скорости.

В качестве регуляторов скорости в подъемно-транспортном машиностроении применяют также гидравлические тормоза, использующие силу сопротивления жидкости вращению ротора, снабженного лопастями, в статоре, имеющем неподвижные лопасти. Такие тормоза способны развить большую мощность торможения и осуществлять спуск тяжелых грузов с заданной скоростью (буровые лебедки, механизмы подъема некоторых типов закалочных кранов и т. п.). Применение гидравлических тормозов дало возможность увеличить скорости движения и вес опускающегося груза до таких значений, при которых механические фрикционные тормоза уже не могут работать вследствие возникновения чрезмерно высоких температур. Этот тормоз значительно облегчает условия работы стопорного тормоза, задачей которого является только совершение относительно небольшой работы торможения для обеспечения полной остановки груза.

Для автоматического регулирования заданной скорости движения употребляются также электроиндукционные тормоза (см. рисунок 106, а), состоящие из статора 1, укрепленного неподвижно, и ротора 2, связанного с валом 3 механизма. В кольцевой проточке ротора размещена катушка возбуждения 4, прикрепленная к статору 1, что позволяет при питании катушки обойтись без использования токосъема. На поверхности ротора имеется несколько глубоких пазов, идущих вдоль образующей цилиндра ротора (на рисунке 106, а показаны пунктиром). При подключении катушки к источнику постоянного тока создается магнитный поток, замыкаемый через статор и ротор, величина которого определяется числом витков катушки возбуждения и величиной тока и не зависит от того, вращается ротор или он неподвижен.

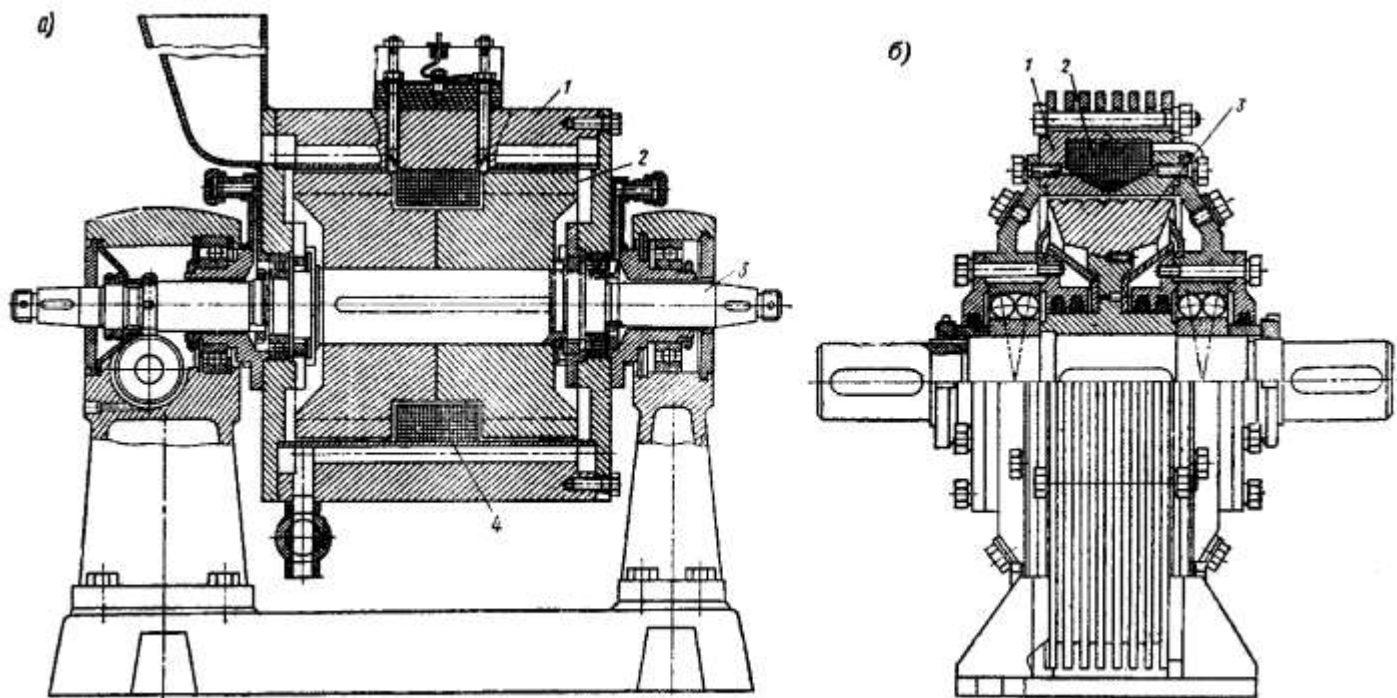


Рисунок 106 – Регуляторы скорости:

а – электроиндукционный тормоз; б – порошковый электромагнитный тормоз

Величина магнитного потока в каждой данной точке внутренней поверхности статора изменяется в зависимости от того, проходит над этой точкой выступ или паз ротора. Вследствие этого магнитный поток изменяется и в статоре индуктируются вихревые токи, которые, взаимодействуя с магнитным полем ротора, создают тормозящий крутящий момент, стремящийся повернуть статор в направлении вращения ротора. Поглощаемая тормозом энергия превращается в тепло, так как индуктируемые в статоре вихревые токи нагревают статор. Поэтому необходимо предусмотреть искусственное охлаждение статора.

В последнее время в качестве тормозных устройств все шире применяются порошковые электромагнитные тормоза, принцип работы которых основан на использовании механического и молекулярного взаимодействия различного рода магнитных порошков в магнитном поле пространства, расположенного между неподвижной и подвижной частями тормоза. В этих тормозах (см. рисунок 106, б) магнитный поток пропускается нормально к поверхностям тормозных элементов. При относительном сдвиге рабочих поверхностей возникает сопротивление сдвигу от взаимного трения намагниченных частиц порошка, причем сопротивление трения, а, следовательно, и тормозной момент, развиваемый тормозом, тем больше, чем сильнее намагничен порошок.

Тормоз состоит из неподвижно укрепленного статора 1 и соединенного с одним из валов механизма ротора 3. В роторе или в статоре размещают катушку электромагнита 2, а цилиндрический зазор между ротором и статором заполняют ферромагнитным порошком (обычно это карбинольное железо с частицами диаметром 0,004 - 0,008 мм или порошки, получаемые распылением расплавленного железа с частицами до 0,1 - 0,2 мм).

Так как в этом тормозе кинетическая энергия затормаживаемого механизма переходит в тепловую энергию, то и порошковый тормоз нуждается в обеспечении хорошего охлаждения. Как в индукционном, так и в порошковом тормозе можно создать изменение тормозного момента по любому желаемому закону, создаваемому изменением величины магнитного потока, чем можно обеспечить необходимую плавность процесса торможения.

### § 17. Тепловой расчет тормоза

В процессе торможения кинетическая энергия движущегося груза и вращающихся масс механизма переходит в тепловую энергию и вызывает нагревание тормоза. Одной из задач правильного конструирования тормоза является ограничение нагрева поверхности трения, который

не должен превышать температур, допускаемых для дан ноги типа фрикционного материала. Поэтому каждое тормозное устройство необходимо проверять по нагреву. Недооценка тепловых явлений в тормозах подъемно-транспортных машин может привести к ненормальной работе тормоза и даже к аварии, особенно в связи с непрерывным увеличением скорости движения, грузоподъемности и интенсификацией работы.

Наиболее распространенным методом теплового расчета тормозов подъемно-транспортных машин является метод, основанный на уравнении теплового баланса тормоза при его работе в установившемся тепловом режиме. Этот метод базируется на введении большого количества допущений и упрощений, но, однако, дает результаты, позволяющие оценить степень тепловой нагруженности тормоза для большинства случаев практических расчетов. Для проведения расчета рассматривается установившееся тепловое состояние тормоза, достигаемое в процессе длительной работы в повторно-кратковременном режиме. При достижении тормозом установившегося теплового состояния количество теплоты, образующееся на поверхности трения, должно быть равно количеству теплоты, отводимому от тормозного шкива конвекцией и лучеиспусканием.

Количество теплоты (Дж), возникающее при торможении, определяется величиной кинетической энергии поступательно движущихся и вращающихся масс, а в механизмах подъема также и изменением потенциальной энергии груза весом  $G_{sp}$  за одно торможение, т. е.:

$$W = \left[ G_{sp} \times H \times \sum \frac{m_i \times v_i^2}{2} + \sum \frac{J_i \times \omega_i^2}{2} \right] \times \eta,$$

где  $H$  - путь торможения;  $\eta$  - к.п.д. механизма, учитывающий, что некоторая часть энергии будет использована на преодоление потерь в механизме (на блоках, в опорах, в передачах).

Для механизма передвижения:

$$W = \left[ \sum \frac{m_i \times v_i^2}{2} + \sum \frac{J_i \times \omega_i^2}{2} - W_T \times s \right] \times \eta,$$

где  $W_m$  - усилие сопротивления передвижению (см. гл. VIII);  $s$  - путь торможения.

Количество теплоты (Вт), возникающее на поверхности трения в течение часа:

$$W_0 = \rho \times \frac{J \times \omega^2 \times h}{735},$$

где  $J$  - момент инерции вращающихся и поступательно движущихся элементов крана и груза, приведенный к тормозному валу,  $\text{кг} \times \text{м}^2$ ;  $\omega$  - угловая скорость тормозного шкива в минуту, при которой начинается торможение;  $h$  - число торможений в час, принимаемое при проверочных расчетах в зависимости от режима работы (легкий - 60; средний - 120; тяжелый - 180; весьма тяжелый - 300);  $\rho$  - коэффициент, определяющий соотношение между запасом кинетической энергии и работой торможения, переходящей в теплоту на поверхности трения тормоза.

Для механизмов передвижения:

$$\rho = \frac{1}{1 + \frac{M_c}{M_T}} < 1;$$

для механизмов подъема, считая торможение поднимающегося и опускающегося груза за одно торможение:

$$\rho = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{k}\right)^2} > 1.$$

Здесь  $M_c$  - момент сопротивления передвижению механизма с грузом;  $M_m$  - номинальный тормозной момент;  $k$  - запас торможения. Для спускового тормоза количество теплоты (Вт), образующейся за час:

$$W = G_{sp} \times H \times h \times \eta.$$

Теплота отводится от тормоза путем лучеиспускания и конвективного теплообмена с окружающей средой при неподвижном и вращающемся шкиве.

Количество теплоты (Вт), отводимое в окружающую среду лучеиспусканием в течение часа:

$$W_1 = (c_1 \times F_1 + c_2 \times F_2) \left[ \left( \frac{273 + t_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{273 + t_2}{100} \right)^4 \right], \quad (26)$$

где  $c_1 = 1,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{град}^4)$  - коэффициент излучения от полированной поверхности;  $c_2 = 5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{град}^4)$  - коэффициент излучения от матовой поверхности;  $F_1$  - площадь полированной поверхности трения тормозного шкива, незакрытая тормозными колодками,  $\text{м}^2$ ;  $F_2$  - площадь двух боковых (торцовых) матовых поверхностей тормозного шкива,  $\text{м}^2$ ;  $t_1$  - максимально допускаемая температура нагрева для выбранного типа фрикционного материала,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_2$  - температура окружающей среды, принимаемая в среднем равной  $35^\circ\text{C}$

Вследствие того, что условия отвода теплоты путем лучеиспускания от внутренней поверхности шкива значительно хуже, чем от внешней, то в предлагаемой методике расчета внутренняя цилиндрическая поверхность шкива не учитывается.

Количество теплоты (Вт), отводимое конвекцией при неподвижном шкиве:

$$W_2 = \alpha \times F_3 (t_1 - t_2) (1 - ПВ), \quad (27)$$

где  $\alpha = 5,8 - 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{град})$  - коэффициент теплоотдачи конвекцией в воздушную среду при неподвижной теплоотдающей поверхности. Большие значения принимаются при благоприятных условиях циркуляции воздуха;  $F_3$  - суммарная поверхность шкива ( $\text{м}^2$ ), не перекрытая колодками:

$$F_3 = F_2 + F_1;$$

1 - ПВ - часть общего времени работы тормоза, в течение которого шкив находится в неподвижном состоянии.

При вращении шкива значение коэффициента теплоотдачи возрастает вследствие возникновения относительной скорости между поверхностью теплоотдачи и окружающим воздухом. По Нуссельту, коэффициент теплоотдачи [ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \times \text{град})$ ] в условиях вынужденной конвекции при относительной скорости поверхности трения тормозного шкива  $v_0$  равен:

$$\alpha_1 = 7,15 v_0^{0,78}.$$

По боковым поверхностям шкива скорость изменяется пропорционально радиусу. При этом боковую поверхность  $F$  можно рассматривать как ряд кольцевых поверхностей с площадью  $f_1, f_2, f_3 \dots f_i$  имеющих соответственно средние скорости  $v_1, v_2, v_3, \dots v_i$  изменяющиеся пропорционально величинам радиусов этих поверхностей. Тогда количество теплоты (Вт), отводимой конвекцией с поверхности вращающегося шкива:

$$W_3 = (t_1 - t_2) \times 7,15 (F_4 v_o^{0,78} + 2f_1 \times v_1^{0,78} + 1f_2 \times v_2^{0,78} + \dots + 2f_i \times v_i^{0,78}), \quad (28)$$

где  $F_4$  - внутренняя и наружная поверхности обода шкива без площадей, перекрытых колодками.

Суммарное количество теплоты (Вт), отводимое от шкива путем излучения и конвекции в течение часа:

$$W = W_1 + W_2 + W_3$$

должно быть больше количества теплоты  $W_0$ , образующегося за это же время на поверхности трения, или равно ему. Сравнивая количество теплоты, образующееся на поверхности трения, с количеством теплоты, отводимым за то же время от шкива, можно установить, достаточны ли принятые размеры тормозного шкива, или необходимо принять меры для увеличения теплоотвода путем применения шкива с охлаждающими ребрами или применением искусственной вентиляции тормоза. При искусственном обдуве коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  может быть увеличен до 23 - 30  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \times \text{град})$ .

Большинство грузоподъемных машин работает в сложном цикле нагружения при наличии значительных перерывов в работе. Поэтому возможны случаи, когда механизм прекращает работу раньше, чем будет достигнута установившаяся температура нагрева. В таких случаях тормоз может быть использован при значительно более интенсивном нагружении и задача теплового расчета сводится к установлению допустимого времени  $T$  непрерывной работы механизма до достижения предельной допускаемой температуры  $t_j$ . За время  $T$  в тормозе образуется количество теплоты, равное  $WT$ , идущее на нагрев тормозного шкива и элементов тормоза и отводимое в окружающую среду.

На нагрев шкива массой  $Q_{ш}$ , имеющего теплоемкость  $c_{ш}$  [ $\text{Дж}/\text{кг} \times \text{град}$ ], расходуется количество теплоты (Дж):

$$W_H = Q_{in} \times c_{in} (t_1 - t_2).$$

Тут условно принято, что вследствие высоких теплоизолирующих свойств асбофрикционных накладок вся теплота, образующаяся при трении, проходит через шкив, нагревая его.

Одновременно в процессе нагрева шкива теплота отводится от шкива конвекцией и лучеиспусканием при переменной температуре, изменяющейся от температуры окружающей среды  $t_2$  до максимально допускаемой температуры нагрева  $t_1$ . Для упрощения расчета можно принять, что теплоотдача происходит при некоторой постоянной средней избыточной температуре, равной

$$t_{cp} = \frac{t_1 - t_2}{2}.$$

При этой температуре определяется количество теплоты  $W_1$ ,  $W_2$ ,  $W_3$ , отводимое от тормоза в течение часа, по уравнениям (26), (27), (28) и тогда количество теплоты, отводимое за время  $T$ , равно  $(W_1 + W_2 + W_3)T$ .

Уравнение теплового баланса примет в этом случае вид:

$$WT = (W_1 + W_2 + W_3)T + W_H.$$

Отсюда допустимое время непрерывной работы тормоза (ч) при нагреве его до допускаемой температуры равно:

$$T = \frac{W_H}{W - (W_1 + W_2 + W_3)}.$$

Этот метод теплового баланса, базирующийся на опытных значениях коэффициента излучения и теплоотдачи, определенных для некоторых частных случаев, содержащий большое количество допущений (так, нагревающиеся элементы тормоза рассматриваются здесь как материальные точки, хотя на самом деле температура, замеренная в различных местах тормозного шкива и рычажной системы, имеет существенно различное значение), не может претендовать на получение точных результатов и может быть принят только для приближенных оценок теплового состояния тормоза. Поэтому этот метод может быть использован только для сравнительных ориентировочных подсчетов.

Для получения более точного решения задачи нагрева и охлаждения тормоза применялись и другие методы. Однако попытки аналитического решения вызвали трудности, непреодолимые средствами современной математики вследствие того, что тормоз не является однородным телом - отдельные элементы его обладают различными теплофизическими параметрами и весьма сложной конфигурацией. Кроме того, условия работы механизмов (частота торможений, использование по грузоподъемности, потери на трение внутри самой машины и т. п.) весьма различны для различных грузоподъемных машин. Математическое описание процесса нагрева и охлаждения тормоза состоит из сложной системы дифференциальных уравнений, определяющих распространение тепла в элементах тормоза и в окружающей среде. Решение этих уравнений возможно только при введении большого числа допущений, снижающих точность расчета.

Невозможность получения точного аналитического решения и ограниченная возможность обобщения результатов экспериментального исследования привели к использованию методов теплового моделирования тепловых процессов, основанных на теории теплового подобия. Этот метод позволил увязать опытное исследование теплового процесса с его физико-математическим описанием и распространить зависимости, полученные для одного частного явления на все явления данной группы.

На основе анализа системы уравнений, условий однозначности и результатов проведенных экспериментальных исследований были составлены критериальные уравнения, устанавливающие связь между всеми параметрами, влияющими на процесс нагрева и охлаждения тормозов различного назначения и конструкции. Метод расчета по критериальным уравнениям позволяет правильно провести работу по созданию новых конструкций тормозов с учетом их теплового нагружения. Анализ критериальных уравнений ясно показывает те факторы, изменение которых при проектировании тормоза может вызвать необходимое снижение температуры трения, что в значительной мере расширяет возможности конструктора.



## Глава VI

### ПРИВОД ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

#### § 18. Характеристики приводов грузоподъемных машин

Привод в грузоподъемных машинах подразделяется по виду энергии, используемой для создания рабочего усилия или момента. В зависимости от типа, назначения и характера работы грузоподъемной машины механизмы ее могут иметь в основном два вида привода: машинный и ручной. Машинный привод имеет следующие разновидности: электрический, паровой, от двигателя внутреннего сгорания, гидравлический и пневматический; кроме того, в ряде машин находят применение комбинированный привод, как, например, дизель электрический привод, электрогидравлический и электропневматический.

В грузоподъемных машинах в основном применяется электрический привод, у которого имеются следующие преимущества:

- 1) постоянная готовность к действию;
- 2) возможность установки самостоятельного двигателя к каждому механизму грузоподъемной машины, что значительно упрощает конструкцию и управление механизмами;
- 3) высокая экономичность электропривода по сравнению с другими типами приводов;

- 4) легкость регулирования скорости в значительных пределах, особенно при приводе постоянного тока;
- 5) удобство реверсирования механизмов;
- 6) безопасность работы, простота устройства и надежность работы различных предохранительных устройств;
- 7) возможность работы со значительными кратковременными перегрузками.

*Паровой привод* в настоящее время не находит применения в грузоподъемных машинах вследствие весьма низкого значения к. п. д., больших габаритов и веса, необходимости в длительном периоде подготовки паросиловой установки к пуску или расходованию большого количества топлива для обеспечения постоянной готовности к действию.

Широкое применение в передвижных кранах получает привод от двигателей внутреннего сгорания. Применяются карбюраторные и дизельные двигатели, работающие на жидком и газообразном топливе. Преимуществами этого типа привода являются постоянная готовность к работе, относительно небольшие габариты и вес, высокий к. п. д., высокая экономичность, возможность регулирования скорости механизма.

К недостаткам этого типа привода относятся:

- а) невозможность пуска двигателя внутреннего сгорания под нагрузкой, что приводит к необходимости установки фрикционных муфт, отключающих двигатель от механизма при пуске;
- б) необходимость установки двигателей повышенной мощности для преодоления пусковых моментов, так как двигатель внутреннего сгорания не развивает больших пусковых моментов и не может работать со значительными перегрузками;
- в) необходимость установки реверсивных муфт и дополнительных тормозов, так как двигатель внутреннего сгорания имеет постоянное направление вращения своего вала.

Обычно все механизмы грузоподъемной машины обслуживаются одним двигателем внутреннего сгорания через систему зубчатых передач и муфт, причем привод к каждому механизму должен иметь реверсивные устройства.

Большое распространение в передвижных кранах получает дизель-электрический привод, при котором дизель приводит в движение электрогенератор, питающий электродвигатели различных механизмов машины. Применение дизель-электрического привода позволяет сочетать преимущества электропривода отдельных механизмов с независимостью работы грузоподъемной машины от общей электросети и избежать установки трансмиссионного вала и сложных фрикционных муфт управления, неизбежных при использовании двигателей внутреннего сгорания.

Недостатками дизель-электрического привода являются громоздкость, сложность и высокая стоимость установки и ее эксплуатации. В ряде конструкций кранов на автомобильном ходу для питания электродвигателей механизмов используется мощность основного двигателя автомобиля. В этом случае автомобильный двигатель через коробку отбора мощности приводит в действие генератор, питающий электрооборудование отдельных механизмов крана.

*Гидравлический привод* грузоподъемных машин состоит из электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания, приводящего в действие насос, подающий жидкость в рабочий цилиндр, исполнительного механизма, системы трубопроводов и клапанов управления. Гидропривод обеспечивает широкий диапазон регулирования скорости, плавность движения элементов машины, устранение динамической нагрузки, простоту предохранительных устройств, предотвращающих пере-грузку, большую компактность. Это приводит к тому, что в последнее время гидропривод получает все большее применение в различных грузоподъемных машинах и особенно в передвижных кранах.

Технико-экономические показатели отечественных и зарубежных образцов кранов с гидравлическим приводом дают основания сделать заключение о большой перспективности гидравлического привода, который успешно можно применять с самых различных механизмах грузоподъемных машин. Широкое внедрение гидравлического привода ограничивается в настоящее время высокой стоимостью комплектовочного „гидравлического оборудования. Весьма эффективным оказалось применение гидравлического привода для кранов, ряд образцов которых был создан в нашей стране. Эти машины имеют бесступенчатое регулирование рабочих скоростей в весьма широких пределах, что выгодно отличает их от машин с электромеханическим приводом.

Недостатками гидропривода являются: пониженная экономичность при работе с грузами, вес которых меньше расчетного (так как расход жидкости не зависит от веса груза); сложность подачи рабочей жидкости к приводу передвижной установки; ухудшение работы гидропривода при низких температурах, что заставляет применять дорогостоящие морозоустойчивые жидкости-, большие гидравлические сопротивления при наличии длинных трубопроводов; необходимость в тщательном наблюдении за состоянием уплотнений.

В простейших *пневматических приводах* сжатый воздух под давлением 5 - 8 даН/см<sup>2</sup> подается в цилиндры-толкатели прямого действия, штоки поршней которых непосредственно воздействуют на рабочий орган. Для более сложных машин, например пневмоталей, используются поршневые или роторные двигатели, приводящие в действие исполнительные механизмы. Подача воздуха производится обычно от компрессорных установок или от основных воздушных магистралей предприятия при помощи гибких шлангов.

Преимуществами пневматического привода являются плавность работы, простота конструкции, удобство и легкость управления, простота обслуживания и ремонта, возможность работы с весьма большим числом включений в единицу времени, удобное устройство приспособлений, устраняющих перегрузку.

К недостаткам пневматического привода следует отнести ограниченность радиуса действия передвижных установок вследствие наличия питающего воздухопроводного шланга и снижение к. п. д. установки при работе с грузами, меньшими номинальных.

Пневматический привод еще не нашел широкого применения в подъемно-транспортных машинах, и его использование ограничивается случаями работы во взрывоопасной среде, когда применение электрооборудования становится опасным, а также на тех предприятиях, где имеется подвод сжатого воздуха для нужд основного производства, например в литейных цехах.

Определение границ рационального применения различных типов приводов следует производить на основе анализа экономических и конструктивно-эксплуатационных показателей, из которых основными следует считать себестоимость транспортирования, энергетические показатели, надежность работы во все времена года (независимость действия от температуры окружающей среды), удобство управления, технологичность конструкции.

## § 19. Ручной привод

Для машин малой грузоподъемности, работающих с малыми скоростями движения в ненапряженном режиме, а также для механизмов вспомогательного назначения широко применяется ручной привод. С ручным приводом могут выполняться механизмы подъема, передвижения и поворота. Расчетные зависимости являются однотипными для всех механизмов.

На рисунке 107 представлены .схемы механизмов с ручным приводом. Механизм подъема состоит из барабана, на который наматывается канат с подвешенным к нему грузом весом  $G_{гр}$ , редуктора с общим передаточным числом, равным  $i_0 = i_1 \times i_2$ , и приводного элемента - рукоятки или тягового колеса, к которым прикладывается усилие  $P$ . На валу с одной рукояткой могут одновременно работать один или два человека; на валу с двумя рукоятками - два или четыре; на цепи тягового колеса - не более трех человек. При радиусе рукоятки (приводного колеса), равном  $l$ , и усилию одного рабочего  $P$  момент, развиваемый рабочими:

$$M_p = \varphi \times t \times P \times l,$$

где  $t$  - число рабочих;  $\varphi$  - коэффициент, учитывающий неодновременность приложения усилия при совместной работе нескольких человек ( $\varphi = 0,8$  - для двух рабочих;  $\varphi = 0,75$  - для трех и  $\varphi = 0,7$  - для четырех).

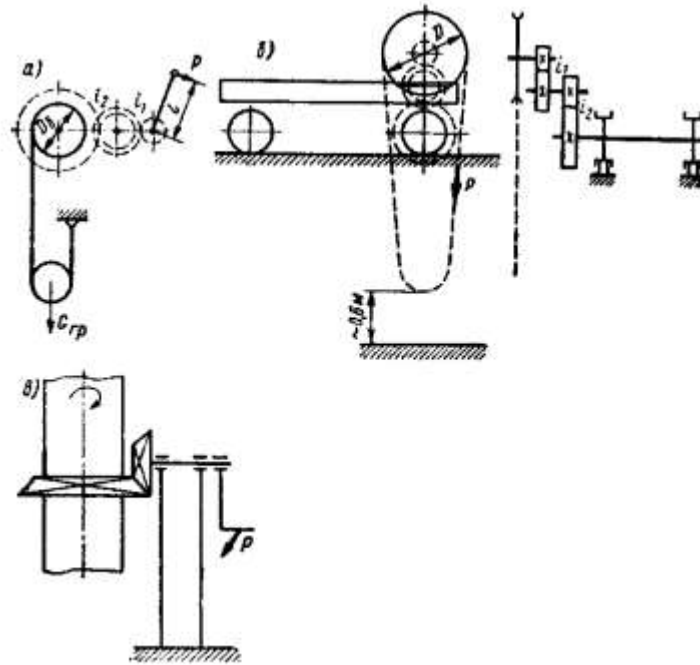


Рисунок 107 – Схемы механизмов с ручным приводом:  
 а – механизм подъема; б – механизм передвижения; в – механизм поворота

Момент сопротивления на валу барабана от груза:

$$M_c = S \frac{D_{\delta}}{2},$$

где  $D_{\delta}$  - диаметр барабана;  $S$  - натяжение тягового органа на барабане.

При расчете ручного привода механизма передвижения момент сопротивления на валу ходовых колес:

$$M_c = W \frac{D_{x.к}}{2},$$

где  $W$  - сопротивление передвижению;  $D_{x.к}$  - диаметр ходового колеса.

Для механизма поворота:

$$M_c = \sum M_{ci},$$

где  $M_{ci}$  - моменты сопротивления в опорах крана относительно оси вращения поворотной части крана от вертикальных и горизонтальных реакций в опорах.

Необходимое передаточное число механизма между входным (приводным) и выходным валами лебедки:

$$i_0 = \frac{M_c}{M_p \times \eta},$$

где  $\eta$  - к. п. д. передачи.

Инерционные нагрузки при расчете ручного привода обычно не учитываются вследствие их незначительной величины.

При расчете ручного привода следует учитывать, что в зависимости от продолжительности работы усилие  $P$ , развиваемое рабочим, и скорость движения его руки изменяются. Средние значения усилия и скорости движения руки рабочего приведены в таблице 22. Усилие рабочего, прикладываемое непосредственно к тележке для ее передвижения (толкание), принимается равным 8, 12 и 20 даН при соответствующей продолжительности работы 15, 10 и 5 мин. Наибольшее возможное усилие при трогании с места не превышает 50 даН. Усилие рабочего на рычаге управления при редкой работе не должно превышать 40 даН.

Таблица 22 - Средние усилия и скорости движения руки рабочего

Продолжительность работы	На рукоятке	На тяговой цепи
--------------------------	-------------	-----------------

	усилие, даН	скорость, м/с	усилие, даН	скорость, м/с
Непрерывная (или с кратковременными перерывами) в течение 6 – 8 ч	8 – 10	0,9 – 1,2	12 – 16	0,6 – 0,8
Периодическая в течение 6 – 8 ч с частыми перерывами	15 – 16	0,7 – 0,8	18 – 20	0,5 – 0,6
Кратковременная (продолжительностью до 5 мин)	До 20	0,5 – 0,6	30 – 4-	0,3 – 0,4
Весьма кратковременная работа (рывок)	До 30	0,3 – 0,4	До 80	0,1 – 0,2

Плечо (радиус) вращения рукояток  $l$  должно быть не более 400 мм. Ось вращения рукоятки располагают обычно на высоте 900 - 1100 мм от уровня пола. В том случае, когда приводной вал механизма располагают на высоте, исключающей применение рукоятки, используют тяговые колеса, приводимые во вращение бесконечной цепью такой длины, что нижняя часть ее петли находится на высоте примерно 0,6 м от поверхности, на которой стоит рабочий, управляющий машиной (рис. 107).

В качестве тяговой цепи обычно используется сварная цепь, изготовленная из прутка диаметром 5 - 6 мм. Диаметр  $D$  тягового колеса принимается в пределах 300 - 1000 мм. Оно имеет направляющие для предотвращения от спадания с него тяговой цепи. Ручка рукоятки  $a$  принимается длиной 300 - 350 мм при одном рабочем и 450 - 500 мм при совместной работе двух рабочих. Плечо приводных рукояток домкратов принимается в пределах 200 - 250 мм при высоте вращения их от уровня опорной поверхности домкрата примерно 500 мм. При качающейся рукоятке домкрата длину рукоятки принимают не более 800 мм. Две рукоятки на одном валу располагаются под углом 120 или 90° одна относительно другой.

При проверке рукояток, педалей и элементов ручного управления на прочность расчет ведут на возможное случайное приложение усилия, равного номинальному весу рабочего, т. е. 80 даН. При ручном механизме с тяговой цепью это расчетное усилие принимается равным 120 даН.

Скорость подъема груза весом  $G_{гп}$  в механизме подъема с ручным приводом определяется из условия равенства работ, совершаемых рабочим и весом груза:

$$v_{гп} = \frac{m \times P \times v_p \times \eta}{G_{гп}}$$

Здесь  $v_p$  - скорость руки рабочего.

Согласно уравнению, скорость подъема груза тем меньше, чем больше вес груза. Однако это уравнение является справедливым только для работы с номинальным грузом. Так как скорость руки рабочего изменяется в незначительных пределах, то при постоянном передаточном числе механизма подъем грузов различной величины производится практически с неизменной скоростью; при этом усилие  $P$  изменяется пропорционально изменению веса груза. Поэтому для увеличения скорости подъема малых грузов и пустого крюка в ручных механизмах применяют изменение передаточного числа путем переключения зубчатого зацепления или применяют рукоятки с переменной величиной плеча. Время подъема груза весом  $G_{гп}$  на высоту  $h$  определяют из уравнения равномерного движения:

$$\tau = \frac{h}{v_{гп}} = \frac{h \times G_{гп}}{m \times P \times v_p \times \eta}$$

## § 20. Электрический привод

Электрический привод - это устройство, состоящее из электродвигателя, комплекса аппаратуры для управления двигателем и промежуточной передачи от двигателя к рабочему органу машины. Выбор типа двигателя производится в зависимости от рода тока и величины номинального напряжения, от величины номинальной мощности и частоты вращения, вида естественной характеристики двигателя и его конструктивного исполнения. В подъемно-транспортных машинах применяются специальные крановые двигатели постоянного тока серии ДП, крановые асинхронные двигатели переменного тока с фазным ротором серий МТ, МТБ и металлургические двигатели серии

МТМ, а также крановые двигатели с короткозамкнутым ротором серий МТК, МТКВ и металлургические серии МТКМ, а в области малых мощностей применяются также асинхронные двигатели общепромышленных типов. Так, для привода электроталей, кран-балок и подъемников, а также для привода транспортирующих устройств широко используются асинхронные электродвигатели с повышенным скольжением (АС и ДОС), с повышенным пусковым моментом (АП и АОП) и двигатели с фазным ротором (АК и ЛОК).

В отечественном краностроении существует общая тенденция к преимущественному применению двигателей переменного тока. В отдельных случаях мощные краны могут питаться постоянным током от индивидуальных преобразователей, но при этом существенно возрастают стоимость и эксплуатационные расходы.

Двигатели постоянного тока более удобны для использования в грузоподъемных машинах, так как они обладают большей перегрузочной способностью, позволяют осуществлять регулирование скорости в широких пределах и могут использоваться с большей частотой включений в час, чем двигатели переменного тока.

По способу возбуждения двигатели постоянного тока подразделяют на двигатели последовательного, параллельного и смешанного возбуждения.

На рис. 108, а показаны естественные механические характеристики двигателей постоянного тока, т. е. зависимости между крутящим моментом, развиваемым двигателем и его частотой вращения в том случае, когда двигатель подключен без каких-либо дополнительных сопротивлений к источнику энергии с напряжением, равным номинальному напряжению двигателя.

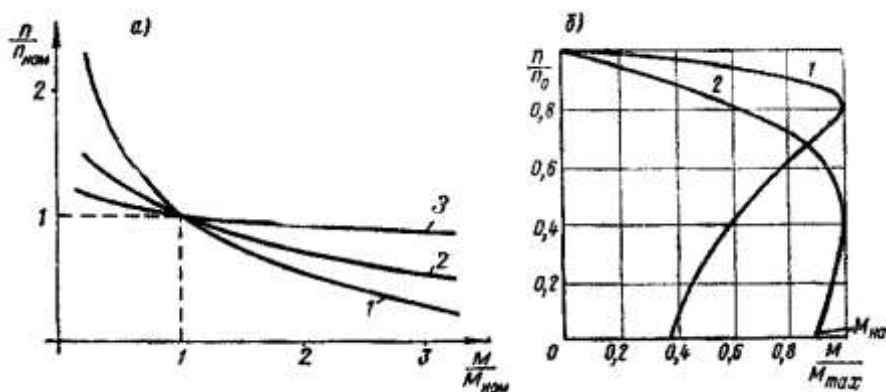


Рисунок 108 – Механические характеристики электродвигателей:  
а – постоянного тока; б – переменного тока; 1 – двигателя МТВ; 2 – двигателя МТК

Характеристика двигателя называется жесткой, если при изменении момента нагрузки частота вращения двигателя изменяется незначительно. Если же при изменении нагрузки происходит значительное изменение частоты вращения, то такая характеристика называется мягкой. Наиболее мягко является характеристика двигателя с последовательным возбуждением 1. Она позволяет производить перемещение малых грузов с большей скоростью, что приводит к повышению производительности механизма. Наиболее жесткой является характеристика двигателя с параллельным возбуждением 5. Характеристика двигателя со смешанным возбуждением 2 занимает среднее положение между характеристиками описанных двигателей.

Максимальный момент двигателей постоянного тока ограничен током короткого замыкания и может во много раз превышать номинальный момент. Однако этот момент не может быть допущен по условиям нагрева двигателя и по условию механической прочности двигателя и механизма. Поэтому ГОСТ 184-71 устанавливает предельно допускаемые нагрузки для двигателей с последовательным возбуждением от 4 до 4,5 номинального момента при номинальной скорости и от 5 до 5,5 при трогании двигателя с места.

При спуске груза механизмом, имеющим двигатель постоянного тока, энергия поднятого груза возвращается в сеть (рекуперация энергии), что является также преимуществом двигателей постоянного тока. Наибольшее применение в механизмах кранов имеют двигатели с последовательным возбуждением благодаря мягкой характеристике и высокому значению пускового момента. Движение механизма с этим двигателем при малых нагрузках происходит со значительно

более высокими скоростями, чем при полном грузе, что сокращает время цикла и увеличивает производительность машины. При использовании этого двигателя надо учитывать значительное изменение частоты вращения с изменением нагрузки. Это обуславливает предел допускаемой нагрузки, соответствующей максимально допустимой частоте вращения ротора двигателя, которая не должна превышать 3,0 - 3,5-кратного значения номинальной частоты вращения. Этому соответствует момент нагрузки, равный примерно 10% номинального момента двигателя.

Двигатели с параллельным (независимым) возбуждением применяются в тех механизмах, для которых по условиям технологического процесса требуется жесткая характеристика и возможность плавно и в достаточно широких пределах регулировать скорость.

Двигатели смешанного возбуждения используются в тех случаях, когда требуется большой пусковой момент и смягченная характеристика и где нельзя применять двигатель последовательного возбуждения, например у таких машин, в которых нагрузка в какой-то момент времени работы может быть близка к нулю. Наиболее часто двигатели смешанного возбуждения применяются в механизмах поворота и передвижения.

Двигатели постоянного тока применяются главным образом на кранах металлургического производства. Так как их использование требует наличия специальных устройств, преобразующих промышленный переменный ток в постоянный, то преобладающее применение в подъемно - транспортных машинах находят асинхронные двигатели переменного тока, питающиеся непосредственно от сети, не требующие дорогих преобразовательных устройств и имеющие меньший вес, габариты и стоимость.

Различают крановые двигатели переменного тока с фазным ротором (серия МТВ) и с короткозамкнутым ротором (серия МТК). Механическая характеристика этих двигателей в рабочей части жесткая, что приводит к весьма малому изменению частоты вращения при значительном изменении момента нагрузки. Жесткость характеристик асинхронных двигателей, так же как и двигателя постоянного тока с независимым возбуждением, в пределах номинальной нагрузки настолько велика, что применительно к большинству приводов, где особая точность определения скорости не имеет значения, ее считают постоянной и не зависящей от нагрузки.

Двигатели с короткозамкнутым ротором наиболее надежны в эксплуатации и наиболее дешевы. Они применяются в тех случаях, когда не требуется электрическое регулирование скорости или когда достаточно ступенчатого регулирования, получаемого при применении многоскоростных двигателей. Они применяются для привода электроталей, кран-балок, тихоходных механизмов кранов и подъемников, конвейеров, всякого рода вспомогательных механизмов, работающих в повторно-кратковременном режиме со сравнительно небольшой частотой включения.

Дальнейшее расширение области использования этих двигателей ограничивается их нагревом при повышенной частоте включений, допускаемыми ускорениями механизма в процессе пуска и в некоторых случаях допускаемой величиной пусковых токов.

Двигатели с короткозамкнутым ротором включают непосредственно в сеть, благодаря чему в период пуска пусковой ток в 4 - 6 раз превышает величину нормального тока при установившемся движении. Максимальная нагрузка асинхронного двигателя четко ограничена величиной его критического (опрокидывающего) момента. Возможность использования двигателя при нагрузках, близких к критическому моменту, ограничивается не только опасностью перехода на неустойчивую часть характеристики, но и резко возрастающими потерями и чрезмерным нагреванием двигателя. Поэтому асинхронный двигатель нельзя нагружать даже кратковременно свыше 60% критического момента для двигателей с фазным ротором и свыше 60% пускового момента (момента включения) для двигателей с короткозамкнутым ротором.

В практических расчетах принимают, что разгон механизма происходит при некоторой условной постоянной величине среднего пускового момента  $M_{пуск}$ , развиваемого двигателем в период пуска. Этот средний пусковой момент для двигателей с короткозамкнутым ротором подсчитывают по приведенным в каталогах на двигатели кратностям пускового  $K_{пуск}$  и максимального  $K_M$  моментов. Кратность среднего момента за период пуска:

$$K_{cp} \approx \frac{1}{2}(K_{пуск} + K_M)$$

Так как крановое оборудование рассчитывают на обеспечение надежной работы при падении напряжения в сети до 85% номинального, то средний пусковой момент двигателя с

короткозамкнутым ротором определяют по следующей зависимости:

$$M_{\text{пуск}} = 0,85^2 M_{\text{ном}} \times K_{\text{ср}}, \quad (29)$$

где  $M_{\text{ном}}$  - номинальный момент двигателя.

Возможность применения двигателей с короткозамкнутым ротором необходимо проверять путем расчета, при котором определяют получаемые величины ускорения при пуске, что имеет особое значение для механизмов передвижения, где при резком приложении пускового момента возможно пробуксовывание ходовых колес по рельсам.

Недостатки двигателей с короткозамкнутым ротором следующие:

- пусковой момент, а следовательно, и ускорение механизма при каждом пуске достигают максимальной величины, что затрудняет управление и вызывает высокие динамические напряжения в элементах механизма и раскачивание груза;
- все пусковые потери, пропорциональные кинетической энергии привода, преобразуемые в тепловую энергию, идут на нагрев обмоток самого двигателя, в то время как в двигателе с фазным ротором часть потерь идет на нагрев пусковых сопротивлений, расположенных вне двигателя;
- затрудненность регулирования частоты вращения приводит к необходимости повышения частоты включений, что также повышает нагрев короткозамкнутых двигателей.

Асинхронные двигатели с фазным ротором имеют несколько больший вес, габариты и стоимость и меньшие потери энергии в обмотках при переходных процессах по сравнению с двигателями с короткозамкнутым ротором. Поэтому их можно использовать при более напряженном режиме работы. Они, так же как и двигатели постоянного тока, включаются в сеть при помощи регулируемых сопротивлений (реостатов).

В зависимости от величины сопротивления, включенного в цепь двигателя, разгон двигателя осуществляется по одной из искусственных характеристик (см. рисунок 109). В начальный момент ток ограничен максимальным сопротивлением. При этом характеристика 1 двигателя наиболее крутая. Разгон двигателя происходит по линии  $a - б$ , где частота вращения его возрастает от нуля до  $n_1$ . При достижении частоты вращения  $n_1$  уменьшают сопротивление и двигатель переходит на другую характеристику 2, по которой разгон осуществляется до частоты вращения  $n_2$ . Затем снова выключается часть сопротивления, ток возрастает и разгон двигателя происходит по характеристике 3 до частоты вращения  $n_3$ . И, наконец, при полном выключении сопротивления двигатель переходит на естественную характеристику 4, при которой и работает, имея частоту вращения  $n_4$ , соответствующую моменту сопротивления при подъеме данного груза.

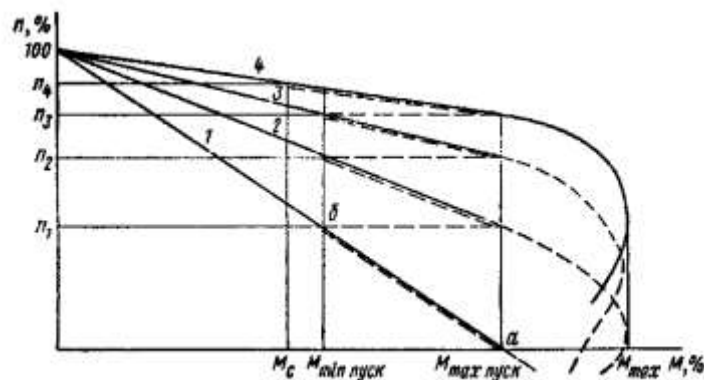


Рисунок 109 – Схема разгона механизмов с приводом от электродвигателя переменного тока с фазным ротором

Максимальный пусковой момент  $M_{\text{max пуск}}$  двигателей постоянного тока и переменного тока с фазным ротором ограничен реостатными характеристиками, и величину максимального момента за период пуска принимают в пределах 1,8 - 3,2 от номинального момента электродвигателя. Для этих двигателей средний пусковой момент в достаточной для практических расчетов точностью определяется, по зависимости:

$$M_{\text{пуск}} = \frac{M_{\text{max пуск}} + M_{\text{min пуск}}}{2}. \quad (30)$$

С целью обеспечения разгона механизма рекомендуется принимать  $M_{\text{min пуск}}$  не менее 1,25, а средний пусковой момент  $M_{\text{пуск}}$  - не менее 1,5 от номинального статического момента сопротивления.



При практических расчетах рекомендуется принимать следующие значения среднего пускового момента электродвигателя:

Тип электродвигателя	Значение $M_{пуск}$
Трехфазного тока с фазным ротором	(1,5 - 1,6) $M_{ном}$
Трехфазного тока с короткозамкнутым ротором	(0,7 - 0,8) $M_{max}$
Постоянного тока с параллельным возбуждением	(1,7 - 1,8) $M_{ном}$
Постоянного тока с последовательным возбуждением	(1,8 - 2,0) $M_{ном}$
Постоянного тока со смешанным возбуждением	(1,8 - 1,9) $M_{min}$

Здесь  $M_{ном}$  и  $M_{max}$  - соответственно номинальный и максимальный моменты двигателя, принимаемые по каталогу. Большие величины относятся к двигателям с повышенным скольжением.

Электродвигатели с фазным ротором применяются для привода механизмов большинства кранов, подъемников, некоторых экскаваторов, эскалаторов, конвейеров. Недостатком их является то, что они не дают возможности получить жесткие искусственные механические характеристики при малых скоростях.

По конструктивному исполнению электродвигатели подразделяются по способу крепления и защиты от воздействия окружающей среды. Двигатели выпускаются с вертикальным и горизонтальным расположением вала, с корпусом, имеющим для крепления специальные лапы или фланец. Некоторые двигатели имеют одновременно и лапы и фланец. Фланцевые двигатели широко используются в приводе электроталей и некоторых лебедок.

В ряде случаев используются так называемые встраиваемые двигатели, не имеющие станины, подшипниковых щитов и вала. Такие двигатели встраиваются непосредственно в корпус машины, например в барабан электротали (см. рисунок 9).

Все большее применение в кранах и электроталих получают двухскоростные электродвигатели, позволяющие путем переключения пар полюсов изменять частоту вращения ротора и получать две скорости движения механизма.

Рассматривая характеристики двигателей, следует различать двигательный и тормозной режимы их работы. В двигательном режиме двигатель приводит в движение рабочие органы машины, производя подъем груза, передвижение крана или тележки. В тормозном режиме двигатель создает замедление машины и предотвращает появление чрезмерно высокой скорости (например, при спуске груза). При работе в двигательном режиме движение происходит в направлении действия момента двигателя - момент и частота вращения двигателя совпадают по направлению.

В тормозном режиме момент двигателя направлен против направления вращения. Примерами работы двигателя в тормозном режиме являются ограничение скорости спуска тяжелых грузов, электрическое торможение крана или тележки перед остановкой. При подъеме груза направление действия момента, развиваемого двигателем, и направление вращения вала двигателя совпадают. Примем эти направления за положительные (см. квадрант 1 на рисунке 110). Момент сопротивления  $M_c$ , т. е. момент, создаваемый грузом, является отрицательным.

При работе двигателя в механизме передвижения и поворота, когда двигатель преодолевает момент сопротивления, момент двигателя положителен, а момент сопротивления отрицателен (квадрант 1). Если же при горизонтальном движении имеется ветровая нагрузка, помогающая движению, а двигатель противодействует движению, то при этом осуществляется тормозной режим работы двигателя и его момент становится отрицательным, а момент сопротивления - положительным (квадрант 2).

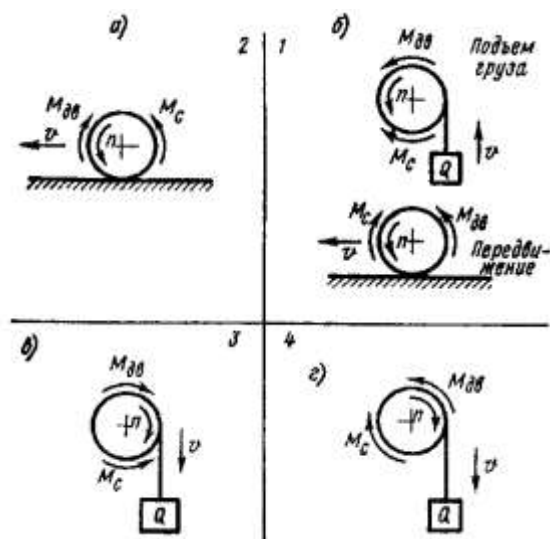


Рисунок 110 – Система координат для изображения механических характеристик двигателей и механизмов:

а – электроторможение при передвижении; б – двигательный режим; в – силовой спуск малых грузов – двигательный режим; г – тормозной спуск груза

При спуске тяжелых грузов двигатель развивает тормозной момент, направленный против направления движения. В этом случае момент двигателя является отрицательным и этот спуск называется тормозным (квадрант 4). Если же спускается легкий груз, вес которого не может преодолеть момент сопротивлений в механизме, то двигатель развивает момент, направленный в сторону движения груза. В этом случае момент двигателя положителен и такой спуск называется силовым. Момент сопротивления трения в элементах привода принимается в этом случае за отрицательный (квадрант 3).

Так как работа электропривода грузоподъемных машин происходит в повторно - кратковременном режиме с частыми пусками и остановками, то весьма важно обеспечить защиту электродвигателя и пусковой аппаратуры от перегрузки, а механизм предохранить от возможности самопроизвольного включения при восстановлении напряжения сети после временного отключения. Поэтому все, подъемно-транспортные машины снабжаются автоматической тепловой или максимально ни нулевой защитой, осуществляемой тепловыми, максимальными и блокировочными реле.

Кроме того, электроприводы кранов и других подъемно-транспортных механизмов, имеющие двигатели с фазным ротором, снабжаются устройствами, обеспечивающими автоматический контроль за режимом пуска электродвигателей, во избежание возможности разгона электродвигателей без задержки на промежуточных положениях контроллера или командоконтроллера. Управление электродвигателями подъемно-транспортных машин осуществляется при помощи контроллеров, магнитных пускателей, контакторов или релейно-контакторных систем.

Подвод тока к электродвигателям производится при помощи троллеев, гибких кабелей и кольцевых токоприемников. Троллей, изготовленные из стального проката или проволоки круглого сечения, находят преимущественное применение, особенно в мостовых кранах, перегрузочных мостах, монорельсовых тележках и т. п. В качестве токосъема используются чугунные или графитовые башмаки, скользящие по поверхности троллея, или ролики, катящиеся по поверхности проволоки. Подвод гибким кабелем используется при движении машин на небольшие расстояния и с невысокой скоростью. Для подвода тока к вращающимся механизмам используют кольцевые токосъемы, закрепляемые на колонне крана.

Выбор мощности электродвигателя. Правильный выбор мощности электродвигателя имеет большое значение, так как установка двигателя недостаточной мощности снижает производительность механизма и вызывает преждевременный выход двигателя из строя. В этом случае происходит перегрев двигателя сверх допустимой температуры нагрева, что резко снижает срок службы изоляции обмоток. Так, перегрузка двигателя с хлопчатобумажной и шелковой изоляцией на

25% сокращает его срок службы с 20 лет до нескольких месяцев, а перегрузка на 50% приводит двигатель в негодность в течение нескольких часов.

Установка двигателя завышенной мощности экономически нецелесообразна и, кроме того, приводит к снижению его энергетических показателей (снижается к. п. д., а у асинхронных двигателей и коэффициент мощности) и может привести к повышенному износу и даже поломке элементов механизма.

Особенности работы электропривода грузоподъемных машин, т. е. резкопеременная нагрузка, работа в повторно-кратковременном режиме с большим числом включений в час, сложный цикл работы, предъявляют специфические требования к выбору мощности электродвигателя.

Электродвигатель определенной мощности, выбранный для механизма грузоподъемной машины, должен удовлетворять следующим основным требованиям:

1 При работе в повторно-кратковременном режиме с заданной продолжительностью включения в течение неограниченного периода времени двигатель не должен нагреваться сверх допустимого предела.

2 Пусковой момент электродвигателя должен быть достаточен для обеспечения разгона механизма с заданной величиной ускорения. В то же время мощность выбранного двигателя не должна быть чрезмерно большой, так как при этом могут возникнуть чрезмерно большие ускорения, отрицательно влияющие на работу механизма.

В зависимости от характера выполняемой механизмом работы различают три режима нагрева электродвигателя:

- продолжительный, при котором двигатель успевает нагреться до установившейся температуры;
- кратковременный, при котором двигатель за время работы не успевает нагреться до установившейся температуры, а паузы между включениями настолько велики, что двигатель успевает охладиться до температуры окружающей среды;
- повторно-кратковременный, при котором двигатель за время одного включения не успевает нагреться до установившейся температуры, а за время паузы не успевает охладиться до температуры окружающей среды. В этом случае при каждом следующем включении двигатель начинает работу при температуре, несколько превышающей начальную температуру предыдущего включения. Спустя некоторое время температура двигателя начинает колебаться между наибольшим и наименьшим значениями, остающимися при дальнейшей работе неизменными.

Соответственно этим трем режимам происходит и выбор мощности электродвигателя. Так, для двигателей продолжительного режима в каталогах на электродвигатели указывается номинальная мощность ограничения времени их работы. Для двигателей кратковременного режима указывается несколько значений времени работы, и для каждого времени указывается значение номинальной мощности. Выбор двигателей, работающих в этих режимах, производится по условию, чтобы расчетная мощность не превышала номинальную мощность двигателя.

Для грузоподъемных машин наиболее характерным является работа двигателя в повторно-кратковременном режиме, для которого в каталогах для нескольких номинальных значений относительной продолжительности включения ( $PВ = 15, 25, 40$  и  $60\%$ ) приведены соответствующие значения номинальных мощностей для цикла продолжительностью не более 10 мин. При большей продолжительности цикла режим работы считается продолжительным ( $PВ = 100\%$ ). С увеличением относительной продолжительности включения номинальная мощность, номинальный момент и номинальный ток одного и того же двигателя уменьшаются.

Если фактическая продолжительность включения соответствует одному из номинальных режимов и если нагрузка остается неизменной, то по каталогу выбирается двигатель при заданном значении  $PВ$  с номинальной мощностью, не меньшей величины расчетной мощности. Если фактическое значение  $PВ_{ф}$  не равно номинальному значению, то пересчет требуемой мощности  $N_{ф}$  на ближайшее номинальное значение для асинхронных двигателей и двигателей параллельного возбуждения производится по зависимости:

$$N_{ном} = N_{ф} \sqrt{\frac{PВ_{ф}}{PВ_{ном}}}. \quad (31)$$

В большинстве случаев нагрузка грузоподъемных машин, а также длительность их рабочих периодов и пауз изменяются в процессе работы. Для расчета следует построить нагрузочную

диаграмму для двигателя, т. е. зависимость мощности или крутящего момента от времени за период цикла работы механизма. Каждому периоду работы, т. е. каждому моменту нагрузки  $M$  и каждой мощности  $N$ , соответствуют определенные потери и количество тепла, образующегося в двигателе.

Для того чтобы электродвигатель не перегревался сверх допустимого предела, его эквивалентная по нагреву (среднеквадратичная) мощность, определяемая с учетом величин моментов, развиваемых двигателем в различные периоды работы механизма (подъем и спуск груза, разгон и установившееся движение) с различными по величине грузами, не должна превышать его номинальной мощности при данной продолжительности включения.

Для того чтобы оценить работу механизма с грузами различной величины в условиях повторно-кратковременного режима при нагреве двигателя, нужно привести эту работу к равноценному по нагреву режиму с неизменяемой нагрузкой и той же относительной продолжительностью включения ( $ПВ$ ). Среднеквадратичный момент, не изменяемый в течение цикла и эквивалентный по величине потерь действительной переменной нагрузке, определяется по уравнению:

$$M_{cp} = \sqrt{\frac{M_{н\text{уск}}^2 \times \sum \tau_n + \sum M_c^2 \times \tau_y}{\sum \tau}}. \quad (32)$$

Здесь  $\sum \tau_n$  - сумма времен пуска механизма в различные периоды работы и с различной нагрузкой;  $\sum M_c^2 \times \tau_y$  - сумма произведений квадрата момента статического сопротивления при данной нагрузке на время установившегося движения при этой нагрузке;  $\sum \tau$  - общая сумма времен включения электродвигателя за один полный цикл, содержащая время работы в периоды установившегося и неустановившегося движения;  $M_{н\text{уск}}$  - средний пусковой момент двигателя.

Средний пусковой момент двигателя является постоянной величиной, определяемой характеристиками двигателя и не зависящей от характера выполняемой механизмом работы. При изменении нагрузки на механизм и характера работы (подъем или спуск груза) неизменность величины среднего пускового момента вызывает изменение времени разгона механизма  $\tau_n$ .

Так как продолжительность времени разгона механизма зависит от параметров двигателя (его махового момента, пускового момента, частоты вращения) и от параметров самого механизма, то определение среднеквадратичного момента можно сделать только для выбранного двигателя. Поэтому приходится применять метод последовательного приближения, определяя сначала ориентировочно необходимую мощность по статической мощности при работе механизма с номинальным грузом.

Необходимо отметить, что формула (32) является приближенной, так как нагрев электродвигателя пропорционален не развиваемому моменту, а потребляемому току. Прямой пропорциональности между моментом и током нет ни у асинхронных двигателей трехфазного тока, ни у двигателей постоянного тока с последовательным возбуждением. Однако при практических расчетах этой неточностью обычно пренебрегают. В случае же необходимости в повышенной точности расчета по характеристикам двигателей следует установить величину тока при данном моменте и применять формулу (32), подставив в нее вместо значений моментов соответствующие значения тока, полученные по характеристикам двигателей, приведенных в каталогах.

Среднеквадратичную мощность электродвигателя за период цикла с учетом пусковых периодов определяют по зависимости (кВт)

$$N_{cp} = \frac{M_{cp} \times n}{975}, \quad (33)$$

где  $n$  - частота вращения вала двигателя в минуту при моменте  $M_{cp}$ .

По этой среднеквадратичной мощности производится выбор двигателя по каталогу. Если фактическое значение относительной продолжительности включения  $ПВ_{ф}$ , при котором работает механизм, отличается от номинального значения  $ПВ_{ном}$ , то необходимо фактическую среднеквадратичную мощность  $N_{cp}$  привести к мощности при номинальном значении относительной продолжительности включения по формуле (31) и по ней выбрать в каталоге двигатель.

Для обеспечения нормальной работы привода выбранный двигатель должен иметь номинальную мощность при заданной продолжительности включения не меньше величины,

найденной по формуле (33).

Кроме того, должно быть соблюдено соотношение:

$$M_{ном} \times K_m \geq M_{max},$$

где  $K_m$  - кратность максимального момента двигателя, приводима! для асинхронных двигателей в каталогах, а для двигателей постоянного тока определяемая по искусственным характеристикам;  $M_{ном}$  - номинальный момент двигателя;  $M_{max}$  - максимальный фактический момент сопротивления в механизме, определенный при работе с номинальным грузом и включающий в себя момент статического сопротивления, инерционные моменты вращающихся и поступательно движущихся масс механизма и груза.

При выборе двигателя по приведенной методике обеспечивается его нагрев, не превышающий допустимого значения, а ускорения при пуске выдерживаются в допустимых пределах. Если периоды пуска составляют существенную часть времени работы двигателя с

установившейся скоростью  $\left( \tau_n \geq \frac{\tau_y}{60} \right)$ , то необходимо учесть ухудшение условий охлаждения при

переходных процессах. Тогда формула (32) примет вид:

$$M_{cp} = \sqrt{\frac{M_{пуск}^2 \times \sum \tau_n + \sum M_c^2 \times \tau_y}{\beta \times \sum \tau_n + \sum \tau_y}}, \quad (34)$$

где  $\beta$  - коэффициент, учитывающий ухудшение условий охлаждения в процессе пуска, принимаемый равным 0,85 - 0,99 для закрытых двигателей, 0,65 - 0,78 для закрытых двигателей с ребрами на корпусе при наличии внешнего обдува и 0,62 - 0,68 для защищенных и открытых двигателей с вентилятором на валу.

Для двигателей с короткозамкнутым ротором необходима также проверка выбранного электродвигателя по допускаемому числу включений, определяющему тепловой режим работы двигателя.

Подбор двигателя производится в такой последовательности:

- 1 По заданному графику работы механизма определяется фактическое значение  $PВ_{ф}$ .
- 2 Определяется, статическая мощность двигателя при работе механизма с номинальным грузом в соответствии с указаниями, приведенными в главах, где рассматриваются отдельные механизмы грузоподъемных машин. Статическая мощность пересчитывается с фактического значения  $PВ_{ф}$  на номинальное значение  $PВ_{ном}$  по уравнению (31) и по этой мощности производится предварительный выбор двигателя по каталогу.
- 3 Для выбранного двигателя определяется величина среднего пускового момента  $M_{пуск}$ .
- 4 В соответствии с графиком работы механизма определяется статический момент  $M_c$ , а также время пуска  $\tau_n$  (см. уравнения в соответствующих главах для отдельных механизмов) и время установившегося движения  $\tau_y$  при работе с различными грузами.
- 5 По уравнению (32) или (34) определяют среднеквадратичный момент, а по уравнению (33) определяется среднеквадратичная мощность. По этой среднеквадратичной мощности производится окончательный подбор двигателя по каталогу. (Пример подбора электродвигателя см. в гл. VIII.)

## § 21 Гидравлический привод

В настоящее время гидравлический привод механизмов грузоподъемных машин находит все более широкое применение благодаря наличию ряда преимуществ, к которым относятся:

- 1) большая перегрузочная способность по мощности и по моменту; возможность передавать большие моменты и мощности при малых размерах и массе гидropередачи;
- 2) возможность бесступенчатого регулирования скоростей в широких пределах;
- 3) возможность плавного реверсирования и частых быстрых переключений скорости движения;
- 4) легкоосуществимое автоматическое предохранение машины и гидropередачи от перегрузок;
- 5) возможность дистанционного управления работой машины, регулирование и автоматизация рабочего процесса, достигаемая простыми средствами;
- 6) малый момент инерции масс механизма, вращающихся с большими ускорениями и замедлениями;
- 7) возможность одновременного подвода энергии к нескольким рабочим механизмам;

- 8) устойчивая работа при любых скоростных режимах;
- 9) высокая износоустойчивость элементов гидропривода.

В настоящее время с гидравлическим приводом выпускаются стреловые самоходные краны на безрельсовом и железнодорожном ходу, а в отдельных случаях плавучие, порталные, судовые и мостовые краны. Применение гидравлических приводов механизмов подъема, поворота и изменения вылета порталных кранов позволило существенно увеличить производительность крана, так как скорость поворота и подъема может автоматически регулироваться в зависимости от величины транспортируемого груза, предельная величина которого также устанавливается автоматически в зависимости от вылета стрелы. Так как гидрофицированные механизмы кранов могут работать при постоянном включении и постоянной частоте вращения электродвигателей, то это дает возможность применять наиболее надежные и дешевые электродвигатели с короткозамкнутым ротором.

Гидравлический привод грузоподъемных машин имеет приводной двигатель, насос, подающий рабочую жидкость, используемую как средство преобразования и передачи энергии, в рабочий цилиндр или гидродвигатель, исполнительный механизм и систему трубопроводов и клапанов управления.

Давление жидкости в приводах современных грузоподъемных машин достигает  $250 \text{ даН/см}^2$ . Увеличение давления способствует уменьшению габаритов передачи и потерь на трение, но одновременно увеличивает объемные потери и требует повышения надежности уплотнений.

Гидродвигатели, преобразующие энергию потока жидкости в механическую энергию, так же как и насосы, подразделяются на роторные и неротационные. К числу неротационных гидродвигателей относятся силовые цилиндры, которые значительно проще конструктивно, дешевле и более надежны в работе, чем роторные гидродвигатели. Поэтому они получили широкое применение в различных подъемно-транспортных машинах. В этих приводах жидкость, нагнетаемая насосом в силовой цилиндр, перемещает в нужном направлении поршень со штоком и части машины, соединенные со штоком. При этом наиболее просто осуществляется прямолинейное возвратно - поступательное движение, но движение штока может быть использовано и для получения вращательного движения. В случае необходимости совершения работы на большом пути перемещения, когда применение силовых цилиндров становится нецелесообразным, в качестве гидродвигателя используют роторные двигатели с вращательным выходным движением, подразделяемые на гидродвигатели малого момента и гидродвигатели высокого момента.

Применение в гидроприводах грузоподъемных машин высокомоментных гидродвигателей, позволяющих приводить механизмы в движение непосредственно от вала гидродвигателя без использования редукторов, является весьма перспективным. Однако низкомоментные гидродвигатели имеют в несколько раз большую глубину регулирования, чем высокомоментные гидродвигатели. Плавное, бесступенчатое регулирование частоты вращения вала гидродвигателя достигается или изменением расхода жидкости (использование насосов регулируемой производительности), или путем изменения рабочего объема двигателя, или дросселированием (изменением величины потока рабочей жидкости, подводимой к гидродвигателю).

Каждый механизм грузоподъемной машины с гидравлическим приводом может выполняться как с индивидуальным приводом, так и с групповым приводом при питании нескольких гидродвигателей от одного насоса. Групповой привод находит применение в машинах малой грузоподъемности, а также в случаях, когда приводы нескольких механизмов вместе с гидродвигателями перемещаются относительно других приводов. При групповом приводе возможна как поочередная работа механизмов, так и одновременная работа механизмов в зависимости от выбранной производительности насоса и мощности привода. Существенным отличием гидравлического привода от механического является отсутствие жесткой связи между приводным двигателем и рабочим органом механизма. Это свойство гидропривода обеспечивает предохранение привода и рабочего органа от перегрузок, но в то же время неизбежное наличие утечек уменьшает частоту вращения вала гидродвигателя или скорость перемещения поршня гидроцилиндра и приводит к тому, что невозможно остановить вал гидродвигателя затормаживанием приводного электродвигателя, если на вал гидродвигателя действует статическая нагрузка.

Так как для большинства механизмов грузоподъемных машин перемещение рабочего органа при выключенном приводе является нежелательным, то основным критерием пригодности гидропривода для механизмов грузоподъемных машин является возможность работы со статической

нагрузкой и величина допускаемого перемещения от нее при остановленном приводе.

В двигателях вращения поршневого типа утечки составляют 2 - 3%, а в лопастных двигателях могут даже превысить 10%. Поэтому если опускание максимального груза со скоростью от 2 до 10% от номинальной скорости является недопустимым, то для удержания поднятого груза в неподвижном состоянии следует установить тормоз на валу барабана.

В механизмах передвижения и поворота, где нет постоянной статической нагрузки, нет необходимости в установке тормоза и полную остановку механизма можно производить путем затормаживания ведущего вала. В механизмах подъема применение гидропривода обеспечивает плавное регулирование скоростей подъема и спуска в весьма широком диапазоне. Так, при применении гидромашин лопастного типа диапазон регулирования можно получить порядка от 8 до 15, для гидромашин поршневого типа - от 20 до 25. Минимальная величина скорости опускания груза ограничивается величиной утечек в гидродвигателе и при малых нагрузках существенно снижается.

В механизмах изменения вылета передвижных кранов и кранов экскаваторов обычно применяется гидропривод поступательного движения как в случае качающейся, так и в случае телескопической выдвигной стрелы. Эта система обеспечивает существенное упрощение конструкции механизма. Очень часто совмещают качание стрелы с телескопическим выдвиганием части ее, что повышает маневренность крана и позволяет совместить большой вылет с малыми габаритами механизма.

Гидропривод находит все большее применение в мостовых кранах. Так, на рисунке 111, а показан механизм передвижения крана с высокомоментным гидродвигателем. Электродвигатель 1 приводит в движение аксиально-поршневой насос 2, жидкость от которого под давлением передается гидродвигателю 4. За счет перепада давлений на входе и выходе гидродвигателя его ротор через вал 5 приводит во вращение ходовое колесо 6. Для предохранения механизма от перегрузки установлен предохранительный клапан 3. Ходовое колесо каждой концевой балки моста приводится во вращение своим механизмом (раздельный привод механизма передвижения - см. гл. VIII). Для синхронизации движения при различных нагрузках на концевые балки установлены дроссели.

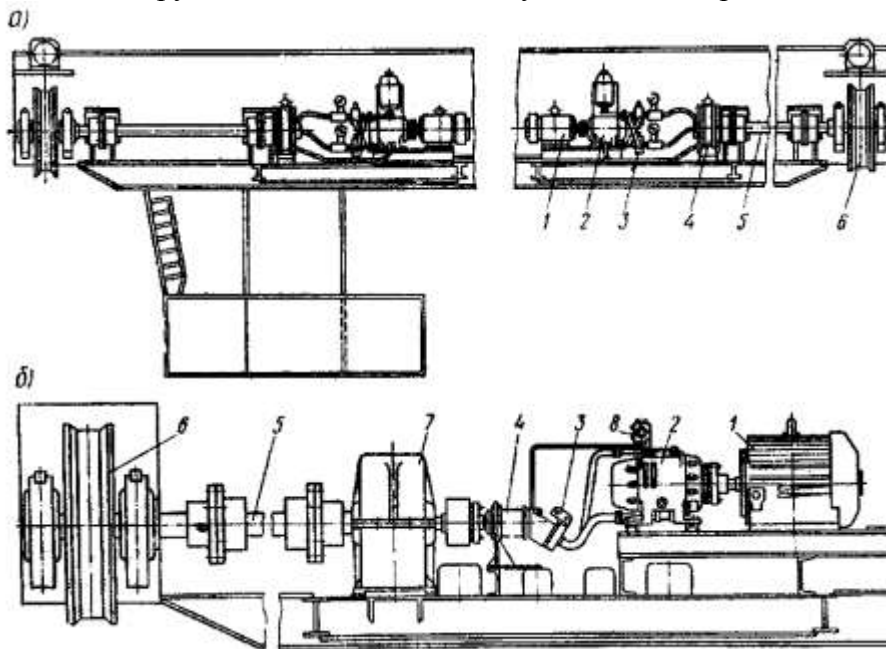


Рисунок 111 – Гидравлический привод механизма передвижения мостового крана:  
а – с высокомоментным гидродвигателем (при закрытой системе циркуляции жидкости); б – с низкомоментным гидродвигателем

Проведенные исследования показали, что гидропривод с высокомоментным гидродвигателем в механизмах передвижения мостовых кранов имеет следующие преимущества перед электромеханическим приводом:

1 Значительно упрощается механическая часть и электрическая схема: отсутствуют редукторы, муфты, трансмиссия, тормоза, нет необходимости в применении регулируемых электродвигателей и

сложной электрической аппаратуры, что приводит к снижению на 20% веса и стоимости механизма.  
2 Обеспечиваются бесступенчатое и плавное регулирование скорости при постоянном моменте на валу гидродвигателя, плавный пуск и торможение.

Процесс пуска и торможения происходит без колебательных нагрузок в упругих звеньях механизма, что благоприятно влияет на работу крана, подкрановых путей и зданий цехов.

3 По сравнению с реостатным регулированием электродвигателей, наиболее распространенным в краностроении, общий к. п. д. гидропривода почти на всем диапазоне регулирования значительно выше.

При использовании низкомоментного гидродвигателя в механизме передвижения требуется установка редуктора для обеспечения необходимой рабочей скорости передвижения. В схеме, приведенной на рисунке 111, б, вращение от электродвигателя 1 передается насосу 2, откуда по трубопроводу рабочая жидкость под давлением передается в гидродвигатель 4, где энергия жидкости преобразуется во вращательное движение вала гидродвигателя. Это движение через редуктор 7 и трансмиссионный вал 5 передается на приводное ходовое колесо 6. Установка тормоза в этом механизме передвижения не требуется, так как регулирование скорости осуществляется изменением объема подаваемой жидкости. Предохранительный клапан 3 защищает элементы механизма от перегрузок. Компенсационный бачок 8 служит для восполнения утечки из гидросистемы.

Механизмы подъема монтажных кранов, в которых необходимо создание весьма малых посадочных скоростей и плавного пуска при подъеме тяжелых блоков, также снабжаются гидроприводом (см. рисунок 112). Приводной двигатель 1 через упругую муфту 2 передает вращение приводному валу регулируемого гидронасоса 3 типа ПД, давление от которого передается высокомоментному гидродвигателю 4 типа МР-Т4/10 со встроенным дисковым тормозом. Этот тормоз выполнен так, что торможение гидродвигателя осуществляется механическим путем - сжатием фрикционных дисков пружинами, а растормаживание - гидравлическим способом, подведением давления под плунжеры, которые сжимают пружины и снимают усилие давления с дисков. При прекращении подачи жидкости или при обрыве трубопровода груз надежно удерживается тормозом. Вращение от выходного вала гидродвигателя 4 через редуктор 5 передается на барабан 6. В отличие от ранее применяемой схемы с электроприводом здесь удалось снять один редуктор и получить глубину регулирования до 1:1500, которая недостижима при использовании других типов передач. В данном механизме применена замкнутая гидравлическая схема с номинальным давлением жидкости 100 даН/см<sup>2</sup>.

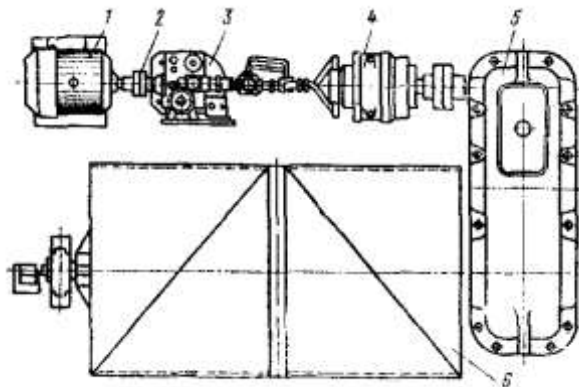


Рисунок 112 – Электрогидравлический привод механизма подъема монтажного крана

Так как приводной электродвигатель запускается при нулевой производительности насоса, то создаются благоприятные условия пуска и торможения, что позволяет применять более дешевые электродвигатели общего назначения типа А, АО и др.



## Глава VII

### МЕХАНИЗМЫ ПОДЪЕМА ГРУЗА И СТРЕЛЫ

#### § 22. Схемы механизмов подъема груза

Принципиальная схема механизма подъема представлена на рисунке 113. Обычно эти механизмы состоят из зубчатого цилиндрического или червячного редуктора, соединенного муфтой с электродвигателем, и тормозного устройства. Выходной вал редуктора соединяется с барабаном. На барабане закреплен гибкий грузовой орган, соединенный с грузозахватным устройством. В качестве моторной муфты часто применяют упругую пальцевую муфту МУВП (МН 2096-64) (см. рисунок 114, а) или зубчатую муфту МЗ или МЗП (ГОСТ 5006-55), часто с применением вала вставки (см. рисунок 114, б), позволяющей создать наиболее удобное расположение элементов механизма на металлоконструкции тележки.

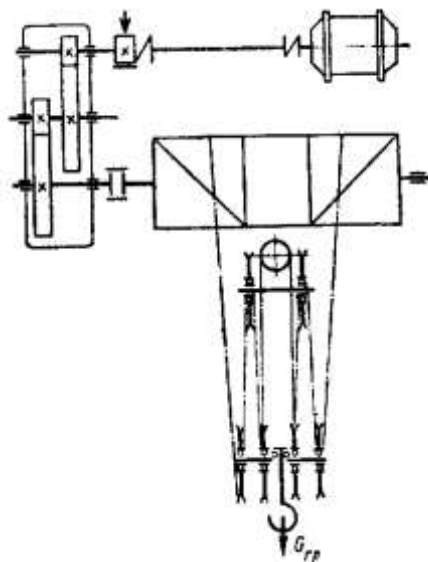


Рисунок 113 – Схема механизма подъема с электрическим приводом

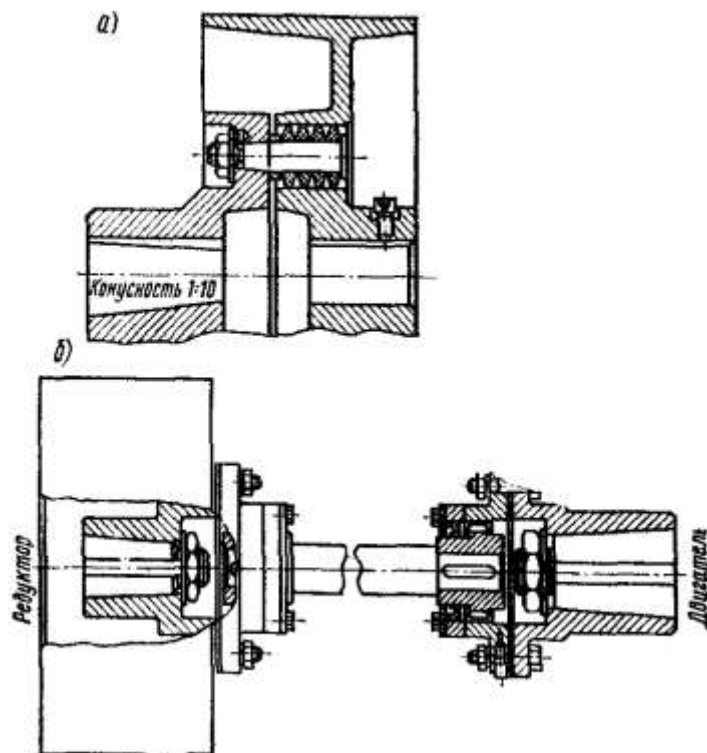


Рисунок 114 – Муфты с тормозным шкивом:

а – муфта МУВП; б – соединение электродвигателя с редуктором валом вставкой с зубчатой муфтой

У механизмов подъема груза, имеющих неразрывную кинематическую связь барабана с двигателем, в качестве тормозного шкива можно использовать одну из полумуфт соединения двигателя с редуктором. Если эта муфта является упругой (МУВП, пружинная и т. п.), то в качестве тормозного шкива, согласно правилам Госгортехнадзора, допустимо использование только полумуфты, находящейся на валу редуктора. При этом упругие элементы муфты при торможении освобождаются от действия грузового момента, вследствие чего срок службы их увеличивается.

У механизмов с фрикционными или кулачковыми муфтами включения (обычно это случаи приведения в движение нескольких механизмов от одного двигателя, например в автомобильных кранах и т. п.) тормозной шкив должен быть скреплен непосредственно с барабаном или установлен на валу, имеющем жесткую кинематическую связь с барабаном.

Согласно правилам Госгортехнадзора, механизмы подъема груза и изменения вылета стрелы выполняют так, что опускание груза или стрелы возможно только двигателем. Механизмы грузоподъемных машин, оборудованные кулачковыми, фрикционными или другими видами приспособлений, для переключения диапазонов скоростей рабочих движений устраивают так, что самопроизвольное включение или расцепление механизма невозможно. У лебедки подъема груза и стрелы, кроме того, исключается возможность переключения скорости под нагрузкой, а также отключение механизма лебедки без предварительного наложения тормоза. Применение фрикционных и кулачковых муфт включения на механизмах, предназначенных для подъема людей, расплавленного или раскаленного металла, ядовитых и взрывчатых веществ не допускается.

Особенности соединения барабана с редуктором оказывают существенное влияние на конструктивные и эксплуатационные качества механизма подъема. Существует несколько вариантов выполнения этого узла. Первым вариантом является схема с установкой вала барабана на двух самостоятельных опорах и соединением вала барабана с валом редуктора посредством муфты (см. рисунок 115, а). Так как опоры барабана независимы от редуктора, то при сборке возможно возникновение некоторых погрешностей. Поэтому соединительная муфта является компенсирующей. Весьма удобно применение для этой цели зубчатой муфты МЗП, допускающей значительное относительное смещение соединяемых валов, что упрощает процесс монтажа механизма. Соединения, выполненные по данной схеме, отличаются надежностью в работе, удобством монтажа и обслуживания механизма, но имеют относительно большие габариты.

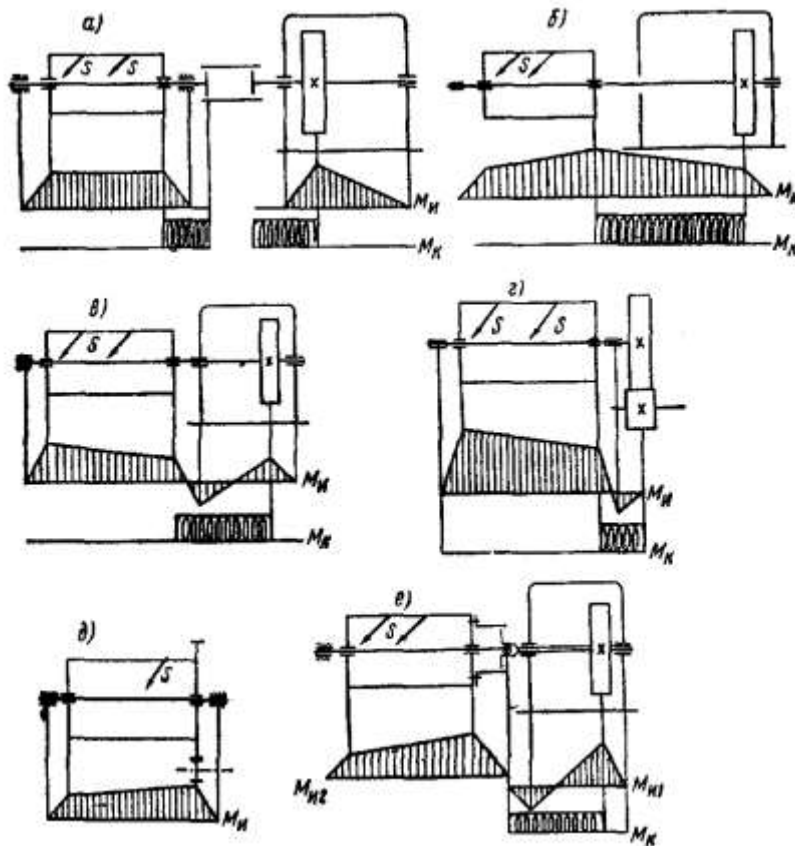


Рисунок 115 – Схемы соединения барабана с редуктором

Уменьшение габаритов может привести к применению двух- и трехопорных валов механизма подъема, в которых вал барабана является одновременно выходным валом редуктора. Двухопорный вал (рис. 115, б) получается весьма тяжелым. Кроме того, неточность установки отдельной опоры барабана приводит к нарушению точности зацепления в редукторе. Трехопорный вал (см. рисунок 115, в) очень чувствителен к неточностям монтажа. В обоих случаях становится невозможной отдельная сборка и обкатка редуктора, что нарушает принцип создания блочной конструкции. Поэтому эти две схемы не получили широкого применения.

В некоторых конструкциях крутящий момент на барабан передается при помощи открытой зубчатой пары. В этом случае зубчатое колесо можно закрепить на валу барабана (см. рисунок 115, г) или установить непосредственно на барабане (см. рисунок 115, д), тогда ось барабана будет работать только на изгиб. Так как обычно зубчатые передачи для повышения их надежности и износоустойчивости помещают в закрытые корпуса, то эти схемы не находят широкого применения и используются только в ручных и специальных механизмах (например, в двухбарабанных приводах литейных кранов).

Для получения статической определенности валов и создания блочной и компактной конструкции наиболее рациональна установка одной из опор оси барабана внутри консоли выходного вала редуктора (см. рисунок 115, е). Конструктивное выполнение этого узла показано на рисунке 116. Конец выходного вала редуктора выполняют, в виде половины зубчатой муфты; вторая половина муфты укреплена на барабане. В этом случае и вал редуктора, и ось барабана установлены на двух опорах. Ось барабана работает только на изгиб.

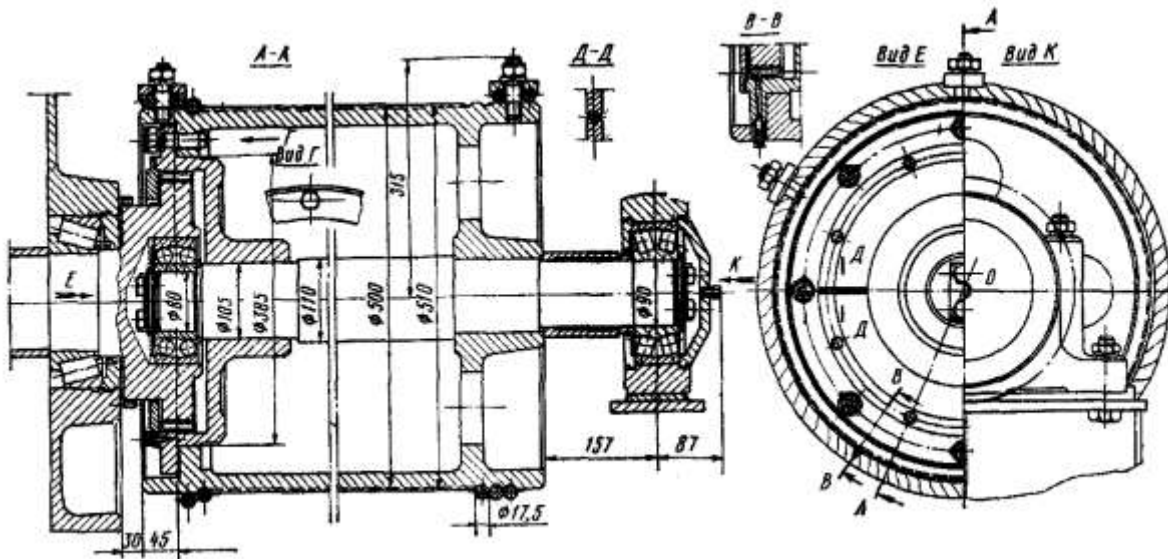


Рисунок 116 – Типовая конструкция соединения барабана с валом редуктора при помощи зубчатой муфты

На конструкцию механизма подъема оказывает существенное влияние кратность полиспаста. Выбор кратности полиспаста производится на основе конструктивного анализа выбранной схемы механизма. В кранах, где канат наматывается на барабан, не проходя через направляющие блоки (например, в мостовых кранах), для обеспечения строго вертикального подъема груза применяют сдвоенные полиспасты. В кранах, где канат перед навивкой на барабан проходит через направляющие блоки, сдвоенные полиспасты обычно не применяют (за исключением некоторых конструкций стреловых кранов) и используют одинарные полиспасты с кратностью более высокой, чем у сдвоенных.

В механизмах подъема подвес груза на одной ветви каната применяют только в кранах малой грузоподъемности (1 - 3 т). В стреловых (портальных) кранах, имеющих большую высоту подъема груза, подвес на одной ветви применяется при грузоподъемности 5 и даже 10 т. При грузоподъемности до 25 т обычно применяют двух-, трех- и четырехкратные полиспасты. А при еще больших грузоподъемностях кратность полиспаста достигает 12.

Полиспасты с нечетной кратностью могут вызвать перекосящую подвеску, поэтому полиспасты с четной кратностью являются более предпочтительными к употреблению. Унификация механизмов подъема кранов различной грузоподъемности достигается путем изменения кратности полиспаста для получения примерно одинаковых крутящих моментов от груза и потребной мощности электродвигателя. Это позволяет применять в кранах различной грузоподъемности электродвигатели одинаковой мощности, одинаковые редукторы, барабаны, блоки, канаты, тормоза и т.п.

Большое применение находят механизмы подъема с пневмоприводом (см. рисунок 117). Для работы во взрывоопасной среде такие подъемники выпускают с цепями из специальной стали, не вызывающей образования искр, и с бронзовыми грузовыми крюками. Пневматические поршневые подъемники могут быть с вертикальным или горизонтальным расположением рабочего цилиндра. Давление воздуха в таких подъемниках применяется в пределах 2 - 12 даН/см<sup>2</sup>, грузоподъемность их от 10 кг до 5 т; диаметр рабочих цилиндров 30 - 300 мм; высота подъема 50 - 2000 мм. Подъемник (см. рисунок 117, а) имеет цилиндр двойного действия. Управление осуществляется при помощи двухкнопочного распределителя, соединенного с цилиндром двумя воздухопроводами. Скорость подъема регулируется бесступенчато; в любом положении крюка подъемник можно остановить. В зависимости от грузоподъемности и диаметра воздухопровода скорость подъема составляет 0,1 - 0,3 м/с.

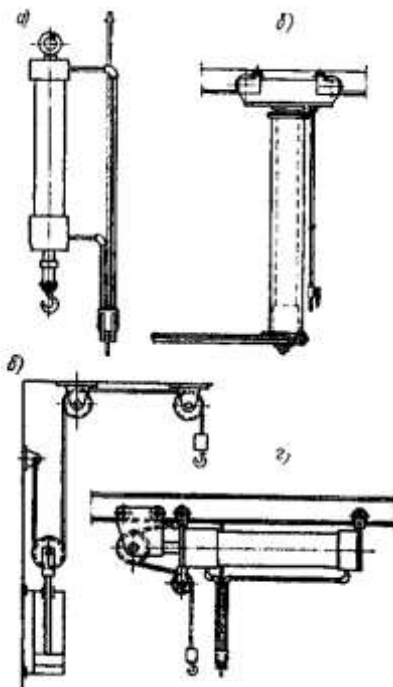


Рисунок 117 – Пневматические подъемники

Подъемник с консольным грузозахватным механизмом (см. рисунок 117, б) рассчитан на восприятие изгибающего и опрокидывающего моментов. Грузоподъемная консоль жестко закреплена на дополнительной полноповоротной направляющей трубе, перемещающейся по наружной поверхности пневматического цилиндра; направляющая труба присоединена к штоку поршня. Тележка для подвески подъемника выполнена двухрельсовой. Расположение пневматических подъемников с использованием отклоняющих роликов и полиспастов показано на рисунке 117, в.

Высота подъема крюка подъемника, показанного на рисунке 117, е, в два раза превышает ход поршня. Значительная высота подъема при минимальных габаритных размерах подъемника достигается по схеме с горизонтальным расположением рабочего цилиндра (см. рисунок 117, г). Горизонтальное движение штока преобразуется при помощи отклоняющих роликов в вертикальное движение крюка. При повышенной чистоте рабочих поверхностей цилиндра и поршня и при хорошем качестве и конструкции уплотнений к. п. д. пневматических поршневых подъемников достигает 0,9 - 0,93. При наличии встроенного полиспаста высота подъема груза таких подъемников может достигать 9 м.

В кранах, оборудованных грузовым электромагнитом, механизм подъема должен иметь еще специальный кабельный барабан для гибкого кабеля, подающего электроэнергию к магниту. Кабельный барабан 2 (см. рисунок 118) располагается на отдельном валу и приводится в движение от вала грузового барабана 4 при помощи цепной или зубчатой передачи 1. От электросети ток подается к вращающемуся барабану при помощи кольцевого токосъемника 3 со скользящими контактами.

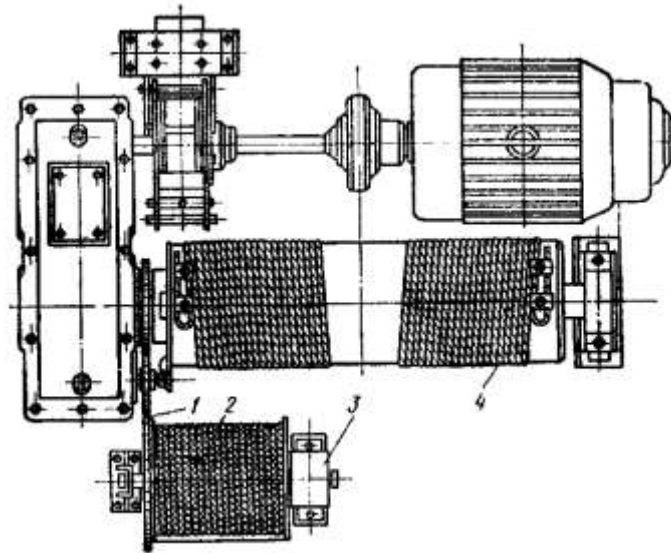


Рисунок 118 – Механизм подъема магнитной крюковой тележки

Механизмы подъема кранов-штабелеров выполняются с использованием канатных или цепных грузовых органов. Наибольшее применение получают канатные механизмы подъема, в которых широко используются нормальные узлы и элементы других типов грузоподъемных машин. Часто в качестве механизма подъема используются электрические тали, имеющие микропривод, что обеспечивает точную установку груза в ячейках стеллажей.

Преимуществом цепных механизмов подъема является их компактность. Недостатком цепных механизмов подъема является относительно высокая стоимость цепи и трудность размещения ее холостой ветви.

В кранах-штабелерах, имеющих управление из кабины, поднимающейся вместе с грузовым захватом, обычно применяют канаты, как более надежный гибкий грузовой орган, или привод подъема груза выполняют цепным, а привод подъема кабины - канатным. При малых высотах подъема груза краном-штабелером применяют цепные механизмы подъема со скоростным полиспастом, оборудованные гидроцилиндрами и аналогичные механизмам подъема погрузчиков (см. рисунок 38). В этом случае гидроцилиндр располагается вертикально на колонне крана и плунжер цилиндра, поднимающийся вверх, оборудован двумя подвижными блоками, через которые перекинута две грузовые пластинчатые цепи, прикрепленные к грузовой каретке.

Грейферные лебедки двухканатных грейферов (см. гл. 3) имеют два барабана - один для подъемного, другой для замыкающего каната. Производство работ двухканатным грейфером требует осуществления раздельной работы каждым барабаном. Так, при зачерпывании груза наматывается на барабан замыкающий канат, а подъемный канат имеет некоторую слабину даже при заглублинии грейфера. При подъеме и спуске грейфера оба барабана вращаются совместно. При раскрытии висящего грейфера барабан подъемного каната неподвижен, а барабан замыкающего каната вращается на спуск. При раскрытии поднимающегося или опускающегося грейфера необходимо вращение обоих барабанов, но с различной скоростью.

Грейферные лебедки подразделяют на две группы - одномоторные и двухмоторные. Одномоторные лебедки (см. рисунок 119, а) имеют двигатель 1, кинематически жестко связанный с валом замыкающего барабана 2. Барабан 6 подъемного каната связан с двигателем посредством зубчатой пары 5, выключаемой при необходимости при помощи сцепной управляемой муфты 4, а также посредством фрикциона 7. Барабан 6 может удерживаться в неподвижном состоянии при замыкании тормоза 3. При зачерпывании тормоз 3 замкнут, барабан 6 неподвижен, муфта 4 разомкнута и фрикцион 7 проскальзывает.

По окончании зачерпывания начинается вращение подъемного барабана на подъем под действием фрикциона 7, при этом тормоз 3 разомкнут. Для раскрытия грейфера тормоз 3 замыкается и останавливает барабан 6, а барабан 2 замыкающего каната работает в сторону спуска. Последующий подъем или спуск раскрытого грейфера требует размыкания тормоза 3 и включения муфты 4, так как иначе челюсти самопроизвольно закроются, провернув слабый фрикцион 7,

который служит исключительно для автоматизации перехода от черпания к подъему. Он создает минимальное натяжение подъемного каната, необходимое для устранения его слабины и преодоления инерции массы барабана. Излишнее натяжение подъемного каната отрицательно влияет на протекание процесса зачерпывания. Существенным недостатком одноmotorной лебедки является невозможность совмещения движений (открытия - закрытия челюстей) на ходу.

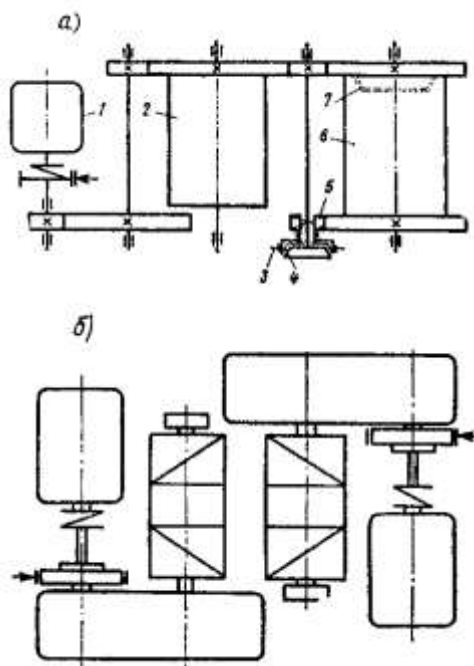


Рисунок 119 – Грейферные лебедки:  
а – одноmotorные; б – с независимыми барабанами

Общим недостатком одноmotorных лебедок является наличие быстроизнашивающихся сцепных муфт и фрикционов; они применяются главным образом при небольшой производительности и грузоподъемности. Основное применение находят двухmotorные лебедки, которые могут осуществлять любое совмещение операции, что значительно повышает производительность крана. Управление двухmotorными лебедками более простое и безопасное, однако суммарная мощность обоих двигателей двухmotorной лебедки на 20 - 50% больше мощности двигателя одноmotorной лебедки. Наибольшее применение имеют грейферные лебедки, состоящие из двух однотипных, нормальных крановых однобарабанных лебедок (см. рисунок 119, б) с независимыми электродвигателями. Одна лебедка предназначена для подъемного и другая для замыкающего каната. При зачерпывании груза работает двигатель замыкающей лебедки, который в конце зачерпывания нагружен полным весом груженого грейфера. Двигатель подъемной лебедки выключен, а тормоз этой лебедки разомкнут для поддержания слабины подъемного каната. Затем включается двигатель подъемной лебедки, скорости и нагрузки выравниваются и подъем груженого грейфера производится при практически одинаковом усилии подъемных и замыкающих канатов. Так как перегрузка замыкающего двигателя в конце процесса черпания кратковременна, то оба двигателя с некоторым запасом принимают одинаковой мощности, равной 0,6 суммарной мощности, необходимой для подъема груженого грейфера. Такие лебедки весьма просты по устройству и достаточно просты в эксплуатации. Широко применяются также грейферные двухmotorные лебедки с планетарной связью между барабанами.

Во многих случаях в механизмах подъема грузоподъемных машин необходимо производить изменение скорости подъема и спуска груза в зависимости от характера выполняемой операции и от величины груза. Эта необходимость вызвала появление многоскоростных грузовых подъемных механизмов.

Так, в механизме подъема мостового крана получение двух скоростей достигается путем применения двух приводных двигателей и планетарной муфты (см. рисунок 120). Барабан механизма подъема 1 вращается от основного электродвигателя 5 через двухступенчатый цилиндрический редуктор 2, а при работе на малой скорости - от вспомогательного двигателя 10, который соединяется

с барабаном через ротор основного двигателя, планетарную зубчатую муфту 6 (см. рисунок 121) и одноступенчатый цилиндрический редуктор 8. В механизме имеется три тормоза: у основного двигателя - тормоз 4, у вспомогательного двигателя - тормоз 9 и на ободе планетарной муфты - тормоз 7 (см. рисунок 120). При работе на нормальной скорости тормоз 9 вспомогательного двигателя замкнут, а остальные тормоза размыкаются. При работе на малой установочной скорости включается вспомогательный двигатель 10, наружный обод планетарной муфты 6 затормаживается тормозом 7, а тормоза 4 и 9 размыкаются. Если тормоз 7 планетарной муфты при работе основного электродвигателя из-за какой-либо неисправности не размыкается и наружный обод муфты остается заторможенным, то ротор вспомогательного двигателя вращается с повышенным числом оборотов, что может вызвать поломку двигателя. Для предотвращения такой опасности механизм снабжен двумя центробежными выключателями 11 и 3. Выключатель 5 размыкает цепь управления при двойном числе оборотов ротора основного электродвигателя и останавливает механизм при выходе из строя планетарной муфты или при неисправности ее тормоза во время работы на малой скорости от вспомогательного электродвигателя.

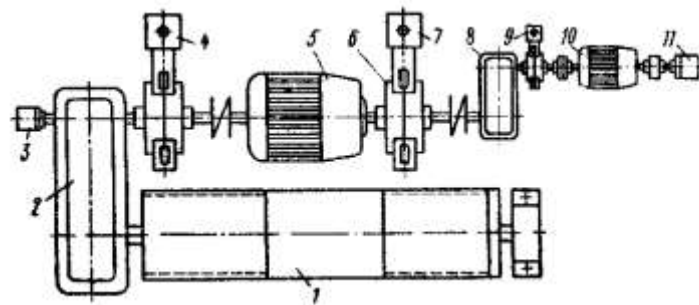


Рисунок 120 – Схема многоскоростного механизма подъема с планетарной муфтой

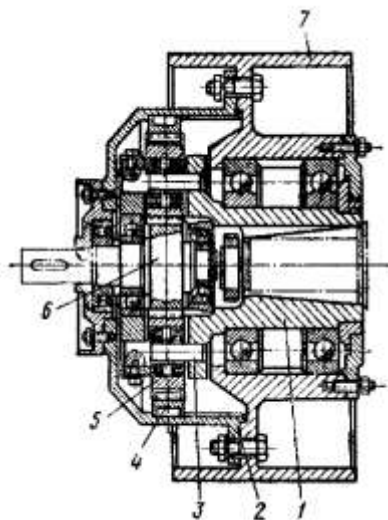


Рисунок 121 – Планетарная муфта

Выключатель 11 размыкает цепь управления при двойном числе оборотов ротора вспомогательного двигателя и останавливает механизм подъема при неисправности тормоза 9 при работе на большой скорости от основного электродвигателя.

Водило 1 планетарной муфты (см. рисунок 121) соединяется с задним конным вала ротора основного двигателя. На осях 3 водила закреплены два сателлита 5, находящиеся в зацеплении с солнечным колесом 6 и зубчатым венцом 4, закрепленным в корпусе 2. Корпус соединен болтами с тормозным шкивом 7. Вал солнечного колеса 6 соединяется с выходным валом цилиндрического редуктора 8 (см. рисунок 120), быстроходный вал которого соединен с валом вспомогательного двигателя.

При включении вспомогательного двигателя вращение передается через солнечное колесо и сателлиты на водило, которое приводит во вращение вал основного двигателя, редуктор и барабан. При этом тормоз 7 (см. рисунок 120) замкнут и зубчатый венец 4 (см. рисунок 121) планетарной муфты неподвижен. При работе от основного двигателя вращение передается водилу 1, а от него



сателлитам. Солнечное колесо 6 остается неподвижным, так как тормоз 9 (см. рисунок 120) вспомогательного двигателя замкнут, а двигатель 10 не включен. Сателлиты обкатываются по солнечному колесу и приводят во вращение зубчатый венец 4 (см. рисунок 121). Тормоз 7 (см. рисунок 120) планетарной муфты разомкнут, и обод ее вращается свободно.

Описанная система обеспечивает получение посадочных скоростей, в 10 - 12 раз меньших основной скорости. Использование планетарных передач позволяет создать механизмы, отличающиеся особой компактностью.

На рисунке 122, а представлена кинематическая схема многокоростного механизма подъема крана, обеспечивающая получение двух скоростей подъема и трех скоростей спуска, что позволяет точно устанавливать монтируемые краном элементы.

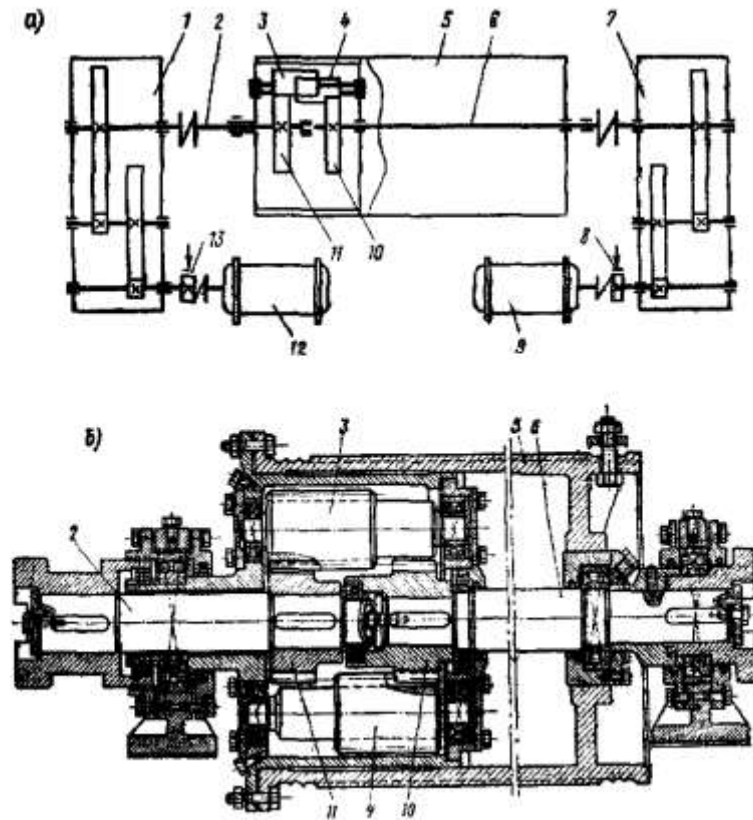


Рисунок 122 – Многокоростной механизм подъема башенного крана МСК 5/20:  
а – схема механизма; б – барабан со встроенным планетарным редуктором

На рисунке 122, б показан разрез по барабану этого механизма с встроенным в него планетарным редуктором. Механизм состоит из двух одинаковой мощности двигателей 9 и 12 с короткозамкнутым ротором, двух 2-ступенчатых редукторов 7 и 1 и барабана 5 со встроенной в него планетарной передачей. Конструкция дает возможность варьировать скорости вращения барабана.

При включении одного из двигателей, например двигателя 12, и разомкнутом тормозе 13 (при этом двигатель 9 неподвижен и тормоз 8 замкнут) шестерня 11, вращаясь вместе с валом 2, приводит во вращение находящуюся с ней в зацеплении шестерню 3, которая в свою очередь находится в зацеплении с шестерней 4 (на рисунке 122, б шестерни 3 и 4 показаны в разрезе условно смещенными). Шестерня 4 обегает вокруг шестерни 10, которая остается неподвижной, так как электродвигатель 9 и вал 6 не вращаются. В этом случае барабан 5 вращается со скоростью, обеспечиваемой передаточным числом редуктора 1 и планетарной передачей 3 - 11.

При включении обоих электродвигателей так, что шестерни 10 и 11 вращаются в одну сторону, скорость вращения барабана увеличится пропорционально передаточному отношению редуктора 7. При вращении электродвигателей, а следовательно, и шестерен 10 к 11 в разные стороны скорость вращения барабана уменьшается.

Таким образом, при спуске груза наименьшая посадочная скорость получается при включении обоих двигателей в разных направлениях; наибольшая скорость - при включении обоих двигателей в одном направлении и средняя скорость - при включении одного из двигателей. При

подъеме груза используются две скорости: первая - при работе одного двигателя и вторая - при работе обоих двигателей, включенных в одном направлении.

В электроталих часто применяется так называемый микропривод, обеспечивающий получение малых посадочных скоростей. На рисунке 123 представлен микропривод механизма подъема тали ТЭ (ВНИИПТМАШ). Таль имеет основной двигатель, встроенный в барабан (см. рисунок 9), обеспечивающий подъем груза со скоростью 8 м/мин. Для получения микроскоростей (равных для талей грузоподъемностью 1, 2, 3, 5 т соответственно 1, 0,6, 0,5 м/мин) таль снабжается микроприводом, состоящим из двигателя 1 типа АОЛ малой мощности и соединяемым через зубчатую пару 2 и электромагнитную дисковую муфту сцепления 3 с быстроходным валом механизма подъема. При включении основного двигателя вал микропривода вращается вхолостую, а зубчатая пара 2 остается неподвижной. При включении двигателя микропривода одновременно включается электромагнитная муфта 3 и вращение передается от микродвигателя через зубчатую пару 2 на вал редуктора механизма подъема.

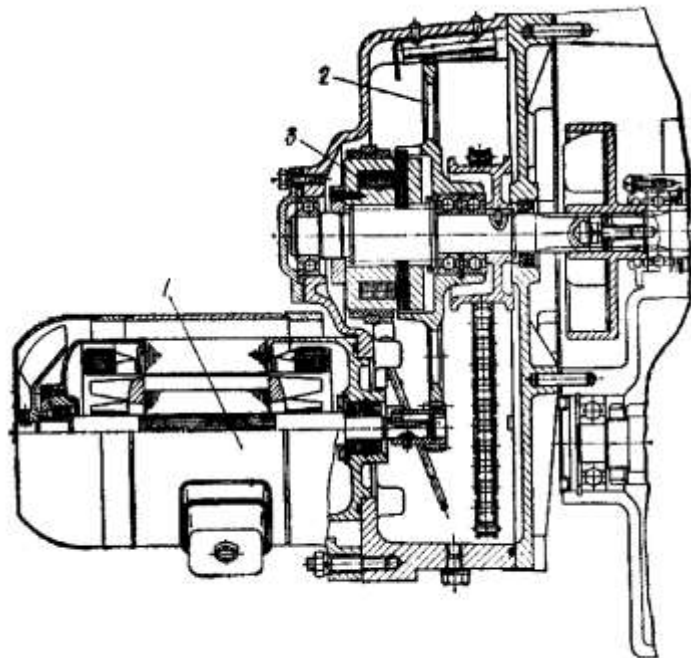


Рисунок 123 – Микропривод тала ТЭ (ВНИИПТМАШ)

В механизмах подъема лифтов в настоящее время применяют лебедки с канатоведущими шкивами (см. рисунок 4), в которых отсутствует жесткое соединение кабины и противовеса с ведущим элементом подъемного механизма - канатоведущим шкивом. Тяговое усилие в канатах создается трением, между канатом и стенками ручьев шкивов. Конструкция лифтов этого типа отличается малыми габаритами, простотой, повышенной безопасностью работы и значительно большими возможностями унификации, так как одна и та же лебедка может употребляться для зданий различной этажности.

По способам регулирования скорости движения кабин, необходимым для осуществления плавного пуска и плавной, точной остановки, различают лебедки с электрическим и механическим регулированием. Электрическое регулирование скорости по системе генератор - двигатель, осуществляемое изменением напряжения, подводимого к электродвигателю, обеспечивает плавное регулирование в широком диапазоне изменения скорости, но является весьма сложным и дорогим.

Механическое регулирование скорости применяется в лебедках редукторного типа при скоростях движения кабин до 2 - 2,5 м/с и осуществляется применением специального дополнительного микропривода.

По типу передачи от электродвигателя к канатоведущему шкиву лебедки лифтов могут быть редукторные и безредукторные. В редукторных лебедках вал шкива вращается за счет применения зубчатых или червячных передач со значительно меньшим числом оборотов, чем вал электродвигателя.

В безредукторных лебедках канатоведущий шкив и шкив тормозного устройства

размещаются на валу ротора тихоходного электродвигателя постоянного тока, работающего по так называемой системе генератор - двигатель. Благодаря отсутствию механических передач конструкция безредукторной лебедки получается более компактной, несмотря на то, что тихоходный электродвигатель имеет значительно большие размеры, чем обычный электродвигатель той же мощности. Однако в безредукторный привод входят другие электрические машины и устройства, которых нет в редукторном приводе. Безредукторные лебедки получили широкое применение при скоростях движения кабин от 2 м/с и выше. Для меньших скоростей более легкими и экономичными оказываются редукторные лебедки.

### § 23. Установившееся движение, пуск и торможение механизма подъема

Рассмотрим различные процессы работы механизма подъема. При установившемся движении момент на валу двигателя при подъеме номинального груза:

$$M_{CT} = \frac{S_{max} \times m \times D_{\delta}}{2i_M \times \eta_M} = \frac{G_{gp} \times D_{\delta}}{2a \times i_M \times \eta_0}, \quad (35)$$

где  $S_{max}$  - натяжение каната на барабане, определенное при подъеме номинального груза  $G_{gp}$  (включая вес грузозахватного устройства);  $m$  - число канатов, навиваемых на барабан (при одинарных полиспастах  $m = 1$ , при сдвоенных  $m = 2$ );  $D_{\delta}$  - диаметр барабана, измеренный по центру каната;  $\eta_M$  - значение к. п. д. механизма при номинальном грузе (к. п. д. полиспаста в нем не учитывается, так как он был учтен при определении натяжения каната  $S_{max}$ );  $\eta_0 = \eta_M \times \eta_n$  - к. п. д. всего механизма, включая и к. п. д. полиспаста;  $a$  - кратность полиспаста;  $i_M$  - передаточное число механизма.

Мощность двигателя при подъеме номинального груза весом  $G_{gp}$  (даН) с установившейся скоростью  $v_{gp}$  (кВт):

$$N_{CT} = \frac{G_{gp} \times v_{gp}}{102\eta_0}, \quad (36)$$

где  $v_{gp}$  - скорость груза, м/с.

При спуске груза момент от веса груза на валу двигателя:

$$M_{gp} = \frac{G_{gp} \times D_{\delta}}{2a \times i_M} \times \eta_0.$$

При расчете элементов механизмов подъема, оборудованных тормозами с электрогидравлическими толкателями, следует иметь в виду, что вследствие замедленного процесса замыкания тормоза скорость опускающего груза может существенно (до 20%) возрасти по сравнению с номинальной скоростью за счет разгона под действием собственного веса груза за время замыкания тормоза.

К.п. д. механизма может быть принят постоянным только при незначительном изменении нагрузки. С уменьшением нагрузки значения к. п. д. уменьшаются, так как при работе с малыми грузами момент потерь на трение в элементах механизма составляет значительную часть момента сопротивления. Ориентировочные значения к. п. д. при работе механизмов подъема с различными грузами можно принимать по экспериментальному графику (см. рисунок 124), где цифры на кривых соответствуют значению к. п. д. при номинальной нагрузке.

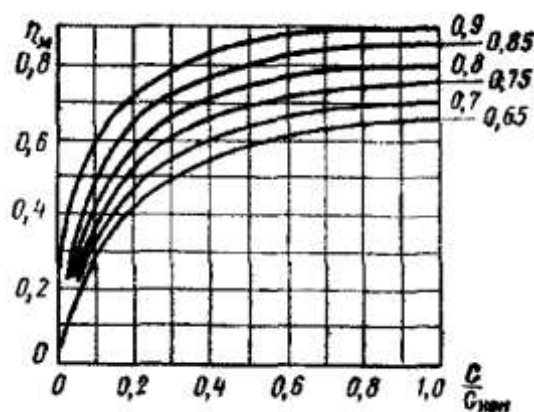


Рисунок 124 – Зависимость к.п.д. механизм от загрузки

В период пуска кроме статического момента двигатель преодолевает также инерцию груза и вращающихся элементов привода. Согласно принципу Даламбера, уравнение приведенных к валу двигателя моментов при пуске имеет вид:

$$M_{\text{пуск}} = \pm M_{\text{СТ}} + M_{\text{ин1}} + M_{\text{ин2}}, \quad (37)$$

где  $M_{\text{пуск}}$  - средний пусковой момент двигателя с короткозамкнутым ротором, определяемый по формуле (29), а двигателей постоянного тока и переменного тока с фазным ротором - по формуле (30);  $M_{\text{СТ}}$  - статический момент от груза по формуле (35);  $M_{\text{ин1}}$  - момент от сил инерции вращающихся элементов привода;  $M_{\text{ин2}}$  - момент от сил инерции груза.

Момент статического сопротивления  $M_{\text{СТ}}$  в этом уравнении является статическим моментом, связанным с изменением запаса потенциальной энергии груза. При подъеме груза происходит увеличение потенциальной энергии - статический момент от груза  $M_{\text{СТ}}$  препятствует движению (входит в уравнение со знаком плюс). При спуске груза происходит уменьшение запаса потенциальной энергии и  $M_{\text{СТ}}$  способствует движению груза (входит в уравнение со знаком минус). В последнем случае разгон системы осуществляется при совместном действии момента двигателя и статического момента груза.

При рассмотрении в данном курсе неустановившихся процессов движения механизмов грузоподъемных машин принят ряд допущений и упрощений. Так, например, не учитывается влияние упругости элементов привода, металлической конструкции машины и грузовых гибких органов, т. е. они все рассматриваются как абсолютно жесткие. Кроме того, надо иметь в виду и то обстоятельство, что фактический пусковой момент, следуя изменению фактических искусственных характеристик, может существенно отличаться от принятой условной средней величины. Однако для большинства практических расчетов при определении времени пуска и торможения эти принятые допущения обеспечивают вполне приемлемую точность расчетов. В случаях же, когда требуется определить величину динамических нагрузок в элементах механизма и металлоконструкции с повышенной точностью, необходимо учитывать наличие упругих связей в рассматриваемой системе.

Момент сил инерции вращающихся масс механизма, отнесенный к валу электродвигателя, состоит из моментов сил инерции' масс этого вала с ротором и сил инерции масс остальных валов, приведенных к валу двигателя. Так как при передаче динамических моментов через редукторы или полиспасты механизма в элементах механизма возникают потери на трение, пропорциональные передаваемому моменту, то при приведении моментов инерции, действующих на различных ступенях передачи механизма к валу двигателя, следует учитывать их к. п. д. При этом в зависимости от направления передачи энергии и знака момента потери на трение либо увеличивают, либо уменьшают приведенный к валу двигателя динамический момент:

$$M_{\text{ин1}} = J_1 \frac{d \times \omega_1}{d \times \tau} + J_2 \frac{d \times \omega_2}{i_{1-2} \times \eta_{1-2} \times d \times \tau} + J_3 \frac{d \times \omega_3}{i_{1-3} \times \eta_{1-3} \times d \times \tau} + \dots, \quad (38)$$

где  $J_1, J_2, \dots, J_i$  - момент инерции масс, расположенных соответственно на первом, втором и  $i$ -го валах;  $\frac{d \times \omega_1}{d \times \tau}, \frac{d \times \omega_2}{d \times \tau}, \dots, \frac{d \times \omega_i}{d \times \tau}$  - угловое ускорение соответственно первого, второго и  $i$ -го валов;  $i_{1-2}$  и  $\eta_{1-2}$  - передаточное число и к. п. д. между первым и вторым валами;  $i_{1-3}$  и  $\eta_{1-3}$  - передаточное число и к. п. д. между первым и третьим валами.

Если предположить, что изменение скорости в процессе пуска происходит по линейному закону, а ускорение постоянно, то выражение  $\frac{d \times \omega_i}{d \times \tau}$  можно заменить выражением  $\frac{\omega_i}{\tau_n}$ , где

$\omega_i = \frac{\pi \times n_i}{30}$  - номинальная угловая скорость  $i$ -го вала, а  $\tau_n$  - время пуска. Тогда выражение (38) можно представить в виде:

$$M_{\text{ин1}} = J_1 \frac{\pi \times n_1}{30 \tau_n} + J_2 \frac{\pi \times n_2}{30 \tau_n \times i_{1-2} \times \eta_{1-2}} + \dots + J_i \frac{\pi \times n_i}{30 \tau_n \times i_{1-i} \times \eta_{1-i}}.$$

Приведа частоту вращения  $i$ -го вала к первому валу по выражению:

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{1-2}}; \quad n_3 = \frac{n_1}{i_{1-3}}; \quad n_i = \frac{n_1}{i_{1-i}},$$

получаем

$$M_{ун1} = J_1 \frac{\pi \times n_1}{30\tau_n} + J_2 \frac{\pi \times n_1}{30\tau_n \times i_{1-2}^2 \times \eta_{1-2}} + \dots + J_i \frac{\pi \times n_1}{30\tau_n \times i_{1-i}^2 \times \eta_{1-i}}.$$

Для механизмов грузоподъемных машин все члены правой части этого выражения, кроме первого, составляют всего 10 - 20% от величины первого члена правой части. Поэтому это выражение можно упростить, представляя момент в даН×м, получаем:

$$M_{ун1} = (1,1 - 1,2) \frac{J_1 \times n_1}{95,5\tau_n}, \quad (39)$$

где коэффициент 1,1 - 1,2 учитывает влияние маховых мясо второго и последующих валов.

Определим значение момента силы инерции груза. В процессе пуска груза на подъем полагаем, что он движется с постоянным линейным ускорением, равным  $j = \frac{v_{zp}}{\tau_n}$  Для сообщения

грузу массой  $Q$  такого ускорения к нему необходимо приложить силу:

$$P = Q \times j = Q \frac{dv}{d\tau} = Q \frac{v_{zp}}{\tau_n}.$$

Эта сила создает на барабане крутящий момент:

$$M_p = \frac{P}{2} \times \frac{D_{\sigma}}{2\tau_n} = \frac{Q \times v_{zp} \times D_{\sigma}}{2a \times \eta_n \times \tau_n},$$

где  $a$  - кратность полиспаста;  $\eta_n$  - к. п. д. полиспаста.

Скорость груза  $v_{zp}$  (м/с) можно представить в виде:

$$v_{zp} = \frac{\pi \times D_{\sigma} \times n_{\sigma}}{60a},$$

тогда:

$$M_p = \frac{\pi \times Q \times D_{\sigma}^2 \times n_{\sigma}}{2 \times 60a^2 \times \tau_n \times \eta_n}.$$

Момент  $M_p$ , приведенный к валу двигателя, является моментом от силы инерции груза массой  $Q$ :

$$M_{ун2} = \frac{M_p}{i_M \times \eta_M} = \frac{\pi \times Q \times D_{\sigma}^2 \times n_{\sigma}}{2 \times 60a^2 \times \tau_n \times i_M \times \eta_M \times \eta_n},$$

где  $i_M$  и  $\eta_M$  - передаточное число и к. п. д. механизма от вала барабана до вала двигателя.

Выразив частоту вращения барабана через частоту вращения первого вала  $n_{\sigma} = \frac{n_1}{i_M}$ ,

получим:

$$M_{ун2} = \frac{Q \times D_{\sigma}^2 \times n_1}{382i_M^2 \times a^2 \times \tau_n \times \eta_0},$$

где  $\eta_0 = \eta_M \times \eta_n$  - общий к. п. д. механизма и полиспаста.

Тогда выражение для пускового момента (даН×м) примет вид:

$$M_{ниск} = M_{см} + (1,1 - 1,2) \frac{J_1 \times n_1}{95,5\tau_n} + \frac{Q \times D_{\sigma}^2 \times n_1}{382i_M^2 \times a^2 \times \tau_n \times \eta_0}. \quad (40)$$

Как видно из формулы (40), пусковой момент является функцией времени пуска, причем чем меньше время пуска  $\tau_n$  тем больший пусковой момент необходим для разгона всех масс. Разгон движущихся масс крановых механизмов подъема производится с ускорениями, назначаемыми в зависимости от вида груза, типа крана и условий работы. Рекомендуемые значения ускорений при пуске механизмов подъема, производящих подъем номинального груза, следующие:

Тип крана

Ускорение, м/с<sup>2</sup>

Монтажные краны и краны, работающие с расплавленным металлом	0,1;
Краны механосборочных, цехов	0,2;
Краны металлургических цехов (кроме кранов, работающих с расплавленным металлом)	0,5;
Грейферные краны	0,8.

Согласно нормам Госгортехнадзора, максимальные ускорения кабины лифта при пуске (и замедления при остановке) не должны превышать для ластов с номинальной скоростью до 1 м/с включительно величины 1,5 м/с<sup>2</sup> и для лифтов со скоростью больше 1 м/с - величины 2 м/с<sup>2</sup>. Максимальное замедление при остановке кнопкой «Стоп» не должно превышать 3 м/с<sup>2</sup>.

Процесс торможения в механизме подъема отличается от процесса пуска тем, что при пуске разгон движущихся масс совершается за счет потребления электроэнергии и чем больше потери в механизме, тем большую мощность должен развивать двигатель. При торможении замедление и остановка движущихся масс производятся за счет совершения тормозом работы торможения и потери в механизме способствуют замедлению движущихся масс, уменьшая необходимую работу торможения. В процессе торможения кинетическая энергия вращающихся и поступательно движущихся масс переходит в тепловую энергию.

Уравнение моментов для процесса торможения имеет вид:

$$M_T = \pm M_{CT}^T + M_{ун1}^T + M_{ун2}^T,$$

где  $M_T$  - номинальный момент, развиваемый тормозом;  $M_{CT}^T$  - статический момент от груза при торможении.

Знак у момента  $M_{CT}^T$  зависит от направления движения груза перед торможением. В случае торможения поднимающегося груза момент от груза на тормозном валу способствует остановке механизма (знак плюс). При торможении спускающегося груза этот момент противодействует остановке (знак минус). Величина момента от веса груза на тормозном валу при торможении:

$$M_{CT}^T = \frac{S \times D_6 \times m}{2i_M} \times \eta_M$$

отличается от момента при пуске тем, что к. п. д. в данном случае находится в числителе, так как потери в механизме уменьшают работу тормоза, необходимую для остановки груза и механизма.

Выражение для определения момента (даН×м) от сил инерции вращающихся элементов привода при торможении  $M_{ун1}^T$  аналогично выражению этого момента при пуске с заменой времени пуска на время торможения:

$$M_{ун1}^T = (1,1 - 1,2) \frac{J_1 \times n_1}{95,5 \tau_T}.$$

Момент от силы инерции груза при торможении:

$$M_{ун2}^T = \frac{Q \times D_6^2 \times n_1 \times \eta_0}{382 i_M^2 \times a^2 \times \tau_T}.$$

Полное выражение уравнения моментов при торможении имеет вид:

$$M_T \pm M_{CT}^T = (1,1 - 1,2) \frac{J_1 \times n_1}{95,5 \tau_T} + \frac{Q \times D_6^2 \times n_1 \times \eta_0}{382 i_M^2 \times a^2 \times \tau_T}. \quad (41)$$

По этому уравнению определяется при известном тормозном моменте время торможения. Замедление при торможении желательно иметь в пределах приведенных выше величин. Величина необходимого тормозного момента  $M_m$  по этому уравнению не определяется.

Все механизмы подъема снабжаются автоматически действующими тормозами нормально-замкнутого типа (с электромагнитным или электрогидравлическим приводом), размыкающимися при включении привода. В случае если эти механизмы имеют фрикционные или кулачковые муфты включения, то, согласно правилам Госгортехнадзора, они могут снабжаться управляемыми тормозами нормально-замкнутого типа, сблокированными с муфтой включения с целью предотвращения произвольного опускания груза или стрелы.

Механизмы подъема с ручным приводом снабжаются автоматически действующими тормозами, замыкаемыми весом поднятого транспортируемого груза. Если по производственным

условиям работы лебедки с ручным приводом требуется опускать груз со скоростью, превышающей скорость подъема, то допускается применение безопасных рукояток, у которых нормально-замкнутое тормозное устройство размыкается нажатием на рукоятку (см., например, конструкцию такой безопасной рукоятки на рисунке 104) и механизм получает возможность движения под действием веса груза. При этом скорость опускания груза регулируется путем притормаживания тормозного шкива усилием нажатия на рукоятку или с помощью специального центробежного тормоза (регулятора скорости). Однако если лебедка предназначена для подъема людей, то ее снабжают такой безопасной рукояткой, конструкция которой допускает подъем и спуск только путем непрерывного вращения рукоятки (см., например, рисунок 103). При этом скорость спуска, согласно правилам Госгортехнадзора, не должна превышать 20 м/мин.

Применение в механизмах подъема и изменения вылета стрелы путем качания ее в вертикальной плоскости, управляемых тормозов нормально-разомкнутого типа и тормозов постоянно замкнутых (неуправляемых) не допускается, за исключением случаев, когда установка такого тормоза производится в качестве дополнительного. При этом в расчет принимается только основной тормоз.

Тормоз должен быть установлен на кинематическом звене механизма, жестко связанном с барабаном зубчатыми или червячными передачами. Для уменьшения величины тормозного момента и габаритных размеров тормоза его обычно устанавливают на приводном валу механизма или возможно ближе к нему. В этом случае на тормозном валу действует меньший момент от груза и, следовательно, требуется меньший тормозной момент. Кроме того, при такой установке тормоз разгружает звенья кинематической цепи от влияния инерционных усилий (наибольшим запасом кинетической энергии обладает приводной вал с ротором двигателя). Если момента одного тормоза недостаточно, то на другом конце вала двигателя или редуктора или на каком-либо другом валу механизма устанавливают второй тормоз. Первый из этих случаев размещения дополнительного тормоза является более предпочтительным, так как оба тормоза могут быть идентичными; во втором случае тормоза различны по развиваемому тормозному моменту. Самотормозящие червячные передачи в механизме подъема не заменяют тормозов, так как по мере износа червячная пара теряет свойства самоторможения.

Величина тормозного момента, развиваемого тормозом механизма подъема, должна обеспечить удерживание груза в неподвижном состоянии на весу с определенным коэффициентом запаса торможения. Коэффициентом запаса торможения  $k$  называется отношение момента  $M_T$ , создаваемого тормозом, к статическому крутящему моменту  $M_{CT}^T$ , создаваемому номинальным грузом на тормозном валу и определяемому с учетом потерь в механизме, способствующих удержанию груза, при условии равномерного распределения нагрузки между всеми ветвями полиспафта и без учета потерь в полиспафте.

Тогда:

$$M_T \geq k \times M_{CT}^T.$$

Статический момент при торможении определяют по формуле:

$$M_{CT}^T = \frac{M_{\delta} \times \eta_M}{i_M} = \frac{G_{zp} \times D_{\delta} \times \eta_M}{2a \times i_M}, \quad (42)$$

где  $M_{\delta}$  - момент на валу барабана от груза, удерживаемого тормозом в подвешенном состоянии;  $\eta_M$  и  $i_M$  - к. п. д. и передаточное число механизма от вала барабана до тормозного вала.

Коэффициенты запаса торможения  $k$  по правилам Госгортехнадзора имеют следующие значения:

Легкий режим работы и механизмы, с ручным приводом	1,50;
Средний режим работы	1,75;
Тяжелый режим работы	2,00;
Весьма тяжелый режим работы	2,50.

Механизмы подъема груза грузоподъемных машин, транспортирующих расплавленный и раскаленный металл и шлак, ядовитые и взрывчатые вещества, должны быть оборудованы двумя тормозами, действующими независимо друг от друга. В этом случае коэффициент запаса торможения каждого тормоза должен быть не менее 1,25. Если механизм подъема имеет два привода, то на каждом приводе должно быть установлено не менее чем по одному тормозу с тем же запасом

торможения. В случае установки на каждом приводе двух тормозов коэффициент запаса торможения каждого тормоза должен быть не менее 1,1. Тормозной момент тормоза определяется при указанных запасах торможения в предположении, что весь груз удерживается одним тормозом.

В механизмах подъема с ручным приводом в случае необходимости установки двух тормозов один из тормозов может быть заменен самотормозящей передачей.

В лебедках с электрическим приводом, предназначенных для подъема людей, применяют нормально-замкнутый колодочный тормоз. Коэффициент запаса торможения этого тормоза должен быть не менее двух.

Торможение кабины лифта может быть одноступенчатым, когда остановка ее происходит под действием тормозного момента механического тормоза, и двухступенчатым, когда предварительное снижение скорости движения производится действием тормозного момента двигателя с последующим замыканием механического тормоза. Тормозной момент механического тормоза при одноступенчатом торможении определяется исходя из рекомендуемой максимальной величины замедления  $j$ , установленной правилами Госгортехнадзора. Это замедление не должно превышать при нормальных режимах ( $\text{м/с}^2$ ):

Для всех лифтов, кроме больничного	2;
Для больничного лифта	1.

В связи с тем, что определение тормозного момента ведут по номинальному грузу, остановка механизма при работе с грузами небольшой величины происходит более резко, так как при этом отношение неизменяемой величины тормозного момента к меньшим моментам от грузов возрастает и замедления увеличиваются, что приводят к появлению повышенных динамических усилий в элементах механизма между валом, на котором установлен тормоз, и двигателем.

При одновременной установке в механизме подъема автоматического спускового (замыкаемого весом транспортируемого груза) и стопорного тормоза (например, в электроталях) значение коэффициента запаса торможения стопорного тормоза должно быть не менее 1,25, а спускового (грузоупорного) - не менее 1,1. Так как создаваемый спусковым тормозом момент пропорционален весу транспортируемого груза, то он производит остановку грузов различного веса практически с одинаковыми величинами замедлений.

Одновременная установка в механизме подъема стопорного и грузоупорного тормозов уменьшает динамические усилия в элементах механизма при спуске груза и соответственно повышает долговечность передач, особенно быстроходных ступеней, увеличивает плавность спуска груза; это позволяет осуществить спуск груза со скоростью, не превышающей скорость подъема, уменьшить размер стопорного тормоза, что в свою очередь позволяет уменьшить габариты механизма, снизить нагрузку и нагрев электродвигателя, так как при спуске груза двигатель преодолевает лишь потери в элементах механизма. Указанные преимущества полностью компенсируют некоторое усложнение и удорожание конструкции механизма из-за установки грузоупорного тормоза.

Наиболее опасные динамические нагрузки при работе механизма подъема возникают в случае подъема груза с подхватом при первоначально ослабленных канатах, когда груз рывком отрывается от опоры. При этом в момент отрыва груза весом  $G_{cp}$  грузозахватное устройство имеет некоторую скорость  $v$ , равную скорости установившегося движения. Нарастание нагрузки в канатах полиспафта происходит за весьма короткое время, и величина нагрузки зависит от скорости подъема  $v$ , массы металлоконструкции и от приведенной жесткости системы, включающей в себя как жесткость грузовых органов, так и жесткость металлоконструкции крана.

До отрыва груза динамическое усилие, воспринимаемое гибким грузовым органом, нарастает по линейному закону, а после отрыва груза вследствие влияния упругих колебаний системы - по закону, близкому к синусоидальному.

Если принять металлоконструкцию абсолютно жесткой, то максимальное значение динамического усилия:

$$P_{\max} = G_{cp} + v\sqrt{m \times C_k}$$

и динамический коэффициент

$$\mu = \frac{P_{\max}}{G_{cp}} = 1 + \frac{v\sqrt{m \times C_k}}{G_{cp}},$$



где  $m$  - масса груза;  $C_k$  - коэффициент жесткости гибких грузовых органов (канатов или цепей), даН/м.

Увеличение рабочей скорости приводит к соответствующему увеличению коэффициента динамичности и значений динамических нагрузок, которые могут достигать удвоенных статических нагрузок, что заставляет принимать повышенные запасы прочности всех деталей механизма и металлоконструкции крана. Длительные колебания всего крана вместе с грузом, возникающие при больших динамических нагрузках, затрудняют эксплуатацию крана.

Для снижения динамических нагрузок в конструкции некоторых механизмов подъема вводят пружинные, пневматические, гидравлические или гидропневматические амортизаторы, воздействующие на грузозахватное устройство или на грузовой орган. Применение пружинных амортизаторов достаточно эффективно только для кранов малых грузоподъемностей, так как при больших нагрузках пружины обладают высокой жесткостью. В этом отношении применение пневматических или гидравлических амортизаторов значительно целесообразнее, так как введение их в систему механизма подъема существенно уменьшает приведенную жесткость системы, увеличивает время нарастания нагрузки в грузовом органе, уменьшает время и амплитуду колебаний системы и способствует повышению устойчивости свободностоящих поворотных кранов. Динамические нагрузки при применении этих устройств могут быть ограничены величиной 20 - 30% от статической нагрузки.

Динамические нагрузки, приложенные к грузовому полиспасту, могут быть приближенно определены по зависимости:

$$P_{дин} = (G_{zp} + G)\alpha,$$

где  $G_{zp}$  - вес полезного груза;  $G$  - вес подвижных частей, связанных с грузозахватным устройством;  $\alpha$  - скоростной коэффициент, принимаемый по следующим рекомендациям:

Номинальная скорость подъема груза, м/мин	Скоростной коэффициент $\alpha$
Менее 6	0
Свыше 6 до 20	0,1
Свыше 20	0,2

Для определения динамического крутящего момента, действующего на быстроходном валу механизма, в этом случае можно принять условную динамическую нагрузку, приложенную к грузозахватному органу, равной:

$$P_{дин, усл} = (G_{zp} + G)k_{дв},$$

где  $k_{дв}$  зависит от типа примененного двигателя и принимается равным 4,0 при приводе от двигателя с короткозамкнутым ротором и равным 2,0 при приводе механизма от двигателя другого типа.

## § 24. Выбор электродвигателя механизма подъема

Выбор электродвигателя механизма подъема производят в следующем порядке:

- определяют статическую мощность при подъеме номинального груза  $N_{ст}$  по формуле (36);
- по каталогу электродвигателей выбирают двигатель с учетом заданной группы режима работы (а значит, и соответствующей величины относительной продолжительности включения ПВ) так, чтобы его номинальная мощность была равной или несколько меньшей статической мощности. Если действительное значение ПВ не соответствует величине, указанной в каталоге, то статическая мощность пересчитывается по формуле (31) на ближайшую номинальную величину ПВ и по ней производят выбор двигателя.
- производят проверку выбранного двигателя на нагрев по среднеквадратичной мощности. Для этого определяют:

- моменты, развиваемые электродвигателем при установившемся движении при подъеме и спуске различных грузов.

Момент электродвигателя при подъеме груза определяют по формуле (35). При подъеме груза, отличающегося от номинального, в эту формулу подставляют вместо  $S_{max}$  натяжения каната  $S$ , создаваемое весом поднимаемого груза, и вместо номинального значения к. п. д.  $\eta_m$  - значение к.п. д. механизма, соответствующее данной величине поднимаемого груза, определяемое по рисунку 124.

При тормозном спуске груза электродвигатель развивает момент:

$$M_{СП} = \frac{S_{\sigma} \times D_{\sigma} \times m}{2i_M} \times \eta_M, \quad (43)$$

где  $S_{\sigma}$  - натяжение каната на барабане при спуске груза;  $\eta_M$  - значение к.п. д., определенное по рисунку 124 при соответствующей величине спускаемого груза;  $m$  - число канатов, наматываемых на барабан;

- средний пусковой момент электродвигателя в процессе пуска.

Для электродвигателей переменного тока с короткозамкнутым ротором средний пусковой момент определяется по формуле (29). Для электродвигателей переменного тока с фазным ротором и для двигателей постоянного тока средний пусковой момент определяется по формуле (30). Значение номинального момента двигателя определяется по зависимости (даН×м):

$$M_{ном} = \frac{975N_{ДВ}}{n}.$$

Пусковой момент выбранного двигателя является постоянной величиной, определяемой характеристиками двигателя. При изменении нагрузки и характера работы механизма подъема (подъем - опускание) при постоянной величине пускового момента время разгона изменяется. Так, например, при подъеме груза с уменьшением нагрузки уменьшается момент статического сопротивления и большая часть пускового момента двигателя идет на разгон движущихся масс, что приводит к уменьшению времени разгона. При опускании груза, наоборот, время разгона уменьшается при увеличении массы груза;

- время пуска в различные периоды работы механизма.

Необходимо определить время пуска при подъеме и опускании порожнего грузозахватного приспособления, а также время пуска при подъеме и опускании груза заданной величины. Определение времени пуска для этих случаев производится по формуле (40) при подстановке в нее значений моментов сопротивления, моментов инерции массы груза, к. п. д. и т. п., соответствующих тому грузу, время пуска для которого определяется.

В практических расчетах время пуска на опускание номинального груза принимается равным нулю из-за действия большого движущего момента, равного сумме максимального момента двигателя и момента от груза;

- время движения с установившейся скоростью.

Время работы механизма в периоды установившегося движения определяют по уравнению установившегося движения:

$$\tau_y = \frac{H}{v},$$

где  $H$  - высота подъема (спуска) груза для данных условий работы;  $v$  - скорость установившегося движения.

Обычно полная высота подъема груза  $H$  используется редко. В зависимости от характера выполняемой работы величина  $H$  может быть весьма небольшой и тогда время ту также невелико. При малой высоте подъема двигатель может не успевать разогнаться до установившейся скорости и практически работает только в пусковом режиме.

При работе с двигателями переменного тока вследствие жесткости характеристик этих двигателей можно принимать скорость установившегося движения независимой от веса груза и равной номинальной скорости. При работе с двигателями постоянного тока скорость вращения двигателей зависит от нагрузки. Действительную скорость движения при заданной величине груза определяют по механическим характеристикам двигателей, приводимых в каталогах на двигатели;

- среднеквадратичный момент, эквивалентный действительной переменной нагрузке.

Его определяют по формуле (32), а среднеквадратичную мощность - по уравнению (33). В том случае, если номинальная мощность выбранного двигателя оказывается равной или большей найденной среднеквадратичной мощности, перегрева двигателя не происходит и выбор двигателя можно считать законченным. Если же окажется, что номинальная мощность выбранного двигателя меньше среднеквадратичной

мощности, то, исходя из условий нагрева, для данного привода принимают двигатель следующей, большей, мощности.

- по уравнению равномерно ускоренного движения определяют фактическое ускорение номинального груза при подъеме:

$$j = \frac{v_{zp}}{\tau_n},$$

где  $v_{zp}$  - номинальная скорость груза;  $\tau_n$  - время разгона номинального груза на подъем [см. уравнение (40)].

Величины  $j$  должны примерно соответствовать ориентировочным значениям, приведенным выше.

## § 25. Механизм изменения вылета стрелы

Изменение вылета стреловых и поворотных кранов может производиться при помощи тележки, перемещающейся по горизонтальному или наклонному поясу стрелы (см. рисунок 29, а также гл. VIII), либо при помощи качания стрелы крана в вертикальной плоскости.

Для изменения вылета при помощи качания стрелы в вертикальной плоскости к стреле необходимо приложить усилие  $P$  (см. рисунок 125), величину которого определяют из уравнения моментов относительно точки  $O$  всех сил, действующих на стрелу при вылете  $L$ :

$$\sum M_0 = G_{zp} \times L + G_c \times b - P \times h - S \times e + W_z \times H + W_c \times C = 0,$$

где  $G_{zp}$  - вес груза;  $G_c$  - вес стрелы;  $S$  - натяжение каната механизма подъема груза;  $W_z$  и  $W_c$  - усилия ветра рабочего состояния, действующие соответственно на груз и на стрелу;  $b$ ,  $h$ ,  $e$ ,  $H$ ,  $c$  - соответственно плечи действия сил  $G_c$ ,  $P$ ,  $S$ ,  $W_z$ ,  $W_c$ .

Отсюда требуемое усилие:

$$P = \frac{G_{zp} \times L + G_c \times b - S \times e + W_z \times H + W_c \times C}{h}.$$

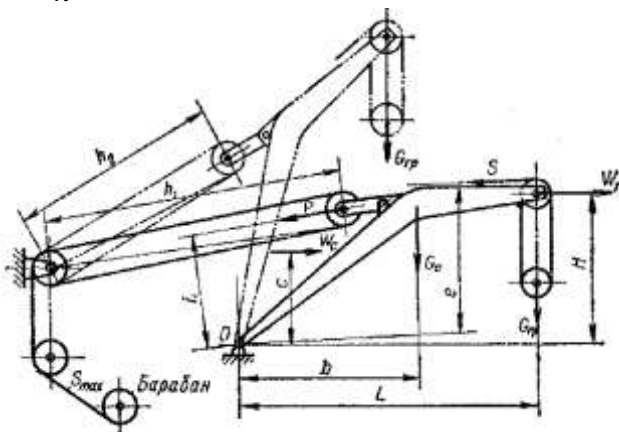


Рисунок 125 – Схема расчета усилий при изменении вылета стрелы

Увеличение плеча  $h$  действия усилия  $P$  и плеча  $e$  действия натяжения подъемного каната относительно оси поворота стрелы приводит к уменьшению требуемого усилия  $P$ . Это усилие можно создать при помощи канатного полиспаста, а также реечного, винтового, секторного или кривошипного механизма. Последние четыре механизма находят применение главным образом в порталных кранах, в которых механизмы имеют жесткую кинематическую связь со стрелой, чтобы исключить самопроизвольное движение стрелы под действием горизонтальных сил - ветровой нагрузки, сил инерции, а также сил, возникающих при отклонении грузовых канатов от вертикали. Кроме того, изменение вылета за счет качания стрелы может быть осуществлено с помощью гидравлического цилиндра (см. рисунки 33 и 127, в). Такое изменение вылета широко используется, например, в автомобильных кранах.

Устройство механизма изменения вылета с канатным полиспастом конструктивно аналогично устройству механизма подъема. Этот механизм (рис. 126) представляет собой барабанную лебедку, состоящую из двигателя, редуктора, барабана, тормозного устройства и муфт. В зависимости от грузоподъемности и конструкции крана полиспаст изменения вылета может иметь различную кратность.

Максимальное натяжение каната на барабане, соответствующее максимальному вылету стрелы, по аналогии с механизмом подъема равно:

$$S_{\max} = \frac{P}{a \times \eta_n \times \eta^t},$$

где  $a$  - кратность полиспаста;  $\eta$  - к. п. д. направляющего блока;  $\eta_n$  - к. п. д. полиспаста;  $t$  - число направляющих блоков механизма изменения вылета стрелы.

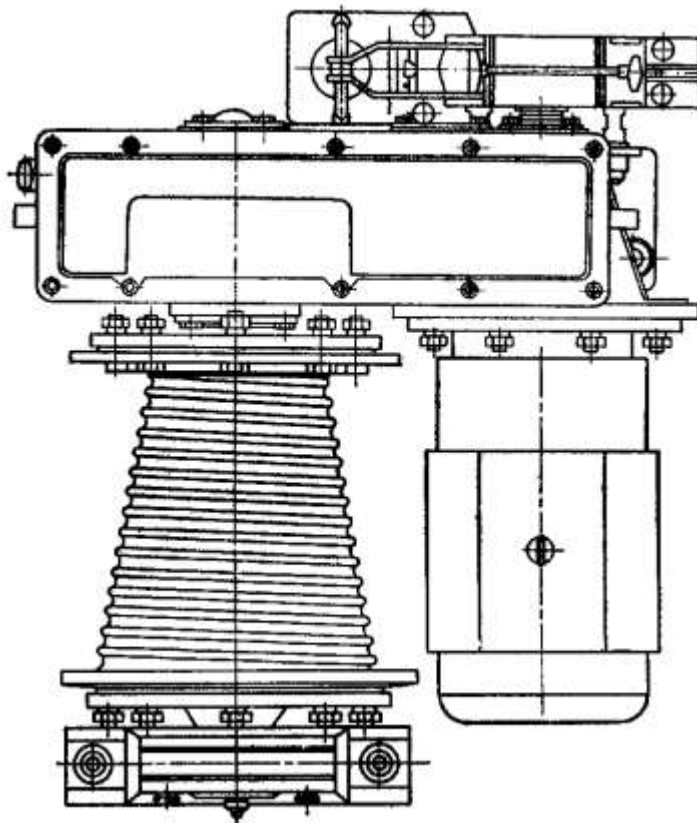


Рисунок 126 – Лебедка механизма изменения вылета стрелы с коническим барабаном

В процессе подъема стрелы натяжение каната уменьшается в связи с уменьшением моментов от веса груза и металлоконструкции. Постоянства момента на валу двигателя можно достичь путем применения конического (см. рисунок 126) или с более сложным очертанием поверхности барабана. При изменении вылета от максимальной до минимальной величины расстояние между осями обойм полиспаста уменьшится на величину:

$$\Delta h = h_1 - h_2.$$

Тогда средняя скорость навивки каната на барабан:

$$v_k = \frac{\Delta h \times a}{\tau},$$

где  $\Delta h \times a$  - длина каната, навиваемого на барабан;  $\tau$  - заданное время изменения вылета.

По усилию  $P$  или усилию натяжения каната механизма изменения вылета, определенному для крайних и нескольких промежуточных положений стрелы, строится диаграмма загрузки привода, и по ней можно определить среднеквадратичный момент и требуемую по условиям нагрева мощность двигателя. Так как с увеличением угла наклона стрелы к горизонтали плечи действия вертикальных сил уменьшаются, а плечи горизонтальных сил и тягового усилия подъемного каната увеличиваются, то обычно усилие натяжения каната механизма изменения вылета имеет максимальное значение при крайнем нижнем положении стрелы, постепенно уменьшаясь при подъеме стрелы.

Наибольшая мощность при установившемся движении, соответствующая максимальному вылету (кВт), при  $S_{\max}$  (даН)

$$N_{\max} = \frac{S_{\max} \times v_{\kappa}}{102\mu_M}$$

Крайнее верхнее положение стрелы ограничивается конечным выключателем, углом наклона, при котором стрела не может опрокинуться назад действиями ветровой нагрузки, натяжения канатов механизма подъема и сил инерции. Запрокидывание стрелы может также произойти при обрыве груза, когда стрела получает импульс, равный потенциальной энергии сил упругости стрелы под воздействием веса груза, и стремится опрокинуться на кран.

Схемы механизмов изменения вылета с жесткой кинематической связью механизма со стрелой приведены на рисунке 127. Самым распространенным является реечный механизм (см. рисунок 127, а), как один из наиболее легких по весу и простых в изготовлении. Он состоит из зубчатой или цевочной рейки 1, перемещаемой приводной шестерней 2 в качающихся направляющих. Рейка шарнирно соединена со стрелой 3. Винтовой механизм (см. рисунок 127, б) состоит из приводной гайки 1 и винта 2, шарнирно соединенного со стрелой. Гайка 1 вместе с приводным механизмом и двигателем расположена на шарнирных опорах, что дает возможность гайке и винту поворачиваться относительно горизонтальной оси в процессе подъема стрелы. Масса винтового механизма получается примерно такой же, как и у реечного, но он сложнее и дороже в изготовлении и требует тщательного ухода и наблюдения за состоянием резьбы винта и гайки в процессе эксплуатации.

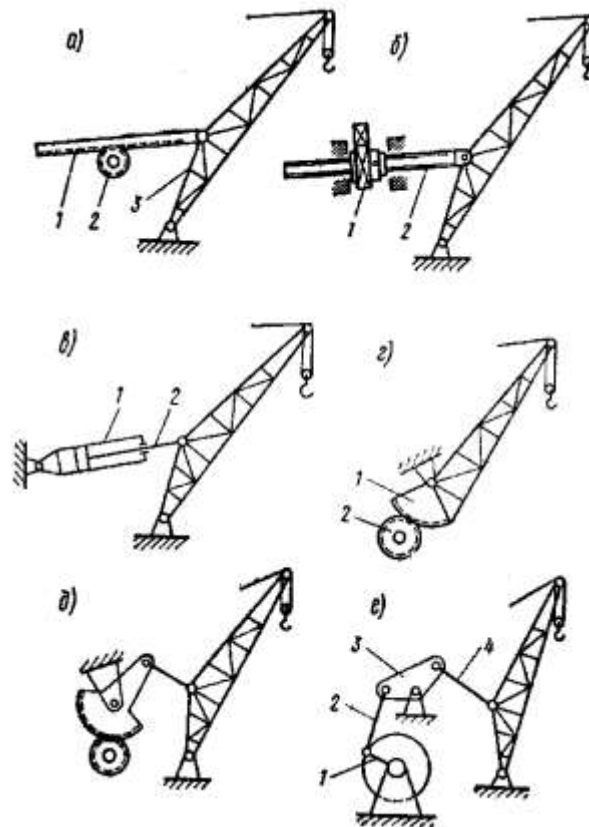


Рисунок 127 – Схемы механизмов изменения вылета

Гидравлический механизм (см. рисунок 127, в) состоит из качающегося гидроцилиндра 1, шток 2 поршня которого соединен со стрелой. Этот механизм обеспечивает весьма плавную работу, но он более сложен в изготовлении и эксплуатации.

Секторный механизм (см. рисунок 127, г) имеет зубчатый сектор 1, сцепленный с ведущей шестерней 2. Этот механизм создает равномерную угловую скорость качания стрелы и может при необходимости обеспечить весьма низкое опускание стрелы. Однако он весьма тяжел и громоздок.

Секторно-кривошипный механизм (см. рисунок 127, д) несколько проще и легче секторного.

Кривошипно-шатунный механизм (см. рисунок 127, е) состоит из кривошипа 1 и шатуна 2, соединенного с коромыслом 3. Коромысло соединяется тягой 4 со стрелой. Этот механизм надежен и безопасен в работе, особенно если крайние положения стрелы соответствуют мертвым точкам кривошипного механизма. В этом случае он не требует концевых защит и исключает возможность

падения или запрокидывания стрелы на кран при переходе ее за крайние положения. По весу это один из самых тяжелых механизмов.

При расчете механизмов изменения вылета с жесткой кинематической связью со стрелой, так же как и при канатном механизме, для крайних и нескольких промежуточных положений стрелы определяется усилие, действующее на соединительное звено механизма (рейку, винт, шток гидравлического цилиндра и т. п.), по которому и ведется определение необходимой мощности привода.

Так как качание стрелы связано с подъемом или опусканием груза, то в кранах, работающих весьма интенсивно и с высокими скоростями (портальные краны), для уменьшения мощности привода механизма изменения вылета применяют стреловые устройства, обеспечивающие перемещение груза в процессе изменения вылета по траектории, близкой к горизонтали. Кроме того, для разгрузки привода момент от веса стрелы  $G_0$  уравнивают моментом от противовеса  $G_{пр}$ , располагаемого на самой стреле (по другую сторону оси качания стрелы) или же связанного со стрелой посредством рычажной системы (см. рисунок 128) или тяги. При опускании стрелы, когда плечо  $l$  ее центра тяжести удаляется от оси качания стрелы, плечо  $a$  центра тяжести противовеса также увеличивается.

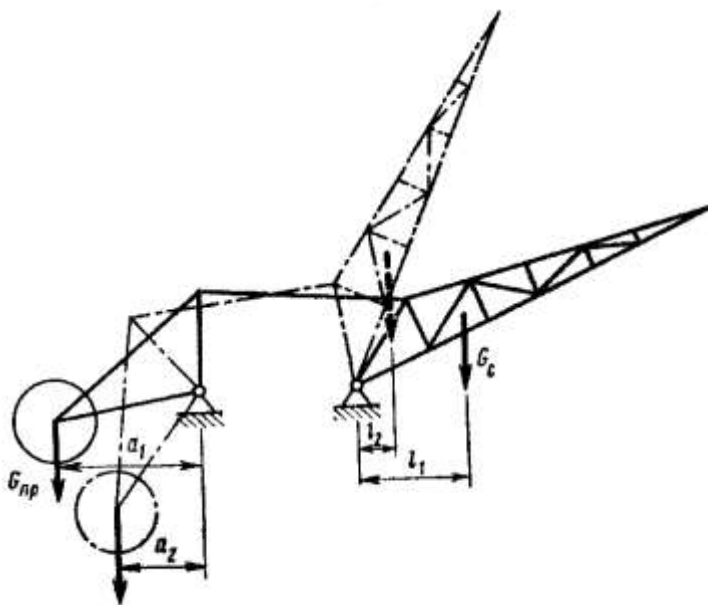


Рисунок 128 – Схема уравнивания веса стрелы

При применении устройства, обеспечивающего горизонтальное перемещение груза при изменении вылета стрелы, мощность двигателя механизма изменения вылета расходуется главным образом на преодоление трения в шарнирах стрелы, перекачивания канатов по блокам и преодоление ветровой и инерционной нагрузок. Такие стреловые устройства выполняются с прямыми стрелами и с шарнирно-сочлененными укосинами. При прямых стрелах горизонтальное перемещение груза при изменении вылета обеспечивается канатными уравнительными устройствами, вызывающими перекачивание подъемного каната по блокам и соответствующее изменение длины подвеса груза, так что груз остается практически на одной и той же высоте независимо от положения стрелы. Эти уравнительные устройства выполняют в виде уравнительных полиспастов, уравнительных блоков или уравнительных барабанов.

В системе с уравнительным полиспастом (см. рисунок 129, а) подъемный канат 3 проходит через грузовой 1 и уравнительный 2 полиспасты. При качании стрелы усилием 5 от механизма изменения вылета изменяется расстояние  $h$  между неподвижной обоймой  $A$  и обоймой  $B$  на головке стрелы. Соответственно изменяется длина  $H$  подвеса груза при неизменной общей длине  $U$  подъемного каната в обоих полиспастах, т. е.:

$$\Delta = a_y \times h + a_n \times H = const,$$

где  $a_y$  и  $a_n$  - кратности соответственно уравнительного и подъемного полиспастов.

При изменении вылета стрелы уменьшение длины каната в уравнительном полиспасте приводит к увеличению длины каната в подъемном полиспасте, т. е.:

$$(h - h_1)a_y = (H_1 - H)a_n.$$

Подбором места расположения обоймы  $A$  относительно оси поворота стрелы  $O$  и выбором соотношения кратностей полиспастов можно обеспечить практически горизонтальное перемещение груза при изменении вылета стрелы. Такая система проста в изготовлении и удобна в монтаже. Недостатками ее являются большая длина подъемного каната и повышенный его износ от перекатывания по блокам при изменении вылета.

В системе с уравнительным барабаном барабан механизма подъема, связанный через планетарную передачу с механизмом изменения вылета, получает дополнительное вращение при качании стрелы, увеличивая или уменьшая длину подвеса груза. Эта система отличается повышенной конструктивной сложностью, но обеспечивает точное горизонтальное перемещение груза.

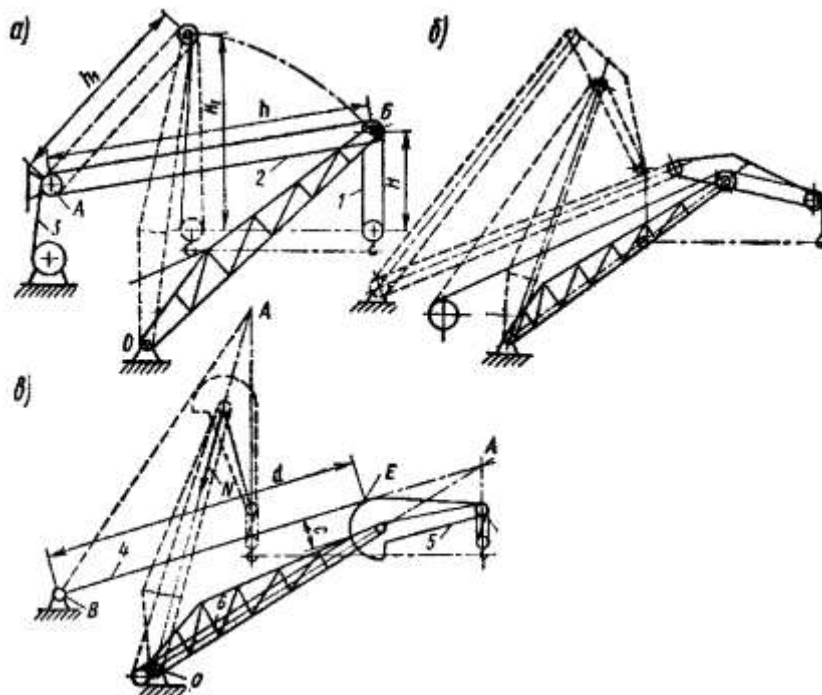


Рисунок 129 – Схемы устройств для обеспечения горизонтального перемещения груза при изменении вылета качанием стрелы:  
 а – уравнительным полиспастом; б – консольным прямолинейным хоботом с жесткой оттяжкой; в – профилированным хоботом с гибкой оттяжкой

В системах с шарнирно-сочлененными укосинами стрела на своем верхнем конце снабжается консольным хоботом прямолинейной или профилированной формы. При прямолинейном хоботе система (см. рисунок 129, б) представляет собой шарнирный четырехзвенник с неизменными сторонами, у которого продленный конец одной стороны (хобота) описывает при качании стрелы сложную кривую (лемнискату), имеющую отдельные участки, близкие к горизонтальным прямым. Размеры элементов укосины выбирают из условия обеспечения достаточно пологой траектории движения конца хобота. Для этого выбирают длины стрелы и консоли хобота такими, чтобы при максимальном и минимальном вылете конец хобота находился на одинаковой высоте.

Если подъемный канат направлен параллельно стреле или оттяжке, то траектория движения груза при изменении вылета является горизонтальным участком лемнискаты. Если же канат проходит между стрелой и оттяжкой, то для траектории движения хобота выбирается наклонный участок лемнискаты, а горизонтальное движение груза достигается за счет перекатывания канатов по блокам.

При профилированном хоботе (см. рисунок 129, в) с гибкой оттяжкой канат 4, огибающий криволинейную часть хобота 5, закреплен одним концом на хоботе. Кинематически эта система представляет собой также шарнирный четырехзвенник с переменными длинами стороны  $c$  и оттяжки

d. При повороте хобота оттяжкой канат 4 перекачивается по криволинейной части хобота, что приводит к смещению точки касания  $E$ . Подъемный канат 6, направленный параллельно оси стрелы, при качании стрелы не перемещается по блокам.

Конец хобота и груз перемещаются горизонтально, что достигается соответствующим профилированием криволинейной части хобота. Необходимо, чтобы при всех положениях укосины направление действия веса груза  $G_{cp}$ , приложенного к концу хобота, и усилия в оттяжке пересекались в точке  $A$ , лежащей на оси стрелы. Тогда стрела будет в равновесии, так как равнодействующая  $N$  проходит через опорный шарнир стрелы  $O$ . Построение профиля хобота удобно производить графически, используя указанное условие равновесия стрелы.

Профилированный криволинейный хобот сложен и дорог в изготовлении, но обеспечивает точное горизонтальное передвижение груза и разгружает стрелу от изгиба неуравновешенным моментом.

Все механизмы изменения вылета, аналогично механизму подъема, снабжаются тормозами нормально-замкнутого типа, автоматически размыкающимися при включении привода. Применение в механизмах изменения вылета управляемых тормозов нормально-разомкнутого типа и постоянно замкнутых тормозов не допускается.

Коэффициент запаса торможения тормоза механизма изменения вылета стрелы должен быть не менее 1,5. При этом статический момент на тормозном валу, создаваемый весом стрелы, противовеса, наибольшим рабочим грузом и ветром, при рабочем состоянии крана определяется в таком положении стрелы, при котором этот момент имеет максимальное значение. Тормоз должен быть проверен на удерживание ненагруженной стрелы в любом ее положении при ветре нерабочего состояния с запасом торможения  $k_1$  не менее 1,15. Кроме того, надо проверить время торможения механизма, которое при действии момента  $M_{max}$  не должно превышать 4 - 5 с, а при отсутствии груза, ветра и невращающемся кране должно быть не менее 1,5 с. Слишком резкое торможение механизма подъема стрелы приводит к появлению высоких динамических нагрузок и возникновению резких колебаний, что снижает усталостную прочность элементов механизма и металлоконструкции. При больших ветровых нагрузках рекомендуется применять двухступенчатое торможение с выдержкой времени между ступенями нарастания тормозного момента, чтобы устранить излишне резкое торможение при отсутствии ветра. Для снижения динамических нагрузок на механизм изменения вылета стрелы допускается установка двух тормозов, замыкаемых автоматически и рассчитанных с запасом торможения не менее 1,1 для одного тормоза и не менее 1,25 для другого. Механизмы изменения вылета стрелы грузоподъемных машин, транспортирующих расплавленные и раскаленные металлы, ядовитые и взрывчатые вещества и кислоты, имеют по два тормоза. Коэффициенты запаса торможения  $k$  каждого тормоза в этом случае имеют, согласно правилам Госгортехнадзора, те же значения, что и для механизма подъема (см. § 23).

## § 26. Устройства, обеспечивающие безопасность работы

Для обеспечения безопасной работы механизмов подъема и изменения вылета грузоподъемные машины оборудуются автоматически действующими приборами безопасности, выключающими механизмы при подходе груза и стрелы к их предельным положениям, а также выключающими механизмы при подъеме груза, вес которого превышает грузоподъемность крана. Механизмы подъема с электрическим приводом снабжают концевыми выключателями, автоматически выключающими ток при подходе груза к крайнему верхнему (а иногда и нижнему) положению. Концевой выключатель механизма подъема устанавливается так, что после остановки грузозахватного устройства при подъеме без груза зазор между грузозахватным устройством и упором у электроталей составляет не менее 50 мм, а у всех других грузоподъемных машин - не менее 200 мм.

При одностороннем ограничении хода груза обычно применяют рычажные или кнопочные конечные выключатели (см. рисунок 130, а, б). При достижении грузозахватным устройством крайнего положения происходит разрыв цепи управления; это приводит к отключению электродвигателя механизма и к одновременному замыканию тормоза, что обеспечивает своевременную остановку грузозахватного устройства. Электрическая схема предусматривает возможность пуска механизма только в обратном направлении.



При необходимости ограничения хода механизма в обоих направлениях движения применяют шпindelный выключатель (см. рисунок 130, в), шпindel-винт 3 которого получает вращение от одного из валов механизма через зубчатую или цепную передачу 1. По нарезке шпинделя перемещается гайка 2, выключающая своим поводком контакты 4 и 5 в конечных положениях, соответствующих предельному верхнему и нижнему положениям грузозахватного органа. При этом даже при находящейся в рабочем положении ручке контроллера 6 происходит разрыв цепи управления и контактор 7 выключает силовую цепь электродвигателя механизма, что приводит к остановке механизма. Цепь контакта 5 остается замкнутой и при переводе рукоятки контроллера 6 в положение (показанное пунктиром), соответствующее движению механизма в обратном направлении, контактор 7 обеспечивает включение двигателя, обратный ход механизма и отход гайки 2 от контакта 4 вправо. При этом контакт 4 снова замыкается. Передаточное число передачи 1 должно быть подобрано так, чтобы за время перемещения грузозахватного устройства от крайнего нижнего положения в крайнее верхнее гайка 2 перешла по шпинделю 3 от одного крайнего положения до другого. Более компактным является конечный выключатель типа ВУ (см. рисунок 130, г), в котором длинный шпindel заменен червячной передачей. Кулачковая шайба 5 закреплена на оси червячного колеса 1, сцепленного с червяком 2, передача к которому соединяет его с механизмом подъема. На шайбе установлены кулачки 4 и 6, вызывающие замыкание (положение II) или размыкание (положение I) контактов 3 цепи управления. Соответствующим подбором передаточного числа передачи (червячная передача имеет передаточное число 50) и установкой кулачков на шайбе можно обеспечить выключение контактов 3 при достижении грузозахватным устройством крайних положений. При двустороннем выключении на шайбе 5 должно быть установлено два комплекта кулачков.

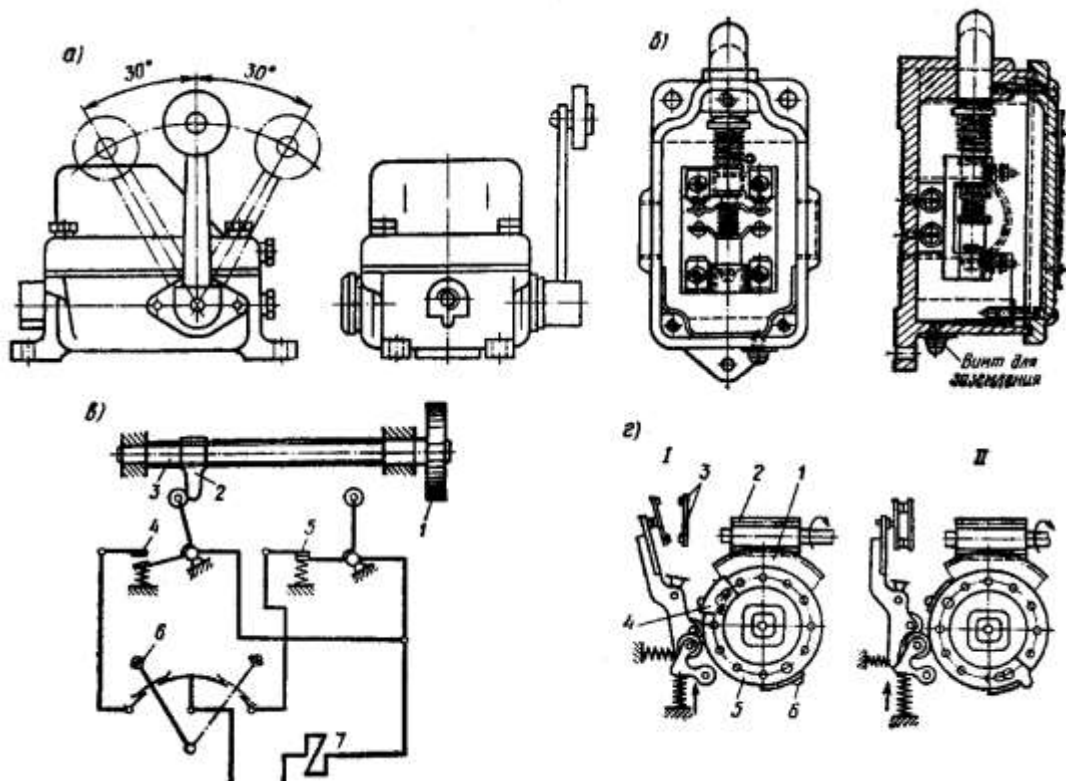


Рисунок 130 – Концевые выключатели:

а – рычажный; б – кнопочный; в – схема шпindelного конечного выключателя; г – выключатель типа ВУ

Ограничитель высоты подъема, устанавливаемый на кранах мостового типа, показан на рисунке 131, а. Рычаг конечного выключателя типа КУ, соединенного с цепью управления, удерживается в положении замкнутых контактов весом груза 2, укрепленного на шарнирно закрепленном рычаге 3. Усилие от рычага 3 передается на рычаг конечного выключателя через тросик 1. При достижении грузозахватным устройством 4 крайнего верхнего положения оно приподнимает рычаг 3, ослабляя усилие в тросике 1. Под воздействием пружины, имеющейся в конечном

выключателе, его контакты размыкаются, выключая электродвигатель механизма подъема.

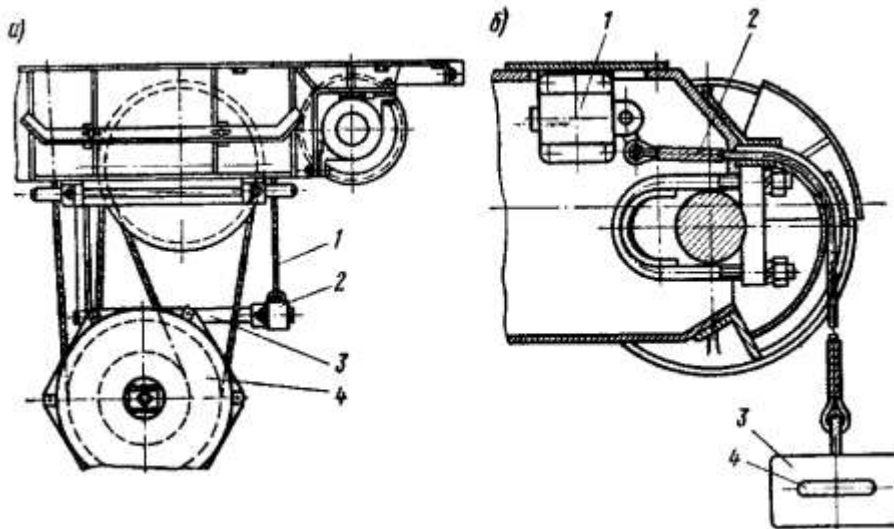


Рисунок 131 – Установка ограничителей высоты подъема груза

В конструкции (см. рисунок 131, б) применен кнопочный конечный выключатель 1, контакты которого удерживаются в замкнутом положении весом специального грузика 3, подвешенного на тросе 2. Во избежание раскачивания грузика 3 на нем имеется специальная скоба 4, охватывающая неподвижные концы грузового каната. Установка рычажного концевого выключателя 1, ограничивающего подъем стрелы 2, показана на рисунке 132, а. Стреловые краны снабжаются также указателями вылета стрелы и грузоподъемности, соответствующей этому вылету (см. рисунок 132, б). Этот указатель, укрепленный сбоку на стреле крана, состоит из массивной, шарнирно подвешенной стрелки 2, конец которой указывает величины вылета и веса допускаемого груза, нанесенные на шкале 1. Аналогичная шкала 3 укреплена на другой стороне стрелы. По этой шкале передвигается указатель 4, жестко соединенный со стрелкой 2.

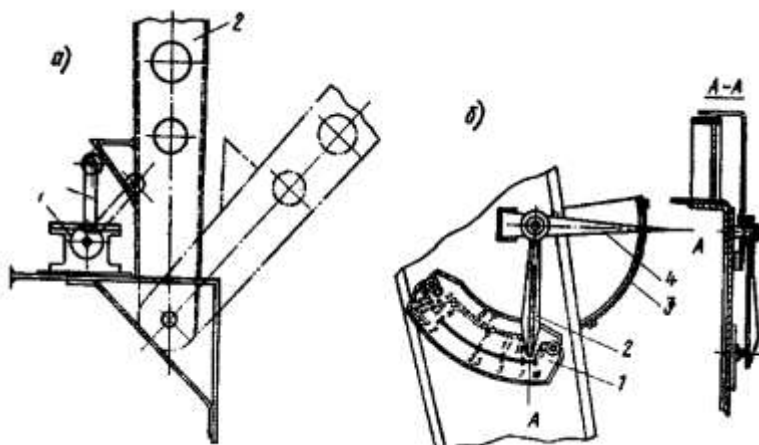


Рисунок 132 – Установка ограничителей:  
а – хода стрелы; б – указателя вылета стрелы

Для предотвращения перегрузки крана, которая может вызвать обрыв грузовых гибких органов (канатов или цепей), поломку крюков и других деталей механизма, образование трещин и остаточных деформаций металлоконструкции и опрокидывание стреловых передвижных кранов, механизмы подъема грузоподъемных машин снабжаются ограничителями грузоподъемности, автоматически выключающими двигатель механизма подъема стреловых и башенных кранов в случае подъема груза, вес которого превышает номинальную грузоподъемность более чем на 10%, а для порталных кранов - более чем на 15%. Краны мостового типа также должны быть оборудованы ограничителями грузоподъемности, когда не исключается возможность их перегрузки по технологии производства. Ограничитель грузоподъемности крана мостового типа не должен допускать перегрузку более чем на 25%.

При подъеме номинального груза (в процессе его разгона) на кран и, следовательно, на ограничитель грузоподъемности действует нагрузка, равная сумме статического и динамического усилий  $P_{max}$  (кривая 1, рисунок 133). Затем постепенно колебание нагрузки уменьшается и устанавливается статическое усилие  $P_{ном}$ , равное номинальной нагрузке. Ограничение максимальной статической нагрузки при подъеме груза, при которой срабатывает ограничитель грузоподъемности, производится с учетом динамической нагрузки.

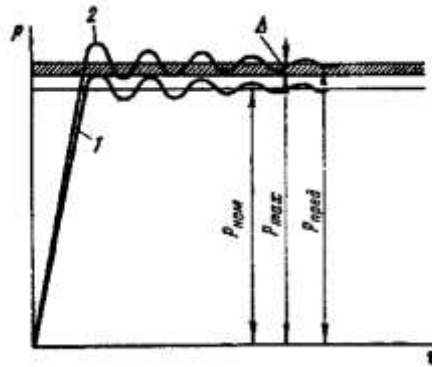


Рисунок 133 – Изменения усилия, действующего на ограничитель грузоподъемности в процессе подъема груза

Настройка ограничителя должна быть такой, чтобы при подъеме номинального груза с минимальным ускорением не происходило срабатывание ограничителя. Однако при попытке подъема номинального груза с повышенным ускорением ограничитель должен сработать, прекращая подъем. При подъеме предельного груза  $P_{пред}$  с минимальным ускорением (кривая 2) ограничитель срабатывает. После затухания колебаний динамической нагрузки, когда на ограничитель действует только статическая составляющая веса предельного груза  $P_{пред}$  ограничитель также не дает возможности включения механизма на подъем. Поэтому усилие, вызывающее срабатывание ограничителя грузоподъемности, находится в пределах между суммой статического и минимального динамического усилий при подъеме номинального груза  $P_{max}$  и статическим усилием  $P_{пред}$  при подъеме предельного груза. Чем больше разница между этими усилиями (заштрихованная зона  $\Delta$  на рисунке 133), тем больше поле допуска на усилие срабатывания ограничителя.

Для устойчивости работы ограничителя грузоподъемности необходимо, чтобы минимальная динамическая нагрузка, воспринимаемая ограничителем, не превышала  $P_{пред}$ , или же в конструкции ограничителя должно быть предусмотрено устройство (датчик времени), не позволяющее ограничителю сработать в период действия динамической нагрузки, превышающей  $P_{пред}$ .

Ограничители грузоподъемности обычно состоят из датчика усилия и исполнительного (отключающего) органа. По устройству датчиков, воспринимающих и уравнивающих действующие на кран усилия, различают пружинные, грузовые, торсионные и электрические ограничители. Опыт эксплуатации показывает, что наибольшую точность срабатывания дают торсионные и электрические датчики. Датчики могут быть связаны с различными элементами крана. На рисунке 134 представлена конструкция пружинного ограничителя грузоподъемности, использующая блок грузового каната, установленный на коротком плече рычага 1. Второе плечо рычага соединено штоком с пружиной 2. При увеличении нагрузки на канат, проходящий через блок, пружина 2 сжимается и при превышении допускаемой величины планка 3 нажимает на шток конечного выключателя 4, разрывая цепь управления механизмом подъема и останавливая его.

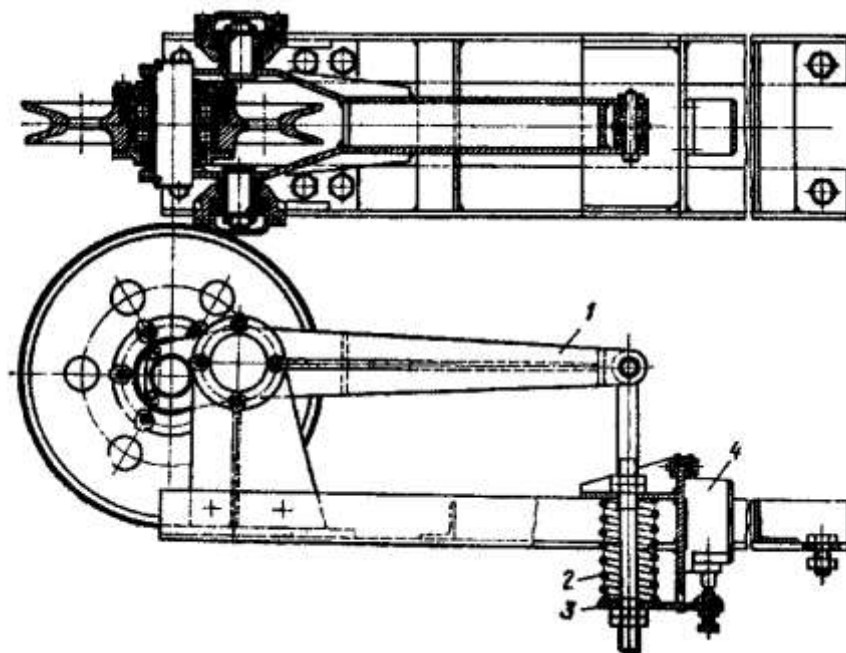


Рисунок 134 – Ограничитель грузоподъемности

На кранах с гидроприводом функцию ограничителя грузоподъемности может выполнять предохранительный клапан.

Для стреловых кранов, грузоподъемность которых зависит от вылета стрелы, применяют ограничители грузового момента, реагирующие не только на вес поднимаемого груза, но и на величину вылета, на котором производится подъем. Ограничитель грузового момента электрического типа состоит из трех элементов: датчика усилия, датчика угла наклона стрелы и релейного блока. Датчик усилий 3 устанавливается между распорками 2 и растяжками 4, соединяющими стрелу с подвижной обоймой 1 стрелоподъемного полиспаста (см. рисунок 135, а).

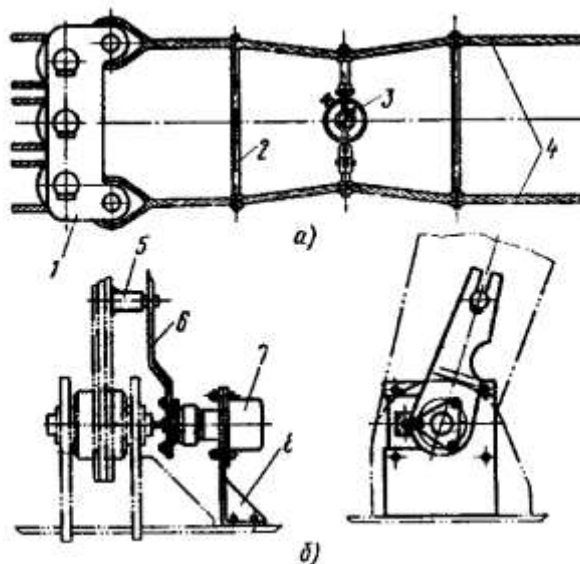


Рисунок 135 – Ограничитель грузового момента стрелового крана:  
а – установка датчика усилия; б – установка датчика угла наклона стрелы

Силоизмерительным элементом датчика является упругое кольцо, растягивающееся под действием усилий в растяжках, пропорциональных весу поднимаемого груза. Деформация кольца через спиральную пружину передается на передаточный механизм, преобразующий линейное перемещение тяг динамометрического кольца в угловое. Этот механизм вращает ось потенциометра, и линейная деформация кольца преобразуется в электрический сигнал.

Датчик угла наклона 7 (см. рисунок 135, б) устанавливается на кронштейне 8 соосно с осью поворота стрелы и связан поводком 6 с пальцем 5, укрепленным на стреле. При изменении наклона стрелы поворачивается вал датчика угла наклона, связанный с рычагом потенциометрического преобразователя. В данном ограничителе грузового момента используется принцип сравнения электрических сигналов, подаваемых датчиками усилия и угла наклона стрелы. Прибор срабатывает при разности электрических сигналов, равной нулю, что соответствует наличию максимально допустимой нагрузки на данном вылете.

Торсионный ограничитель грузового момента (см. рисунок 136) состоит из торсионного стального вала 3, жестко закрепленного одним концом в стальной трубе 9. На втором конце торсионного вала, имеющего возможность вращения, в подшипнике 10 закреплена серьга 2, соединенная с неподвижным концом каната 1 стрелового полиспаста. Угол закручивания торсионного вала, а значит и угол поворота, укрепленного на нем рычага 4, при работе вала 3 находятся в пределах упругих деформаций и пропорциональны усилию, возникающему в стреловом полиспасте при подъеме груза. Это усилие зависит от веса поднимаемого груза при данном вылете стрелы. При усилении, превышающем допустимую нагрузку, рычаг 4 воздействует на микровыключатель 5 и размыкает электрическую цепь управления краном, а также приводит к одновременному включению аварийных звукового и светового сигналов. Громкость звуковой сигнализации должна быть не менее чем на 10 дБ сильнее основного уровня шума рабочей среды.

Для обеспечения срабатывания ограничителя при любом вылете стрелы в случае перегрузки крана более чем на 10% в конструкцию ограничителя введено корректирующее устройство 6, выполненное в виде кулачка соответствующего профиля, шарнирно укрепленного под микровыключателем и связанного рычагом 7 со стрелой 8 крана. При изменении вылета стрелы кулачок поворачивается и приподнимает или опускает качающуюся площадку, на которой установлен микровыключатель, что приводит к изменению зазора между рычагом 4 и штоком микровыключателя, а следовательно, и к изменению возможного угла закручивания торсионного вала и допустимой нагрузки на кран при данном вылете стрелы.

Для большинства кранов период вертикальных затухающих колебаний груза находится в пределах 0,4 - 1 с. В течение одного полупериода в конструкции могут возникать динамические усилия, которые вместе со статическим усилием от веса груза могут создать опрокидывающий момент, превышающий по своей величине восстанавливающий момент. Однако опрокидывание передвижного крана происходит только в том случае, если опрокидывающий момент по величине и времени действия достаточен для перемещения центра тяжести крана в точку неустойчивого равновесия. Время этого перемещения значительно больше полупериода действия динамической нагрузки, и, следовательно, кратковременные перегрузки не являются опасными для устойчивости и прочности крана и не должны вызывать срабатывание ограничителя грузового момента. Поэтому сигнал от релейного блока в сеть управления краном подается с некоторой выдержкой времени, что обеспечивает нормальную работу крана в периоды неустановившегося движения груза.

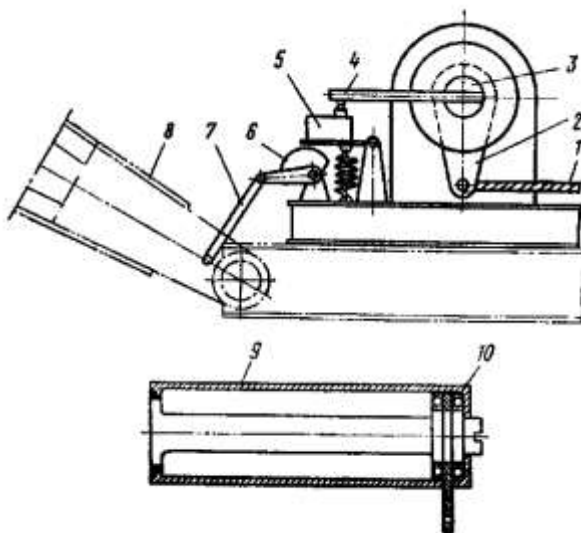


Рисунок 136 – Торсионный ограничитель грузового момента

На кранах, имеющих неогражденные троллейные провода, установленные на самих кранах, должны быть предусмотрены выключатели, устанавливаемые на дверях и люках, автоматически отключающие троллеи при выходе обслуживающего персонала на галереи, лестницы, площадки, прилегающие к троллеям.

Особые требования в отношении безопасности предъявляются к лифтам. Кабину (а иногда и противовес) снабжают специальными устройствами-ловителями, автоматически останавливающими кабину в случае ослабления канатов или превышения предельной скорости опускания. Принцип действия ловителей основан на создании силы трения между направляющими кабины, установленными в шахте, и элементами ловителя, укрепленными на кабине. Ловители могут быть самозаклинивающиеся (роликовые, клиновые, эксцентриковые), обеспечивающие практически мгновенную остановку кабины (применяются для грузовых лифтов при скорости менее 0,75 м/с), и скользящего действия, обеспечивающие плавную остановку кабины (применяются для лифтов всех типов при скорости движения более 0,75 м/с).

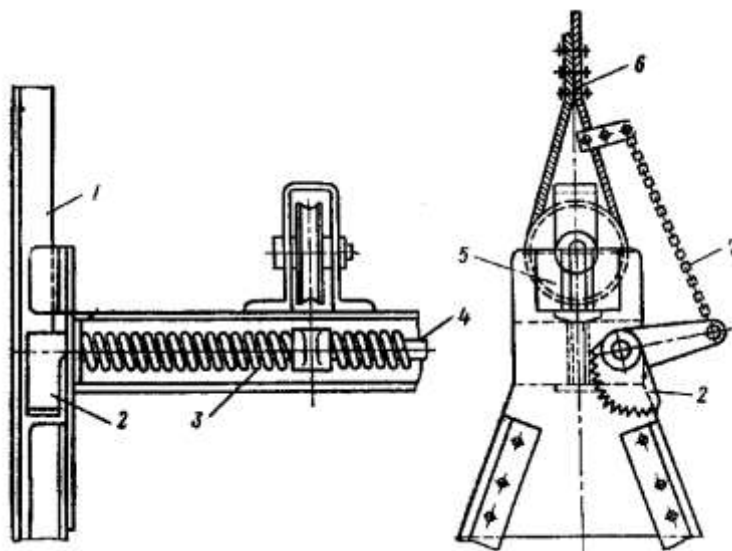


Рисунок 137 – Схема эксцентрикового ловителя

Эксцентриковый ловитель (см. рисунок 137) имеет эксцентрики 2, расположенные по обеим сторонам кабины на общей оси 4 и удерживаемые от поворота и соприкосновения с направляющей 1 гибкой тягой 7, соединенной с подъемным канатом 6. При ослаблении по какой-либо причине каната эксцентрики 2 под действием усилия пружины 3 поворачиваются и, входя в контакт с направляющей 1, зажимают её между эксцентриком и противоположной стороной направляющего башмака 5, останавливая кабину.

Аналогичен описанному принцип действия роликовых и клиновых ловителей, также воздействующих на направляющую при ослаблении или обрыве подъемного каната.

Имеется много конструкций ловителей скользящего действия. В пассажирских лифтах с высокими скоростями движения часто применяют клещевой ловитель (см. рисунок 138), имеющий клещи 5, которые установлены на раме кабины на осях 6 так, чтобы закаленные губки коротких плечей клещей перемещались вдоль направляющей 4. Между роликами 7, установленными на длинных плечах клещей, располагаются клинья 8, связанные со штоками 9, имеющими соответственно правую и левую резьбу. Оба штока ввернуты в гайку-барaban 10, на котором закреплен канат 11, соединенный с канатом 2 регулятора 1. В качестве регулятора скорости используется центробежный тормоз. При перемещении кабины 3 вверх или вниз канат 2 следует за кабиной, приводя во вращение регулятор скорости 1; при опускании кабины с повышенной скоростью центробежные массы регулятора создают момент трения, застопоривающий канат 2 регулятора. При этом гайка-барaban 10 начинает вращаться, выдвигая штоки с клиньями, и губки клещей захватывают направляющие, уменьшая скорость кабины. Согласно нормам Госгортехнадзора, регулятор скорости приводит в действие механизм ловителя при скорости кабины, превышающей номинальную скорость на следующую величину:

Номинальная скорость лифта, м/с	2	2 - 3,5	более 3,5
Превышение скорости в % от номинальной,			

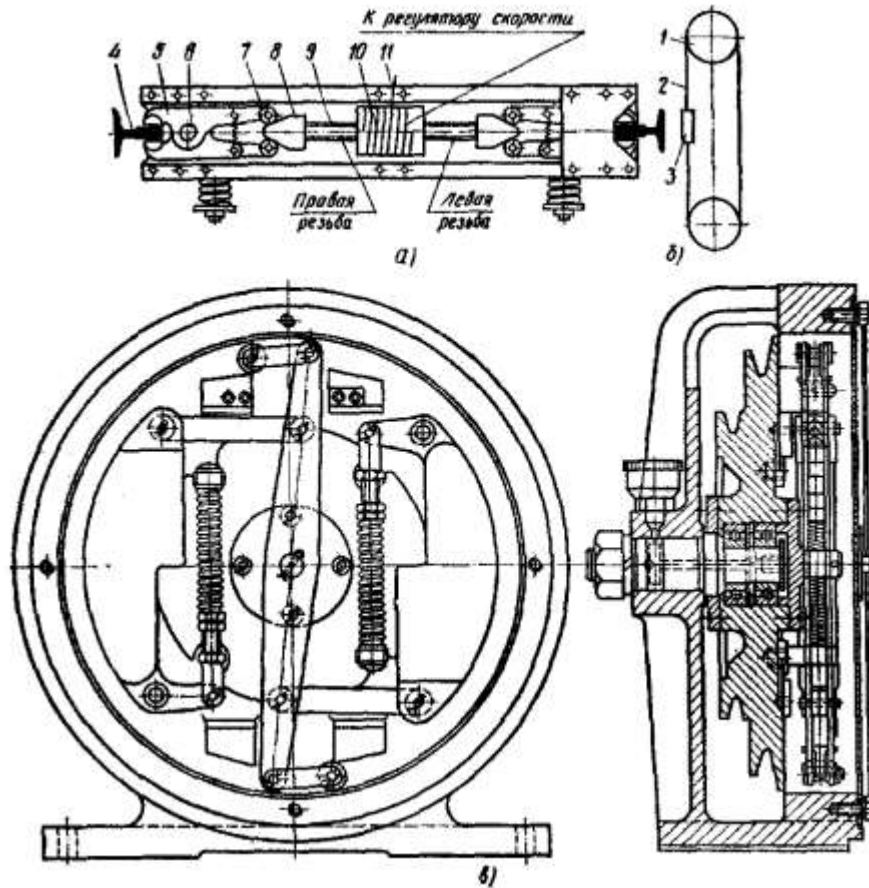


Рисунок 138 – Схема клещевого ловителя скользящего действия:  
а – ловитель; б – схема связи с ограничителем скорости; в – центробежный тормоз

Для ограничения хода кабин лифтов в прямках шахт размещают либо жесткие упоры, либо упругие (пружинные или гидравлические) буфера, рассчитанные на остановку полностью загруженной кабины, движущейся со скоростью, допускаемой предохранительными устройствами. Согласно нормам Госгортехнадзора, максимальное замедление при посадке кабины, а также противовеса на ловители или буфер не должно превышать  $25 \text{ м/с}^2$ .

Двери шахт и кабин должны иметь блокировку, исключающую возможность движения кабины при открытых дверях и позволяющую открывать двери только при полном совпадении уровней пола кабины и выходной площадки.

## МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ

Механизмы передвижения служат для перемещения груза в горизонтальной плоскости. Различают два типа принципиально отличных схем механизмов передвижения. Первый тип - механизм с приводными ходовыми колесами. Он расположен непосредственно на перемещаемом объекте (на тележке или мосту крана). Второй тип - механизм с канатной или цепной тягой. В этом случае механизм расположен отдельно от перемещаемого объекта и соединяется с ним посредством гибкого органа (канатом, цепью).

## § 27. Механизмы передвижения с приводными колесами

Краны и крановые тележки опираются на ходовые колеса. Ходовые колеса, соединенные с приводом, являются приводными (ведущими), а остальные колеса - холостыми (ведомыми). Возможны случаи применения одновременно двух приводов, и все колеса крана являются приводными. Такие механизмы передвижения, например, распространены в металлургических кранах, работающих с расплавленным или раскаленным металлом. При этом в случае выхода из строя одного из приводов начатая технологическая операция завершается на другом механизме.

Механизмы передвижения мостовых кранов имеют несколько конструктивных разновидностей:

1 Механизмы передвижения с центральным приводом с тихоходным трансмиссионным валом (см. рисунок 139, а). По этой схеме на средней части моста устанавливают привод механизма передвижения, состоящий из двигателя 1, муфты 2 и редуктора 3. Выходной вал редуктора соединяется с трансмиссионным валом 4, собранным из отдельных секций. Секции соединяются между собой муфтами и установлены на подшипниках, укрепленных на площадке моста крана. Посредством муфт трансмиссионный вал также соединяется с валами приводных ходовых колес. В этой схеме трансмиссионный вал имеет ту же частоту вращения, что и ходовые колеса, и передает наибольший крутящий момент. Поэтому вал, муфты и опоры вала имеют большие размеры, что вызывает утяжеление механизма. Тормоз 5 устанавливают на муфте 2 или на втором конце вала двигателя.

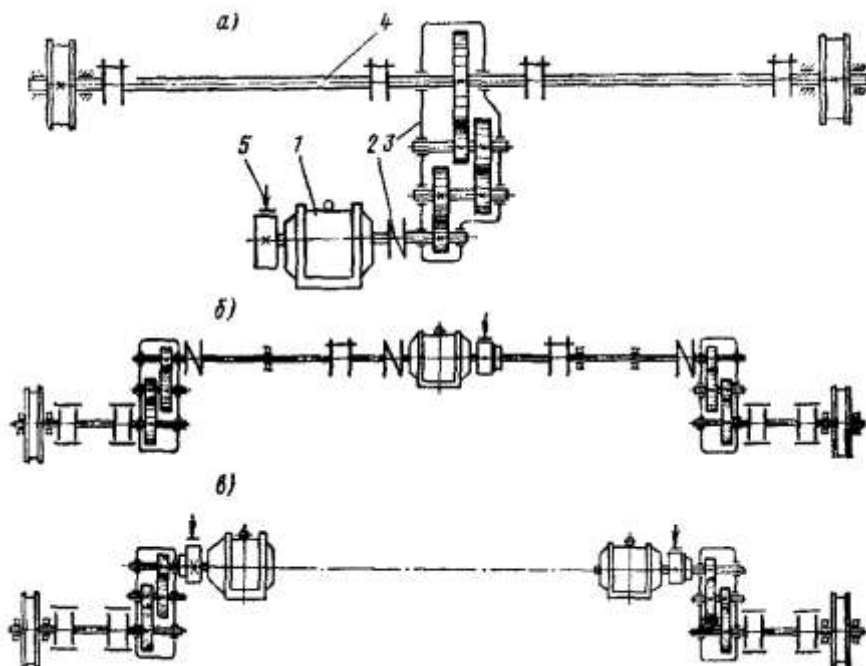


Рисунок 139 – Схемы механизмов передвижения кранов:

а – с тихоходным трансмиссионным валом; б – с быстроходным трансмиссионным валом; в – с раздельным приводом



2 Механизм передвижения с быстроходным трансмиссионным валом (см. рисунок 139, б). По этой схеме трансмиссионный вал имеет ту же частоту вращения, что и двигатель, и поэтому передает минимальный крутящий момент. Размеры муфт, подшипников и диаметр трансмиссионного вала получаются в этом случае минимальными. Необходимое передаточное число привода реализуется в двух одинаковых редукторах, установленных около концевых балок моста крана. Выходные валы редуктора соединяются с валом ходовых колес посредством муфты.

Несмотря на наличие в этой схеме двух редукторов (а не одного, как в предыдущей схеме), механизм при значительных пролетах получается более легким. Однако вследствие высокой частоты вращения эмиссионного вала необходимо обеспечить повышенную точность по изготовлению и монтажа, а также проведение соответствующей балансировки. Металлоконструкция моста в этом случае также должна иметь повышенную жесткость.

Соединение участков трансмиссионного вала следует производить с помощью муфт, конструкция которых позволяет компенсировать деформации площадок, возникающие в процессе работы крана под нагрузкой.

При работе на постоянном токе для механизмов моста с быстроходным валом следует применять двигатели с параллельным или смешанным возбуждением. Применение двигателей с последовательным возбуждением не рекомендуется, так как при движении моста без груза частота вращения двигателя может превысить критическую частоту вращения, допустимую для данного вала, а это в свою очередь может привести к нарушению прочности вала.

Кроме указанных видов механизмов с центральным приводом существует еще *механизм передвижения со среднеходовым трансмиссионным валом*, который состоит из одного двигателя и одного редуктора, располагаемых посередине моста. Ходовые колеса снабжены зубчатыми венцами, соединенными с шестернями, расположенными на концах трансмиссионного вала. Вследствие наличия открытой тихоходной зубчатой пары, отличающейся малой долговечностью, эти механизмы не нашли широкого применения.

3 Механизмы передвижения с отдельным приводом. Для устранения трансмиссионного вала, увеличивающего трудоемкость изготовления крана и его массу и требующего проведения весьма точного монтажа, применяют бестрансмиссионный (отдельный) привод концевых балок моста (см. рисунок 139, в). По этой схеме каждая концевая балка моста приводится в движение своим самостоятельным приводом, причем между приводами, расположенными на различных концевых балках, не предусматривается дополнительная связь (синхронизация, применение электрического вала), кроме самой металлоконструкции.

Если на одну из опорных (концевых) балок моста нагрузка меньше, чем на другую, то скорость вращения двигателя первой опоры несколько увеличивается и эта опора начинает забегать относительно второй, более нагруженной опоры. Но при этом забегании первый двигатель начинает воспринимать через металлоконструкцию моста повышенную нагрузку, разгружая двигатель второй опоры, что приводит к уменьшению скорости первого двигателя и соответствующему увеличению скорости второго двигателя. При этом скорости движения обеих опорных балок моста автоматически выравниваются. Таким образом, в процессе движения крана с отдельным приводом происходит перераспределение нагрузок между обоими двигателями за счет нагружения металлоконструкции моста в горизонтальной плоскости и за счет сил сцепления ведущих колес с рельсами.

Хотя схема механизма с отдельным приводом требует наличия двух двигателей, двух тормозов и двух редукторов, она получается наиболее дешевой, легкой и простой в изготовлении.

Исследование механизмов передвижения с отдельным приводом показывает, что этот привод обеспечивает нормальную работу крапов при отношении пролета крана  $L$  к его базе  $B$  не более 6. При  $\frac{L}{B} > 6$  отмечаются повышенная упругая деформация моста крана и значительные забегания одной концевой балки относительно другой (при расположении тележки с грузом около одной из концевых балок). Для обеспечения нормальной работы крана при  $\frac{L}{B} > 6$  необходимо значительно повысить жесткость моста в горизонтальной плоскости, что связано с утяжелением моста.

Технико-экономический расчет показывает, что отдельный привод целесообразно

применять при пролетах, превышающих 16 м. При меньших пролетах экономически более выгоден центральный привод механизма передвижения.

Привод механизма с раздельным приводом устанавливается на рабочих площадках около концевых балок. Соединение вала двигателя с входным валом редуктора осуществляется с помощью промежуточных валов с зубчатыми муфтами (см. рисунок 140, а) или муфтами типа шарнира Гука (см. рисунок 140, б), что упрощает сборку механизма, так как при этом снижаются требования к точности монтажа и исключается влияние деформации металлической конструкции крана в процессе работы механизма.

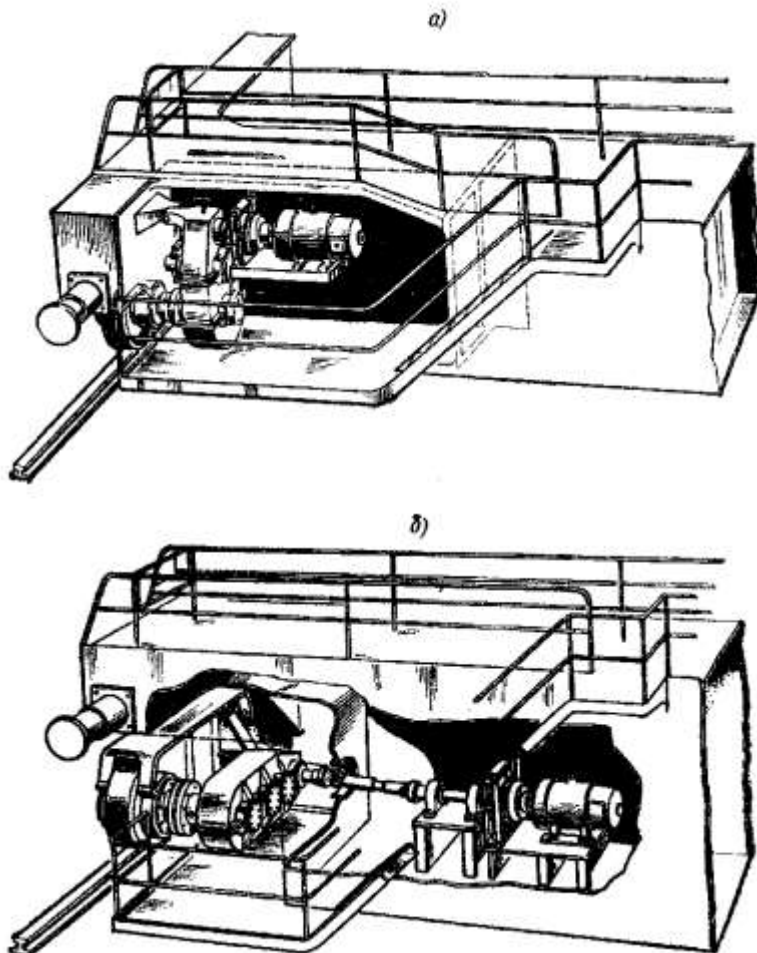


Рисунок 140 – Установка раздельного привода механизма передвижения мостового крана: а – с вертикальным редуктором; б – с горизонтальным редуктором

В современных кранах все большее применение находят редукторы, навешиваемые непосредственно на ведомый вал (см. рисунок 141). При этом исключается трудоемкая работа по выверке установки и центровке редуктора, снижаются требования к точности изготовления и к жесткости рамы механизма. Особенно целесообразны навесные редукторы при использовании фланцевых двигателей, так как тогда полностью устраняются все подгоночные работы. Тормозное устройство может быть прикреплено к редуктору на специальной подставке, или установлено на муфте, соединяющей редуктор с двигателем, или же быть встроенным в электродвигатель.

Выбранная схема механизма передвижения должна быть увязана с типом металлоконструкции моста. При низком расположении трансмиссионного вала относительно оси ходовых колес, что имеет место при тихоходном трансмиссионном вале, возникают конструктивные затруднения в размещении редукторов на мостах из решетчатых форм.

При балочной конструкции моста в настоящее время наибольшее применение имеет раздельный привод. При малых пролетах (до 16 м) установка двух редукторов становится нецелесообразной и тогда применяют также схему с тихоходным валом.

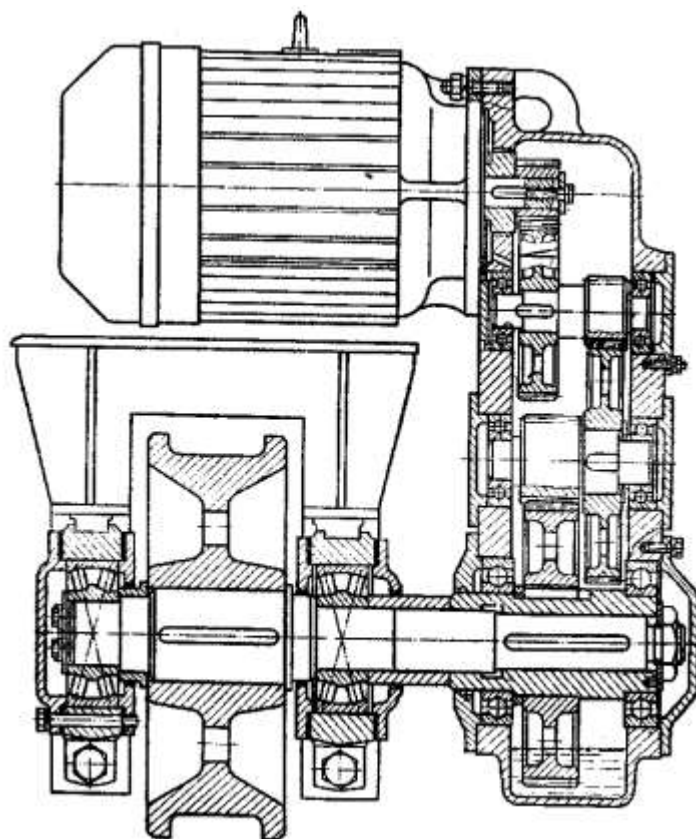


Рисунок 141 – Установка раздельного привода с навесным редуктором и с фланцевым электродвигателем

При применении механизмов передвижения с центральным приводом и двумя ведущими ходовыми колесами последние можно выполнять коническим ободом (см.рисунок 142). В этом случае следует применять под-иювие рельсы типа КР (ГОСТ 4121—62) или железнодорожные рельсы типа Р, имеющие скругленную головку. Коническими выполняются только ведущие ходовые колеса. Ведомые ходовые колеса во всех случаях применяются с цилиндрическим ободом. Для кранов с раздельным приводом и кранов с числом ходовых колес более четырех, а также для крановых тележек все колеса рекомендуется применять с цилиндрическим ободом. При применении ведущих колес с коническим ободом их устанавливают так, чтобы вершины конусов находились вне пролета.

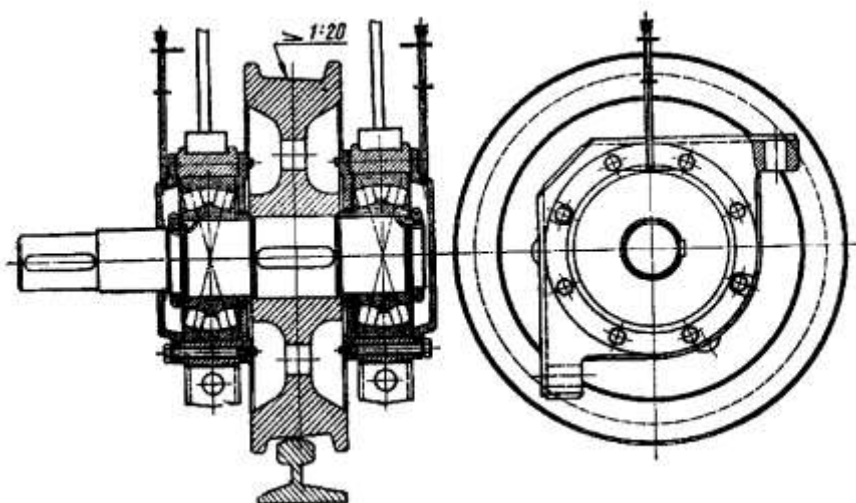


Рисунок 142 – Схема установки ходового колеса с конической поверхностью катания на сферических роликовых подшипниках

Ходовые колеса кранов и крановых тележек должны быть выполнены так, чтобы исключить

возможность схода колес с рельсов. Для этого ходовые колеса снабжаются одним или двумя боковыми фланцами-ребордами, служащими для направления движения колеса по рельсу. Применение безребордных ходовых колес допускается при наличии устройств, исключающих сход колес с рельсов. При движении с перекосом крана с ведущими колесами, имеющими цилиндрическую поверхность катания, реборды ходовых колес набегают на рельсы и кран продолжает движение в перекошенном состоянии при постоянном трении реборд о рельсы, что вызывает интенсивный износ колес и рельсов. Для уменьшения трения и износа реборд ходовых колес и рельсов иногда применяется смазка реборд и головок рельсов.

При ходовых колесах с коническим ободом забегание одной, стороны крана относительно другой вызывает качение отстающего ходового колеса по большому диаметру и автоматическое уменьшение перекоса крана. В этом случае выравнивание крана происходит без участия реборд, что увеличивает срок службы ходовых колес, уменьшает сопротивление передвижению. Реборды на ходовых колесах в этом случае нужны лишь для обеспечения безопасности движения.

Для обеспечения нормального движения крана при возможных неточностях, допущенных при укладке рельсового пути, и неточностях монтажа металлоконструкции крана, а также для обеспечения выравнивания крана, движущегося на конических ведущих ходовых колесах без участия реборд, ширину рабочей части ободов двухребордных ходовых колес следует принимать больше ширины головки рельса (для крановых колес с цилиндрическим ободом - на 30 мм; для крановых колес с коническим ободом - на 40 мм; для колес крановых тележек на 15 - 20 мм).

Одноребордные ходовые колеса могут применяться в следующих случаях:

- а) если ширина колеи пути наземных кранов не превышает 4 м и обе нитки пути лежат на одном уровне (колеса башенных кранов должны быть двухребордными независимо от ширины колеи);
- б) если наземные краны передвигаются каждой стороной по двум рельсам при соблюдении условия, чтобы расположение реборд на одном рельсе было противоположным расположению реборд колес на другом рельсе;
- в) у опорных и подвесных тележек кранов мостового типа;
- г) у подвесных тележек, передвигающихся по однорельсовому пути.

При одноребордных колесах у опорных кранов ширина обода за вычетом реборды должна превышать ширину головки рельса не менее чем на 30 мм.

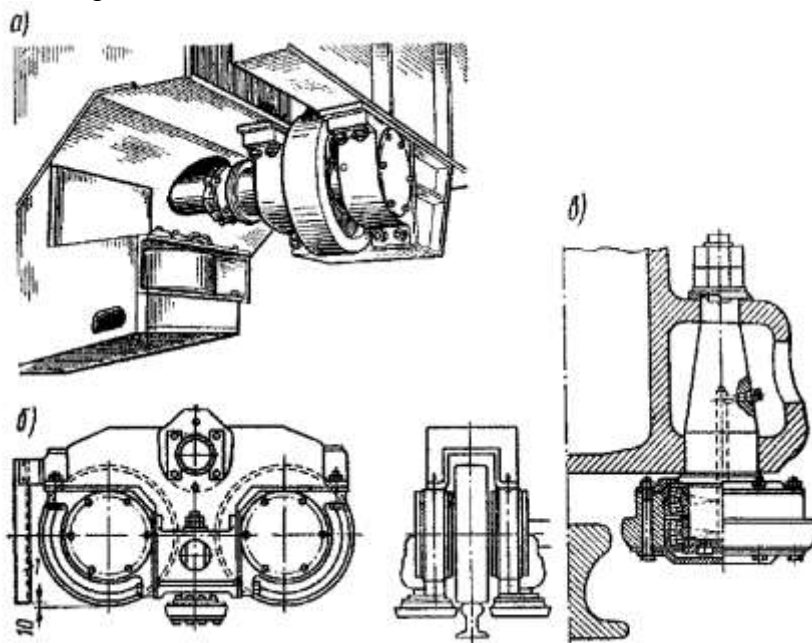


Рисунок 143 – Установка безребордных ходовых колес с направляющими роликами:  
а – с односторонними направляющими роликами; б – балансир с двухсторонними роликами; в – установка направляющего ролика на балансире

При безребордных ходовых колесах роль реборд выполняют направляющие ролики с вертикальной осью вращения. Эти ролики могут перемещаться как по боковым поверхностям подкрановых рельсов, так и по специальным направляющим типам, закрепленным на верхнем поясе

подкрановой балки. Зазор между роликом и рельсом для компенсации неточности укладки рельсов и монтажа ходовой части крана принимается в пределах 20 мм. Поверхность катания направляющего ролика может быть сферической с радиусом закругления 250 - 350 мм. Ширина поверхности катания безребордного ходового колеса должна быть больше ширины головки рельса не менее чем на 60 мм. Применение безребордных ходовых колес с направляющими роликами (см. рисунок 143) существенно уменьшает потери на трение, так как трение скольжения реборд по рельсу заменяется трением качения ролика по рельсу, а следовательно несколько снижается и установочная мощность электродвигателей механизма передвижения и значительно увеличивается срок службы ходовых колес. При мосте крана, перемещающемся на четырех ходовых колесах, горизонтальные направляющие ролики устанавливаются обычно с внутренней стороны пролета (см. рисунок 143, а). При кране с балансирными тележками устанавливают по два направляющих ролика на каждой тележке, располагая их по обеим сторонам подкранового рельса (см. рисунок 143, б, в).

Практика использования безребордных ходовых колес подтверждает их преимущества перед колесами с ребордами. Для увеличения срока службы направляющих роликов необходимо обеспечить их высокую твердость, что обычно достигается объемной закалкой.

Подкрановые и подтележечные рельсы крепятся на балках так, что исключена возможность их продольного и поперечного смещения при движении и работе грузоподъемной машины. Рельсы закрепляются болтами, заклепками, лапками, винтовыми стяжками, скобами и электросваркой (см. рисунок 144). При укладке подкранового пути должны быть выдержаны допуски, установленные правилами Госгортехнадзора. За рубежом также применяется в основном жесткое крепление рельса но все большее применение находит конструкция крепления, допускающая некоторую возможность поперечного смещения рельсов относительно крепежной накладки, что позволяет уменьшить давление в месте соприкосновения реборды колеса с рельсом и соответственно уменьшить износ и рельса, и реборд. В этом случае крепления рельса (см. рисунок 144, ж) используются пружинные скобы 1 из хромо ванадиевой пружинной стали, устанавливаемые с обеих сторон рельса с шагом примерно 700 мм. Высокая упругость скоб исключает ослабление крепления скобы и допускает некоторую свободу смещения рельса относительно подкрановых балок. Скобы крепятся шпильками 2, привариваемыми к несущей балке, или болтами. Под рельс подкладывается резиновая прокладка 3 толщиной 5 - 6 мм, смягчающая удары при передвижении крана и уменьшающая износ прилегающих поверхностей рельса и балки.

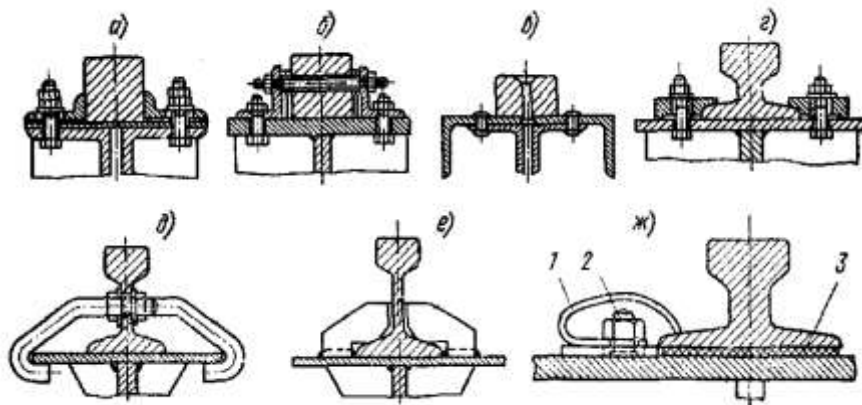


Рисунок 144 – Крепления рельсов к подкрановым балкам:

а – болтовое с приваренными уголками; б – болтовое с вертикальными прокладками; в - заклепочное; г – болтовое с накладками; д – с крючьями; е – с приваренными скобами; ж – с пружинными скобами

Для устранения возможности продольного смещения рельса при движении крана устанавливается упорная плита по концам рельсового пути. Для обеспечения возможности температурных деформаций рельса расстояние между торцом рельса и упорной плиты должно быть больше максимально возможного температурного удлинения рельса при изменении температуры окружающей среды.

В современных мостовых кранах ходовые колеса устанавливают, как правило, на подшипниках качения. Корпуса подшипников (буксы) могут быть отъемными или разъемными.

Применение отъемных букс (см. рисунок 142) позволяет выкатывать колесо вместе с подшипниками, что упрощает производство ремонта. Основные размеры ходовых колес кранов приведены в ГОСТ 3569-74.

Максимальные значения осевых нагрузок  $H_{max}$  на ходовые колеса при расчете элементов на прочность по сочетанию максимальных нагрузок (расчетный случай II, см. § 3) должны приниматься не менее  $0,15 P_{max}$ , где  $P_{max}$  - наибольшее расчетное давление на ходовое колесо.

При расчете элементов ходовых колес и их подшипников на прочность и выносливость по расчетному случаю I боковая нагрузка должна приниматься равной  $H = 0,5 H_{max}$ . Безребордные ходовые колеса и их элементы должны проверяться по расчетному случаю II на нагрузку  $H_{max}$ . Горизонтальные направляющие ролики проверяются по случаю II на нагрузку  $H_{max}$  и по случаю I на нагрузку  $0,5H_{max}$ .

Обычно при установке ходовых колес применяют роликовые сферические подшипники качения. Подбор их ведется по выносливости при нормальной рабочей нагрузке (расчетная нагрузка первого случая) с учетом горизонтальных поперечных нагрузок  $H$ .

Количество ходовых колес моста зависит от грузоподъемности и пролета крана. В кранах относительно невысокой грузоподъемности (до 50 т) обычно применяют четыре ходовых колеса, буксы которых прикреплены непосредственно к концевым балкам. В кранах большей грузоподъемности применяют большее количество ходовых колес, которые для равномерного их нагружения и обеспечения статической определенности концевых балок устанавливают попарно на балансирах, соединяемых с концевой балкой неподвижными осями (см. рисунок 145). Ниже приведена зависимость количества ходовых колес от грузоподъемности:

Грузоподъемность, т	5 - 50	75 - 125	150 - 200	250 - 300
Число ходовых колес	4	8	12	16.

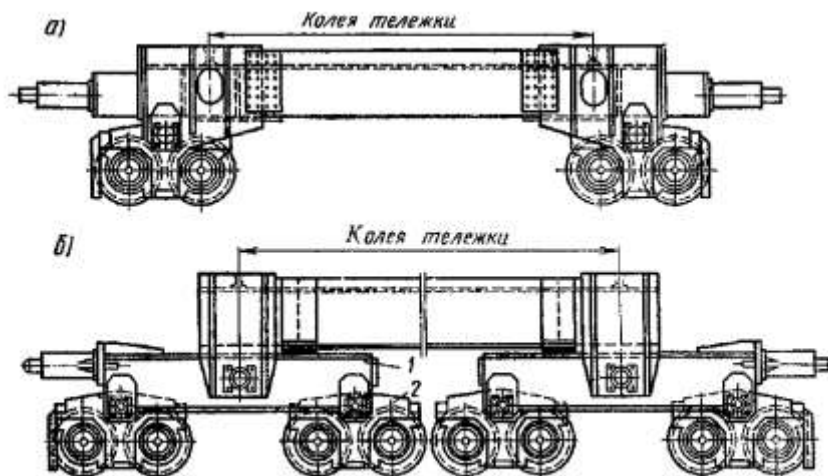


Рисунок 145 – Схема установки ходовых колес на балансирах 8-колесного (а) и 16-колесного (б) кранов

Механизм передвижения тележек мостовых кранов аналогичен механизму передвижения моста крана с тихоходным трансмиссионным валом. Он состоит из двигателя, установленного на раме тележки и соединенного муфтой с вертикальным редуктором. Выходной вал редуктора передает вращение ведущим ходовым колесам тележки, имеющим цилиндрическую поверхность катания, так как тележки мостовых кранов обычно перемещаются по рельсам с плоской головкой, укладываемым по мосту крана.

Конструктивные разновидности механизмов передвижения тележек отличаются в основном расположением редуктора; центральным относительно колеи тележки (см. рисунок 146, а) или навесным (см. рисунок 146, б, в) - и различным присоединением трансмиссионного вала к выходному валу редуктора.

В мостовых крапах подвесного типа механизм передвижения (см. рисунок 147) состоит из двигателя 1, приводящего во вращение через редуктор 2 трансмиссионный вал 3. Около опорных балок моста на мосту крана располагаются распределительные редукторы 4, два выходных конца валов которых через промежуточные валы 5 соединяются с тягачами о. 1ягач представляет собой

обрезиненное колесо, закрепленное на валу, подшипники которого прикреплены с двух сторон к балансирующему коромыслу 7, перемещающемуся в вертикальном направлении в направляющих 8. Прижатие обрезиненного катка к нижней поверхности двутаврового подвесного пути осуществляется при помощи двух пружин 9. Соединение вала тягача с промежуточными валами 5 и соединение этих валов с выходными валами распределительного редуктора 4 осуществляются посредством шлицевых шарнирных муфт (типа шарнир 1 Гука).

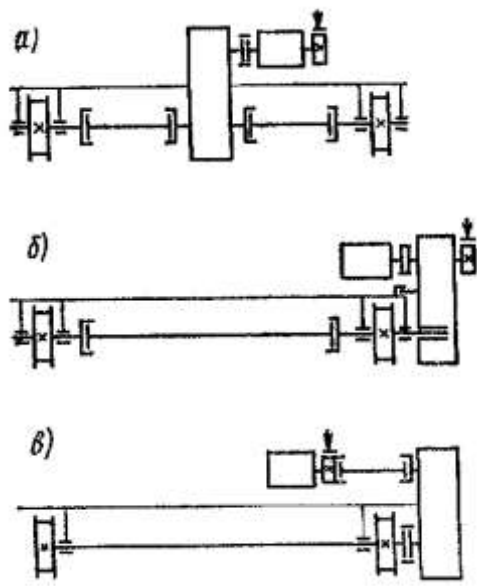


Рисунок 146 – Кинематическая схема механизмов передвижения тележек мостовых кранов: а – с редуктором типа ВК; б – с навесным редуктором типа ВКН; в – с редуктором типа В

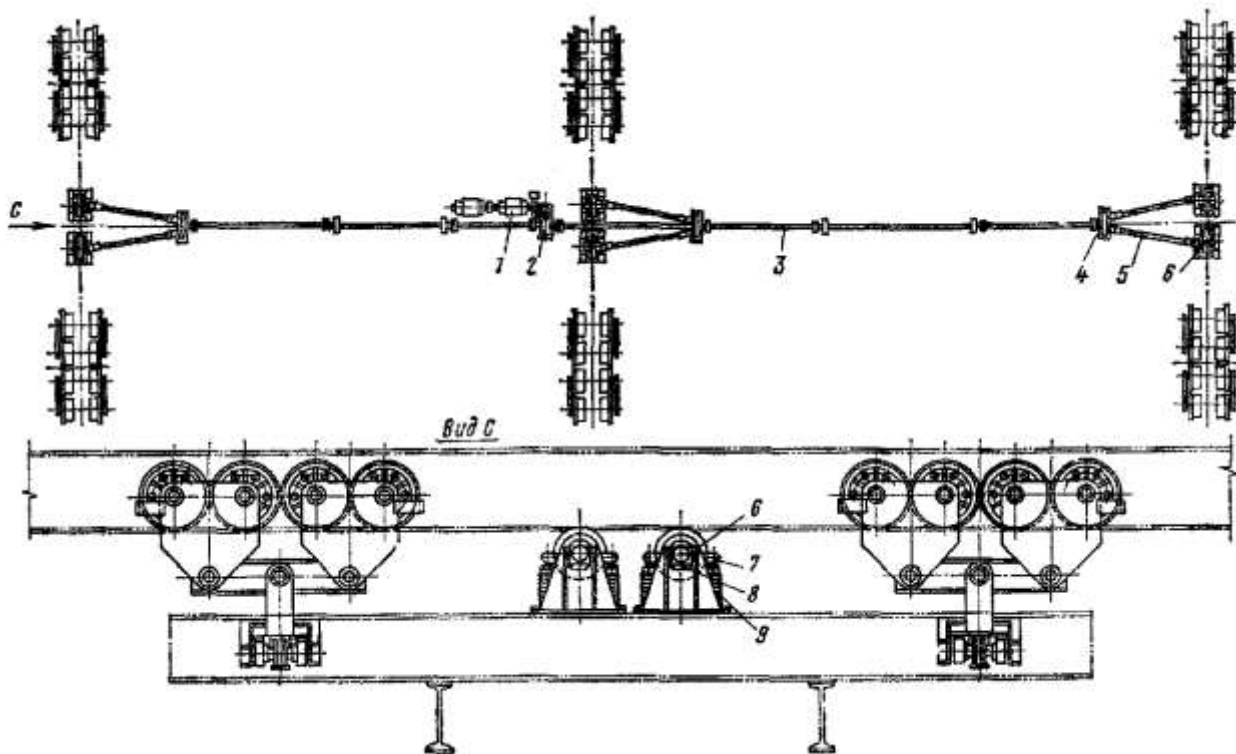


Рисунок 147 – Механизм передвижения подвесного крана с фрикционным тягачом

Привод механизма передвижения многоопорного подвесного крана оборудуется либо электродвигателем постоянного тока с независимым возбуждением, либо асинхронным двухскоростным электродвигателем с короткозамкнутым ротором, либо (как это и показано на рис. 147) устанавливаются два асинхронных электродвигателя 1 с фазным ротором, что позволяет осуществить регулирование скорости передвижения.

В отличие от мостовых кранов опорного типа, где перекося моста крана воспринимается ребордами ходовых колес или направляющими роликами, в многоопорных подвесных кранах, имеющих шарнирную подвеску тележек, ограничение перекося моста ребордами катков возможно лишь при значительных перекосях моста, который в условиях эксплуатации может превышать допустимый. При достижении мостом крана максимально допустимого перекося срабатывают специальные фиксирующие устройства, снабженные конечными выключателями, отключающими электродвигатели. В этом случае мост крана может быть выровнен включением одного из приводов механизма передвижения.

Ходовые тележки крепятся к мосту крана специальными подвесками с шарнирами, обеспечивающими им свободу перемещения в двух плоскостях, чем достигаются самоустановка тележек и компенсация кривизны крановых путей как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскостях.

Большое применение в промышленности имеют однорельсовые тележки, перемещающиеся по нижнему или верхнему поясу подвесного пути. Одна из разновидностей таких тележек приведена на рисунке 147. В качестве рельса используются двутавровые и тавровые прокатные балки нормального или специального профиля (ГОСТ 5157-53), крестообразные рельсы и рельсы, составленные из двух уголков.

Ходовые колеса для подвесных путей выполняются с различной формой поверхности катания (см. рисунок 148). Так, при качении колеса по нижнему поясу рельса двутаврового профиля (см. рисунок 148, а) применяются ходовые колеса с конической поверхностью. В процессе движения этого колеса вследствие проскальзывания его по рельсу отмечаются повышенный износ и дополнительное сопротивление передвижению.

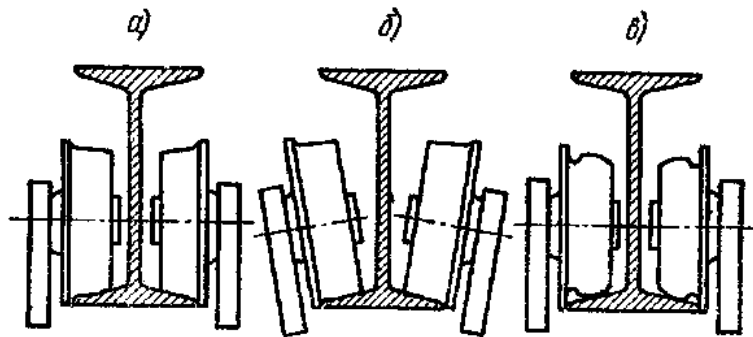


Рисунок 148 – Положение колес на двутавровой балке

Колеса с цилиндрическим ободом (см. рисунок 148, б) применяются для качения колеса по рельсам с горизонтальными полками или по полкам двутавров. В последнем случае оси колес располагают наклонно, т. е. параллельно поверхности качения. Вследствие некоторого усложнения изготовления и монтажа колеса с наклонными осями применяются относительно редко. Колеса с выпуклой (бочкообразной) поверхностью (см. рисунок 148, в) применяются при различных типах рельсов, в том числе и при двутавровых. Ходовые колеса для подвесных путей выполняются однорельбордными. Возможно применение безрельбордных колес при установке на тележке направляющих роликов с вертикальной осью вращения.

Тележки однорельсовых путей могут иметь ручной или электрический привод. Ручное передвижение тележки осуществляется или при помощи приводной звездочки (см. рисунок 6), приводимой во вращение бесконечной сварной цепью, или просто толканием груза, подвешенного к тележке. При электроприводе осуществляется передача крутящего момента от электродвигателя через зубчатые передачи к ходовым колесам.

Привод на ведущие ходовые колеса может быть односторонний (когда приводятся во вращение ходовые колеса, расположенные с одной стороны, рисунок 149, а) или двусторонний (когда приводятся во вращение ходовые колеса с обеих сторон рельса, рисунок 149, б). Кроме того, привод может быть осуществлен на одно, два или все четыре ходовых колеса тележки.



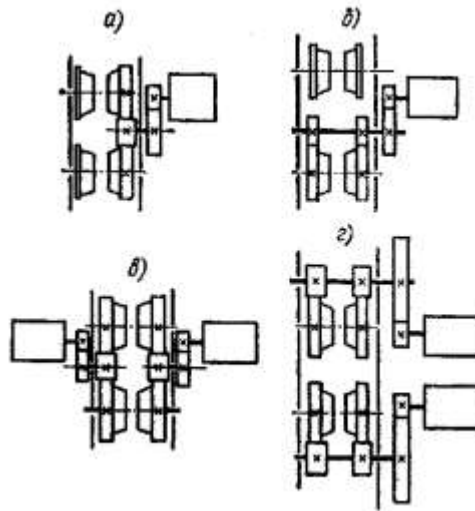


Рисунок 149 – Схемы приводов однорельсовых тележек:

а – односторонний; б – двусторонний; в – сдвоенный односторонний; г – сдвоенный двусторонний привод

Находят применение также сдвоенные односторонние (см. рисунок 149, в) и двусторонние (см. рисунок 149, г) приводы. При работе на путях, имеющих прямолинейные и криволинейные участки, наибольшее применение находят тележки с приводом всех четырех колес от одного или двух (см. рисунок 149, в, г) двигателей. Односторонний привод (см. рисунок 149, а), имеющий меньшую стоимость вследствие более простого изготовления и сборки тележки, вызывает перекося тележки и допустим только при работе на прямолинейных путях.

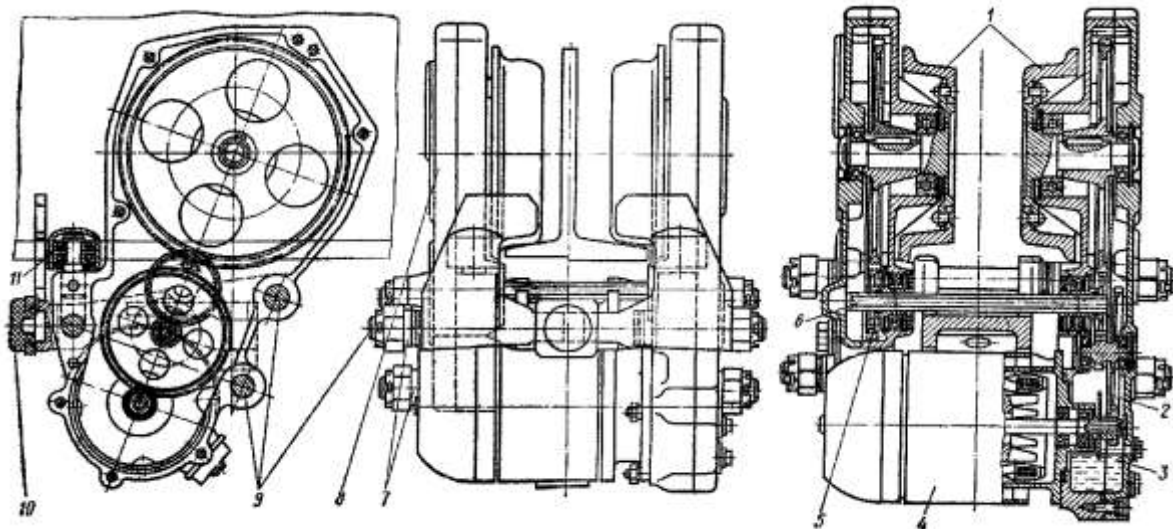


Рисунок 150 – Однорельсовая тележка с электроприводом

Приводная шарнирная тележка (см. рисунок 150) имеет два приводных катка 1 с ребрами и бочкообразными поверхностями катания, закаленными до твердости HRC 35 - 40. Катки перемещаются по двутавровому пути и приводятся во вращение фланцевым электродвигателем 4, расположенным под нижней полкой двутавра на корпусе правого редуктора 3. Правый и левый редуктор соединены между собой тремя стяжками 9. Передача вращения от одного редуктора к другому производится трансмиссионным валиком 6, изготовленным из калиброванного шестигранного проката. Оба редуктора имеют установленные на вертикальных осях направляющие ролики 11, ограничивающие перекосы тележки при ее передвижении. Тележка снабжена резиновым буфером 10. Для перемещения по двутавровому профилю с различной шириной полки редукторы тележки могут раздвигаться на необходимую ширину установкой регулировочных шайб 7 различной толщины. Изменение этого размера не влияет на работу зубчатых передач, так как шестерня 5 левого редуктора 8 установлена на валике 6, допускающем осевое перемещение редуктора. Изменением

числа зубьев первой зубчатой пары 2 при сохранении межцентрового расстояния можно изменять скорость передвижения тележки в пределах от 20 до 60 м/мин. Тормозное устройство встроено в электродвигатель.

Холостая шарнирная тележка имеет два катка, свободно вращающихся на шарикоподшипниках, установленных на осях. Приводная и холостая тележки шарнирно соединяются между собой несущей траверсой. Наличие шарнирного соединения позволяет тележкам передвигаться по путям с меньшим радиусом закругления и уменьшает сопротивления при передвижении, особенно на закругленных участках пути.

Сила сцепления ведущих колес с рельсом всех таких тележек зависит от загрузки тележки и от расположения центра тяжести груженой и ненагруженной тележки. Поэтому все большее применение находит привод механизма передвижения электродвигателей от фрикционного тягача, при котором сила тяги не зависит от загрузки тележки. При небольших тяговых усилиях применяют тягачи с приводными роликами, зажимающими нижнюю полку рельса (см. рисунок 151, а). Для больших тяговых усилий находят применение тягачи с приводными колесами, зажимающими с двух сторон стойку рельса (см. рисунок 151, б). Наибольшим распространением пользуются тягачи с приводным колесом, прижимаемым к нижней полке рельса (см. рисунок 151, б). Они весьма компактны, маневренны, но усилия прижатия увеличивают потери на трение при передвижении ходовых колес.

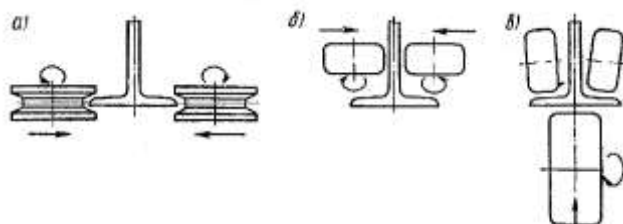


Рисунок 151 – Схемы установки приводных колес однорельсовых фрикционных тягачей

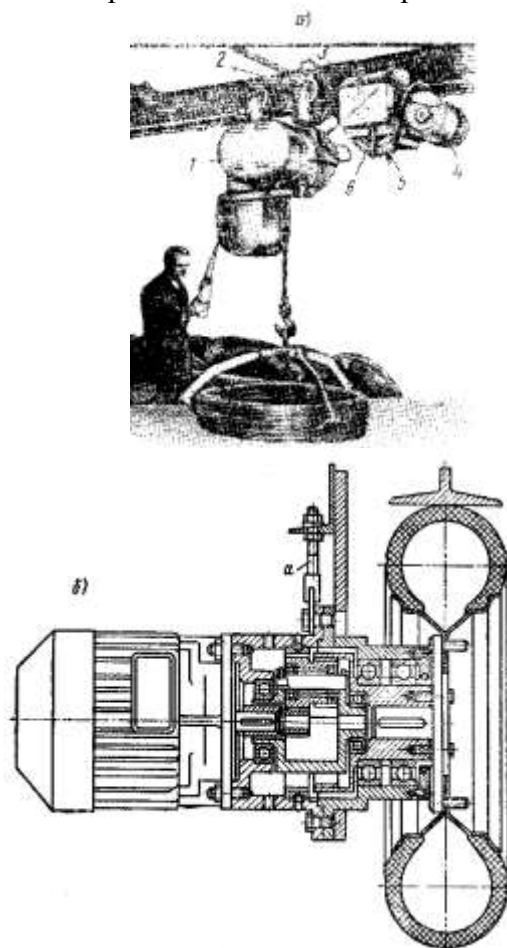


Рисунок 152 – Конструкции фрикционных тягачей для однорельсовых тележек:  
А – с монолитным обрешиненным фрикционным колесом; б – с пневмошиной

На рисунке 152, а представлена одна из таких конструкций, в которой таль 1 подвешивается на неприводных тележках 2, перемещающихся по двутавровому пути. Тягач 5 с обрешиненным ободом подвешивается на отдельной тележке 3, сцепленной с тележкой электротали. Привод 4 механизма передвижения расположен на тележке тягача. Колесо тягача прижимается к двутавру усилием пружин 6. Вместо обрешиненного колеса может применяться колесо с пневмошиной, обладающей более высокой упругостью по сравнению с литой шиной (см. рисунок 152, б). При этом коэффициент сцепления существенно (до 20%) повышается и позволяет вместо прижимных пружин ограничиться плотным прижатием колеса к рельсу винтовыми стяжками *a*.

Однорельсовые тележки с фрикционным тягачом могут, перемещаться как по горизонтальному, так и по наклонному (с уклоном до 30°) и даже по вертикальному пути.

Скорости движения приводных электрических тележек изменяются в зависимости от метода управления, конструкции и назначения в весьма широких пределах (м/мин);

При управлении с пола	15 - 30
При автоматическом и дистанционном управлении	30 - 100
При управлении водителем из кабины	30 - 180

Скорость передвижения кранов, управляемых с пола, не превышает 50 м/мин, а их тележек - 32 м/мин.

Для получения различных значений скорости передвижения находят применение так называемые двухскоростные механизмы передвижения мостовых кранов (см. рисунок 153) или крановых тележек. Этот механизм имеет четыре ходовых колеса, два из которых являются приводными, получающими вращение через редукторы 1, трансмиссионные валы 2 и горизонтальный двухступенчатый редуктор 11 от основного 13 или вспомогательного 4 электродвигателя. Вспомогательный электродвигатель 4 соединен с редуктором 11 посредством планетарной муфты 10, зубчатых муфт 6 и 8 и одноступенчатого цилиндрического редуктора 7. Механизм имеет три тормоза, два из которых 12 и 5 установлены на электродвигателях 13 и 4, а третий 9 использует в качестве тормозного шкива обод планетарной муфты 10.

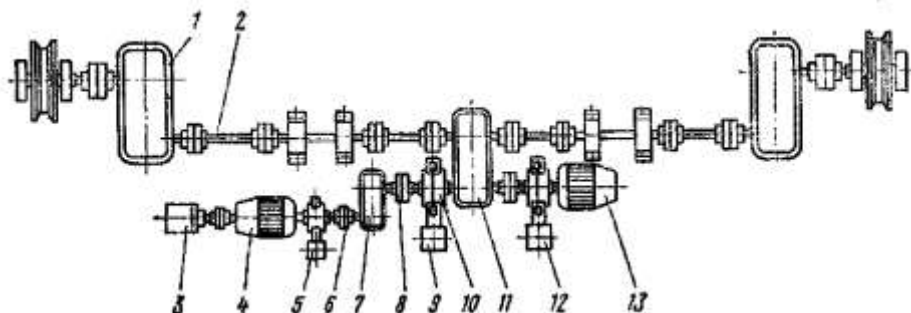


Рисунок 153 – Схема двухскоростного привода механизма передвижения крана

Во время работы основного электродвигателя размыкается тормоз 5 вспомогательного электродвигателя, а тормоз 9 на наружном ободу планетарной муфты и тормоз 12 основного электродвигателя замыкаются. В этом случае кран передвигается с основной скоростью.

При движении на малой (установочной) скорости работает вспомогательный (малый) электродвигатель. При этом на наружный обод планетарной муфты действует тормоз 9; тормоза 12 и 5 основного и вспомогательного двигателей разомкнуты.

Если тормоз планетарной муфты при работе основного электродвигателя не срабатывает (наружный обод муфты заторможен), то вспомогательный электродвигатель, получает повышенное число оборотов. Для предотвращения опасности повреждения двигателя при достижении им чрезмерно высокой скорости в механизме передвижения крана имеется центробежный выключатель 3, который размыкает цепь управления при двойном числе оборотов ротора вспомогательного электродвигателя.

В выполненных конструкциях кранов получена основная скорость передвижения крана, равная 20 м/мин, а установочная скорость - 1,1 м/мин. Аналогичную конструкцию может иметь и механизм передвижения тележки (при этом получена основная скорость, равная 10 м/мин, а установочная - 0,96 м/мин).

В кранах-штабелерах подвешенного или опорного типа механизм передвижения аналогичен этим механизмам в обычных мостовых кранах или электроталях. Однако в кранах-штабелерах обязательно наличие второй, пониженной скорости для механизма передвижения моста, а краны, управляемые из кабины, обычно имеют и двухскоростной привод передвижения тележки. Изменение скорости приводов достигается путем применения двухскоростных асинхронных короткозамкнутых электродвигателей. При необходимости изменения скорости в больших пределах применяют установку специальных микроприводов. Широко применяется двухдвигательный привод (см. рисунок 153). На тяжелых кранах-штабелерах, а также при весьма высокой основной скорости передвижения применяют приводы с двигателями постоянного тока с регулировкой скорости по системе генератор-двигатель.

Все механизмы передвижения кранов-штабелеров оборудуются нормально-замкнутыми тормозами, обеспечивающими фиксированное положение грузозахватного органа при маневрах крана. Особое внимание обращается на выбор величин ускорений при пуске и замедлений при торможении. Ограничение ускорений при пуске достигается путем применения электродвигателей с фазным ротором, а при применении двигателей с короткозамкнутым ротором мощность двигателя выбирается так, чтобы пусковые моменты не превышали статические моменты сопротивления более чем на 60 - 80%.

Механизмы передвижения мостов и тележек кранов-штабелеров могут иметь как отдельный, так и центральный привод, однако для механизмов передвижения мостов отдельный привод имеет преимущественное применение.

За рубежом была сделана попытка применения мостовых опорных кранов, передвигающихся на пневматических ходовых колесах автомобильного типа непосредственно по железобетонным подкрановым балкам. Для устранения забеганий концевых балок применены направляющие ролики с пневматическими или массивными резиновыми шинами, установленные на вертикальных осях. Податливость пневматических ходовых колес обеспечивает достаточно равномерное распределение вертикальных нагрузок между ними без применения балансиров, усложняющих конструкцию крана. Высокий коэффициент сцепления резиновых шин с подкрановыми балками позволяет уменьшить число приводных колес. Так, для крана грузоподъемностью 3 т, пролетом 24,2 м ходовая часть крана состоит из пяти ходовых колес на каждой концевой балке и только одно колесо с каждой стороны является приводным. Благодаря эластичности пневматических ходовых колес снижаются требования к точности укладки подкрановых балок. Эти краны свободно передвигаются при разности уровней в стыках подкрановых балок до 5 см при резком уменьшении динамических вертикальных нагрузок, обусловленных ударами при прохождении стыков по сравнению с кранами на стальных колесах. Благодаря высокому коэффициенту сцепления перекосы крана при его передвижении значительно уменьшаются и почти полностью исключается пробуксовка при пусках, что позволяет работать с более высокими ускорениями при пуске.

## § 28. Сопротивление передвижению

При передвижении тележки или крана по рельсам двигатель механизма передвижения преодолевает сопротивления трения, сил инерции, ветровой нагрузки, а также сопротивления, которые могут появиться от уклона пути. Однако два последних вида сопротивлений возникают не всегда, так как ветровая нагрузка появляется только при работе на открытом воздухе, а усилие от уклона подкрановых путей учитывается только в тех случаях, когда известно, что по условиям работы подкрановый путь имеет уклон на значительном протяжении.

Сопротивление от сил инерции, возникающих при разгоне и торможении крана, необходимо учитывать во всех механизмах передвижения с механическим приводом. При ручном приводе сопротивления от сил инерции могут не учитываться.

**Сопротивление трения.** При передвижении крана возникает сила трения в опорах колес, а при подшипниках скольжения также и сила трения торцов ступиц колес о прилегающие детали. При качении колес, нагруженных силой  $G_{zp} + G$ , по рельсу в опорах колес возникает момент трения, равный:

$$(G_{zp} + G) \frac{d}{2} f,$$



расположенных по диагонали моста (что чаще), или ребордами колес на одной стороне моста, или ребордами одного колеса.

Максимальные боковые нагрузки  $S_n$  для первого случая на колесо крана в горизонтальной плоскости перпендикулярно рельсовому пути определяются:

1 Максимальными силами перекоса крана  $S_{max}$ , действующими вдоль оси рельса:

$$S_n = S_{max} \frac{L}{B},$$

где  $L$  и  $B$  - соответственно пролет и база крана.

Максимальная сила перекоса  $S_{max} = 2f_{cy} \times N_{min}$ , где  $N_{min}$  - минимальное давление на колесо и  $f_{cy} = 0,15$  - коэффициент сцепления колеса с рельсом.

2 Силами поперечного скольжения колес по рельсу:

$$S_n = f_{ск} (G_{zp} + G),$$

где  $f_{ск} = 0,1$  - коэффициент скольжения колеса по рельсу.

Расчет концевых балок крановых мостов, элементов балансиров и направляющих роликов ведется по большему из этих двух значений усилий  $S_n$ .

Соппротивление трения реборд ходовых колес о рельсы теоретически оценить трудно, так как оно определяется большим количеством разнообразных факторов (конструкцией опор и поверхности катания колеса и рельса, соотношением между пролетом и базой, скоростью движения, состоянием подкранового пути, положением точки контакта реборды с рельсом и т. п.). Поэтому сопротивление реборд и торцов ступиц колеса в общепринятой практике расчетов учитывают путем введения коэффициента реборд  $k_p$ , учитывающего также дополнительные сопротивления от поперечного скольжения колес, сопротивления токоъемников и пр., в зависимости от величины сопротивлений в опорах колеса и трения качения колеса по рельсу, что может рассматриваться только как условный расчетный прием. Величину коэффициента трения реборд  $k_p$ , установленную на основании обобщения данных экспериментального исследования, можно принимать по рекомендациям ВНИИПТМАШа (см. таблицу 25).

Таблица 25 - Значения коэффициента трения реборд  $k_p$

Вид обода ходового колеса	Привод механизма	Значение $k_p$
<i>Для кранового моста опорного типа</i>		
Конический	Центральный	1,2
Конический	Раздельный	1,1
Цилиндрический с ребордами	Раздельный или центральный	1,5
<i>Для крановой тележки</i>		
Цилиндрический о ребордами	Центральный:	
	с жестким токоподводом	2,5
	с кабельным токоподводом	2,0
<i>Для подвесных кранов</i>		
Конический одноробордный	Односторонний:	
	на подшипниках качения	2,5
	на подшипниках скольжения	2,0
	Двусторонний:	
	на подшипниках качения	2,0
	на подшипниках скольжения	1,8

С учетом коэффициента реборд момент сопротивления и усилие сопротивления, действующие на ходовом колесе, можно определить по следующим выражениям:

$$M_1 = (G_{zp} + G) \left( \mu + f \frac{d}{2} \right) k_p, \quad (45)$$

$$W = \frac{G_{zp} + G}{D_{x.k.}} (2\mu + f \times d) k_p.$$

Момент сопротивления, приведенный к валу двигателя:



$$H = \frac{(G_{cp} + G_T)L + G \times a}{h},$$

где  $a$  - расстояние от центра тяжести крана до центра рельса, по которому перемещаются ходовые колеса.

Тогда общее сопротивление передвижению крана с грузом, приведенное к окружности качения приводного ходового колеса:

$$W = \frac{V}{D_{x.k}}(fd + 2\mu) + \frac{H}{D_H}(f_n d_n + 2\mu_n) + \frac{H}{D_B}(f_B d_B + 2\mu_B), \quad (46)$$

где  $D_{x.k}$ ,  $d$ ,  $f$  и  $\mu$  - соответственно диаметры поверхности катания, цапфы, коэффициент трения в подшипнике и коэффициент трения качения ходового колеса;  $D_H$ ,  $d_n$ ,  $f_n$  и  $\mu_n$  - то же, для нижнего поддерживающего ролика;  $D_B$ ,  $d_B$ ,  $f_B$  и  $\mu_B$  - то же, для верхнего поддерживающего ролика.

В велосипедном кране стрела крана поворачивается вокруг вертикальной оси и может быть расположена как вдоль направления движения, так и под каким-то углом к этому направлению. При расположении стрелы вдоль пути (см. рисунок 156, а) верхний направляющий ролик не нагружен и общее усилие сопротивления складывается из сопротивлений трения качения ходовых колес по рельсу, трения в цапфах ходовых колес и трения реборд. Нагрузка на ходовые колеса равна сумме вертикальных усилий от веса крана и груза. При положении стрелы перпендикулярно пути передвижения (см. рисунок 156, б) на нижнем и верхнем рельсовом пути возникают горизонтальные нагрузки на ролики

$$H = \frac{G_{cp}L + Ga - G_n b}{h},$$

где  $G_n$  - вес противовеса.

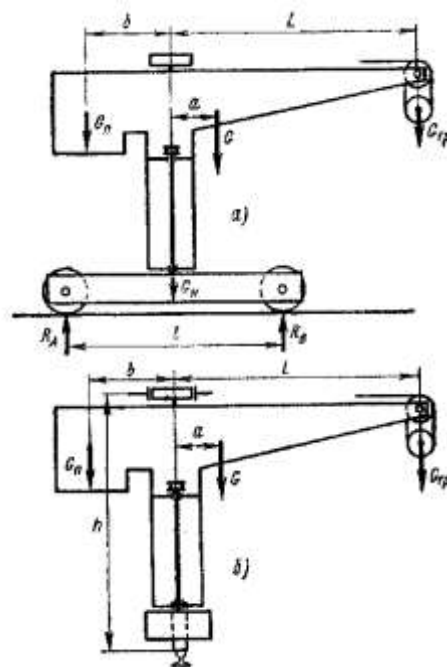


Рисунок 156 – Схема к определению нагрузок на ходовые колеса велосипедного крана при положении стрелы:

а – вдоль пути; б – поперек пути

На верхнем пути это усилие передается через направляющий ролик, а на нижнем пути - через реборды ходовых колес или через нижние направляющие ролики. В первом случае общее усилие сопротивления велосипедного крана

Значения коэффициента трения реборд, учитывая их нагружение силой  $H$ , принимаются для колес, установленных на подшипниках качения, равными 4, и на подшипниках скольжения - 2.

При наличии нижних горизонтальных направляющих роликов и безребордных ходовых колесах полное усилие сопротивления определяется по формуле (46).

В однорельсовых тележках, перемещающихся по подвесному пути, кроме сопротивлений,



общих для всех видов механизмов передвижения [см. уравнение (44)], возникают следующие дополнительные виды сопротивлений:

1. Дополнительное трение ступиц колес при подшипниках скольжения от горизонтальной составляющей силы нормального давления колеса на рельс. При колесе, имеющем коническую форму поверхности катания (см. рисунок 157, а), перемещающемся по наклонной внутренней полке двутавра с вертикальной нагрузкой  $G$ , появляется горизонтальная составляющая  $N = G \operatorname{tg} \alpha$ . Эта сила при установке колеса на подшипнике скольжения вызывает смещение колеса вдоль оси и прижимает торец ступицы колеса к бурту оси или к корпусу. При этом на торце ступицы возникает сила:

$$P = N - G \times f_{non},$$

где  $Gf_{non}$  - сила трения между колесом и рельсом при поперечном смещении колеса;  $f_{non}$  - коэффициент трения при поперечном скольжении колеса о рельс.

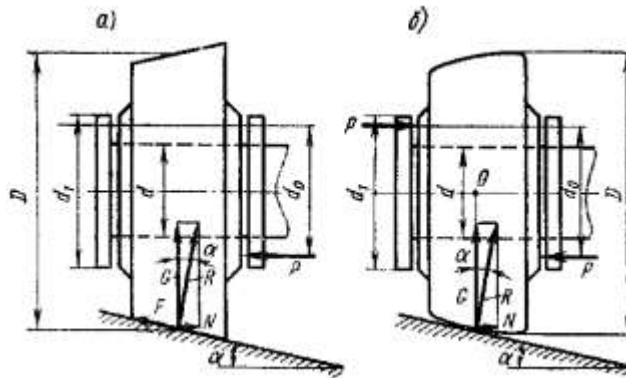


Рисунок 157 – Схема к определению усилия сопротивления передвижению однорельсовой тележки:

а – с коническим колесом; б – с бочкообразным колесом

Тогда:

$$P = G(\operatorname{tg} \alpha - f_{non})$$

и сопротивление передвижению от момента трения на торце ступицы, приведенное к оси колеса:

$$W_1 = f_1 \times P \times \frac{d_0}{D} = f_1 \times G(\operatorname{tg} \alpha - f_{non}) \frac{d_0}{D}.$$

Здесь  $f_1$  - коэффициент трения на торце ступицы;  $d_0 = \frac{d + d_1}{2}$  - приведенный диаметр трения торца ступицы.

При установке ходовых колес на подшипниках качения сила  $P$  является дополнительной осевой нагрузкой на подшипник.

Для ходовых колес с бочкообразной формой поверхности катания (см. рисунок 157, б) сила  $N$  не только сдвигает колесо вдоль оси, но и стремится повернуть его относительно центра вращения  $O$ . Вследствие поворота колеса на торцах образуются реактивные силы  $P$ , вызывающие дополнительное трение на обоих торцах ступицы колеса. Пренебрегая сопротивлением от поперечного перекатывания колеса по рельсу, вследствие его малой величины получаем:

$$\frac{2P \times d_0}{2} = N \frac{D}{2},$$

откуда

$$P = \frac{G}{2} \times \frac{D}{2} \times \operatorname{tg} \alpha.$$

Сопротивление передвижению от момента трения на торцах ступицы для бочкообразного колеса:

$$W_1 = f_1 \times G \times \operatorname{tg} \alpha.$$

При установке бочкообразного колеса на подшипниках качения каждое колесо должно устанавливаться на двух подшипниках. При этом момент от силы  $N$  вызовет дополнительные радиальные реакции в подшипниках:

$$T = G \frac{D}{2a} \operatorname{tga},$$

где  $a$  - расстояние между центрами подшипников.

Эту силу  $T$  необходимо учитывать при выборе подшипника по их динамической грузоподъемности и при определении потерь на трение в опоре колеса. Установка этих колес на роликовых или игольчатых подшипниках, не воспринимающих осевую нагрузку, не допускается.

2 Дополнительные потери вследствие проскальзывания обода колеса по рельсу. Эти потери возникают при коническом обode колеса вследствие различия в величине окружной скорости по линии касания (см. рисунок 158), так как окружная скорость точек колеса, лежащих на диаметрах качения, больших среднего диаметра, больше средней скорости качения, а скорость точек, лежащих на диаметрах качения, меньших среднего диаметра, меньше. Вследствие этого на линии контакта колеса, нагруженной силой  $G$ , возникают силы трения:  $F = f_2 \frac{D}{2}$ . Из суммы моментов всех сил, действующих на колесо относительно точки  $O$ , можно определить приведенное сопротивление передвижению:

$$W_2 = f_2 \times \frac{G}{2} \times \frac{b}{D} \times \operatorname{tga},$$

где  $f_2$  - коэффициент трения скольжения колеса по рельсу.

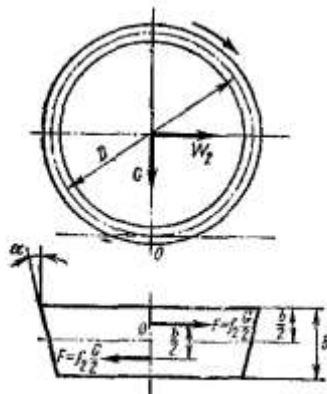


Рисунок 158 – Схема определения усилия сопротивления от проскальзывания в зоне контакта колеса с коническим ободом

3 Сопротивление передвижению при движении тележки с перекосом по прямолинейному участку пути. При движении перекошенной тележки возникают дополнительные потери на трение реборд ходовых колес о кромку рельса, на трение поперечного скольжения колеса по рельсу и на дополнительное трение в опорах колеса. Движение тележки с перекосом возникает вследствие применения одностороннего привода ходовых колес и неправильного монтажа при различной нагрузке на колеса, от воздействия случайных боковых нагрузок и т. п.

Перекошенное колесо стремится двигаться по линии, составляющей некоторый угол с осью рельса, но этому движению препятствует реборда колеса, возвращающая колесо на ось рельса, создавая поперечное проскальзывание колеса по рельсу. Если угол между плоскостью колеса и осью рельса в плане равен  $\beta$ , то поперечное скольжение за один оборот колеса равно  $\pi D \operatorname{tg} \beta$ . Сила трения поперечного скольжения равна  $G f_{non}$ , а работа трения  $G f_{non} \pi D \operatorname{tg} \beta$ . Но действительный путь, пройденный колесом вдоль оси рельса, равен  $\pi D$ . Тогда усилие сопротивления передвижению от поперечного скольжения

$$W_{non} = \frac{G \times f_{non} \times \pi \times D \times \operatorname{tg} \beta}{\pi \times D} = G \times f_{non} \times \operatorname{tg} \beta.$$

Величина общего дополнительного усилия сопротивления передвижению перекошенной тележки различна для тележек, имеющих жесткую базу или шарнирное соединение колесных пар. Это общее усилие, включающее в себя трения реборд, поперечного проскальзывания и трение в опорах колеса, учитывается условным введением коэффициента реборд  $k'_p$ , на который умножают

сумму всех сопротивлений передвижению тележки на прямолинейном участке без перекоса. Следовательно, общее усилие сопротивления передвижению на прямолинейном участке:

$$W = (W' + W_1 + W_2)k'_p.$$

В этом случае значения коэффициента трения реборд  $k'_p$  для однорельсовых тележек принимаются по следующим рекомендациям:

Тип тележек	Опоры качения	Опоры скольжения
Жесткая база	1,4	1,6
Шарнирное соединение колесных пар	2,5	-

При наличии криволинейных участков сопротивление передвижению существенно повышается. Так, для тележек с жесткой базой и односторонним приводом значение коэффициента трения реборд  $k'_p$  принимается увеличенным против указанных рекомендаций в два раза; для тележек с жесткой базой и двусторонним приводом - в 1,2 - 1,5 раза.

Для уменьшения потерь на трение реборд в конструкциях однорельсовых тележек применяют безребордные колеса с направляющими роликами. При этом потери на трение реборд и на трение торцов ступиц заменяются потерями трения качения направляющих роликов по кромке рельса. Максимальная сила прижатия ролика к кромке рельса равна  $Gf_{non}$ . Тогда сопротивление при качении ролика по кромке рельса на прямолинейном участке пути:

$$W_3 = \frac{G \times f_{non}}{D_p} (f \times d_p + 2\mu),$$

где  $D_p$  и  $d_p$  - соответственно диаметр поверхности качения ролика и диаметр цапфы ролика.

Общее усилие сопротивления передвижению безребордной тележки по прямолинейному участку пути с учетом ее перекоса:

$$W = W_3 + W_{non} = \frac{G \times f_{non}}{D_p} (f \times d_p + 2\mu) + G \times f_{non} \times \operatorname{tg} \beta. \quad (47)$$

При движении тележки с безребордными колесами, имеющей жесткую базу, равную  $l$ , по криволинейному участку с радиусом кривизны  $R$  колесная пара располагается по хорде так, что между плоскостью колеса и осью рельса образуется угол  $\beta$ , определяемый из выражения<sup>^</sup>

$$\sin \beta = \frac{l + 2\sqrt{D \times h}}{R},$$

где  $D$  - диаметр поверхности катания;  $h$  - плечо силы трения реборды ходового колеса тележки.

Усилие сопротивления передвижению безребордной тележки с жесткой базой по криволинейному участку пути, принимая вследствие малости угла  $\sin \beta = \operatorname{tg} \beta$ , определяется также по уравнению(47).

При передвижении по криволинейному участку тележки, имеющей шарнирное соединение колесных пар, поперечное скольжение не возникает, так как колеса располагаются по касательной к пути. Величина горизонтальной силы, прижимающей реборду ведущего колеса к кромке рельса, тоже уменьшается, так как она определяется величиной сопротивления вращению колесной пары вокруг вертикального шарнира.

В случае применения безребордных колес и установке направляющих роликов усилие сопротивления передвижению тележки с шарнирным соединением колесных пар еще более уменьшается. Тогда общее сопротивление передвижению при проходе безребордной тележкой с шарнирным соединением колесных пар криволинейных участков определяется увеличением суммы всех основных видов сопротивления на прямом участке пути примерно на 10%.

Значительное влияние на величину сопротивлений оказывает выбор радиуса закруглений пути. При малых радиусах существенно повышаются дополнительные сопротивления на кривых. Допустимое значение радиуса закругления зависит от конструкции тележки и от скорости ее передвижения. Для шарнирных тележек со скоростью передвижения до 60 м/мин радиус закругления принимается порядка 1,2 м. Для ручных тележек, работающих в особо стесненных условиях, он может быть уменьшен до 0,9 м. При скорости передвижения выше 90 м/мин из условий ограничения величины центробежной силы радиус закруглений увеличивают до 3 - 6 м. При применении безребордных шарнирных тележек возможны случаи, когда радиус закругления пути принимается

равным 0,5 м. Для тележек тяжелого типа (грузоподъемностью 3,2 т и более) с жесткой базой величина радиуса закругления принимается не менее  $14l$  (где  $l$  - база тележки), а для быстроходных тележек - не менее  $(20 - 30)l$ .

При практических расчетах иногда не проводят подробное определение всех видов сопротивлений передвижению, ограничиваясь определением сопротивления на прямолинейном участке.

Так, для механизмов передвижения электроталей усилие сопротивления на прямолинейном участке, без учета трения реборд и возможных перекосов:

$$W = \frac{G_{zp} + G}{D} (2\mu + f \times d) + (G_{zp} + G)\alpha,$$

где  $\mu = 0,04$  см;  $f = 0,02$ ; допустимый уклон пути  $\alpha = 0,001$ .

С целью учета влияния дефектов пути на стыках рельсов, на закруглениях, наличия местных уклонов пути, раскачивания груза, сопротивления от трения реборд, возможных дефектов при изготовлении тележек электроталей (как-то: биения поверхности катания катков, различие в диаметрах приводных катков, перекосы при сборке и т. п.) в качестве расчетного усилия сопротивления принимают:

$$W_p = (2,5 - 3)W.$$

При этом местное увеличение сопротивления преодолевается электродвигателем без перегрева за счет значительной величины максимального момента двигателя.

При применении фрикционных тягачей для подвесных кранов удельное сопротивление передвижению подвесного крана принимается по экспериментальным данным в пределах от 7 до 13 даН/т, а коэффициент, учитывающий различные дополнительные сопротивления движению катков крана по двутавровому пути, в том числе и сопротивления от перекосов и трения реборд,  $k_p = 1,3 - 2,5$ .

Расчетное суммарное сопротивление движению подвесного крана или тали при применении фрикционных тягачей:

$$W_{сумм} = W_{фр} \times k_p + W_T + W_{укл},$$

где  $W_{фр}$  - сопротивление передвижению колес тележки по двутавровому горизонтальному подвесному пути от веса крана  $G_k$ , веса грузовых тележек  $G_m$ , веса груза  $G_{zp}$  и усилия прижатия тягачей к рельсу  $zP$  без учета потерь на трение реборд:

$$W_{фр} = \frac{G_{zp} + G_k + G_m + z \times P}{D} (2\mu + f \times d),$$

здесь  $z$  - число тягачей;  $\mu$ ,  $f$ ,  $d$ ,  $D$  - обозначения, принятые для уравнения(44),  $P_1 = \frac{W_{сумм}}{\varphi}$  -

теоретически необходимое усилие прижатия тягача к подвесному пути, определяемое при коэффициенте сцепления  $\varphi$  монолитного резинового обода с рельсом, равном 0,35 - 0,45 при сухой поверхности трения и равном 0,25 - при влажной поверхности трения, при применении пневмошины  $\varphi$  соответственно равно 0,6 - 0,7 и 0,45;  $P = k \times P_1$  - расчетное усилие прижатия тягача к поверхности рельса;  $k = 1,5$  - коэффициент запаса, обеспечивающий надежность сцепления тягача с рельсом при разгоне и торможении крана;  $k_p$  - коэффициент трения реборд (см. таблицу 25);  $W_T$  - сопротивление движению от перекачивания катков тягачей:

$$W_T = \frac{z \times P}{D_T} (2\mu_T + f \times d),$$

где  $D_m$  - диаметр поверхности катания тягача;  $\mu_m$  - коэффициент трения качения при плоском рельсе и резиновом ободке катка тягача(см):

$$\mu_T = 0,17 \sqrt{\frac{P \times D_T}{2B \times E}},$$

где  $B$  - ширина поверхности катания обода тягача, см;  $E$  - модуль упругости резины, даН/см<sup>2</sup>, зависящий от сорта резины. Для предварительных расчетов коэффициент  $\mu_T$  принимают равным 0,3 - 0,6 см;  $f$  и  $d$  - коэффициент трения в подшипниках а диаметр цапфы вала катка.

Необходимо отметить, что усилие сопротивления  $W$  и момент статического сопротивления

$M_c$  обычно рассматриваются как величины постоянные, хотя на самом деле в процессе передвижения крана или тележки эти величины могут изменяться в значительных пределах.

При работе на открытом воздухе кроме сопротивлений от сил трения должно быть учтено дополнительное сопротивление передвижению от встречной ветровой нагрузки рабочего состояния  $W_e$  (см. в § 3 определение  $W_e$ ). Тогда суммарное сопротивление передвижению, с учетом действия ветровой нагрузки и уклона пути:

$$W_{\text{сумм}} = W + W_{\text{укл}} + W_B,$$

где  $W_{\text{укл}} = (G_{2p} + G_k + G_T) \sin \alpha$ ;  $\alpha$  - угол наклона пути к горизонтали, принимаемый до  $30^\circ$ .

## § 29. Пуск и торможение механизма передвижения

*Процесс пуска.* Уравнение моментов при пуске имеет вид:

$$M_{\text{пуск}} = M_c + M_{\text{ин1}} + M_{\text{ин2}}. \quad (48)$$

Момент сопротивления сил инерции при пуске состоит из момента сил инерции вращающихся масс механизма  $M_{\text{ин1}}$  и момента сил инерции поступательно движущихся масс груза и крана (тележки)  $M_{\text{ин2}}$ .

Момент сопротивления сил инерции вращающихся масс определяется, как в механизме подъема, по зависимости (39).

Момент сопротивления сил инерции поступательно движущихся масс, действующий на валу ходовых колес при тех же допущениях, какие были приняты в механизме подъема (см. § 23), равен:

$$M'_{\text{ин2}} = m \times j \frac{D_{x.k}}{2} = (Q + Q_1) \frac{v}{\tau_n} \frac{D_{x.k}}{2} = (Q + Q_1) \frac{\pi \times D_{x.k} \times n_{x.k}}{60 \tau_n} \frac{D_{x.k}}{2},$$

где  $m$  - масса, кг, крана или тележки и груза (при движении крана с грузом), равная  $Q + Q_1$  ( $Q$  - масса поступательно движущегося груза, а  $Q_1$  - собственная масса тележки или крана);  $j$  - ускорение при пуске,  $\text{м/с}^2$ ;  $v$  - скорость движения крана,  $\text{м/с}$ .

Частоту вращения ходового колеса можно выразить через частоту вращения вала двигателя по соотношению:

$$n_{x.k} = \frac{n_1}{j_M}.$$

Тогда момент силы инерции (даН • м), действующий на валу ходового колеса:

$$M_{\text{ин2}} = \frac{(Q + Q_1) D_{x.k}^2 \times n_1}{382 \tau_n \times i_M},$$

и этот же момент, приведенный к валу двигателя:

$$M_{\text{ин2}} = \frac{(Q + Q_1) D_{x.k}^2 \times n_1}{382 \tau_n \times i_M^2 \times \eta_M}.$$

Подставим в уравнение (48) выражения моментов инерции:

$$M_{\text{пуск}} = M_c + (1,1 - 1,2) \frac{J_1 \times n_1}{95,5 \tau_n} + \frac{(Q + Q_1) D_{x.k}^2 \times n_1}{382 \tau_n \times \eta_M}. \quad (49)$$

В этом уравнении имеются две величины, связанные между собой: время пуска и пусковой момент. Минимально допустимое время пуска можно определить из уравнения, выражающего надежность сцепления кодовых колес с рельсами в период пуска. Надежность сцепления зависит от соотношения между силой сцепления и движущей силой. Так как сила сцепления имеет меньшее значение при отсутствии на кране груза, то наибольшая опасность буксования возникает при работе без груза. Следовательно, этот случай и является расчетным. Тогда сила сцепления:

$$F = \Delta G \varphi,$$

где  $\Delta G$  - часть общего веса крана без груза, приходящаяся на приводные ходовые колеса (цепной вес при работе без груза);  $\varphi$  - коэффициент сцепления колеса с рельсом (для кранов, работающих на открытом воздухе,  $\varphi = 0,12$ , для кранов, работающих в закрытых помещениях, где атмосферные осадки не влияют на коэффициент сцепления,  $\varphi = 0,20$ , при работе на открытом воздухе с применением песочниц  $\varphi = 0,25$ ).

Для кранов мостового типа и крановых тележек сцепной вес  $\Delta G$  с достаточной степенью точности определяется по формуле:

$$\Delta G = G \frac{m}{n},$$

где  $G$  - общий вес крана без груза;  $m$  - число приводных ходовых колес;  $n$  - общее число ходовых колес.

Чтобы не было пробуксовывания ходовых колес по рельсу в период пуска, сила сцепления должна быть не меньше суммы сопротивлений движению. Для периода пуска в сумму сопротивлений входят следующие величины:

1) сила инерции поступательно движущихся масс крана:

$$P = \frac{G}{g} f;$$

2) сопротивления перемещению  $W - W_{np}$  от сил трения в цапфах колес, трения качения колеса по рельсу и трения реборд [см. уравнение (45)] без учета трения в цапфах приводных колес, которое является для процесса пробуксовывания ходовых колес по рельсу внутренним сопротивлением и не оказывает влияния на надежность сцепления ходовых колес с рельсами.

Сила трения в цапфах приводных колес:

$$W_{np} = \Delta G \times f \frac{d}{D_{x.k}};$$

3) силы сопротивления ветра рабочего состояния  $W_B$  определяемой для этого случая расчета при скоростном напоре, принимаемом по рекомендациям ГОСТ 1451-77.

Общее неравенство, определяющее отсутствие буксования, имеет вид:

$$\Delta G \times \varphi \geq P + (W - W_{np}) + W_B.$$

Для обеспечения надежного сцепления принимают коэффициент запаса сцепления  $k_{cu}$ : при нормальной работе без ветровой нагрузки  $k_{cu} = 1,2$  и при нормальной работе с ветровой нагрузкой  $k_{cu} = 1,1$ . Тогда:

$$\Delta G \times \varphi = k_{cu} (P + W_B + W - W_{np}).$$

Подставив в это уравнение значения сил  $P$ ,  $W_B$ ,  $W$  и  $W_{np}$ , после преобразований получаем максимально допустимую величину ускорения при пуске, при котором обеспечивается заданный запас сцепления:

$$[j] = \left[ \frac{m}{n} \left( \frac{\varphi}{k_{cu}} + f \frac{d}{D_{x.k}} \right) - (2\mu + f \times d) \frac{k_p}{D_{x.k}} - \frac{W_B}{G} \right] g. \quad (50)$$

Следует отметить, что при работе в закрытом помещении, когда исключается влияние ветровой нагрузки, максимально допустимая величина ускорения при пуске не зависит от того, работает кран с грузом или без груза, так как и усилие сопротивления передвижению без учета ветровой нагрузки и сила сцепления пропорциональны весу крана и груза.

По определенному значению максимально допустимого ускорения при пуске можно определить минимальное время пуска, при котором еще обеспечивается заданный запас сцепления:

$$\tau_n = \frac{v_{ном}}{[j]}.$$

Так как для разгона механизма передвижения при его работе без груза за это время пуска  $\tau_n$  потребуется электродвигатель меньшей мощности, то максимально допустимую величину пускового момента следует определять при работе крана без груза. Для этого случая уравнение (49) принимает вид:

$$M_{пуск} = M'_c + (1,1 - 1,2) \frac{J_1 \times n_1}{95,5 \tau_n} + \frac{Q \times D'_{x.k} \times n_1}{382 \tau_n \times i_M^2 \times \eta_M}, \quad (51)$$

где  $M'_M$  - момент сопротивления передвижению крана (или тележки) без груза:

$$M'_c = G \frac{2\mu + f \times d}{2i_M \times \eta_M} k_p.$$

При подстановке в уравнение (51) вычисленного значения времени пуска можно определить величину пускового момента, необходимую для создания рекомендуемого значения ускорения. Оценка пускового момента по уравнению (51), необходимая для подбора электродвигателя, возможна только при известной величине момента инерции  $J_I$  поэтому подбор двигателя приходится производить путем последовательных попыток, задаваясь вначале параметрами двигателя, подобранного по статической мощности (кВт) и усилию сопротивления  $W$  (даН) при работе механизма с номинальным грузом:

$$N_{CT} = \frac{W \times v_{н.о.м.}}{102\eta_M}. \quad (52)$$

По этой мощности в каталоге электродвигателей находят двигатель, номинальная мощность которого при соответствующем значении относительной продолжительности включения равна или несколько превышает величину статической мощности.

Для обеспечения отсутствия буксования ведущих ходовых колес по рельсам в процессе пуска следует провести проверку выбранного двигателя по величине создаваемого им ускорения. С этой целью по уравнению (51) определяют фактическое время пуска  $\tau_n$  и по уравнению равномерно ускоренного движения - фактическое ускорение  $f = \frac{v_{н.о.м.}}{\tau_n}$ .

Уменьшение ускорения при пуске приводит к возможности уменьшения момента двигателя, вследствие чего уменьшаются динамические нагрузки механизма передвижения и металлических конструкций. С уменьшением ускорений уменьшается также и амплитуда раскачивания гибко подвешенного груза, что приводит к упрощению технологических операций.

Для нормальной работы механизма передвижения фактическое ускорение не должно превышать допускаемого значения ускорения, определенного по уравнению (50). Если же фактическое ускорение превышает допускаемое значение, то это свидетельствует о том, что в процессе пуска не выдержан рекомендуемый запас сцепления  $k_{сц} = 1,2$  и возможно возникновение пробуксовывания ходовых колес.

Фактический запас сцепления при пуске можно определить по уравнению:

$$k_{сц} = \frac{\varphi}{\left[ \frac{v_{н.о.м.}}{g \times \tau_n} + \frac{W_B}{G} + (2\mu + f \times d) \frac{k_p}{D_{x.к}} \right] \frac{n}{m} - f \frac{d}{D_{x.к}}} \geq [k_{сц}]. \quad (53)$$

Если запас сцепления  $k_{сц}$  оказывается меньше рекомендуемого, то необходимо взять следующий, меньший по мощности электродвигатель или увеличить число приводных колес. При этом новый выбранный двигатель надо проверить на нагрев по среднеквадратичной мощности, значение которой при нормальной работе двигателя без перегрева должно быть меньше или равно номинальной мощности выбранного двигателя при соответствующем значении относительной продолжительности включения - ПВ.

При необходимости получения больших ускорений влудет повысить коэффициент сцепления путем применения песочниц. Для рельсовых механизмов передвижения максимальная величина ускорения составляет 1 - 1,2 м/с<sup>2</sup>. При еще больших ускорениях следует перейти на другие виды приводов механизма передвижения (например, с канатной тягой). Для кранов, имеющих пролет более 20 м, рекомендуется значение максимально допускаемого ускорения принимать на 25 - 30% меньше величины, определенной по уравнению (50).

Кроме ограничения ускорения при пуске и замедления при торможении условиями обеспечения отсутствия юза или пробуксовки, существуют рекомендации для этих величин, связанные с особенностями технологического процесса, для которых предназначен данный кран. В этом случае средние ускорения (замедления) без учета влияния ветровой нагрузки и уклона пути могут быть выбраны для кранов с гибкой подвеской груза по рекомендациям таблицы 26.

Таблица 26 - Предельные допускаемые средние ускорения и замедления для механизмов передвижения, м/с<sup>2</sup>

Технологическое назначение крана	Грузоподъемность крана, т
----------------------------------	---------------------------

	до 3,2	свыше 3,2 до 12,5	свыше 12,5
Перегрузка насыпных грузов с помощью грейфера	0,25	0,25	0,25
Перегрузка штучных грузов с помощью приводного захвата	0,1	0,1	0,1
Перегрузка штучных грузов при ручной строповке	0,2	0,15	0,1
Обслуживание монтажных работ	0,1	0,07	0,05
Транспортировка жидкого металла	0,1	0,1	0,1

Для кранов с жестким подвесом груза можно увеличить приведенные в таблице 26 предельные значения ускорений на 50%.

В механизмах передвижения с *раздельным приводом* двигатель устанавливается на каждом приводе. Мощность каждого электродвигателя принимается равной 0,5 общей мощности, определенной по формуле (52). При этом принимается, что нагрузка на оба двигателя распределена поровну. Некоторое различие в фактической нагрузке двигателей при положении тележки ближе к одной из опор компенсируется перегрузочной способностью двигателя.

Для кранов с *раздельным приводом* запас сцепления должен быть проверен для возможного случая при работе привода с одной стороны и расположении тележки без груза со стороны работающего привода. При этом влияние сил инерции при пуске не учитывается и запас сцепления  $k_{сц}$  должен быть не менее 1,1.

При необходимости увеличения силы сцепления приводных колес с рельсами в процессе разгона моста крана иногда делают все четыре ходовых колеса приводными с индивидуальным приводом каждого колеса. В период разгона включаются все четыре электродвигателя, а при достижении установившегося движения два задних электродвигателя (считая по ходу крана) автоматически выключаются.

Для механизмов передвижения с фрикционным тягачом необходимое усилие  $P$  прижатия катков тягача к поверхности рельса находится из условия обеспечения отсутствия буксования:

$$P \times \varphi > W' + W'',$$

где  $P\varphi$  - тяговое усилие, создаваемое катком одного тягача;  $\varphi$  - коэффициент сцепления обода катка тягача с рельсом (резина по стали);  $W' = \frac{W_{фр} \times k_p}{z}$  - часть общего сопротивления передвижению в катках тележек от веса крана, тележек, груза и от прижатия катка тягача к пути, приходящаяся на один тягач;  $W'' = P \frac{2\mu_T}{D_T}$  - дополнительное сопротивление от прижатия катка тягача к пути силой  $P$ .

Момент, развиваемый электродвигателем при буксовании:

$$M_{букс} = \frac{P \times \varphi \times D}{2i_M \times \eta_M},$$

где  $f_m$  и  $\eta_m$  - соответственно передаточное число и к. п. д. привода между колесом тягача и электродвигателем.

Этот момент является максимальной нагрузкой для расчета элементов передачи.

*Процесс торможения.* Явления, протекающие в процессе торможения, аналогичны явлениям процесса пуска. Однако в процессе пуска вредные сопротивления уменьшают величину ускорения, требуя увеличения мощности привода, а при торможении сопротивления способствуют остановке механизма, увеличивая замедление и уменьшая необходимую работу, совершаемую тормозом.

На механизмах передвижения всех кранов и крановых тележек с механическим приводом, перемещающихся по рельсовым подкрановым путям, устанавливаются тормоза нормально - замкнутого или комбинированного типа. В этом случае комбинированный тормоз при нормальной эксплуатации машины удерживается в разомкнутом состоянии приводом тормоза, рассчитанным на длительное включение, и используется как тормоз, управляемый при помощи педали или рукоятки управления. При срабатывании конечных выключателей привод тормоза автоматически выключается и тормоз замыкается, производя остановку механизма



На электрических крапах и тележках при скорости их передвижения, превышающей 32 м/мин, управляемые тормоза автоматически замыкаются при выключении тока. Это требование распространяется и на электротали, снабженные кабиной или сиденьем для водителя. Тормозных устройств могут не иметь механизмы передвижения тележек поворотных кранов без самостоятельного двигателя, механизмы передвижения тележек мостовых кранов с ручным приводом и электроталей и управлением снизу в случае невозможности самопроизвольного их передвижения под действием ветровой нагрузки или на уклоне; механизмы передвижения грузоподъемных машин с машинным приводом и их тележек при скорости передвижения менее 32 м/мин. Механизмы передвижения машин, работающих на открытом воздухе или передвигающихся по пути, уложенному на полу цеха, снабжаются тормозами независимо от скорости передвижения. В механизмах передвижения допускается установка тормозных шкивов непосредственно

Как при выборе пускового момента двигателя, так и при выборе тормозного момента, развиваемого тормозом, в основу расчета кладут обеспечение соответствующего запаса сцепления приводных ходовых колес с рельсами (обеспечение отсутствия юза) и весь расчет ведут для наиболее опасного случая работы крана без груза.

Тогда максимально допустимую величину замедления при торможении крана или тележки при движении их в сторону действия ветровой нагрузки, при которой обеспечивается заданным запас сцепления, определяют по уравнению, аналогичному уравнению (50):

$$f_{\max}^T = \left\{ \left[ \frac{m}{n} \left( \frac{\varphi}{k_{cy}} - f \frac{d}{D_{x.k}} \right) + (2\mu + f \times d) \frac{1}{D_{x.k}} \right] - \frac{W_B}{G} \right\} g \quad (54)$$

Запас сцепления при торможении:

$$k_{cy}^T = \frac{\varphi}{\left[ \frac{v}{g \times \tau_T} + \frac{W_B}{G} - (2\mu + f \times d) \frac{1}{D_{x.k}} \right] \frac{n}{m} + l \frac{d}{D_{x.k}}} \geq [k_{cy}] \quad (55)$$

Так как при торможении трения реборд может и не происходить, то коэффициент реборд  $k_p$  при выводе уравнения (54) принят равным единице. Определив по величине замедления и скорости движения время торможения  $\tau_m$ , по уравнению моментов можно определить необходимый тормозной момент. Уравнение моментов при торможении крана без груза имеет вид:

$$M_T + M_C^T = M_{ин1}^T + M_{ин2}^T + M_B + M_{укл},$$

или в развернутом виде:

$$M_T + \frac{W^T \times D_{x.k}}{2i_M \times \eta_M} = (1,1 - 1,2) \frac{J_1 \times n_1}{95,5 \tau_T} + \frac{Q \times D_{x.k}^2 \times n_1 \times \eta_M}{382 \tau_T \times i_M^2} + \frac{W_B \times D_{x.k} \times \eta_M}{2i_M} + \frac{W_{укл} \times D_{x.k} \times \eta_M}{2i_M}, \quad (56)$$

где  $W^T$  - усилие сопротивления при торможении, определяемое по формуле (44) при работе крана без груза и коэффициенте  $k_p = 1$ .

Тормоза, рассчитанные на остановку крана при работе в номинальном грузом и при попутном ветре, могут вызвать излишне резкое торможение при меньшем грузе или отсутствии ветровой нагрузки. Поэтому в ряде случаев находит применение двухступенчатое торможение, при котором обеспечивается плавное торможение и в случае отсутствия ветровой нагрузки. При этом общий тормозной момент  $M_T$ , определяемый с учетом ветровой нагрузки рабочего состояния и уклона пути по уравнению (56), развивается тормозом последовательно двумя ступенями. Тормозной момент первой ступени  $M_{T1}$  определяется по уравнению (56) при отсутствии ветра и при движении по горизонтальному пути. Тормозной момент второй ступени  $M_{T2} = M_T - M_{T1}$  развивается тормозом а выдержкой времени 2 - 3 в после начала действия  $M_{T1}$ .

Максимальный тормозной момент механизма передвижения крана или тележки, если не заданы дополнительные требования к величине замедления, может быть при практических расчетах определен, исходя из отсутствия буксования ходовых колес по рельсам, по уравнению (56) при максимально допускаемых величинах замедления, указанных в таблице 26.

Краны, работающие на открытом воздухе и перемещающиеся по рельсовым путям, кроме тормоза механизма передвижения имеют противоугонные устройства с ручным или машинным приводом, автоматического или принудительного действия, предотвращающие возможность угона крана ветром нерабочего состояния. Мостовые краны, работающие на открытом воздухе, могут не

снабжаться противоугонными устройствами, если имеющийся тормоз механизма передвижения обеспечивает удержание крана (без груза) в неподвижном состоянии при коэффициенте запаса  $k_I = 1,2$  при действии на кран ветровой нагрузки нерабочего состояния. В этом случае величина тормозного момента:

$$M_T = k_I \frac{D_{x.k} \times \eta_M}{2i_M} (W_{в.н} + W_{укл} - W_T)$$

где  $W_{в.н}$  - ветровая нагрузка нерабочего состояния;  $W_T$  - сопротивление передвижению крана без груза по горизонтали без учета трения реборд ходовых колес о рельс;  $W_{укл} = aG$  - дополнительное усилие, возникающее при движении крана без груза вниз по уклону подкранового пути.

Значения расчетного уклона пути  $a$  (%) принимаются последующим рекомендациям:

Типы кранов	$a$
Мостовые краны	0,0015
Тележки кранов мостового типа	0,0020
Портальные краны на постоянных путях	0,0020
Портальные краны на временных путях	0,01
Тали и краны на подвесных путях	0,001
Козловые краны и перегрузочные мосты на постоянных путях	0,0020
Башенные краны	0,01

Определенный по выше приведенному уравнению тормозной момент  $M_T$  не должен превышать момента буксования  $M_{букс}$ , возникающего при передвижении заторможенных неподвижных колес крана по рельсам юзом:

$$M_T \leq M_{букс} = \frac{\Delta G \times D_{x.k} \times \eta_M \times \varphi}{2i_M}$$

Выведенные формулы для определения пути торможения механизма передвижения при работе с грузом не учитывают влияния возможного раскачивания груза при торможении и являются полностью справедливыми для таких кранов и тележек, с которыми груз жестко связан (например, для кранов клещевых и штабелеров). Как показывают исследования, влияние раскачивания груза на движение крана или тележки зависит главным образом от соотношения времени их разгона и периода качания груза на полиспастной подвеске и от соотношения между массой груза и массой крана или тележки.

За время остановки большинства крановых механизмов передвижения груз не успевает совершить полного колебания около положения равновесия. Поэтому для подавляющего большинства конструкций механизмов передвижения определение величины замедления и длины пути торможения по приведенным выше формулам обеспечивает достаточную точность расчета.

В механизмах передвижения кранов мостового типа с раздельным приводом тормоз устанавливаются на каждом приводе. Тормозной момент каждого тормоза для этих конструкций принимается равным 0,5 от общей величины тормозного момента, определенного по уравнению (66).

*Трансмиссионные валы.* Для быстроходных трансмиссионных валов необходима проверка на вибростойкость по критической частоте вращения, т. е. проверка отсутствия попадания вала в резонанс, так как при наличии резонанса амплитуда колебаний может достигнуть такой величины, что напряжения в вале превысят допустимые значения.

Резонанс наступает при критической частоте вращения, при которой частота изменения внешних сил совпадает или становится кратной частоте собственных колебаний системы» состоящей из вала и деталей, соединенных с ним. Если вал общей массой  $Q$  имеет начальный эксцентриситет, равный  $a$ , и вращается со скоростью  $\omega$ , то под действием возникающей центробежной силы  $C$  образуется дополнительный прогиб  $y$ . При этом:

$$C = Q \times \omega^2 \times (y + a).$$

Прогиб вала от этой центробежной силы:

$$y = C \frac{i^3}{48E \times j},$$

откуда

$$C = \frac{48E \times J}{i^3} y = ky.$$

Под  $k$  здесь надо понимать силу, вызывающую прогиб вала, равный единице длины.

Так как:

$$Q \times \omega^2 (y + a) = ky,$$

то

$$y = \frac{a}{\frac{k}{Q \times \omega^2} - 1}.$$

При  $\omega = \sqrt{\frac{k}{Q}}$  прогиб  $y$  стремится к бесконечности, следовательно, это значение  $\omega$  является

критической угловой скоростью и тогда критическая частота вращения вала (об/мин):

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{k}{Q}} \approx 9,55 \sqrt{\frac{k}{Q}}.$$

Но величина  $\frac{Qg}{k}$  является статическим прогибом  $f_{CT}$  вала под действием собственного веса

$G = Qg$  и тогда:

$$n_{кр} = 300 \sqrt{\frac{1}{k}} = 1210 \frac{d}{l^2}, \text{ об/мин};$$

где  $d$  - диаметр вала, см;  $l$  - расстояние между опорами вала, м.

Чтобы вал не работал в зоне, близкой к критической частоте вращения, необходимо соблюсти условие при работе в докритической зоне:

$$n_p \leq \frac{n_{кр}}{1,2}.$$

Явление резонанса возникает не только при  $n_{кр}$ , но и при частоте вращения, кратной  $n_{кр}$ . Тогда при работе в закритической зоне:

$$1,2n_{кр1} \leq n_p \leq 0,8n_{кр2},$$

где  $n_{кр1}$  - первая критическая частота вращения;  $n_{кр2}$  - вторая критическая частота вращения, кратная  $n_{кр1}$ ;  $n_p$  - фактическая частота вращения трансмиссионного вала, принимаемая для привода от асинхронного электродвигателя равной номинальной частоте вращения, а для привода от двигателя постоянного тока - по характеристике двигателя при работе механизма без груза.

Для быстроходного вала расчет по критической частоте вращения большей частью является определяющим для установления необходимого диаметра вала, так как при расчете на прочность и выносливость запасы прочности и выносливости обычно значительно превышают рекомендуемые значения (см. гл. II).

Для тихоходного трансмиссионного вала основным является расчет на совместное действие кручения и изгиба от собственного веса вала. Чтобы уменьшить вес трансмиссионных валов (как тихоходных, так и быстроходных), применяют трубчатые валы. Критическая частота вращения трубчатого вала в 4,5 - 5,5 раза выше частоты сплошного вала, а суммарный угол закручивания и напряжения кручения соответственно в 2 - 3 раза меньше. В местах установки подшипников и соединительных муфт трубчатые валы снабжаются сплошными цапфами.

Динамические нагрузки, учитываемые при расчете элементов механизма передвижения, должны определяться исходя из номинального (установившегося) момента тормоза  $M_T$  и расчетного момента электродвигателя  $M_{дв}$ . При этом расчетный динамический момент, отнесенный к быстроходному валу, определяется по следующим зависимостям:

для случая торможения:

$$M_{дин.т} = M_T \times K_T \delta$$

где  $K_T = 2,0$  при неуправляемом тормозе;  $K_T = 1,5$  при управляемом тормозе, при двухступенчатом тормозе или при применении какой-либо системы плавного торможения;

для случая пуска:

$$M_{дин.п} = M_{дв} \times K_{п},$$

где  $K_n = 4,0$  при короткозамкнутом нерегулируемом двигателе;  $K_n = 3,0$  при двигателе с фазным ротором при реостатном пуске или при двигателе с короткозамкнутым ротором с регулирующим устройством;  $K_n = 2,0$  при приводе с системой плавного пуска.

В расчет следует вводить наибольшее из этих двух значений динамического момента.

Динамические крутящие моменты на любом из валов механизма не должны превосходить предельного значения, определяемого сцеплением ведущих колес с рельсами.

### § 30. Механизмы передвижения с канатной или цепной тягой

Принципиальная схема этого типа механизмов передвижения приведена на рисунке 159. Барабан (или звездочка) механизма передвижения 1 установлен неподвижно вместе с приводом и соединен с тележкой 2 гибким органом 3 (канатом или цепью). С другой стороны тележки гибкий орган огибает обводной блок 4. На тележке установлены блоки подъемного механизма 5, которые огибает канат механизма подъема 6. При передвижении тележки вращается барабан 1. При этом одна ветвь тягового каната 3 сматывается с барабана, а другая наматывается - тележка перемещается в ту или иную сторону в зависимости от направления вращения барабана. Показанное на рисунке 159 направление движения барабана 1 соответствует передвижению тележки вправо. При перемещении тележки канат 6 механизма подъема перекачивается по блокам 5, а подвешенный груз перемещается вместе с тележкой, оставаясь на одной и той же высоте.

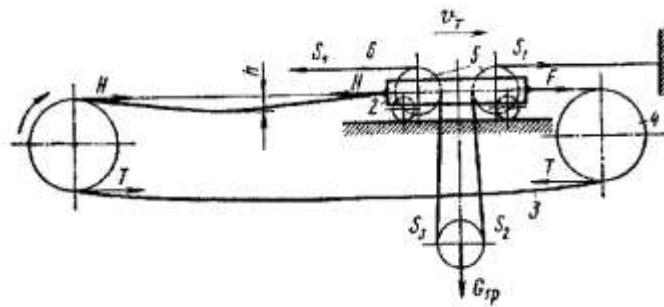


Рисунок 159 – Схема механизма передвижения с гибким тяговым органом

Сопротивление передвижению тележки в период установившегося движения состоит из сопротивления сил трения  $W$ , ветровой нагрузки  $W_в$ , сопротивления разности усилий в подъемных канатах  $\Delta S$ , сопротивления  $H$  от провисания тягового каната или цепи и сопротивления от уклона пути  $W_{укл}$ . Разность натяжений подъемных канатов, перекачиваемых при передвижении тележки по блокам, определяется следующим образом. Если груз весом  $G_{гр}$  подвешен на двух ветвях каната, то справедливо равенство:

$$G_{гр} = S_2 + S_3.$$

Но при движении тележки вправо между  $S_2$  и  $S_3$  существует соотношение:

$$S_2 = S_3 \times \eta,$$

где  $\eta$  - коэффициент сопротивления блока, принимаемый при некотором допущении независимым от угла обхвата блока канатом.

Решаем совместно эти уравнения (см. § 9):

$$S_3 = \frac{G_{гр}}{1 + \eta}.$$

Отсюда:

$$S_4 = \frac{S_3}{\eta} = \frac{G_{гр}}{(1 + \eta) \times \eta}$$

и

$$S_1 = S_2 \times \eta = \frac{G_{ep}}{1 + \eta} \eta^2.$$

Тогда:

$$\Delta S = S_4 - S_1 = G_{ep} \frac{1 - \eta^3}{(1 + \eta)\eta}.$$

В общем случае при подвесе груза не на двух, а на  $l$  ветвях каната (в этих механизмах  $a$  является всегда четной величиной):

$$\Delta S = G_{ep} \frac{(1 - \eta)(1 - \eta^{a+1})}{\eta(1 - \eta^a)}.$$

Натяжение левой (нерабочей) ветви тягового органа, приложенное к тележке, требует увеличения усилия  $F$  на величину  $H$ , но, с другой стороны, это же усилие через барабан 1, нижнюю ветвь тягового органа 3 и блок 4 прикладывается к тележке, уменьшая необходимое усилие  $F$  на величину  $H\eta_1\eta_4$  (натяжение от веса тягового органа 3 между барабаном 1 и блоком 4 при действии на тележку взаимно уравновешиваются и при расчете сопротивления не учитываются).

Величину натяжения  $H$  (даН) определяют по допускаемому провисанию тягового органа, принимаемому в пределах:

$$h = \left( \frac{1}{30} - \frac{1}{50} \right) l;$$

обычно  $h = 0,1 - 0,15$  м;

$$H = \frac{q \times l^2}{8h},$$

где  $q$  - погонный вес тягового органа,  $l$  - максимальная длина свободно висящего тягового органа.

Таким образом, для преодоления всех сопротивлений движению тележки без учета инерционной нагрузки и уклона рельсового пути к ней надо приложить усилие  $F$ , равное:

$$F = W + W_B + \Delta S + H(1 - \eta_1 \times \eta_4) + W_{укл}.$$

Тогда натяжение тягового органа на барабане:

$$T = \frac{F}{\eta_1},$$

а момент на оси барабана:

$$M_1 = \frac{F \times D_{\bar{o}}}{2\eta_1 \times \eta_4} = \frac{W + \Delta S + W_B + H(1 - \eta_1 \times \eta_4) + W_{укл}}{\eta_1 \times \eta_4} \times \frac{D_{\bar{o}}}{2},$$

где  $\eta_4$  - коэффициент сопротивления блока 4;  $D_{\bar{o}}$  - диаметр барабана механизма передвижения;  $\eta_1$  - коэффициент, учитывающий потери на барабане.

Момент сопротивления, приведенный к приводному валу механизма:

$$M_c = \frac{M_1}{\eta_M \times i_M},$$

где  $\eta_M$  и  $i_M$  - соответственно к. п. д. и передаточное число механизма.

По этому моменту производят определение мощности электродвигателя или размеров тяговой звездочки при ручном приводе.

Тяговый канат рассчитывается по разрывному усилию [см. уравнение (10)] при запасе прочности относительно наибольшего натяжения каната, принимаемом равным 4.

Иногда вместо барабана 1 применяют приводные блоки, на которых конец каната не закреплен. В этом случае при натяжении ветвей каната, равном  $T$  и  $H$ , окружное усилие  $P = T - H$ . При угле обхвата блока канатом  $a$  и коэффициенте трения между шкивом и канатом  $f$  буксование каната на барабане согласно зависимости Эйлера начинается, когда  $T = He^{fa}$ , т. е. когда сила сцепления  $U = T - H = H(e^{fa} - 1)$  использована полностью ( $U = P_{max}$ ).

Для обеспечения отсутствия буксования вводится коэффициент запаса  $k = 1,2 - 1,5$ , принимаемый в зависимости от условий работы и требуемой надежности создания усилия  $H$ . Тогда:

$$H \geq \frac{P \times k}{e^{fa} - 1}.$$

Благодаря размещению механизмов подъема и передвижения вне тележки ее вес и габариты резко уменьшаются. В отличие от схемы механизма передвижения с приводными ходовыми колесами механизм передвижения с гибкой тягой позволяет осуществить передвижение тележки по наклонному пути. Недостатком этого типа механизма является повышенный износ грузовых и тяговых органов, вследствие чего применение его ограничивается случаями перемещения тележек по стрелам поворотных кранов, по балкам козловых кранов и перегружателей с горизонтальным или наклонным рельсовым путем и кабельными кранами. Для данной схемы проверки по запасу сцепления не требуется.

При подъеме или опускании груза на тележку действует усилие  $F^T = \Delta S + H - W^T$  стремящееся сдвинуть тележку, где  $W^T$  - усилие сопротивления передвижению тележки, определяемое по уравнению (44) при  $k_p = 1$ . Для того чтобы удержать тележку в неподвижном состоянии, механизм передвижения должен быть снабжен тормозным устройством. Усилие натяжения нижней ветви тягового органа механизма передвижения при удерживании тележки в неподвижном состоянии равно:

$$T^T = F^T \times \eta.$$

Крутящий момент, возникающий на барабане (звездочке) механизма передвижения при подъеме или опускании груза:

$$M_o = (T^T - H) \frac{D}{2} \eta_o = [(\Delta S - W^T) \eta - H(1 - \eta)] \frac{D}{2} \eta_o.$$

Тормозной момент механизма передвижения определяется с запасом торможения, равным 1,2, относительно крутящего момента  $M_o$ , приведенного к валу, на котором установлен тормоз.

В случае передвижения тележки по наклонному рельсовому пути при определении усилия  $F^T$  необходимо учитывать влияние составляющей от веса тележки и груза. Усилие от уклона пути:

$$W_{укл} = (G_{сп} + G_T) \sin \alpha,$$

где  $G_T$  - вес тележки;  $\alpha$  - угол отклонения пути тележки от горизонтали.

Для обеспечения плавного передвижения тележки, особенно при изменении направления ее движения, тяговый канат (или цепь) следует держать в постоянно натянутом состоянии, что достигается установкой оси блока с возможностью ее горизонтального перемещения под действием пружин.

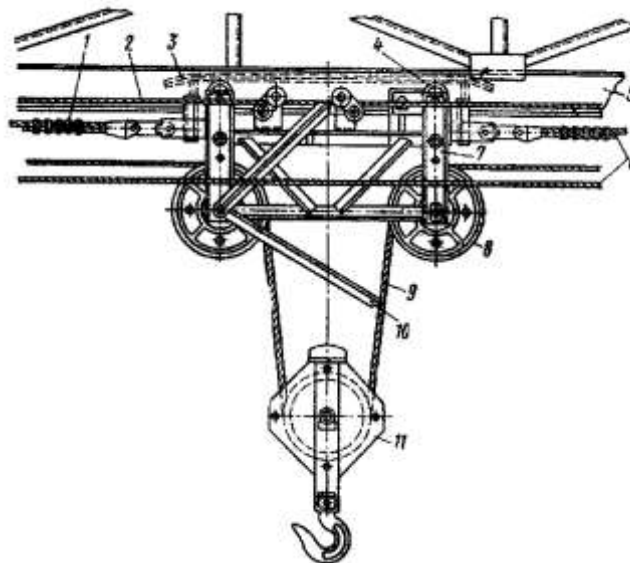


Рисунок 160 – Грузовая тележка башенного крана

В башенных кранах изменение вылета может производиться при помощи тележки, перемещающейся по нижнему поясу двутавра, подвешенного к стреле. В этом случае тележка (см. рисунок 160) состоит из рамы 7, внутри которой установлены ходовые колеса 4, перемещающиеся по двутавровой балке 5 и направляющие блоки 8 механизма подъема груза. Через эти блоки и крюковую

обойму 11 проходит подъемный канат 9. Тележка снабжена рычагом 10 ограничителя высоты подъема крюка. При подъеме до предельного верхнего положения крюковая обойма приподнимает рычаг 10, второе плечо которого, воздействуя на тросик 2, вызывает срабатывание конечного выключателя, останавливающего механизм подъема. Тяговый канат 6 соединяется с рамой тележки зажимами 1.

Тележка снабжена специальной линейкой 3, которая при соприкосновении с рычагами конечных выключателей, установленными на стреле, разрывает цепь управления двигателем лебедки передвижения тележки и тем самым фиксирует крайние положения тележки. Для сохранения тягового каната в натянутом положении на конце стрелы смонтировано натяжное устройство, состоящее из блоков, оси которых могут перемещаться в направляющих под действием пружинно-винтового механизма.

### § 31. Устройства, обеспечивающие безопасность работы

Для ограничения хода крановых тележек и мостов кранов при обоих рассмотренных типах механизма передвижения применяются упоры, устанавливаемые на концах пути тележек и мостов, а сами тележки и мосты снабжаются буферами (деревянными, резиновыми, пружинными или гидравлическими устройствами), смягчающими удары при наездах на упоры. На рисунке 161, а показана конструкция пружинного буфера большой энергоемкости, устанавливаемого на тяжелых кранах. Этот буфер имеет четыре пружины - две внутренние и две наружные. Направление навивки каждой пары пружин встречное, чтобы устранить влияние закручивания торцов пружин при их погружении.

В пружинных буферах большая часть кинетической энергии удара переходит в потенциальную энергию сжатия пружины, поэтому работа пружинного буфера сопровождается отдачей, что является нежелательным явлением. Кроме того, при необходимости поглощения большего запаса кинетической энергии пружинные буферы получаются очень

Энергоемкость пружинного буфера может быть существенно увеличена путем применения предварительно поджатых пружин. При этом исключается наименее эффективная часть диаграммы сжатия пружины. Применение пружинных буферов целесообразно при номинальной скорости крана или тележки до 70 м/мин. При более высокой скорости движения соответствующей установкой конечных выключателей достигается своевременное замыкание тормоза, снижающего скорость движения при подходе к буферу до 70 м/мин.

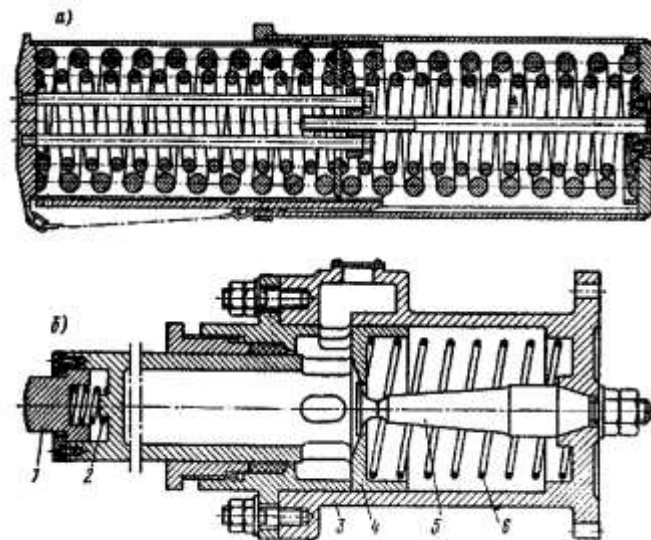


Рисунок 161 – Буфер:

а – пружинный; б - гидравлический

Более рациональными являются гидравлические буферы, воспринимающие значительно большую энергию удара и не имеющие отдачи. Энергия удара в этих буферах расходуется на продавливание рабочей жидкости через кольцевой зазор между отверстием в дне поршня и штоком (см. рисунок 161, б) и почти целиком переходит в теплоту.

Конструкция гидравлических буферов значительно компактнее пружинных. Они состоят из корпуса 3 пустотелого поршня 4, штока 5, возвратной пружины б, наконечника 1 и ускорительной пружины 2. Рабочая жидкость заполняет внутреннюю часть пустотелого поршня и при осадке буфера протекает через отверстие в дне поршня. Так как шток 5 имеет переменное сечение, то площадь кольцевого зазора между дном поршня и штоком изменяется, вследствие чего изменяется и величина сопротивления передвижению поршня.

Соответствующим подбором сечения можно создать различные закономерности изменения замедления движения крана при остановке его буфером. Наличие пружины 2 приводит к плавному нарастанию скорости движения поршня. В качестве рабочей жидкости применяют веретенное масло, если кран работает при нормальной температуре окружающей среды, и смесь спирта с глицерином - при работе в условиях пониженных температур. Применение гидравлических буферов экономично при скорости движения, не превышающей 160 м/мин. При более высоких скоростях должны быть предусмотрены устройства, снижающие скорость движения до 160 м/мин при подходе крана к буферу.

Энергоемкость буфера определяется из условия поглощения буфером кинетической энергии крана или тележки (при гибкой подвеске груза - при работе без груза; при жесткой - с грузом), двигающимися со скоростью 0,5 от номинальной. Замедление при этом не должно превышать 4,0 м/с<sup>2</sup>.

При упрощенном расчете пружинных буферов считают, что вся кинетическая энергия тележки или крана переходит в потенциальную энергию упругой деформации пружины. Эта энергия пружины:

$$U = \frac{P \times a}{2},$$

где  $P$  - максимальное усилие пружины;  $a$  - осадка пружины.

Кинетическая энергия движущейся тележки (или крана) массой  $Q_{кр}$  с грузом массой  $Q_{гр}$  без учета влияния гибкого подвеса груза (груз рассматривается находящимся в крайнем верхнем положении, когда влияние гибкости подвеса минимально) равна:

$$A = \frac{(Q_{гр} + Q_{кр})v^2}{2},$$

где  $v$  - скорость движения тележки или крана в момент наезда на буфер. Приравнивая значения энергий, получаем, что максимальное усилие пружины буфера:

$$P = \frac{(Q_{гр} + Q_{кр})v^2}{a \times z},$$

где  $z$  - число буферов, воспринимающих удар.

Отсюда максимально допустимая скорость движения тележки (или моста крана) при наезде на буфер:

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{z \times P \times a}{Q_{гр} + Q_{кр}}}.$$

Если скорость передвижения тележки или моста превышает 32 м/мин, то требуется установка конечных выключателей, обеспечивающих автоматическое замыкание тормоза и остановку механизма на необходимом пути торможения, что предупреждает наезд крана или тележки с большой скоростью на концевые упоры. Механизмы передвижения башенных, порталных и козловых кранов, а также перегрузочных мостов должны иметь конечные выключатели независимо от скорости передвижения крана.

Концевой выключатель механизма передвижения устанавливают таким образом, чтобы в момент выключения тока расстояние от упора составляло не менее половины пути торможения (а это обеспечивает движение в этот момент со скоростью, равной половине номинальной), а у башенных кранов, порталных, козловых и перегрузочных мостов - не менее полного пути торможения. При установке ограничителей хода на механизме передвижения для предотвращения столкновения двух грузоподъемных машин, работающих на одном пути, это расстояние можно уменьшить до 0,5 м. После остановки механизма концевым выключателем обеспечивается возможность движения механизма только в обратном направлении. Для механизмов передвижения мостовых кранов



допускается исключение из этого правила для подхода к посадочной площадке с наименьшей скоростью, допускаемой электросхемой крана. В этом случае рекомендуется установка двух тормозов в приводе механизма передвижения: один - стопорный, включаемый только для удержания крана против угона его ветром нерабочего состояния, а второй - рабочий, нормального включения. Противоугонные устройства, устанавливаемые на кранах для предотвращения угона их ветровой нагрузкой нерабочего состояния, можно разделить на три группы по принципу их действия:

1 стопорные устройства или фиксаторы, действие которых основано на том, что край фиксируется закладными пальцами, крюками или выдвижными упорами, связывающими кран с неподвижной опорой;

2 противоугонные устройства нажимного типа (остановы), действие которых основано на принципе создания трения между рельсом и специальным башмаком или заторможенным колесом, воспринимающим часть собственного веса крана;

3 клещевые захваты, действие которых основано на принципе непосредственного зажатия их рабочими поверхностями головки подкранового рельса.

По принципу приведения в действие захваты можно разбить на две группы: ручные и механические (автоматические и полуавтоматические).

Для мостовых кранов рекомендуется применять ручные противоугонные захваты клещевого типа, устанавливаемые с обеих сторон моста крана.

Коэффициент запаса, равный отношению удерживающего усилия, развиваемого захватами, к усилию, вызывающему угон крана, должен быть не менее 1,2. Усилие, вызывающее угон крана, представляет собой сумму усилия ветра нерабочего состояния и усилия от уклона пути с учетом сопротивления передвижению крана при работе без груза и коэффициенте реборд, равном единице.

В перегрузочных мостах применяют клещевые противоугонные устройства с грузовым клином или винтового типа, имеющие механический привод управления клещами из кабины крановщика или автоматического действия.

Согласно правилам Госгортехнадзора, противоугонные устройства с механическим приводом должны быть оборудованы дополнительным устройством для приведения их в действие вручную.

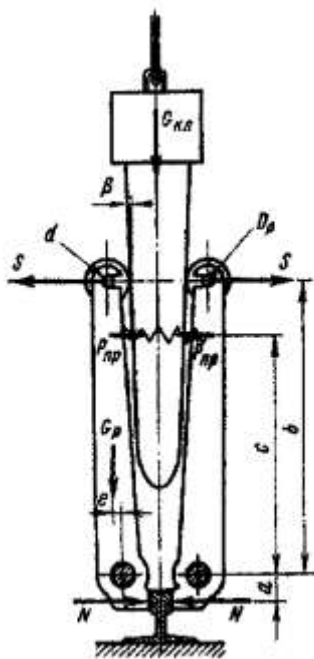


Рисунок 162 – Схема клещевого противоугонного захвата

В противоугонных устройствах грузовой клин при опускании его с помощью лебедки или гидравлического привода воздействует на длинные плечи клещей (см. рисунок 162), а короткие плечи зажимают головку рельса. При подъеме клина клещи под действием вспомогательной пружины освобождают рельс. Механизм клещевых захватов перегрузочных мостов так заблокирован г механизмом передвижения крана, что до тех пор, пока не освобождены рельсы, кран не может начать движение. После остановки крана захваты автоматически зажимают рельс. Двигатель клеще-

вых захватов заблокирован также с ветромером, фиксирующим скорость ветра (анемометры) так, что при скоростном напоре ветра больше скоростного напора рабочего состояния подъем клина и освобождение рельсов исключены.

На рисунке 163 показана конструкция клещевого захвата козловых и порталных кранов, состоящая из рамы 4, закрепленной между балансирами тележки, клещей захвата 10 и электромеханического привода. При включении электродвигателя 1 вращение передается через червячный редуктор 2 на вертикальный винт 5, вследствие чего гайка 6 совершает поступательное движение вместе с корпусом 7, на который она нажимает через пружину 9. Корпус перемещается в направляющих 15, прикрепленных к раме 4. В пазах корпуса 7 двигаются ролики 8, оси которых закреплены на длинных плечах клещей 10, поворачивающихся на осях 11. При движении корпуса вниз короткие плечи рычагов, сближаясь, зажимают головку рельса, после чего при дальнейшем вращении винта пружина 9 сжимается, а закрепленный на корпусе регулируемый упор 13 нажимает на рычаг конечного выключателя 12 и отключает питание двигателя.

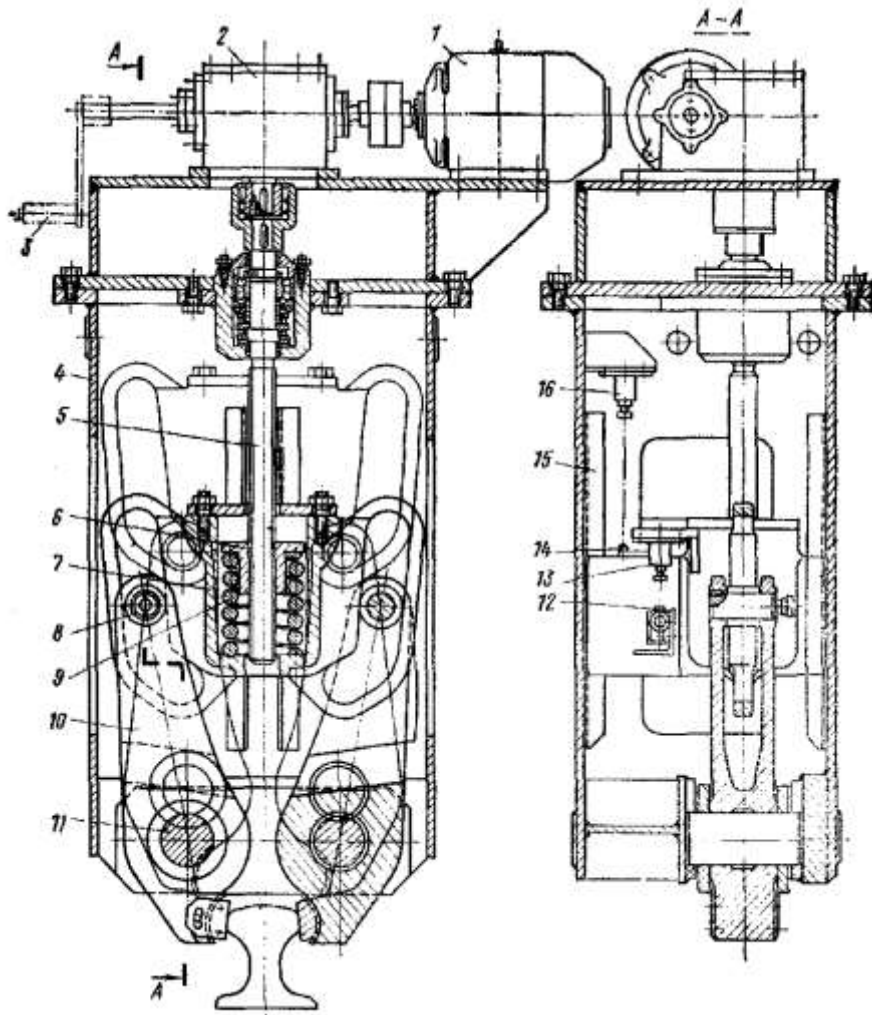


Рисунок 163 – Противоугонный клещевой захват с электромеханическим приводом

При вращении вала двигателя в другую сторону корпус 7 поднимается и ролики 8, перемещаясь по прорезям корпуса, сначала раскрывают клещевой захват, а затем поднимают клещи на 20 мм выше уровня головки рельса. Верхнее положение корпуса, также фиксируется упором 16 и конечным выключателем 14.

Для установки крана на захваты при аварийном отключении электроэнергии вал червяка редуктора заканчивается рукояткой 3. Благодаря тому, что в выключенном состоянии губки клещей находятся выше уровня головки рельса, исключается возможность случайного захвата рельса при передвижении крана.

Привод клещевых захватов может быть и гидравлическим, и пневматическим.

Перегрузочные мосты и козловые краны с отдельным приводом при пролете более 40 м, имеющие одну гибкую (плоскую) и одну жесткую опоры, снабжаются ограничителем перекоса

автоматического действия. Когда одна из опор перегрузочного моста начинает опережать другую, в цепь двигателя опережающей опоры вводится добавочное сопротивление, уменьшающее скорость вращения ротора. Схема ограничителя перекоса следующая (см. рисунок 164). На некотором расстоянии от жесткой опоры установлен валик 2, соединенный с рычагом 1, имеющим прорезь, в которой расположен болт 11 закрепленный на металлоконструкции 10 жесткой опоры. При повороте пролетного строения, вследствие забегания, относительно оси его опоры рычаг 1 поворачивает валик 2 с надетой на него конической шестерней 3, что приводит к повороту валика 6 с зубчатым колесом.

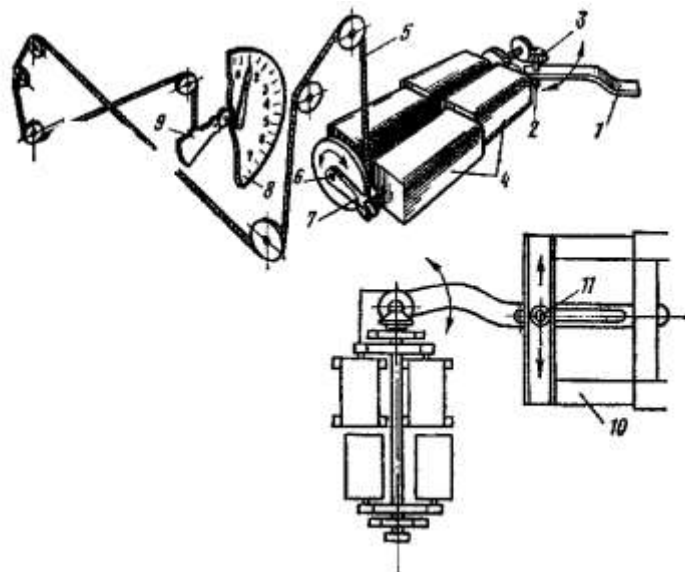


Рисунок 164 – Ограничитель перекоса

Поворот валика 6 вызывает поворот валиков путевых выключателей 4 и рычага 7, к которому прикреплен канатик 5; этот канатик соединен через систему блоков с грузиком 9, связанным зубчатой передачей с указателем перекоса 5, по которому можно наблюдать за углами перекоса крана. Поворот валиков путевых выключателей 4 приводит при достижении определенного угла перекоса к воздействию на соответствующие двигатели и к автоматическому выравниванию положения ног. При угле перекоса более допустимого устройство автоматически останавливает мост и опускает клин противоугонного захвата.

Краны и тележки должны быть снабжены сбрасывающими щитками (см. рисунок 143, б, поз. 1), предотвращающими попадание посторонних предметов под ходовые колеса. Зазор между щитком и поверхностью рельса не превышает 10 мм.

Усилие угона крана ветром нерабочего состояния, воспринимаемое всеми противоугонными устройствами крана, где  $W_{в.н}$  - ветровая нагрузка на кран при действии ветра нерабочего состояния, определяемая по рекомендациям ГОСТ 1451-77;  $W$  - усилие сопротивления передвижению при работе крана без груза, определяемое при коэффициенте реборд  $k_p = 1$ ;  $W_{укл}$  - усилие, возникающее от уклона подкрановых путей:

$$W_{укл} = a \times G,$$

где  $a$  - уклон подкрановых путей.

При равномерном распределении нагрузки между захватами усилие нажатия плоских рабочих поверхностей клещевых захватов на головку рельса (см. рисунок 162):

$$N = \frac{P_y \times k}{2z \times f},$$

где  $z$  - число захватов на кране;  $P_y$  - общее усилие угона крана;  $k = 1,2$  - коэффициент запаса;  $f$  - коэффициент трения рабочей поверхности захватов о головку рельса, принимаемый по рекомендациям табл. 27.

Таблица 27 - Значения коэффициента трения  $f$

Характер поверхности трения	Материал элемента	Термообработка	$f$
Насечка острая	Сталь 65Г		0,3

Насечка притуплённая	60С2, У8А У10А	HRC $\geq$ 56	0,18
Насечка отсутствует	Ст3, Ст5 Сталь 45	HB $\leq$ 360	0,15

Момент  $M$  на оси винта, необходимый для создания максимального усилия  $N$ , для клещевого захвата (см. рисунок 162):

$$M = N \frac{a}{b} r \times \operatorname{tg}(\alpha + \rho),$$

где  $a$  и  $b$  - плечи рычагов относительно их оси поворота;  $r$  - средний радиус резьбы винта;  $\alpha$  - угол подъема винтовой линии самотормозящего винта (принимается в пределах 4 - 5°);  $\rho$  - угол трения винта в гайке, принимаемый при стальном винте и стальной гайке равным 8 - 9° и при бронзовой гайке - 4 - 6°.

Необходимый вес клина  $G_{кл}$  (см. рисунок 162) определяется из условия равновесия рычагов при замкнутом захвате:

$$S = \frac{1}{b} (N \times a + P_{np} \times c)$$

и

$$G_{кл} = 2(S \times \operatorname{tg} \beta + W),$$

где  $P_{np}$  - усилие пружины, стягивающей рычаги, принимаемое равным:

$$P_{np} = (1,5 - 2) \frac{M_p}{c},$$

$M_p = G_p e$  - момент от веса рычага  $G_p$  относительно оси шарнира при зажатом рельсе;  $\beta$  - угол наклона плоскости клина к вертикали, принимаемый равным примерно 6°;  $W$  - вертикальная составляющая усилия сопротивления от перекатывания роликов верхних концов рычагов обо плоскости клина, определяемая по зависимости (44) при коэффициенте  $k_p = 1$ .

В результате необходимый вес клина:

$$G_{кл} = \frac{2}{b} (N \times a + P_{np} \times c) \left( \operatorname{tg} \beta + \frac{2\mu + f \times d}{D_p} \right),$$

где  $d$  - диаметр цапфы ролика;  $D_p$  - диаметр поверхности катания ролика.

Ход клина  $h$  назначается, исходя из необходимой величины отхода  $\varepsilon = 6 - 8$  мм рабочих поверхностей клещей от головки рельса и упругого прогиба  $\psi$  рычагов клещей:

$$h = k \frac{i \times \varepsilon + \psi}{\operatorname{tg} \beta},$$

где  $k = 1,5$  - коэффициент запаса хода клина, компенсирующий износ рабочих поверхностей, неточность изготовления и монтажа и упругие деформации деталей;  $i$  - передаточное отношение

рычагов клещей;  $\psi = \frac{S \times b^3}{3E \times J}$  - упругий прогиб конца рычага от усилия  $S$ ;  $J$  - момент инерции сечения

рычага в опасном месте.

Устройство для подъема клина имеет тормоз для удерживания клина на весу в верхнем положении, рассчитанный на обеспечение запаса торможения не менее двух. Канат механизма подъема клина рассчитывается по запасу прочности, равному восьми. Механизм лебедки рассматривается как обычный подъемный механизм легкого режима работы.

## § 32. Расчет ходовых колес

При работе кранов и тележек их ходовые колеса подвергаются воздействию нагрузок от собственного веса крана и от веса груза, от действия сил инерции массы груза и крана, ветровых нагрузок и усилий перекоса крана. Эти нагрузки создают на поверхности катания колеса радиальную, окружную и поперечную составляющие, вызывающие появление контактных напряжений и пластических деформаций, усталостные разрушения, износ колес и рельсов. Величина нагрузки на

колесо в процессе работы может изменяться в весьма широких пределах, поэтому кроме расчета на смятие при максимальной нагрузке в интенсивно работающих кранах ходовые колеса должны быть рассчитаны на долговечность при действии средней эквивалентной нагрузки, обеспечивающей такой же срок службы, как и действительная переменная нагрузка. В зависимости от типа поверхности катания колеса и рельса различают линейный и точечный контакты (см. рисунок 165). При точечном контакте колеса радиусом  $R$  с рельсом, имеющим радиус скругления головки  $r$ , площадка контакта представляет собой эллипс с большей осью, ориентированной вдоль рельса, если  $R > r$ , или поперек рельса, если  $R < r$ .

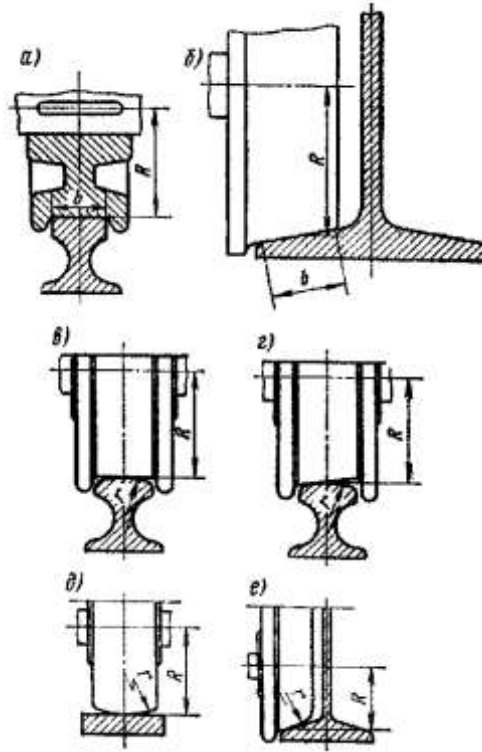


Рисунок 165 – Схема контакта ходового колеса с рельсом:  
а, б – линейный; в, г, д, е – точечный

Эффективные напряжения смятия при точечном контакте по методу, предложенному проф. Б. С. Ковальским, определяются по формуле:

$$\sigma_s = k \times k_1 \times \sqrt{\frac{P \times E^2}{R_1^2}} \leq [\sigma_s], \quad (57)$$

где  $k$  - коэффициент, зависящий от отношения  $\frac{R_2}{R_1} < 1$ , , причем под  $R_1$  подразумевается больший из радиусов  $R$  или  $r$ , а под  $R_2$  - меньший. Значение коэффициента  $k$  определяется по следующей зависимости:

$$k \approx 0,09 \sqrt{\left(\frac{R_1}{R_2}\right)^4},$$

В случае контакта цилиндрического колеса с плоским рельсом:

$$\sigma_s = 0,167 k_f \sqrt{\frac{P \times E}{b \times R}} \leq [\sigma_s] \quad (58)$$

где  $b$  - рабочая ширина головки рельса без учета закруглений.

В формулах (57) и (58) под расчетной нагрузкой  $P$  следует понимать приведенную расчетную нагрузку:

$$P = k_d \times k_n \times P_C,$$

здесь  $P_C$  - максимальная нагрузка на ходовое колесо при номинальных нагрузках рабочего состояния

(номинальный груз, ветровая нагрузка рабочего состояния);  $k_H$  - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине рельса. Для рельсов с выпуклой головкой  $k_H = 1,1$ ; для плоских рельсов значения  $k_H$  зависят от перекоса колеса относительно рельса, обусловленного состоянием подкрановых путей, погрешностями в установке колес и т. п. В среднем значение коэффициента  $k_H$  можно принимать равным 2;  $k_D$  - коэффициент динамичности, учитывающий влияние вертикальной динамической нагрузки, возникающей при перемещении крана, вследствие неровностей рельсового пути и стыков. Значения коэффициента  $k_D$  зависят от скорости передвижения и могут быть приняты по следующим рекомендациям:

$v$ , м/мин	до 60	60 – 90	90 - 180	более 180
$k_D$	1,0	1,1	1,2	1,3

При заваренных стыках или их отсутствии дробную часть коэффициента  $k_D$  можно уменьшить в два раза;

$k_f$  - коэффициент, учитывающий влияние тангенциальной нагрузки (силы трения) на работу ведущего и ведомого ходовых колес, принимаемый в зависимости от режима работы механизма: для легкого режима 1,0, для среднего 1,04 - 1,06, для тяжелого 1,06 - 1,1;  $E$  - приведенный модуль упругости:

$$E = \frac{2E_1 \times E_2}{E_1 + E_2},$$

где  $E_1$  и  $E_2$  - модуль упругости материала колеса и рельса.

Допускаемые значения эффективных напряжений (даН/мм<sup>2</sup>) можно принять:

$$[\sigma_{\sigma,0}] = (0,25 - 0,30)HB, \quad (59)$$

полагая, что это предельное значение сохранится неизменным до числа оборотов ходового колеса за период срока его службы  $N = 10^4$ . При большем числе оборотов предельные значения уменьшаются согласно кривой усталости:

$$[\sigma_{\sigma}] = [\sigma_{\sigma,0}] \sqrt[4]{\frac{10^4}{N}}.$$

В этой формуле  $N$  - приведенное за срок службы число оборотов ходового колеса, делающего  $N_1$ , оборотов под нагрузкой  $P_1$ ;  $N_2$  оборотов под нагрузкой  $P_2$  и т. д.:

$$N = N_1 + N_2 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^2 + N_3 \left( \frac{P_3}{P_1} \right)^3 + \dots$$

Число оборотов  $N_1$  колеса диаметром  $D$  под нагрузкой  $P$ :

$$N_1 = 60 \frac{v}{\pi \times D_{x,k}} h_1,$$

где  $h_1$  - число часов передвижения крана со скоростью  $v$  (м/мин) под нагрузкой  $P_1$  равной номинальной расчетной нагрузке  $P$ .

Если известно число циклов работы крана в час  $z$  и путь перемещения  $S_1$ , за цикл, то за  $h_1$  часов работы число оборотов  $N_1$  можно определить также по зависимости:

$$N_1 = h \times z \frac{S_1}{\pi \times D_{x,k}}.$$

Аналогично определяются числа оборотов при работе в другими нагрузками. Наиболее точно приведенное число оборотов  $N$  при заданном сроке службы определяется по нагрузочной диаграмме колес, устанавливающей, сколько времени, с какой нагрузкой работает колесо. При отсутствии нагрузочной диаграммы можно использовать усредненный график нагрузки (см. рисунок 42).

Необходимо отметить, что твердость по Бринеллю не определяет однозначно износостойкость ходовых колес. Существенное влияние на износостойкость оказывает структура металлов. Но для практических расчетов а достаточно высокой степенью точности можно рассматривать твердость HB как вполне устойчивую характеристику и использовать зависимость (59).

Значения допускаемых контактных напряжений смятия  $[\sigma_{\sigma,0}]$  (даН/мм<sup>2</sup>) для числа оборотов  $W = 10^4$  приведены в следующих рекомендациях:

## Материалы и термообработка

### Кованые колеса

Сталь 35, нормализованная	43
Сталь 45, нормализованная	51
Сталь 50, закалка, отпуск HB240	65
Сталь 75 и 65Г, закалка, отпуск, HB260	69
Сталь 75 и 65Г, закалка, отпуск HB290	75
Сталь 75 и 65Г, закалка, отпуск, HB330	86
Сталь 75 и 65Г, обод прокатан, закалка, отпуск, HB350	92

### Литые колеса

Сталь 35Л, отжиг	41
Сталь 55Л, отжиг	49
Сталь 40ГЛ, отжиг	54
Сталь 50Г2, нормализованная	65

Твердость поверхности катания ходовых колес с коническим ободом не должна быть меньше HB300. Для увеличения долговечности ходовых колес и катков рекомендуется производить повышение твердости поверхности катания путем термической обработки до HB340 - 360 с глубиной закаленного слоя не менее 15 мм с плавным переходом закаленного слоя в незакаленный при сохранении вязкой сердцевины. Наиболее высокая износоустойчивость получается при сорбитной микроструктуре закаленного слоя для колеса, изготовленного из стали 65Г методом штамповки с прокатной беговой дорожкой. С целью экономии легированных сталей рекомендуется применять бандажирование ходовых колес с толщиной бандажа, примерно равной 0,1 от диаметра колеса.

Согласна правилам Госгортехнадзора, чугунные ходовые колеса (из чугуна не ниже марки СЧ15-32) могут применяться для грузоподъемных машин только с ручным приводом.

Формулы (57) и (58) позволяют одновременно определить напряжения в ходовом колесе и в рельсе. Но число нагружений колеса и рельса различно. Поэтому и требования к их материалам не одинаковы. При качении  $z$  колее диаметром  $D_{x.k}$  по пути длиной  $L$  соотношение чисел нагружения рельса  $N_p$  и колеса  $N_k$  равно:

$$\frac{N_p}{N_k} = \frac{z \times \pi \times D_{x.k}}{L},$$

при этом и соотношение требуемых твердостей поверхностей рельса и колеса при числе циклов нагружения  $N_k > 10^4$  и  $N_p > 10^4$ :

$$HB_p = HB_k \sqrt[9]{\frac{z \times \pi \times D}{L}}.$$

Если же число циклов будет меньше  $10^4$ , то показатель кривой усталости следует принять равным  $m = 25$ , а если  $N_k > 10^4$ , а  $N_p < 10^4$  то:

$$HB_p = HB_k \sqrt[9]{\frac{10^4}{N_k}} \sqrt[25]{\frac{N_p}{10^4}}.$$

Давление  $P_c$  на ходовое колесо определяется для работы крана с номинальным грузом при таком положении тележки мостового крана или стрелы, при котором на ходовое колесо действует максимальная нагрузка. Для мостового крана эта нагрузка определяется при нагруженной тележке, расположенной максимально близко к рассматриваемой балке крана (см. рисунок 166). В этом случае максимальная нагрузка па концевую балку, определяемая с некоторым упрощением, без учета влияния жесткости моста:

$$R_{\max} = \frac{G_M}{2} + (G_{ep} + G_T) \frac{L - a}{L};$$

при  $z$  ходовых колес на концевой балке нагрузка на ходовое колесо:

$$P_c = \frac{R_{\max}}{z}.$$

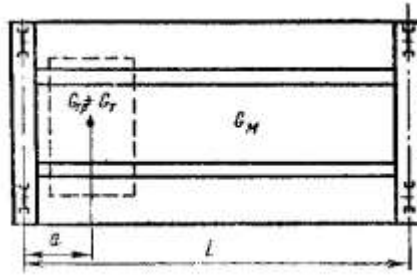


Рисунок 166 – Схема к определению максимальной нагрузки на ходовое колесо мостового крана

Для мостовых кранов с поворотной стрелой (см. рисунок 167), в которых поворотная часть подвешена к раме грузовой тележки при помощи центральной направляющей колонны с роликами на опорном круге, а также для поворотных кранов на колонне, установленных на тележке, давления на ходовые колеса тележки зависят от положения стрелы. Кроме того, на величину нагрузки влияют состояние пути, по которому перемещается кран или тележка, и упругость как путей, так и металлоконструкции ходовой части.

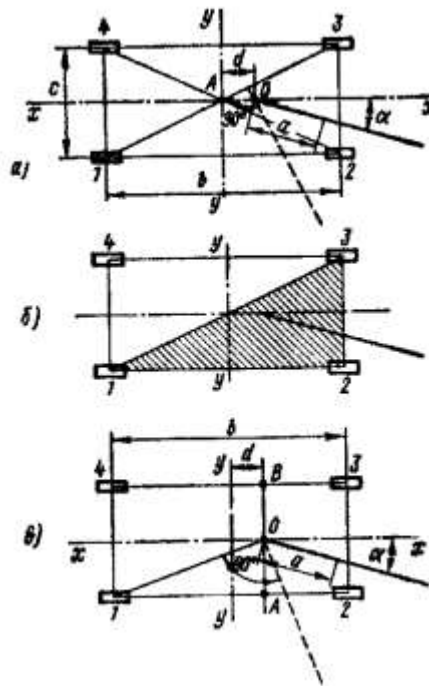


Рисунок 167 – Схема к определению максимальной нагрузки на ходовое колесо поворотного крана

В большинстве случаев мосты кранов и тележек являются четырехопорными статически неопределимыми относительно реакций опор системами, требующими проведения весьма сложных расчетов, учитывающих деформации металлоконструкции и опорных точек. Дополнительные давления, вызываемые погрешностями пути и крана, создающими общее отклонение одной из опор относительно плоскости, проходящей через точки опор остальных трех опор, на высоту  $\pm h$ , пропорциональны величине  $\pm ch$ , где  $c$  - приведенный коэффициент жесткости пути и крана.

При расчетах условно считают, что все опоры лежат в одной плоскости, и сводят рассматриваемую систему к статически определимой, рассматривая металлоконструкцию ходовой части или как абсолютно жесткую, или как полностью шарнирную. В первом случае рама ходовой части тележки весом  $G_T$  считается абсолютно жесткой (см. рисунок 167, а). Центр тяжести рамы (точка А) обычно совпадает с центром симметрии. Центр тяжести вращающейся части  $G$  вместе с грузом  $G_{cp}$  расположен на оси стрелы на расстоянии  $a$  от оси вращения  $O$ . Этот вес создает момент  $M = (G_{cp} + G) \times a$ , а сила  $G_{cp} + G$  рассматривается действующей в точке  $O$ .

Реакции  $R_k$  на опорах тележки от собственного веса ее ходовой части  $G_T$  можно считать равными:



$$R_{K1} = R_{K2} = R_{K3} = R_{K4} = \frac{G_T}{4}.$$

Реакции  $R_B$  от веса вращающейся части и груза определяются с учетом того, что ось вращения расположена на продольной (или в других случаях - на поперечной) оси тележки:

$$R_{B1} = R_{B4} = (G_{zp} + G) \frac{0,5b - d}{2b};$$

$$R_{B2} = R_{B3} = (G_{zp} + G) \frac{0,5b + d}{2b}.$$

Момент  $M = (G_{zp} + G) \times a$  может быть разложен на два составляющих момента: момент  $M_x = M \cos \alpha = (G_{zp} + G)a \cos \alpha$ , действующий в плоскости  $x - x$ , и момент  $M_y = M \sin \alpha = (G_{zp} + G)a \sin \alpha$ , действующий в плоскости  $y - y$ . Реакции опор от момента  $M_x$ :

$$R_{Mx1} = R_{Mx4} = -\frac{M_x}{2b} \quad \text{и} \quad R_{Mx2} = R_{Mx3} = \frac{M_x}{2b}.$$

Реакции опор от момента  $M_y$ :

$$R_{My1} = R_{My2} = \frac{M_y}{2c} \quad \text{и} \quad R_{My3} = R_{My4} = -\frac{M_y}{2c}.$$

Суммарная реакция опоры равна алгебраической сумме отдельных реакций, действующих на эту опору:

$$R_1 = R_{K1} + R_{B1} + R_{Mx1} + R_{My1} = \frac{G_T}{4} + \frac{G_{zp} + G}{2} \left( \frac{0,5b - d}{b} - \frac{a \cos \alpha}{b} + \frac{a \sin \alpha}{c} \right);$$

$$R_2 = \frac{G_T}{4} + \frac{G_{zp} + G}{2} \left( \frac{0,5b + d}{b} + \frac{a \cos \alpha}{b} + \frac{a \sin \alpha}{c} \right);$$

$$R_3 = \frac{G_T}{4} + \frac{G_{zp} + G}{2} \left( \frac{0,5b + d}{b} + \frac{a \cos \alpha}{b} - \frac{a \sin \alpha}{c} \right);$$

$$R_4 = \frac{G_T}{4} + \frac{G_{zp} + G}{2} \left( \frac{0,5b - d}{b} - \frac{a \cos \alpha}{b} - \frac{a \sin \alpha}{c} \right).$$

Анализ приведенных уравнений показывает, что наиболее нагруженной опорой является опора 2, а наименее нагруженной - опора 4. Максимальная величина  $R_2$  возникает при угле  $\alpha = \alpha_0$ , величина которого определяется при приравнивании нулю первой производной:

$$\frac{dR}{d\alpha} = (G_{zp} + G) \left( \frac{a}{2b} \sin \alpha_0 + \frac{a}{2c} \cos \alpha_0 \right) = 0,$$

откуда  $\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{b}{c}$ , т. е. нагрузка на опору 2 имеет максимальное значение при расположении оси стрелы перпендикулярно диагонали 1-3 опорного контура (это положение стрелы показано на рисунке 167, а штриховой линией).

При наличии горизонтально действующих сил (ветровая нагрузка, силы инерции) следует еще дополнительно учесть нагрузки на опоры, создаваемые этими силами.

При некотором сочетании нагрузок, а также при значительных неровностях пути и погрешностях при изготовлении крана реакция на наименее нагруженную опору может стать равной нулю, т. е. эта опора не будет нагружена и колесо может начать приподниматься над рельсом, что иногда и отмечается в эксплуатации. В этом случае четырехопорная конструкция становится статически определимой трехопорной системой с более высокими нагрузками на опоры, определяемыми по уравнениям моментов относительно осей 1-2; 2-3 и 1-0 (см. рисунок 167, б).

В случае если тележка со стрелой установлена на мосту крана, давления на ходовые колеса моста также зависят от угла поворота стрелы и определяются с учетом неравномерной нагрузки ходовых колес тележки.

Во втором случае, т. е. когда рама ходовой части рассматривается как полностью шарнирная, что дает возможность опорам перемещаться в вертикальной плоскости независимо друг от друга, после нагружения рама может и не сохранить плоскую форму. В этом случае неточности

конструкции и различная степень податливости ее у отдельных опор не влияют на распределение нагрузки между опорами в пределах возможности их вертикального перемещения и определение опорных реакций является статически определимой задачей.

Если на шарнирной раме тележки весом  $G_T$  установлена поворотная часть крана на колонне, то на раму (см. рисунок 167, в) в точке  $O$  (ось колонны), как и в первом случае, действуют силы  $G_{zp} + G$  и момент  $M = (G_{zp} + G) \times a$ , который можно разложить на моменты  $M_x$  и  $M_y$ . Реакции от сил  $G_T$   $G_{zp} + G$  и от момента  $M_x$  такие же, как и для жесткой рамы, а момент  $M_y$  вызывает в точках  $A$  и  $B$  фиктивной балки  $AB$  вертикальные усилия:

$$P_A = -P_B = \frac{M_y}{c}.$$

Эти усилия можно разложить между опорами рамы:

$$R_{My1} = -R_{My4} = \frac{M_y}{c} \frac{0,5b - d}{b},$$

$$R_{My2} = -R_{My3} = \frac{M_y}{c} \frac{0,5b + d}{b}.$$

Суммируя все составляющие реакций опор, получаем для случая шарнирной рамы:

$$R_1 = \frac{G_T}{4} + (G_{zp} + G) \left( \frac{0,5b - d}{2b} - \frac{a \cos \alpha}{2b} + \frac{a \sin \alpha}{c} \frac{0,5b - d}{b} \right);$$

$$R_2 = \frac{G_T}{4} + (G_{zp} + G) \left( \frac{0,5b + d}{2b} + \frac{a \cos \alpha}{2b} + \frac{a \sin \alpha}{c} \frac{0,5b + d}{b} \right);$$

$$R_3 = \frac{G_T}{4} + (G_{zp} + G) \left( \frac{0,5b + d}{2b} + \frac{a \cos \alpha}{2b} - \frac{a \sin \alpha}{c} \frac{0,5b + d}{b} \right);$$

$$R_4 = \frac{G_T}{4} + (G_{zp} + G) \left( \frac{0,5b - d}{2b} - \frac{a \cos \alpha}{2b} - \frac{a \sin \alpha}{c} \frac{0,5b - d}{b} \right).$$

Как и в случае жесткой рамы, максимальная нагрузка воспринимается опорой 2, а минимальная - опорой 4. При  $d = 0$  значения реакции для жесткой и шарнирной рам одинаковы. Максимальное значение  $R_2$  для шарнирной рамы имеет место при угле  $\alpha - \alpha_0$ , тангенс которого, определяемый аналогично случаю жесткой рамы,

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{b + 2d}{c},$$

т. е. реакция  $R_2$  имеет максимальное значение при стреле, расположенной перпендикулярно линии, соединяющей опору 1 с осью вращения колонны (точка  $O$ ). На рисунке 167, в положение стрелы при максимальном значении  $R_2$  показано штриховой линией. Величина максимального давления на опору 2 при шарнирной раме а колонной несколько больше, чем при жесткой раме.

Выбор того или иного метода расчета зависит от конструкции (упругих свойств) рамы, ходовых опор и пути. Передвижные поворотные краны на колонне обычно рассчитываются по схеме жесткой рамы.

Вертикальные давления на колеса велосипедного крана зависят от положения стрелы относительно направления движения (см. рисунок 156, а).

Центр тяжести поворотной части крана вместе с грузом  $G_{zp}$  расположен на расстоянии  $s$  от центра вращения  $O$ . Общий вес поворотных частей:

$$V_n = G_{zp} + G_n + G,$$

где  $G_n$  - вес противовеса;  $G$  - вес вращающейся части крана.

Вес не вращающейся части крана  $G_H$ , состоящий из веса нижней тележки с механизмами и ходовой частью и веса колонны, в большинстве случаев можно считать действующим вдоль оси вращения стрелы, устанавливаемой на равном расстоянии от опор  $A$  и  $B$ .

Реакция опор от веса  $G_H$ :

$$R_{An} = R_{Bn} = \frac{G_H}{2},$$

Усилия  $V_n$  действует вдоль оси поворота и создает момент  $M = V_n^0$  относительно оси

поворота стрелы. При этом реакции от усилия  $V_n$  на опоры:

$$R_{AV} = R_{BV} = \frac{V_n}{2}.$$

Момент  $M$  можно разложить на два составляющих момента: момент  $M_x = M \cos \alpha$ , действующий в плоскости  $x - x$ , и момент  $M_y = M \sin \alpha$ , действующий в плоскости  $y - y$ , направленной перпендикулярно направлению движения, где  $\alpha$  - угол отклонения оси стрелы в плане от оси рельса. Момент  $M_y$  не создает реакций в опорах кодовых колес и воспринимается полностью горизонтальными реакциями на верхнем и нижнем путях.

Реакции опор от момента  $M_x$ :

$$R_{AM} = R_{BM} = \frac{M_x}{l} = \frac{V_n \times c \times \cos \alpha}{l}.$$

Наибольшее суммарное давление приходится на опору В:

$$R_B = \frac{G_n}{2} + \frac{V_n}{2} + \frac{V_n \times c \times \cos \alpha}{l}.$$

Максимальное значение этого давления получается при положении стрелы вдоль пути, когда угол  $\alpha = 0$ , при этом:

$$R_{B \max} = \frac{V_n + G_n}{2} - V_n \frac{c}{l}.$$

Минимальное значение суммарного давления на опору А возникает также при положении стрелы вдоль пути:

$$R_{A \min} = \frac{V_n + G_n}{2} - V_n \frac{c}{l}.$$

Положительное значение  $R_A$  исключающее отрыв ходового колеса от рельса, обеспечивается условиями устойчивости крана.

### Пример расчета.

Подобрать асинхронный электродвигатель с фазным ротором для механизма передвижения мостового крана грузоподъемностью  $Q$  - 12,5 т.

Расчетные данные.

Механизм передвижения с отдельным приводом; скорость передвижения 80 м/мин; масса моста с тележкой  $Q_M = 21,7$  т; масса специального грузозахватного устройства  $Q_0$  - 2,5 т; масса номинального полезного груза  $Q_{gp} = 10$  т; ходовые колеса с цилиндрическим ободом  $D_{x.k} = 0,56$  м; рельс с выпуклой головкой; диаметр цапфы ходового колеса  $d = 140$  мм; подшипники ходовых колес роликовые конические; коэффициент трения качения  $\mu = 0,06$  см (см. таблицу 24); коэффициент трения в опоре ходового колеса  $f = 0,02$  (см. таблицу 23): в механизме использован редуктор Ц2-250 с передаточным числом  $i = 19;88$ ; коэффициент полезного действия передачи при работе с номинальным грузом  $\eta = 0,85$ ; коэффициент, учитывающий потери на трение реборд колес о рельсы,  $K_p = 1,5$  (см. таблицу 25); на кране установлены два тормоза ТКГГ - 200 с номинальным тормозным моментом  $M_T = 15$  даН×м; расстояние перемещения груза  $l = 40$  м; время стоянки для погрузки и разгрузки  $\tau_0$  - 40 с; кран перемещается в одну сторону с номинальным грузом и возвращается без груза, а затем снова перемещается на то же расстояние с половинным грузом и возвращается без груза за новой порцией груза. Кран работает в помещении, поэтому ветровая нагрузка и уклон пути не учитываются.

Решение.

1 Полная масса крана без груза  $Q_M + Q_0 = 21,7 + 2,5 = 24,2$  т, Полная масса крана с номинальным грузом, равным 10 т,  $Q_n = 34,2$  т.

2 Сопротивление движению при полной нагрузке:

$$W = \frac{Q_n}{D_{x.k}} (fd + 2\mu) K_p = \frac{34200}{56} (0,02 \times 14 + 2 \times 0,06) 1,5 = 403 \text{ даН}.$$

Результаты определения усилий сопротивления и других параметров при работе крана с различной нагрузкой смотри в таблице к примеру.

3 Предполагаем, что нагрузка распределяется между приводами поровну. Возможная неравномерность погружения электродвигателей компенсируется их перегрузочной способностью

Тогда нагрузка на один привод:

$$W_1 = \frac{W}{2} = 202 \text{ даН}.$$

4 Время перемещения крана на расстояние  $l = 40$  м при  $v = 80$  м/мин:

$$\tau = \frac{l \times 60}{80} = \frac{40 \times 60}{80} = 30 \text{ с}.$$

5 Ориентировочная продолжительность включения:

$$ПВ_{op} = \frac{4\tau \times 100}{4\tau + 4\tau_0} = \frac{4 \times 30 \times 100}{4 \times 30 + 4 \times 40} = 43\%.$$

6 Статическая мощность одного двигателя механизма передвижения при работе с номинальным грузом:

$$W_{CT} = \frac{W_1 \times v}{102 \times 60 \times \eta} = \frac{202 \times 80}{102 \times 60 \times 0,85} = 3,1 \text{ кВт}.$$

Статические мощности при работе с другой нагрузкой определяются при соответствующих значениях КПД определенных по графику рисунка 124.

7 Предварительная мощность одного двигателя механизма может быть найдена по несколько увеличенной средней статической мощности:

$$N_{уст} \approx k \frac{N_{CT1} \times \tau_1 + N_{CT2} \times \tau_2 + \dots + N_{CTi} \times \tau_i}{\sum \tau_{вкл}},$$

где  $k = 1,1 - 1,3$  - коэффициент, зависящий от неравномерности нагружения и наличия периодов пуска и электрического торможения. При большой неравномерности нагрузки, как что имеет место в данном примере, примем  $k = 1,6$ , тогда:

$$N_{уст} = 1,3 \frac{3,1 \times 30 + 2,69 \times 30 + 2 \times 2,26 \times 30}{4 \times 30} = 3,36 \text{ кВт}.$$

8 Предварительная мощность двигателя при ПВ - 25%:

$$N_{II} = V_{уст} \sqrt{\frac{ПВ_{op}}{ПВ_{II}}} = 3,36 \sqrt{\frac{43}{25}} = 4,4 \text{ кВт}.$$

9 Требуемая частота вращения ротора двигателя:

$$n_i = n_k \times i = \frac{v \times t}{\pi \times D_{x.k}} = \frac{80 \times 19,88}{3,14 \times 0,56} = 904,5 \text{ об/мин}.$$

По каталогу на крановые асинхронные двигатели с фазным ротором подбираем двигатель типа МТ112-6, имеющий номинальную мощность при ПВ = 25%, равную  $N_n = 5$  кВт; частоту вращения  $n_l = 920$  об/мин; момент инерции ротора двигателя  $J = 0,0675$  кг·м<sup>2</sup>; максимальный момент  $M'_{max} = 12,5$

даН·м; номинальный момент  $M_n = 5,29$  даН·м; кратность пускового момента  $K = \frac{M'_{max}}{M_n} =$

$$= \frac{12,5}{5,29} = 2,36; \text{скольжение } S_n = \frac{n_0 - n}{n_0} = \frac{1000 - 920}{1000} = 0,08.$$

10. Момент статического сопротивления передвижению, приходящийся на один двигатель с полной нагрузкой:

$$M_C = \frac{W_1 \times D_{x.k}}{2i_M \times \eta} = \frac{202 \times 0,56}{2 \times 19,88 \times 0,85} = 3,35 \text{ даН} \times \text{м}.$$

11 Минимальный момент при пуске:

$$M_{min} = 1,2M_C = 1,2 \times 3,35 = 4,03 \text{ даН} \times \text{м}.$$

12 Максимальный момент при пуске принимаем равным его наибольшему значению с учетом возможного понижения напряжения до 10%:

$$M_{max} = M'_{max} \left( \frac{0,9U_H}{U_H} \right)^2 = 12,5 \left( \frac{0,9 \times 220}{220} \right)^2 = 10,1 \text{ даН} \times \text{м}.$$

13 Средний пусковой момент одного двигателя

$$M_{\text{пуск}} = \frac{M_{\text{мин}} + M_{\text{макс}}}{2} = \frac{4,03 + 10,1}{2} = 7,06 \text{ даН} \times \text{м}.$$

14 Время пуска крана с номинальным грузом при работе обоих двигателей [см. уравнение (49)]:

$$\begin{aligned} \tau_n &= \frac{1}{2(M_{\text{пуск}} + M_c)} \left[ 1,2 \frac{2J_1 \times n_1}{95,5} + \frac{Q_n \times n_1 \times D_{x.k}^2 \times \eta}{382i_M^2 \times \eta} \right] = \\ &= \frac{1}{2(15 + 3,35)} \left[ \frac{1,2 \times 2 \times 0,0675 \times 920}{95,5} + \frac{34,2 \times 10^3 \times 920 \times 0,56^2 \times 0,85}{382 \times 19,88^2 \times 0,85} \right] = 10,6 \text{ с}. \end{aligned}$$

15 Время торможения крана при работе с номинальным грузом [см уравнение (56)]:

$$\begin{aligned} \tau_T &= \frac{1}{2(M_T + M_c)} \left[ 1,2 \frac{2J_1 \times n_1}{95,5} + \frac{Q_n \times n_1 \times D_{x.k}^2 \times \eta}{382i_M^2} \right] = \\ &= \frac{1}{2(15 + 3,35)} \left[ 1,2 \frac{2 \times 0,0675 \times 920}{95,5} + \frac{34,2 \times 10^3 \times 920 \times 0,56^2 \times 0,85}{382 \times 19,88^2} \right] = 1,6 \text{ с}. \end{aligned}$$

16 Путь при пуске:

$$l_n = \frac{v \times \tau_T}{2} = \frac{80 \times 10,6}{2 \times 60} = 7,13 \text{ м}.$$

17 Путь при торможении:

$$l_T = \frac{v \times \tau_T}{2} = \frac{80 \times 1,6}{2} = 1,07 \text{ м}.$$

18 Путь при установившейся скорости:

$$l_e = l - l_n - l_T = 40 - 7,13 - 1,07 = 31,8 \text{ м}.$$

19 Скольжение двигателя при моменте сопротивления при работе с номинальным грузом:

$$s = S_H \frac{M_c}{M_H} = 0,08 \frac{3,35}{5,29} = 0,05.$$

20 Частота вращения ротора двигателя при работе с номинальным грузом:

$$n = n_c(1 - s) = 1000(1 - 0,05) = 950 \text{ об / мин}.$$

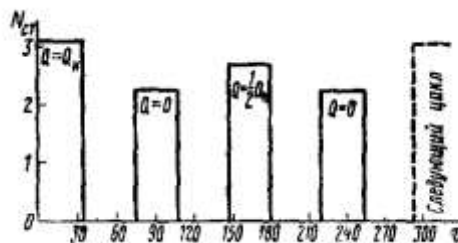
21 Скорость движения крана при номинальной нагрузке:

$$v = \frac{\pi \times D_{x.k} \times n}{i} = \frac{3,14 \times 0,56 \times 950}{19,88} = 84 \text{ м / мин}.$$

22 Время движения с установившейся скоростью:

$$\tau_y = \frac{l_y \times 60}{v} = \frac{60 \times 31,8}{84} = 22,7 \text{ с}.$$

23 По полученным данным строим следующую нагрузочную диаграмму:



24 Фактическая относительная продолжительность включения:

$$ПВ = \frac{\sum \tau_n + \sum \tau_y}{\sum \tau_n + \sum \tau_y + \sum \tau_T + \sum \tau_0} = \frac{31,88 + 96,7}{31,88 + 96,7 + 5,3 + 160} = 43,6\%.$$

25 Среднеквадратичный момент при ПВ = 25%:

$$M'_{cp.kв} = \sqrt{\frac{M_{пуск}^2 \times \sum \tau_n + \sum M_c^2 \times \tau_y}{\beta \times \sum \tau_n + \sum \tau_y + 4\tau_0}} = \sqrt{\frac{7,06^2 \times 31,88 + 3,35^2 \times 22,7 + 2,91^2 \times 23,6 + 2 \times 2,46^2 \times 25,2}{0,65 \times 31,88 + 96,7 + 4 \times 40}} = 3,66 \text{ кВт.}$$

где  $\beta = 0,65$  - коэффициент ухудшения условий охлаждения двигателя в процессе пуска для защищенных и открытых двигателей с вентилятором на валу.

26 Среднеквадратичная мощность при фактическом значении ПВ = 43,6%:

$$N'_{cp.kв} = \frac{M'_{cp.kв} \times n}{975} = \frac{3,66 \times 950}{975} = 3,56 \text{ кВт.}$$

27 Среднеквадратичная мощность, приведенная к ПВ = 25%:

$$N_{cp.25} = N'_{cp.kв} \sqrt{\frac{ПВ_{факт}}{ПВ_n}} = 3,56 \sqrt{\frac{43,6}{25}} = 4,7 \text{ кВт.}$$

Требуемая среднеквадратичная мощность двигателя, равная 4,7 кВт, оказалась меньше номинальной мощности выбранного двигателя при ПВ = 25% равной 5 кВт. Следовательно, при работе в указанном режиме двигатель перегреться не будет.

Таблица к примеру расчета

Масса перемещаемого груза	$Q = Q_n$	$Q = 0,5Q_n$	$Q = 0$
Общая поступательно движущаяся масса $Q_M + Q_{сп} + Q_0$ , т	34,2	29,2	24,2
Усилия сопротивления передвижению $W$ , даН	403	344	285
Нагрузка на один привод $W_l$ , даН	202	172	143
К. п. д. механизма $\eta$	0,85	0,83	0,82
Статическая мощность $N_{ст}$ , кВт	3,1	2,69	2,26
Момент статического сопротивления $M_c$ , даН×м	3,35	2,91	2,46
Время пуска механизма $\tau_n$ , с	10,7	8,4	6,39
Путь при пуске $l_n$ , м	7,13	5,6	4,25
Время торможения механизма $\tau_m$ , с	1,6	1,38	1,16
Путь при торможении $l_m$ , м	1,07	0,92	0,78
Путь при установившемся движении $l_y$ , м	31,8	33,5	35,5
Скольжение двигателя $s$	0,05	0,044	0,037
Фактическая частота вращения двигателя под нагрузкой $n_l$ , об/мин	950	956	963
Скорость передвижения крана $v$ , м/мин	84	84,9	85,2
Время движения с установившейся скоростью $\tau_y$ , с	22,7	23,6	25,2

## Глава IX

# МЕХАНИЗМЫ ПОВОРОТА

### § 33. Схемы механизмов поворота

Механизмы поворота служат для приведения во вращение металлоконструкции крана и груза. Принципиальное отличие работы механизма поворота от рассмотренных выше механизмов подъема и перемещения заключается в том, что при повороте отсутствуют поступательно движущиеся массы - имеются только вращающиеся массы. Поворотные краны можно подразделить на две принципиально различные группы. К первой группе относятся такие поворотные краны, грузоподъемность которых не зависит от вылета стрелы (см. рисунки 27 - 29), ко второй группе относятся стреловые краны (см. рисунки 31 - 36), грузоподъемность которых изменяется с изменением вылета стрелы,

Механизмы поворота могут устанавливаться либо на неподвижной части крана и тогда поворотная часть движется относительно механизма, либо на поворотной части и тогда механизм при повороте перемещается вместе с поворотной частью крана. Механизм поворота (см. рисунок 168) расположен на поворотной части металлоконструкции. Он состоит из двигателя, соединенного муфтой 1 с червячным редуктором 4, имеющим горизонтальное расположение червячного колеса. На валу червячного колеса закреплена шестерня 3, передающая крутящий момент на вертикальный вал. Шестерня 2 вертикального вала входит в зацепление с зубчатым колесом, укрепленным на колонне или на неподвижной части металлоконструкции. При вращении двигателя шестерня 3 обкатывается вокруг колеса, приводя во вращение поворотную часть крана.

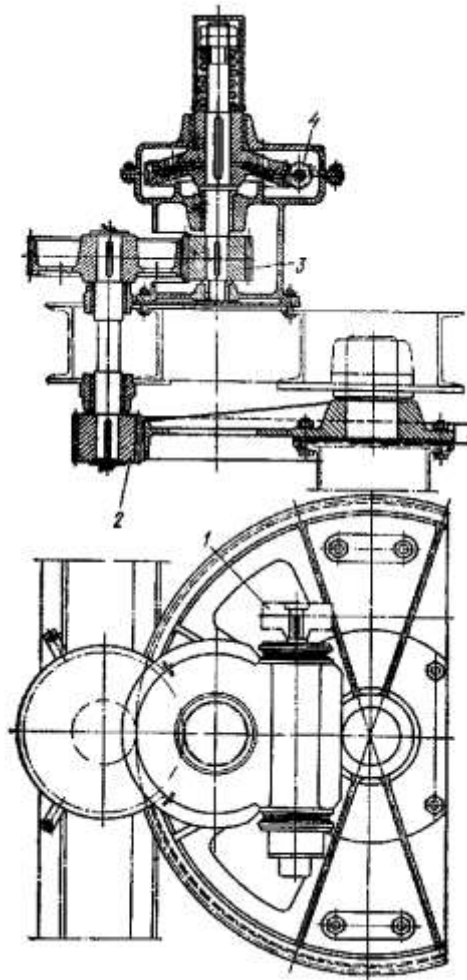


Рисунок 168 – Схема механизма поворота

Большинство механизмов поворота включает в себя червячную передачу, что объясняется большим передаточным числом механизма, которое наиболее удобно реализуется при помощи червячной передачи. Действительно, при частоте вращения стрелы  $n_0 = 1 - 3,5$  об/мин и обычной частоте вращения вала двигателя  $n_1 = 750 - 1000$  об/мин передаточное число механизма поворота

$i_0 = \frac{n_1}{n_0}$  получается равным от 200 до 1000 и разбивается следующим образом: червячная передача  $i_1 = 30 - 40$  и зубчатая пара  $i_2 = 10 - 25$ .



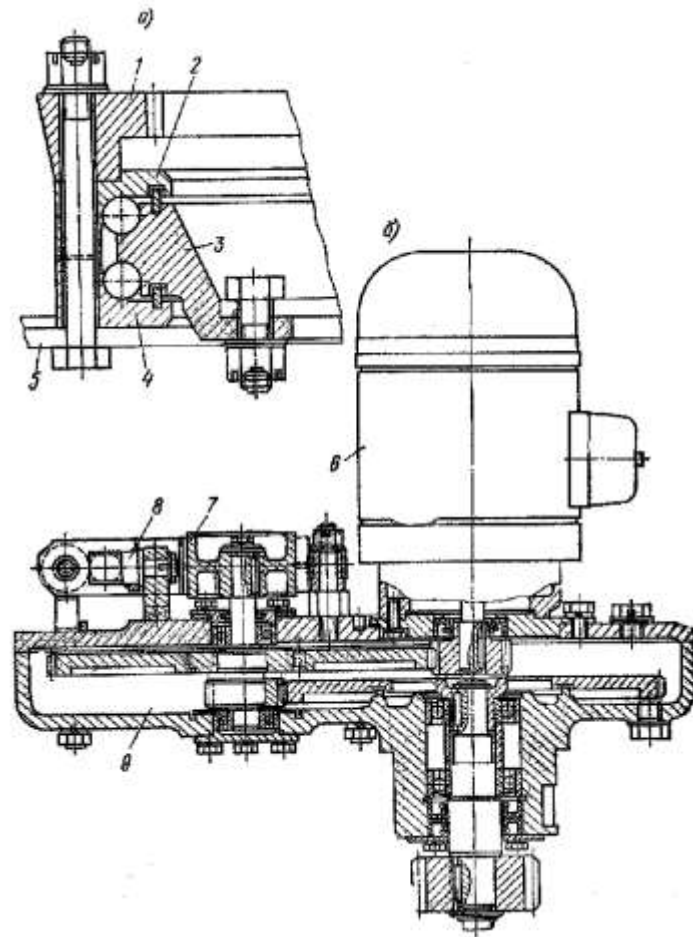


Рисунок 169 – Механизм поворота колонны крана штабелера

При большом диаметре зубчатый венец часто выполняют в виде цевочного колеса, изготовленного из согнутого в кольцо швеллера, в который через равные промежутки вставлены валики (цевки), заменяющие собой зубья колеса. В этом случае число зубьев шестерни принимается равным 9 - 12. Преимуществом цевочного зацепления является меньшая стоимость при реализации больших передаточных чисел (см. рисунок 170, а).

Поворотная часть кранов и крановых тележек может опираться на неподвижную или вращающуюся колонну или на поворотный круг на катках, шарах и роликах. В соответствии с этим различают опорно-поворотные устройства кранов на колонне и кранов на поворотном круге.

В кранах-штабелерах подвесного или опорного типа с поворотной колонной механизм поворота размещается на кольцевой поворотной платформе 5 (см. рисунок 169, а), к которой болтами прикрепляются зубчатый венец 1 и двухрядное шариковое опорно-поворотное устройство, состоящее из двух наружных колец 2 и 4, соединенных с платформой 5, и внутреннего кольца 3, соединенного с поворотной колонной. Механизм поворота (см. рисунок 169, б) состоит из фланцевого электродвигателя 6, соосного двухпарного редуктора 9 и тормозного устройства 8 в тормозном шкивом 7, укрепленным на выпущенном из редуктора конце промежуточного вала. Выходная шестерня 1 механизма поворота портального крана (см. рисунок 170, а) сцепляется с цевочным колесом 2.

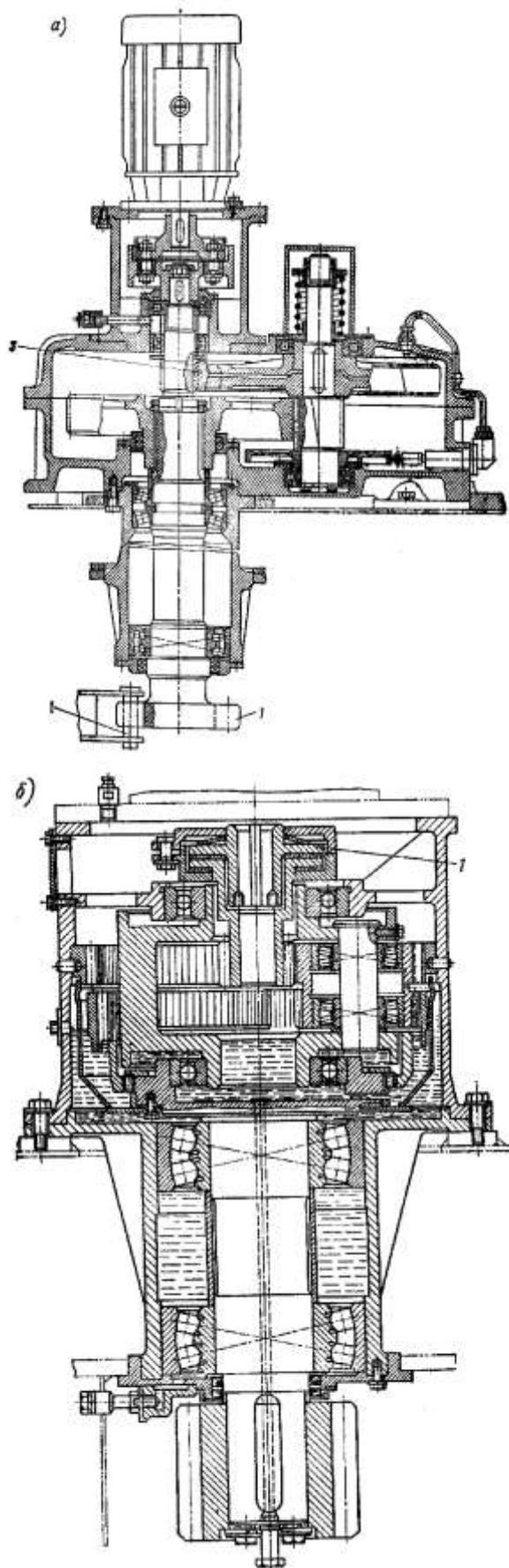


Рисунок 170 – Редукторы механизма поворота:  
а – зубчатый соосный; б – планетарный

Все большее распространение в конструкциях механизмов поворота находят планетарные редукторы (см. рисунок 170, б), дающие возможность получения весьма компактных устройств с

высоким коэффициентом полезного действия. Широкое применение находит гидравлический привод механизма поворота (см. рисунок 171), дающий возможность регулирования скорости поворота в широких пределах. Здесь жидкость под давлением, развиваемым насосом 4, вращаемым электродвигателем 5, подается по трубопроводу 3 в низкомоментный гидродвигатель 2, в котором энергия жидкости преобразуется во вращательное движение, передаваемое через редуктор 1 к шестерне 6, обкатывающейся по зубчатому колесу.

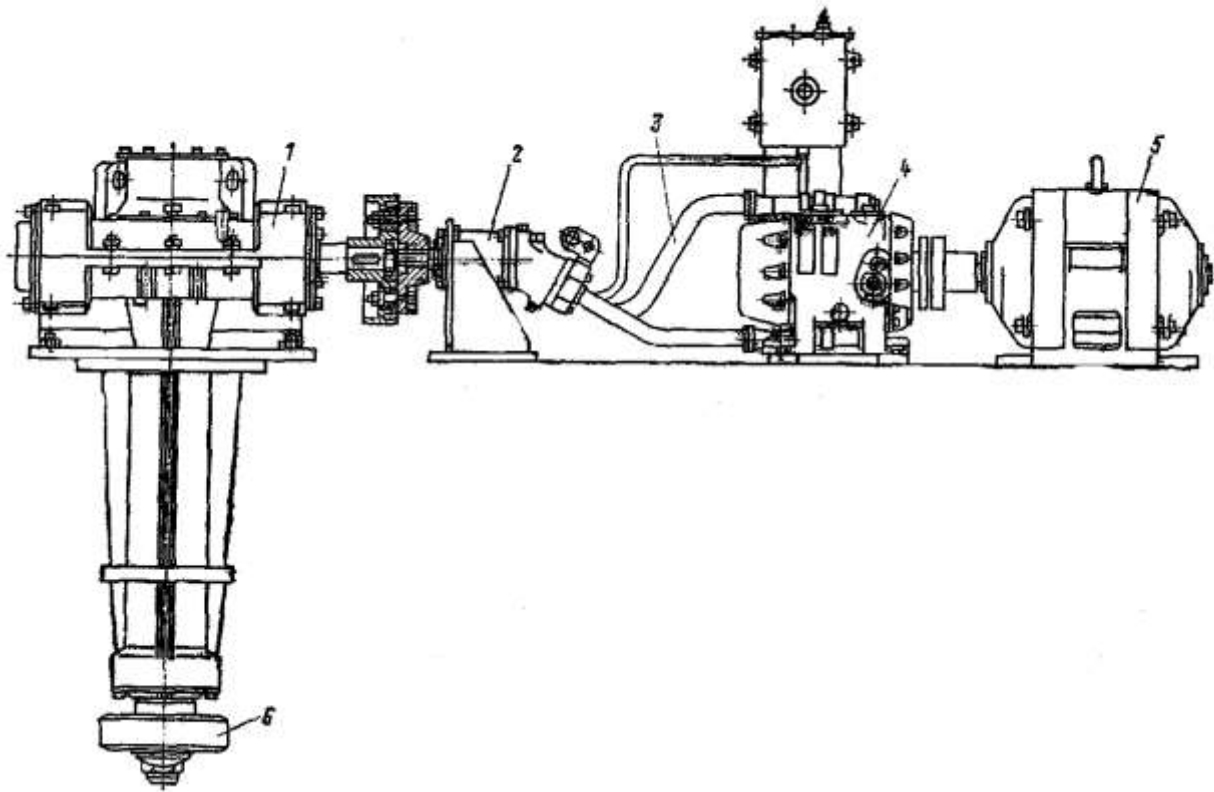


Рисунок 171 – Механизм поворота портального крана с гидравлическим приводом

Согласно правилам Госгортехнадзора, механизмы поворота вновь изготавливаемых портальных кранов должны быть оборудованы муфтой предельного момента. На рисунке 170, б такой муфтой 1 является дисковая муфта, соединяющая вал вертикально установленного фланцевого двигателя с валом редуктора. В редукторе (см. рисунок 170, а) применена коническая предохранительная муфта 3. Эти муфты предохраняют механизмы от перегрузок при резком пуске и торможении, при задевании стрелой за посторонние препятствия или при возникновении других случайных сопротивлений повороту.

#### § 34. Определение моментов сопротивления в опорах крана

**Кран на неподвижной колонне.** Поворотную часть крана на колонне устанавливают на двух опорах, одна из которых (обычно верхняя) воспринимает горизонтальные и вертикальные усилия, а другая опора - только горизонтальные (см. рисунок 172). Вертикальное усилие  $V$ , действующее на верхнюю опору, равно сумме весов поворачивающихся частей крана:

$$V = G + G_{gp} + G_{np},$$

где  $G_{gp}$  - вес груза;  $G$  - суммарный вес элементов поворотной части металлоконструкции, включающий вес стрелы, растяжек и т. п.;  $G_{np}$  - вес противовеса (если на кране установлен противовес).

Горизонтальное усилие  $H$ , действующее в верхней и нижней опорах, определяют из уравнения моментов:

$$H = \frac{G_{gp} + G \times a - G_{np} \times b}{h}.$$

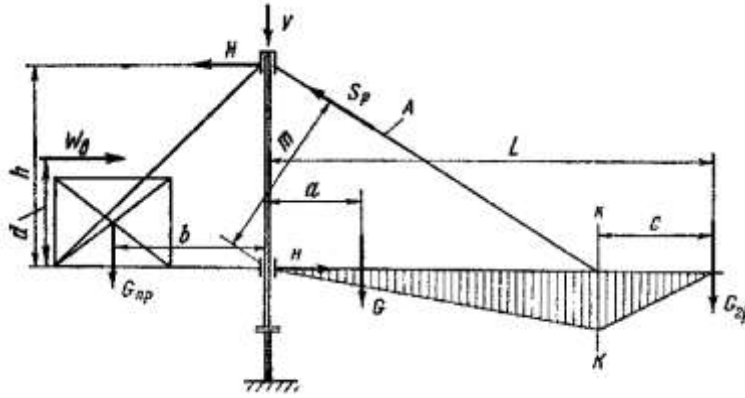


Рисунок 172 – Схема поворотного крана

При работе крана на открытом воздухе должно быть учтено влияние ветровой нагрузки  $W_B$  рабочего состояния на усилие  $H$ , действующее в опорах. Тогда:

$$H = \frac{G_{zp} \times L + G \times a - G_{np} \times b + W_B \times d}{h},$$

где  $d$  - плечо действия ветровой нагрузки.

Момент сопротивления в опорах относительно оси колонны:

$$M'_C = M_B^V + M_B^H + M_H^H,$$

где  $M_B^V$  - момент трения в верхней опоре от силы  $V$ ;  $M_B^H$  - момент трения в верхней опоре от силы  $H$ ;  $M_H^H$  - момент трения в нижней опоре от силы  $H$ .

Траверса верхней опоры крана с неподвижной колонной выполняется либо цельнокованой (рис. 173), либо со вставными шипами. Момент сопротивления в верхней опоре от силы  $H$ :

$$M_B^H = H \frac{d_1}{2} f,$$

где  $d_1$  - диаметр цапфы подшипника, воспринимающего горизонтальное усилие  $H$ ;  $f$  - коэффициент трения подшипника, значение которого принимается по таблице 21.

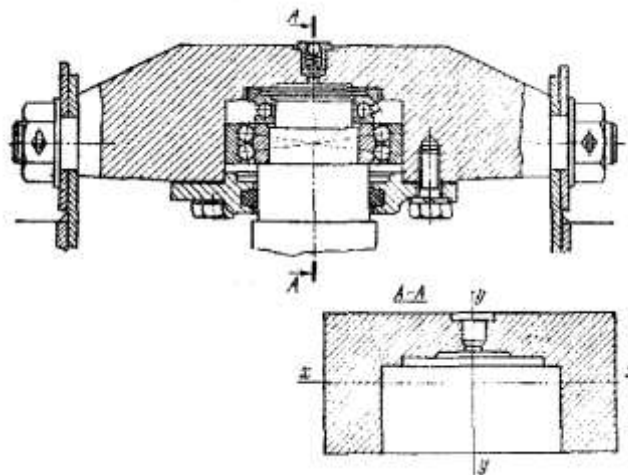


Рисунок 173 – Траверса верхней опоры крана цельнокованая с подшипниками качения

Момент сопротивления в верхней опоре от силы  $V$  при использовании в пяте упорного шарикового подшипника с диаметром цапфы  $d_0$ .

Нижнюю опору крана на неподвижной колонне обычно выполняют в виде обоймы для роликов или катков, катящихся по колонне (см. рисунок 174).

Корпус обоймы может быть литым из стали или чугуна, а также сварным из стали. Для обоймы с катками количество катков принимается равным двум (см. рисунок 174, а), если сила  $H$  не изменяет своего направления при работе с грузом и без груза, и четырьмя (см. рисунок 174, б), если усилие  $H$  изменяет свое направление. Независимо от конструкции обоймы в каждый данный момент

работают только два катка.

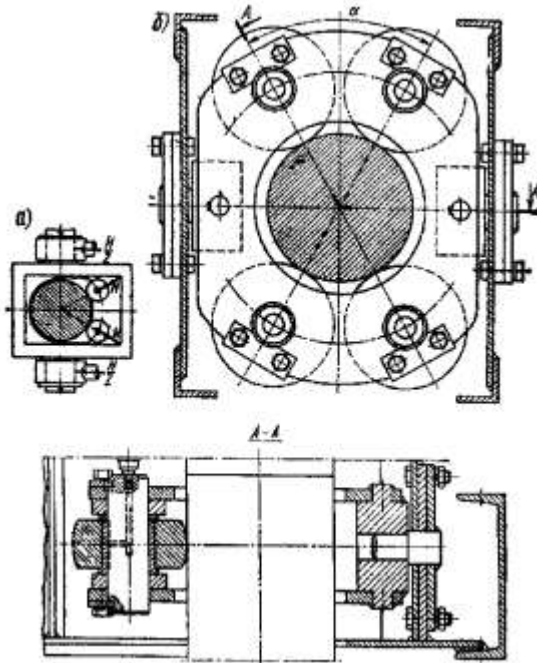


Рисунок 174 – Конструкция нижней опоры крана:  
а – при двух катках; б – при четырех катках

Каждый из катков передает на колонну силу:

$$N = \frac{H}{2 \cos \frac{\alpha}{2}}$$

где  $\alpha$  - угол между направлениями сил  $N$ , обычно принимаемый в пределах  $50 - 80^\circ$  (см. рисунок 174). При установке роликов на неподвижной части конструкции крана ролики устанавливаются на равных расстояниях друг от друга.

Для регулирования положения роликов относительно колонны и компенсации неточностей изготовления рамы роликов ось ролика может выполняться с эксцентриситетом.

При определении момента сопротивления в нижней опоре качение катков по неподвижной колонне рассматривается как качение по плоскости и, следовательно, остаются справедливыми зависимости, выведенные для качения колеса по рельсу (см. гл. VIII). Тогда усилие сопротивления движению катков, нагруженных каждый силой  $N$ , равно (см. рисунок 175, а):

$$W = \frac{2N}{d} (2\mu + d_1 \times f),$$

где  $d$  - диаметр поверхности катания катка;  $d_1$  - диаметр оси катка;  $\mu$  и  $f$  - коэффициенты трения, принимаемые по таблице 23 и 24.

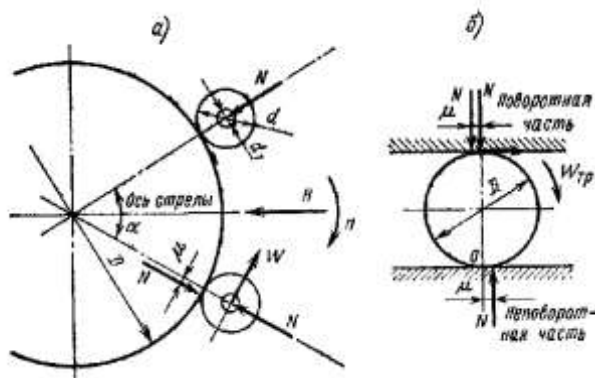


Рисунок 175 – Схема к расчету сопротивления повороту

Заменяв  $N$  через  $H$ , получим:

$$W = \frac{H}{d \times \cos \frac{\alpha}{2}} (2\mu + d_1 \times f).$$

Момент сопротивления движению катков относительно оси колонны с учетом того, что сила  $N$ , приложенная к колонне с эксцентриситетом относительно линии, соединяющей центр колонны с центром ролика, создает момент  $N\mu$ , равен

$$M_{H2}^H = W \frac{D}{2} + 2N \times \mu,$$

где  $D$  - диаметр колонны, по которому катятся катки.

После подстановки в эту формулу значений  $W$  и  $N$  получим:

$$M_{H2}^H = \frac{H}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \left[ f \frac{d_1 \times D}{d} + 2\mu \left( \frac{D}{d} \pm 1 \right) \right].$$

В этой формуле знак плюс соответствует неподвижной колонне (внешняя опора), а знак минус - вращающейся колонне (внутренняя роликовая опора).

В случае каткового опорноповоротного устройства, в котором усилие передается не через ось катка, а каток заложен между поворотной и неповоротной частями устройства, появляется трение качения по двум опорным поверхностям (см. рисунок 175, б), что приводит к удвоению трения качения. При этом движущая сила прикладывается на обод катка при мгновенном центре вращения, расположенном на неповоротной части устройства в точке  $O$ . Тогда  $WD = 2\mu N$  и с учетом дополнительных потерь на трение торцов (при конических катках) и на проскальзывание (при цилиндрических катках):

$$W = 2 \frac{\mu}{D} N \times \beta,$$

где  $\beta = 1,3 - 1,5$ .

В ряде конструкций кранов большой грузоподъемности вместо двух-или четырехкатковых опор устанавливают много роликовые опоры (см. рисунок 176). В этом случае в кольцевом пространстве между колонной и внутренней поверхностью обоймы размещаются ролики. Иногда оси роликов соединяются между собой сепаратором.

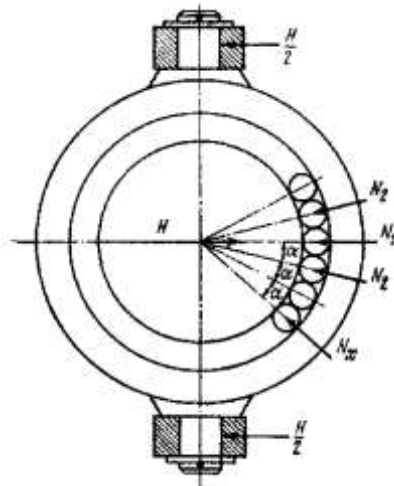


Рисунок 176 – Многороликовая опора

Принимая распределение нагрузок на ролики соответствующим распределению удельных давлений по окружности цилиндрического шипа, определяем силу, действующую на ролик:

$$N_x = N_1 \times \cos(x-1) \times \alpha,$$

где  $\alpha$  - угловой шаг расположения роликов (угол между радиусами, проведенными из центра колонны к центрам соседних роликов);  $(x-1) \times \alpha$  - угол между силами  $N_1$  и  $N_x$ .

Сила  $H$  равна сумме проекций всех сил  $N$  на направление линии действия этой силы, т. е.:

$$H = N_1 + 2 \sum N_x \times \cos(x-1) \times \alpha.$$

Отсюда максимальное значение усилия между роликами и колонной:

$$N_1 = \frac{H}{1 + 2 \sum \cos^2(x-1) \times \alpha}.$$

Так как в процессе работы возможен перекося ролик, то значение силы  $N_1$  увеличивают и расчет ведут на условную силу:

$$N'_1 = 1,25 \frac{H}{1 + 2 \sum \cos^2(x-1) \times \alpha}.$$

Обычно многороликовые опоры в изготовлении получаются сложнее и больших габаритов, чем опоры Q катками. Однако в многороликовых опорах момент сопротивления меньше, так как в них отсутствует трение об оси катков и остается только сопротивление от трения качения роликов по колонне. Это усилие сопротивления равно сумме усилий сопротивления качения всех нагруженных роликов в роликовой обойме:

$$W = W_1 + 2(W_2 + W_3 + \dots + W_x) = N_1 \frac{2\mu}{d_p} + 2 \frac{2\mu}{d_p} (N_2 + N_3 + \dots + N_x),$$

или

$$W = \frac{2\mu}{d_p} [N_1 + 2(N_2 + N_3 + \dots + N_x)].$$

В этом случае момент сопротивления вращению:

$$M_H^H = W \frac{D}{2} + \mu \times N_1 + 2(\mu \times N_2 + \mu \times N_3 + \dots + \mu \times N_x).$$

После подстановки в эту формулу значения  $W$  и преобразований получаем:

$$M_H^H = \mu \left( \frac{P}{d_p} + 1 \right) [N_1 + 2(N_2 + N_3 + \dots + N_x)].$$

Однако, учитывая потери на трение между роликами, расчетное значение момента сопротивлений следует увеличить на 25 - 30% против величины, вычисленной по этой зависимости.

Катки нижней опоры выполняют цилиндрическими или бочкообразными, что является более рациональным, так как при бочкообразных катках на характер соприкосновения катка с колонной не влияют возможные при изготовлении металлоконструкции перекосы. Катки рассчитывают по контактным напряжениям (см. § 32). Обычно ориентировочный диаметр поверхности катания ролика  $d$  выбирают из соотношения  $d \approx (2,5 - 3) \times d_1$  где  $d_1$  - диаметр оси ролика. Диаметр оси ролика (см, рисунок 174, б) определяют из расчета на изгиб при допускаемом напряжении изгиба для оси из стали 45 или стали 50, принимаемом равным  $[\sigma_u] = 800 - 1000$  даН/см<sup>2</sup>. Рабочую поверхность оси ролика проверяют по давлению, причем допускаемое давление вследствие малых скоростей принимают равным 100 - 130 даН/см<sup>2</sup>.

Для приближенных расчетов роликов можно применять расчет по среднему условному давлению между роликом и колонной по формуле:

$$p = \frac{N}{d_p \times b} \leq [p],$$

где  $b$  - высота рабочей поверхности ролика.

Допускаемое давление в этом расчете принимается равным 75 - 130 даН/см<sup>2</sup> при твердости контактных поверхностей не менее HB200.

В некоторых автомобильных кранах опорно-поворотное устройство, соединяющее поворотную часть крана с неподвижной частью (см. рисунок 177), состоит из закрепленного на неподвижной раме круга катания 3, имеющего с внешней стороны замкнутую круговую дорожку для опорных роликов 2 поворотной рамы, а в центре - полуоступицу для размещения вала привода. На круге катания закреплен зубчатый венец 1, вокруг которого обкатывается шестерня механизма поворота, установленного на поворотной части. Нагрузки от веса поворотной части крана и от действия грузового момента передаются с поворотной части на неподвижную раму через конические опорные ролики 2, оси которых соединены с поворотной рамой. Момент  $M$  от веса стрелы и груза прижимает передние ролики, расположенные со стороны стрелы, к нижней рабочей поверхности круга катания, а задние ролики - к верхней поверхности. Центральная цапфа круга катания разгружена от передачи момента.



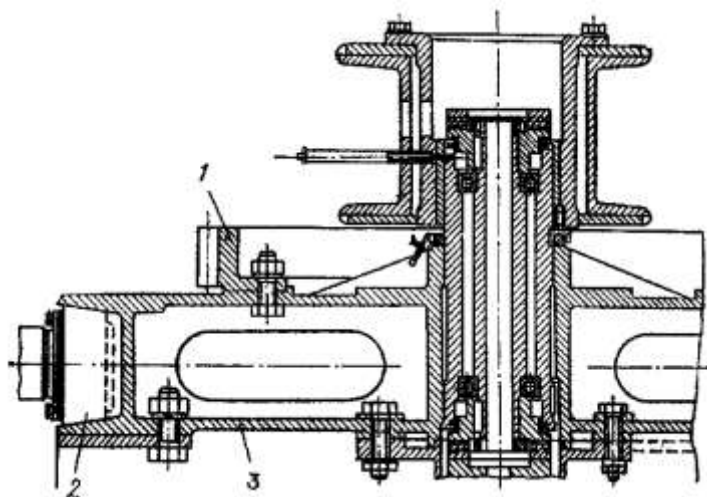


Рисунок 177 – Схема опорно-поворотного устройства автомобильного крана

Нормальная работа опорно-поворотных устройств во многом зависит от величины зазора между роликами и опорными дорожками круга катания. Увеличение зазоров приводит к возникновению повышенных значений ударных нагрузок и увеличению износа дорожек и тел качения. Поэтому при расчете необходимо предусматривать возможность регулирования величины зазора.

В последнее время в поворотных кранах все большее применение находят одно- или двухрядные шариковые и роликовые опорно-поворотные устройства (см. рисунок 178). Однорядные устройства (рис. 178, а, в) применяются для относительно малых нагрузок. Двухрядное опорно-поворотное устройство (рис. 178, б, г) имеет внутреннюю (неподвижную) опору 1, состоящую из двух полуопор, соединенных болтами, и подвижную опору 2 с зубчатым венцом, изготовленную как одно целое с опорой 2 или изготовленную отдельно и прикрепленную к подвижной опоре. Между беговыми дорожками опорных колец размещаются стальные шарики -3, разделенные сепаратором.

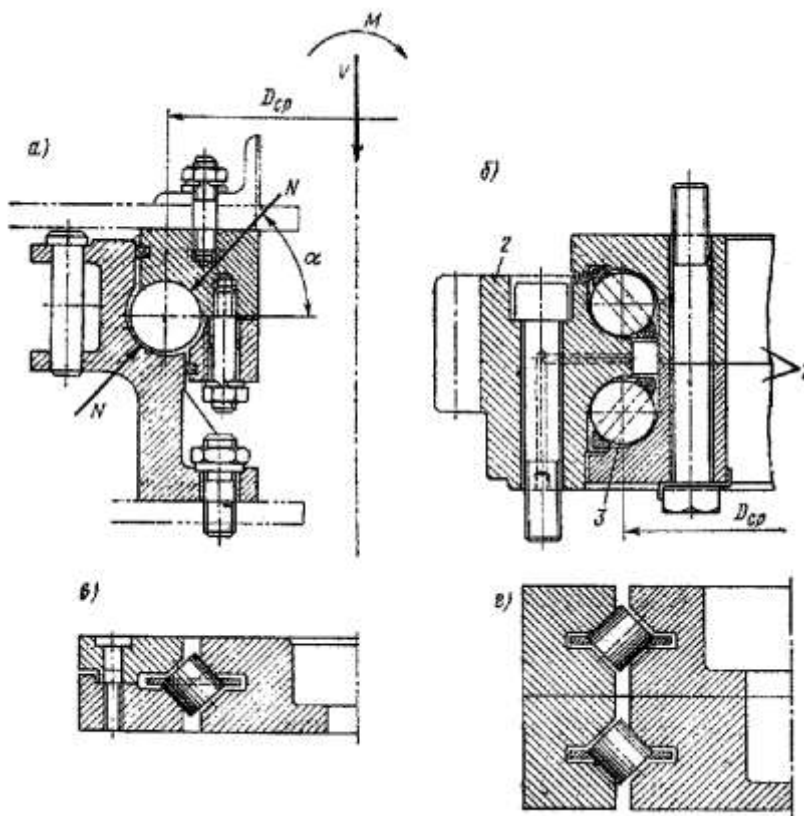


Рисунок 178 – Поперечные сечения опорно-поворотных кругов:  
а, б – шариковых; в, г - роликовых

Во всех этих устройствах используются стандартные шарики и ролики, выпускаемые шарикоподшипниковой промышленностью. При весьма малых значениях скорости вращения шарики укладываются и без, сепараторов вплотную друг к другу. Применение шариковых или роликовых опорно-поворотных устройств позволяет уменьшить потери на трение. Кольца кругов изготавливают из качественной стали, и беговые дорожки подвергают закалке и полировке, что обеспечивает малый износ элементов устройства. Роликовые опорно-поворотные устройства могут выдерживать большие нагрузки, чем шариковые того же диаметра.

При определении нагрузки на тело качения опорно-поворотного устройства такого типа следует учесть, что в общем случае система является статически неопределимой и распределение нагрузки между отдельными телами в сильной степени зависит от жесткости системы и точности изготовления элементов устройства. При проектировании стремятся создать по возможности более жесткие конструкции. Момент трения при вращении поворотной платформы на шариковом круге определяют с учетом давления на шары от вертикальной нагрузки  $V$  и момента  $M$ , воспринимаемых опорным устройством (см. рисунок 178). Принимая линейный закон распределения деформаций и считая вертикальную нагрузку равномерно распределенной между всеми шарами ряда, ориентировочное суммарное значение наибольшей нагрузки «а тело качения:

$$N = \left( V + 4,5 \frac{M}{D_{cp}} \right) \frac{1}{n \times \sin \alpha},$$

где  $n$  - число тел качения в одном ряду;  $D_{cp}$  - диаметр беговой дорожки;  $\alpha$  - угол наклона опорной реакции к вертикали.

Момент сопротивления вращению опорного круга в  $10^3$  даН×м согласно ГОСТ 13 994-75 «Краны башенные строительные. Нормы расчета»:

$$M_{TP} = \frac{0,025M_{x.k} + 0,005 \sum P_{кр} \times D_{кр}}{\sin \Theta_k},$$

где  $M_{x.k}$  - момент, действующий на опорный круг в плоскости подвеса стрелы,  $10^3$  даН×м;  $\sum P_{кр}$  - суммарная вертикальная нагрузка на опорный круг, 103 даН;  $D_{кр}$  - диаметр опорного круга, м;  $\Theta_k$  - угол наклона к горизонтали сил, действующих на шарики и ролики опорного круга, град.

Учитывая неизбежную неравномерность распределения нагрузки между телами качения, усилие  $N$  не должно превышать 0,5 от допустимой статической нагрузки на тело качения выбранного размера, принимаемой при расчете подшипников качения.

**Кран с внешней верхней опорой.** Этот кран является краном на вращающейся колонне. Поворотную часть его также устанавливают на двух опорах. Нижняя опора, укрепленная на фундаменте, обычно воспринимает вертикальное и горизонтальное усилия, а верхняя опора, укрепленная на неподвижной части здания (стене, потолочном перекрытии и т. п.), воспринимает горизонтальное усилие (см. рисунок 179). Вертикальное усилие  $V$ , действующее на нижнюю опору, равно, так же как и для крана на колонне, сумме всех весов поворотной части крана. Горизонтальное усилие  $H$ , действующее в верхней и нижней опорах:

$$H = \frac{G_{zp} \times L + G \times a}{h}.$$

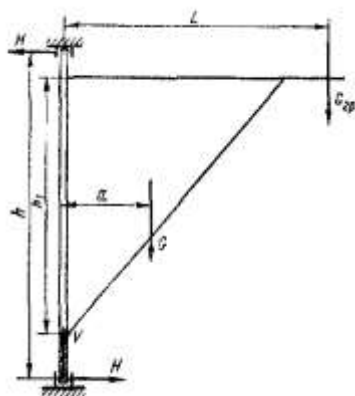


Рисунок 179 – Схема крана с внешней верхней опорой

Обе опоры крана этого типа выполняют на подшипниках качения (см. рисунки 180 и 181). Момент сопротивления повороту в опорах определяют так же, как и для крана на неподвижной колонне. Общий момент сопротивления от трения в опорах крана равен сумме моментов сопротивления от силы  $H$  в верхней и нижней опорах и от силы  $V$  в нижней опоре:

$$M'_c = M'_B + M'_H + M'_H^V.$$

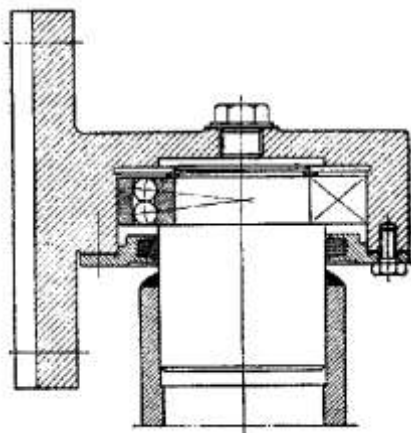


Рисунок 180 – Схема верхней опоры крана на подшипниках качения

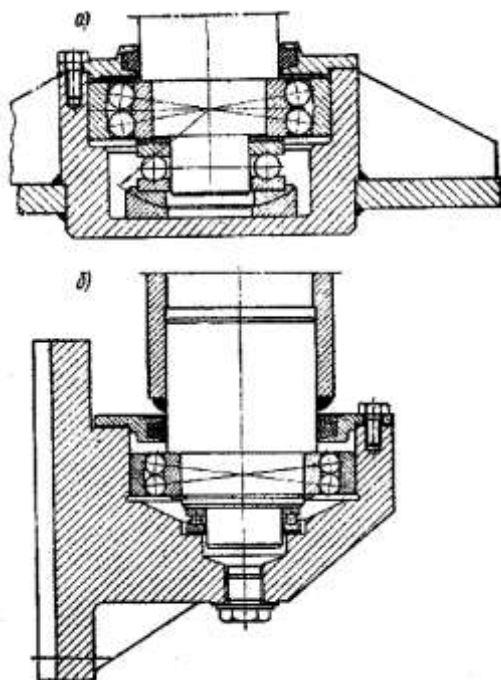


Рисунок 181 – Схема нижней опоры крана:

а – с упорным подшипником на сферической шайбе; б – с упорным подшипником на свинцовой подкладке

Цапфы опор крана работают на изгиб, а нижняя цапфа еще и на сжатие от силы  $V$ . Максимальное напряжение в нижней цапфе в опасном сечении (у заделки цапфы):

$$\sigma = \frac{M_H}{W} + \frac{V}{F} \leq [\sigma]$$

Цапфы обычно изготавливают из стали Ст5 или стали 40 и допускаемое напряжение принимают равным  $[\sigma] = 1200 - 1400$  даН/см<sup>2</sup>. Общий момент сопротивления повороту, приведенный к валу двигателя:

$$M_c = \frac{M'_c}{i_M \times \eta_M};$$

тот же момент при торможении механизма:

$$M_c^T = \frac{M'_c \times \eta_M}{i_M}.$$

При учете ветровой нагрузки суммарный момент сопротивления повороту, примененный к валу двигателя:

$$M_{сумм} = M_c + M_B,$$

где  $M_B$  - момент от ветровой нагрузки на кран в рабочем состоянии.

При расчете предполагается, что ветровая нагрузка действует перпендикулярно плоскости стрелы, препятствуя ее движению:

$$M_B = \frac{W_B \times a}{i_M \times \eta_M},$$

где  $a$  - расстояние от точки приложения равнодействующей ветровой нагрузки до оси вращения стрелы.

Статическая мощность привода при работе с номинальным грузом:

$$N_{СТ} = \frac{M_{сумм} \times n_{ДВ}}{975},$$

где  $n_{ДВ}$  - частота оборотов двигателя в минуту.

### § 35. Пуск и торможение механизма поворота

Уравнение моментов при пуске механизма имеет вид:

$$M_{пуск} = M_c + M_{ин1} + M_{ин2} + M_{ин3} + M_B, \quad (60)$$

где  $M_{пуск}$  - средний пусковой момент двигателя, определяемый по формуле (29) или (30);  $M_{ин1}$  - момент от сил инерции вращающихся элементов привода, определяемый по формуле (39);  $M_{ин2}$  - момент от силы инерции груза, вращающегося относительно оси поворота и расположенного на максимальном вылете  $L$ ;  $M_{ин3}$  - момент от сил инерции поворачивающихся частей металлоконструкции;  $M_c$  - момент сопротивления повороту (при работе крана на открытом воздухе кроме сопротивления в опорах включает в себя также и сопротивление ветровой нагрузки).

Все моменты уравнения (60) приведены к валу двигателя. Момент силы инерции груза определяют следующим образом. Чтобы сообщить грузу массой  $Q$ , расположенному на вылете  $L$ , угловое ускорение, равное  $\varepsilon = \frac{d\omega}{d\tau}$ , необходимо к стреле приложить момент:

$$M_2 = J \times \varepsilon = Q \times L^2 \times \frac{d\omega}{d\tau}.$$

Как и прежде, принимаем ускорение в течение процесса пуска постоянным. Тогда:

$$\frac{d\omega}{d\tau} = \frac{\omega}{\tau_{П}}.$$

Подставляя в это выражение значение угловой скорости  $\omega = \frac{\pi \times n_c}{30}$  и выражая частоту

вращения стрелы  $n_c$  через частоту вращения двигателя  $n_c = \frac{n_1}{i_M}$ , получаем момент силы инерции груза, действующий относительно оси стрелы в следующем виде:

$$M_2 = \frac{\pi \times Q \times L^2 \times n_1}{30 \tau_{П} \times i_M}.$$

Приведем этот момент (даН×м) к валу двигателя:

$$M_{ин2} = \frac{Q \times L^2 \times n_1}{95,5 \tau_{П} \times i_M^2 \times \eta_M}.$$

где  $i_M$  и  $\tau_M$  - соответственно общее передаточное число и к. п. д. механизма поворота от оси стрелы до вала двигателя.

Момент от силы инерции поворачивающихся частей металлоконструкции, действующий на

оси поворота стрелы, составляется как сумма моментов, которые надо приложить к отдельным элементам металлоконструкции, чтобы сообщить им угловое ускорение  $\varepsilon = \frac{\omega}{\tau_{II}}$ .

Этот момент:

$$M_3 = J_1 \frac{\omega}{\tau_{II}} + J_2 \frac{\omega}{\tau_{II}} + J_3 \frac{\omega}{\tau_{II}} + \dots = \frac{\omega}{\tau_{II}} \sum_{i=1}^{i=n} J_i,$$

где  $J_1, J_2, \dots, J_i$  - моменты инерции отдельных элементов поворотной части металлоконструкции (стрелы, противовеса, растяжек, подкосов и т. п.).

Из предыдущего известно, что:

$$\omega = \frac{\pi \times n_c}{30}, \quad n_c = \frac{n_1}{i_M},$$

тогда выражение для  $M_3$  представим в виде:

$$M_3 = \frac{\pi \times n_1 \times \sum J_i}{30 i_M \times \tau_{II}}.$$

Момент сил инерции поворачивающихся элементов металлоконструкции (даН×м), приведенный к валу двигателя:

$$M_{ин3} = \frac{n_1 \times \sum J_i}{95,5 i_M^2 \times \eta_M \times \tau_{II}}.$$

Уравнение моментов (60) в развернутом виде:

$$M_{пуск} = M_c + (1,1 - 1,2) \frac{J_1 \times n_1}{95,5 \tau_{II}} + \frac{Q \times L^2 \times n_1}{95,5 \tau_{II} \times i_M^2 \times \eta_M} + \frac{n_1 \times \sum J_i}{95,5 \tau_{II} \times i_M^2 \times \eta_M} + M_B. \quad (61)$$

Время пуска для механизмов поворота кранов первой группы определяют в зависимости от режима работы по формуле:

$$\tau_{II} = \frac{60 \beta}{\pi \times n_c}, \quad (62)$$

где  $\beta$  - рекомендуемый угол поворота стрелы за время пуска: для легкого режима работы  $\beta = \frac{\pi}{12}$ ;

для среднего  $\beta = \frac{\pi}{9}$ ; для тяжелого  $\beta = \frac{\pi}{6}$  рад;  $n_c$  - номинальная частота вращения стрелы, об/мин.

Для второй группы кранов время пуска, а также и время торможения во избежание сильного раскачивания груза принимается обычно равным 3 - 5 с при отсутствии ветра и 4 - 10 с при наличии ветровой нагрузки.

**Процесс торможения.** Механизмы поворота грузоподъемных машин с машинным приводом имеют тормоза, обеспечивающие остановку механизма на определенной длине тормозного пути. Тормоз должен останавливать поворотную часть крана на допустимом пути торможения при действии ветра в направлении поворота и допустимого уклона пути для рабочего состояния крана и обеспечивать плавное торможение при отсутствии ветра. На механизмах поворота с ручным приводом установка тормозов не обязательна, если исключена возможность самопроизвольного поворота под действием ветровой или какой-либо иной нагрузки.

Тормоза механизмов поворота грузоподъемных машин должны быть нормально-замкнутого типа. Но на механизмах поворота башенных и порталных кранов допускается установка управляемых тормозов нормально-разомкнутого типа. В этом случае тормозной момент, создаваемый усилием крановщика, может изменяться в широких пределах и обеспечивать плавное торможение механизма. Кроме того, если электросхема механизма предусматривает возможность торможения электродвигателем, то при отключении электродвигателя тормоза могут не замыкаться. В этом случае может быть предусмотрено замыкание (размыкание) тормоза добавочной кнопкой при нулевом положении контроллера.

Для механизма поворота, так же как и для выше рассмотренных механизмов, процесс торможения аналогичен процессу пуска. Уравнение моментов при торможении имеет вид:

$$M_T + M_c^T = M_{ин1}^T + M_{ин2}^T + M_{ин3}^T + M_e^T. \quad (63)$$

Момент сил инерции вращающихся масс имеет то же выражение, что и для механизмов подъема и передвижения, и определяется по уравнению (35). Момент сил инерции поворачивающегося груза (даН×м):

$$M_{ин2}^T = \frac{Q \times L^2 \times n_1 \times \eta_M}{95,5 \tau_T \times i_M^2};$$

момент сил инерции поворачивающейся части металлоконструкции (даН×м):

$$M_{ин3}^T = \frac{n_1 \times \sum J_i \times \eta_M}{95,5 \tau_T \times i_M^2}.$$

Момент ветровой нагрузки при торможении:

$$M_B^T = \frac{W_B \times a}{i_M} \eta_M.$$

Рекомендуемый угол поворота стрелы при торможении принимают по тем же рекомендациям, что и при пуске. Тогда время торможения равняется времени пуска, т. е.  $\tau_T = \tau_n$ . При этом замедления при торможении по абсолютной величине равны ускорениям при пуске, а следовательно, силы инерции и напряжения в элементах механизма при пуске и торможении также одинаковы.

Подставив время торможения в уравнение моментов (63), можно определить номинальное значение тормозного момента, производящего остановку крана по рекомендуемому пути торможения. Для порталных кранов при применении управляемых тормозов время торможения при номинальном усилии на педаль управления тормозами, принимаемом в пределах 8 - 12 даН, и при отсутствии ветровой нагрузки и уклона крана составляет не менее 3 - 5 с. На этом основании можно определить необходимую величину тормозного момента по уравнению (63).

Из-за больших динамических усилий в элементах механизма поворота в периоды пуска и торможения, точное определение которых в большинстве случаев весьма затруднительно, механизмы поворота обычно снабжают предохранительными устройствами в виде фрикционной муфты максимального момента (конического или дискового типа, см. рисунок 170) или в более простых механизмах в виде срезающихся штифтов. Эти предохранительные устройства ограничивают величину напряжений в элементах механизма в периоды неустановившегося движения, а также предупреждают поломку стрелы и элементов механизма или опрокидывание крана при случайном задевании поворачивающейся части металлоконструкции за внешние препятствия. Предохранительную муфту рассчитывают на передачу в период разгона момента:

$$M_{предохр} = \frac{k}{i_1 \times \eta_1} (M_c' + M_2 + M_3 + M_B'),$$

где  $i_1$  и  $\eta_1$  - соответственно передаточное число и к. п. д. механизма между осью вращения крана и валом, на котором установлена предохранительная муфта;

$k = 1,15$  - коэффициент запаса;  $M_c', M_2, M_3, M_B'$  - моменты сопротивления и сил инерции, действующие относительно оси поворота.

Во избежание появления в элементах механизма чрезмерно больших динамических усилий в механизмах поворота нельзя применять самотормозящие червячные передачи.

Вследствие того что момент сопротивления повороту от сил трения в механизмах поворота с машинным приводом обычно в несколько раз (от 3 до 10) меньше моментов от сил инерции, выбор электродвигателя производится с учетом сил инерции. Предварительный выбор мощности двигателя можно производить по моменту:

$$M = M_c + (1,1 - 1,3) (M_{ин2} + M_{ин3}) \frac{1}{K_{II}},$$

где  $K_{II}$  - кратность пускового момента, принимаемая по каталогу на электродвигатели.

Выбор двигателя необходимо проверять по пусковому моменту, который должен быть близок к величине, определенной по уравнению (61), при времени пуска, найденном по зависимости (62). Если пусковой момент двигателя значительно меньше пускового момента,

определяемого по уравнению (61), то это свидетельствует о соответствующем увеличении времени пуска и снижении производительности крана. Установка двигателя с пусковым моментом, значительно превышающим требуемую величину, приводит к появлению повышенных инерционных нагрузок, отрицательно влияющих на работу элементов механизма поворота и металлической конструкции крана. В механизмах поворота, имеющих несколько скоростей, для переключения с одной скорости на другую правила Госгортехнадзора разрешают применять фрикционные или кулачковые муфты включения.

### § 36. Элементы поворотных кранов

**Колонны.** Колонны, на которых устанавливается поворачивающаяся часть металлоконструкции кранов, обычно изготавливают из стали Ст3, Ст4 и Ст5. Диаметр колонн определяют из расчета на изгиб от усилий  $H$  (см. рисунок 172). Максимальный момент, изгибающий колонну без учета нагрузок, возникающих от ветровой нагрузки и от возможного уклона:

$$M_{u, \max} = H \times h = G_{zp} \times L + G \times a - G_{np} \times b.$$

Диаметр колонны в расчетном сечении:

$$d \geq \sqrt{\frac{M_{u, \max}}{0,1[\sigma_u]}}.$$

Допускаемое напряжение изгиба для колонны из стали Ст3 принимают равным  $[\sigma_u] = 700 - 900 \text{ даН/см}^2$ , а для колонны из стали Ст4 и Ст5 -  $[\sigma_u] = 1000 - 1200 \text{ даН/см}^2$ . Колонну, имеющую большую высоту, необходимо проверять на устойчивость от сжатия силой  $V$ . Обычно высоту колонны принимают не более половины высоты крана и не более 3 м. Прогиб верхнего конца колонны сильно влияет на величину прогиба фермы крана, поэтому его необходимо учитывать при назначении размеров колонны. Допускаемое отношение максимального прогиба колонны к вылету крана принимается в пределах  $1/400 - 1/300$ .

Нижний конец колонны выполняют цилиндрическим или коническим. Конический конец колонны устанавливают в коническом же гнезде фундаментной плиты (см. рисунок 182, а), причем уклон образующей конуса принимают в пределах  $1/15 - 1/20$ . Хвостовик колонны работает на смятие от силы  $V$  и от момента  $M = H \times h$ . Длину хвостовика выбирают таким образом, чтобы максимальное напряжение смятия не превышало допускаемых значений.

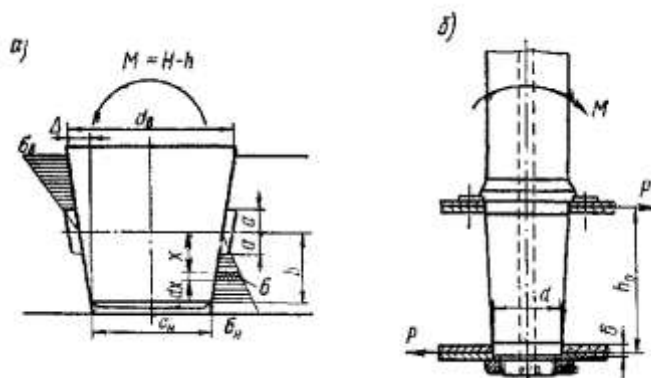


Рисунок 182 – Схема расчета хвостовика колонны:

а – с конической; б – с цилиндрической поверхностью смятия

От момента  $M$  возникают напряжения смятия, распределяющиеся по длине образующей конуса по закону треугольника при максимальных значениях напряжений, равных  $\sigma_n$  и  $\sigma_B$ . На

верхнем участке хвостовика напряжение сжатия от момента  $M$   $\sigma' = \frac{x \times \sigma_B}{b}$  и на нижнем

$\sigma'' = \frac{x \times \sigma_H}{b}$ . Момент усилий, создаваемый этими напряжениями, уравновешивает внешний момент

М. Тогда, принимая для упрощения вывода, что на верхнем участке хвостовика диаметр его равен  $d_B$ , а на нижнем  $d_H$  и что на полоске шириной  $d_x$  давление по дуге контакта хвостовика с плитой распределено равномерно (хотя в действительности давление распределено по косинусоидальному закону), получаем:

$$H \times h = \int_a^b \sigma' \times xd \times xd_B + \int_a^b \sigma'' \times xd \times xd_H.$$

Подставляя сюда значения  $\sigma'$  и  $\sigma''$ , имеем:

$$H \times h = \frac{\sigma_B \times d_B}{b} \int_a^b x^2 dx + \frac{\sigma_H \times d_H}{b} \int_a^b x^2 dx.$$

Силы, действующие на верхнюю и нижнюю часть хвостовика, равны между собой:

$$\int_a^b \sigma' \times d_B dx = \int_a^b \sigma'' \times d_B dx,$$

откуда

$$\sigma_B \times d_B = \sigma_H \times d_H;$$

т. е. максимальная величина напряжения смятия возникает на нижнем конце хвостовика, имеющем меньший диаметр. После интегрирования уравнения (64) это максимальное напряжение оказывается равным:

$$\sigma_H = \frac{3H \times h \times b}{2d_H (b^3 - a^3)}$$

а при  $a = 0$  (гнездо плиты не имеет центральной проточки):

$$\sigma_H = \frac{3H \times h}{2d_H \times b^2}.$$

Вертикальное усилие  $V$  принимается распределенным равномерно по проекции площади гнезда плиты. Тогда:

$$V = \sigma_V \times \pi \frac{d_B + d_H}{2} \Delta \frac{b - a}{b},$$

где

$$\Delta = \frac{d_B - d_H}{2},$$

и

$$\sigma_V = \frac{4V \times b}{\pi(d_B^2 - d_H^2)(b - a)}$$

при  $a = 0$

$$\sigma_V = \frac{4V}{\pi(d_B^2 - d_H^2)}.$$

Суммарное напряжение в нижней точке хвостовика:

$$\sigma_H + \sigma_V \leq [\sigma].$$

Допускаемые напряжения принимаются равными для чугуновой плиты  $[\sigma_{см}] = 250 - 300$  даН/см<sup>2</sup> и для стальной плиты  $[\sigma_{см}] = 500 - 600$  даН/см<sup>2</sup>.

Исходя из этого расчета, определяют необходимую длину хвостовика колонны. При проектировании обычно задаются размерами хвостовика колонны, принимая его длину в пределах:

$$2b = (0,9 - 1,5)d_{cp},$$

где  $d_{cp} = \frac{d_H + d_B}{2}$  - средний диаметр хвостовика колонны.

Цилиндрический хвостовик колонны (см. рисунок 182, б) вставляют обычно в сварную раму. Вертикальную силу  $V$  в этом случае воспринимают кольцевым выступом на колонне. Хвостовик рассчитывают на смятие, возникающее между хвостовиком и рамой, от момента  $Hh$ ,



изгибающего колонну. Этот момент:

$$Hh = P \times h_0,$$

откуда

$$P = \frac{Hh}{h_0}$$

и

$$\sigma_{CM} = \frac{P}{\delta \times d_H} = \frac{Hh}{\delta \times d_H \times h_0} \leq [\sigma_{CM}],$$

где  $[\sigma_{CM}] = 1200 - 1400$  даН/см<sup>2</sup> в случае рамы, изготовленной из стали Ст3.

**Верхний траверса.** Верхняя траверса крана (см. рисунок 173) с неподвижной колонной представляет собой гнездо для подшипников и ее обычно изготавливают ковальной из стали Ст4 или Ст5. Для соединения с металлоконструкцией крана траверсу снабжают шипами или отверстиями для вставных шипов. Траверса работает на изгиб от силы  $H$  и  $V$  с максимальными изгибающими моментами в среднем сечении траверсы, вызывающими напряжения:

$$\sigma_H^H = \frac{M_H^H}{W_y} \quad \text{и} \quad \sigma_H^V = \frac{M_H^V}{W_x},$$

где  $M_H^H$  и  $M_H^V$  - расчетные значения изгибающих моментов, действующих в среднем сечении траверсы;  $W_x$  и  $W_y$  - моменты сопротивления среднего сечения траверсы относительно горизонтальной и вертикальной осей.

Максимальное напряжение изгиба определяют как сумму напряжений от изгибов в горизонтальной и вертикальной плоскостях:

$$\sigma_{max} = \sigma_H^H + \sigma_H^V.$$

Это максимальное напряжение не должно превышать допускаемого напряжения при изгибе, принимаемого для стали Ст4 равным 1000 даН/см<sup>2</sup> и для стали Ст5 - 1200 даН/см<sup>2</sup>.

Шипы траверсы проверяют на изгиб и на смятие их поверхностей соприкосновения с элементами металлической конструкции, на которое они опираются. Расчетным усилием в этом случае является равнодействующая сил  $H/2$  и  $V/2$ .

**Фундаментные плиты.** Для укрепления колонн кранов на фундаменте используют фундаментные плиты (см. рисунок 183), обычно прикрепляемые к фундаменту болтами. Плиту можно изготовить отливкой из стали или чугуна или сварной из стали. Она состоит из центрального гнезда, куда входит хвостовик колонны, и из нескольких радиальных лап, по концам которых располагаются фундаментные болты.

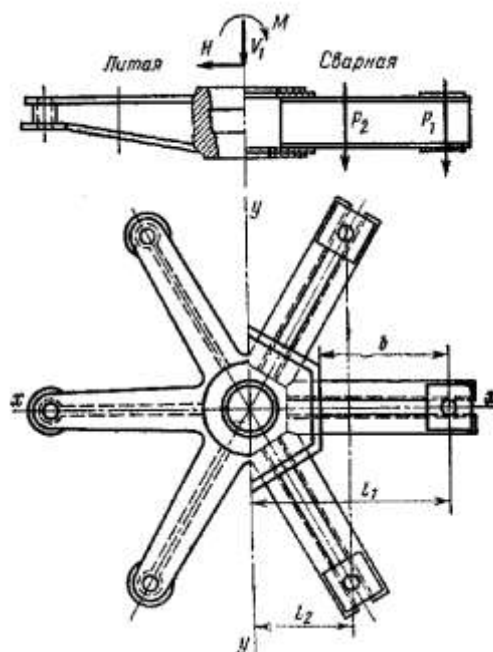


Рисунок 183 – Схема фундаментной плиты крана на колонне

Расчет опорной площади фундаментной плиты производят из условий сохранения прочности фундамента в стыке с плитой и обеспечения не раскрытия стыка под влиянием действия на плиту опрокидывающего момента  $M = Hh$  и вертикальной силы  $V_1$  состоящей из максимальной вертикальной нагрузки  $V$  на колонну от крана, веса колонны и веса плиты. При работе крана на открытом воздухе к опрокидывающему моменту  $M = Hh$  от веса груза и конструкции крана необходимо добавить момент от ветровой нагрузки. Принимая, что основание плиты остается плоским во все периоды нагружения крана, можно считать, что усилия в болтах от опрокидывающего момента  $M$  пропорциональны расстоянию (см. рисунок 183) от оси болта до оси  $y - y$  поворота фундаментной плиты, т. е.:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{l_1}{l_2}; \quad \frac{P_i}{P_j} = \frac{l_i}{l_j}.$$

Опрокидывающий момент  $M$  уравнивается суммой моментов усилий в болтах относительно оси опрокидывания  $y - y$ , т. е.:

$$M = P_1 \times l_1 \times i_1 + P_2 \times l_2 \times i_2 + \dots + P_n \times l_n \times i_n,$$

где  $i_1, i_2, \dots, i_n$  - число болтов, нагруженных соответственно усилиями  $P_1$  и  $P_2 \dots P_n$  и расположенных соответственно на расстояниях  $l_1, l_2, \dots, l_n$  от оси  $y - y$ .

Расчетным положением стрелы крана, при котором в болтах возникают наибольшие усилия, является положение стрелы в плоскости  $x - x$ , проходящей через центр фундаментной плиты и центры двух болтов. Все другие положения дают более благоприятное распределение нагрузки между болтами. Решая совместно приведенную систему уравнений, определяют максимальную внешнюю нагрузку на болт от опрокидывающего момента:

$$P_1 = \frac{M \times l_1}{l_1^2 \times i_1 + l_2^2 \times i_2 + \dots + l_n^2 \times i_n} = \frac{M \times l_1}{\sum_1^n l_i^2 \times i_i}.$$

Так как плита имеет достаточно жесткую конструкцию, то можно считать, что сила  $V_1$  распределяется равномерно по всей поверхности стыка между плитой и фундаментом. При общем числе болтов  $z$  нагрузка на каждый болт от силы  $V_1$ :

$$P_V = \frac{V_1}{z}.$$

Внешняя нагрузка на наиболее нагруженный болт:

$$P_{BH} = P_1 - P_V.$$

Внешняя нагрузка от момента  $M$  вызывает увеличение растягивающей нагрузки болтов с одной стороны оси опрокидывания и уменьшение - с другой. При действии отрывающей внешней нагрузки  $P$  на затянутое болтовое соединение только часть этой нагрузки, равная  $\psi P$ , идет на увеличение усилия растяжения болтов, а остальная часть, равная  $(1 - \psi) \times P$ , идет на разгрузку стыка. Исходя из условия совместности перемещений под действием внешней нагрузки, болт удлинится настолько, насколько уменьшится сжатие деталей, т. е.:

$$\delta = \psi \times P \times \lambda_B = (1 - \psi) \times P \times \lambda_D,$$

где  $\lambda_B = \frac{l}{E_B \times F_B}$  - податливость болта, равная деформации болта под действием силы 1 даН;  $\lambda_D$  - податливость соединения плиты и стыка;  $l$  - расчетная длина болта, равная расстоянию между опорными поверхностями болта плюс половина высоты гайки;  $E_e$  и  $F_e$  - модуль упругости материала в площадь сечения болта.

$$\text{Отсюда коэффициент } \psi = \frac{\lambda_D}{\lambda_D + \lambda_B}.$$

При большой податливости болта  $\lambda_B$  и малой податливости плиты и стыка  $\lambda_D$  коэффициент  $\psi$  мал и почти вся внешняя сила идет на разгрузку стыка, и, наоборот, при большой

податливости плиты и стыка  $\lambda_d$  и малой податливости болта большая часть внешней нагрузки передается на болты. В большинстве случаев величина  $\psi$  не превышает 0,2 - 0,3. Эта величина обычно и принимается в приближенных расчетах при отсутствии в стыке мягких прокладок.

Болты, крепящие плиту к фундаменту, должны быть предварительно затянуты так, чтобы при работе крана с номинальной нагрузкой не произошло раскрытие стыка. Усилие предварительной затяжки:

$$P_{зат} = k(1 - \psi)P_{BH},$$

где  $k$  - коэффициент запаса затяжки, принимаемый для кранов с учетом влияния переменности внешней нагрузки равным 1,8 - 2. Расчет болта производится на растяжение по максимальной осевой силе, действующей на затянутый болт после приложения внешней нагрузки  $P_{BH}$ , с учетом влияния крутящего момента от затяжки болтов:

$$P_{расч} = 1,3P_{зат} + \psi \times P_{BH} = [1,3k(1 - \psi) + \psi]P_{BH}.$$

При наличии горизонтальной силы  $H$  установленные болты проверяют на обеспечение отсутствия сдвига плиты по фундаменту. Сдвига плиты не будет при соблюдении следующего неравенства:

$$H \leq f \left( z \frac{\pi \times d_1^2}{4} [\sigma_p] + V_1 \right),$$

где  $f = 0,35 - 0,5$  - коэффициент трения между фундаментом и плитой;  $[\sigma_p]$  - допускаемое напряжение растяжения для болтов;  $d_1$  - внутренний диаметр резьбы болта.

Обычно диаметр фундаментных болтов не принимают меньше 24 мм. Головки болтов следует закладывать по возможности ближе к подошве фундамента, чтобы при затяжке болта и приложении внешней нагрузки использовать большую массу фундамента. Каждая из лап фундаментной плиты нагружена усилием от вертикальной нагрузки  $V_1$  и от опрокидывающего момента  $M$ . Максимальная внешняя нагрузка на лапу:

$$P_{max} = P_1 + P_v.$$

На эту нагрузку лапа плиты рассчитывается по расчетному сечению примыкания лапы к центральной части плиты:

$$\sigma_{изг} = \frac{P_{max} \times b}{W},$$

где  $W$  - момент сопротивления расчетного сечения лапы;  $b$  - плечо действия усилия  $P_{max}$  относительно расчетного сечения.

Давление между лапой плиты и фундаментом проверяется по той же максимальной внешней нагрузке  $P_{max}$  с учетом усилия, от предварительной затяжки болта, т. е.:

$$p = \frac{P_{max} + \frac{\pi \times d_1^2}{4} [\sigma_p]}{F_{он}} \leq [p],$$

где  $F_{он}$  - опорная поверхность лапы.

Допускаемое напряжение смятия фундамента принимают для кирпичной кладки на известковом растворе в пределах 7 - 10 и на цементном растворе 15 - 20 даН/см<sup>2</sup>; для бетона принимают 20 - 25 даН/см<sup>2</sup>.

**Фундаменты.** Для восприятия усилий, действующих на кран, передачи этих усилий на грунт и обеспечения необходимой устойчивости крана применяют фундаменты, изготовляемые из бетона, бутобетона или кирпича. Устойчивость фундамента против действия опрокидывающего момента обеспечивается правильным выбором собственного веса фундамента и его размеров. Влияние грунта, подпирающего фундамент по его боковым поверхностям и увеличивающего устойчивость фундамента и крана, обычно при расчетах не учитывается, что приводит к некоторому повышению фактического запаса устойчивости.

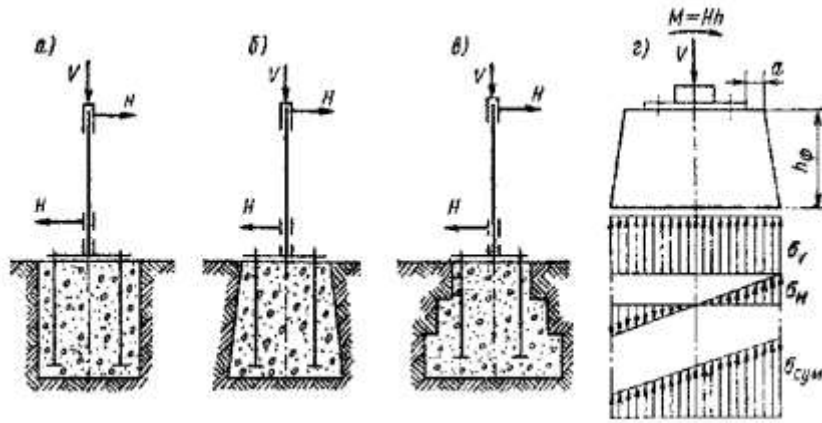


Рисунок 184 – Фундамент для крана на колонне:

а – прямоугольный; б – расширяющийся к низу; в – уступчатый; г – схема расчета фундамента

Верхнее основание фундамента во избежание выкрашивания его краев принимают большим на 200 - 400 мм с каждой стороны соответствующего размера фундаментной плиты, т. е., размер  $a = 200 - 400$  мм (см. рисунок 184). Глубину заложения фундамента обычно принимают в пределах 1,2 - 2,0 м, и она должна быть на 0,2 м больше глубины промерзания грунта. Обычно фундамент выполняют в виде массива с квадратной или многоугольной формой подошвы.

При небольших размерах для повышения устойчивости фундамент делают расширяющимся книзу - наклонным или уступчатым. Подошва фундамента должна иметь такие размеры, чтобы в месте стыка с фундаментом с грунтом не происходило деформации грунта или раскрытия стыка и, как следствие этого, перекоса крана.

Действие вертикальной силы  $V_1$ , и веса фундамента  $G_0$  вызывает появление между фундаментом и грунтом равномерно распределенных напряжений смятия (см. рисунок 184, г):

$$\sigma_v = \frac{V_1 + G_0}{F_{\Pi}},$$

где  $F_{\Pi}$  - площадь подошвы фундамента.

Момент  $M = Hh$  создает напряжения, изменяющиеся по закону треугольника:

$$\sigma_m = \frac{M}{W_{\Pi}},$$

где  $W_{\Pi}$  - момент сопротивления площади подошвы фундамента относительно оси, перпендикулярной плоскости действия момента  $M$ .

Для определения максимальных значений  $\sigma_m$  необходимо поставить стрелу крана в такое положение, при котором  $W_{\Pi}$  имеет минимальное значение. При квадратной подошве фундамента момент сопротивления имеет наименьшее значение, когда стрела крана расположена по направлению диагонали подошвы фундамента. При этом:

$$W_{\Pi} = \frac{\sqrt{2}}{12} b^2,$$

где  $b$  - длина стороны квадрата.

Чтобы не было раскрытия стыка, необходимо выполнить следующее условие:

$$\sigma_v = \varepsilon \times \sigma_m,$$

где  $\varepsilon$  - коэффициент запаса, принимаемый равным 1,25.

Чтобы не происходило разрушения грунта под фундаментом, должно быть соблюдено условие:

$$\sigma_{сум} = \sigma_v + \sigma_m = (1 - \varepsilon) \sigma_m = 2,25 \sigma_m \leq [\sigma'_{сМ}]$$

Проверку на не раскрытие стыка производят как для работы крана в грузом, так и без груза. Проверку на прочность грунта производят только при работе с грузом.

Допускаемое напряжение смятия грунта  $[\sigma_{CM}]$  имеет следующие значения в зависимости от вида грунта (даН/см<sup>2</sup>):

Гранит, базальт, диабаз	30
Известняк, песчаник	10 - 15
Щебенчатый (галечниковый) грунт	6,0
Плотнослежавшийся гравий	3,0 - 5,0
Суглинки, глины, песок мелкий	2,0 - 3,0
Гравелистый песок	3,5 - 4,5
Песок средней крупности	2,5 - 3,5
Влажный песок	1,0 - 2,0
Мокрая глина	0,5 - 2,0
Болотистый грунт, торф	0,25 - 0,5

**Противовесы.** Для уменьшения величины момента, изгибающего колонну поворотного крана, и уменьшения горизонтального усилия, определяющего нагрузки на опорные части, применяют противовесы, устанавливаемые на поворачивающейся части металлоконструкции. Противовесы уравнивают вес металлоконструкции и часть момента от груза. Для стационарного крана величину противовеса выбирают такой, чтобы момент, изгибающий колонну при работе крана с грузом и направленный в сторону груза, равнялся изгибающему моменту при отсутствии груза, направленному в сторону противовеса (см. рисунок 185).

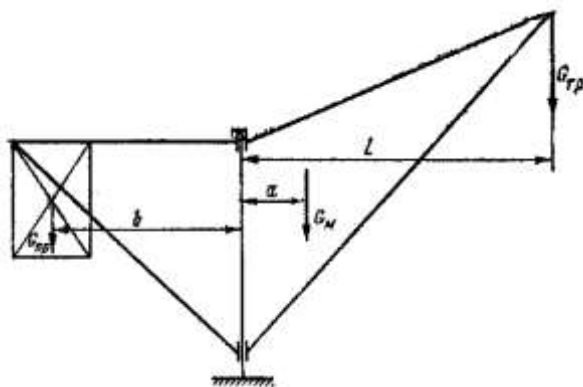


Рисунок 185 – Схема определения веса противовеса

Изгибающий момент для крана с неизменяемым вылетом стрелы при наличии груза:

$$M_H = G_{sp} \times L + G_M \times a - G_{np} \times b,$$

а при отсутствии груза:

$$M'_H = G_{np} \times b - G_M \times a,$$

здесь  $G_{sp}$  - вес номинального груза;  $G_M$  - вес поворачивающейся части крана (без противовеса);  $G_{np}$  - вес противовеса. Величину противовеса выбирают из условия:

$$M_H = M'_H.$$

При этом момент, создаваемый противовесом:

$$G_{np} \times b = \frac{G_{sp}}{2} L + G_M \times a.$$

Конструктивно выбирая плечо  $b$ , определяют необходимый вес противовеса  $G_{np}$ . Так как в процессе работы крана он может работать с различными грузами, то во избежание постоянного изгиба колонны большим моментом от противовеса можно при расчете принять  $M'_H = \varphi \times M_H$ , где  $\varphi = 0,7 - 0,85$  - коэффициент, учитывающий использование крана по грузоподъемности. Тогда момент, создаваемый противовесом:

$$G_{np} \times b = G_{sp} \times L \frac{\varphi}{1 + \varphi} + G_M \times a.$$

Противовес поворотных кранов для уменьшения габаритов можно выполнять в виде набора чугунных плит.

Для поворотных передвижных кранов величину и место расположения противовеса выбирают таким образом, чтобы обеспечить необходимую устойчивость крана в рабочем и нерабочем состояниях (проверку устойчивости см. гл. X).

## УСТОЙЧИВОСТЬ КРАНОВ

Все передвижные поворотные краны должны обладать достаточной для их безопасной работы устойчивостью, обеспечивающей невозможность опрокидывания крана. Величина коэффициента запаса устойчивости и методика ее определения регламентированы правилами Госгортехнадзора. Условия равновесия кранов определяются соотношением значений удерживающего и опрокидывающего моментов, действующих относительно оси (ребра) опрокидывания крана. Проверка кранов на устойчивость производится как при рабочем положении крана с грузом (*грузовая устойчивость*), так и при положении крана без груза (*собственная устойчивость*) в условиях, когда действующие на кран нагрузки имеют наиболее неблагоприятное сочетание в отношении опрокидывания крана.

*Коэффициентом грузовой устойчивости* называется отношение момента относительно ребра опрокидывания, создаваемого весом всех частей крана с учетом всех дополнительных нагрузок (ветровой нагрузки, инерционных сил, возникающих при пуске или торможении механизмов подъема груза, поворота и передвижения крана), а также усилием, возникающим от наибольшего допустимого при работе крана уклона местности или пути к моменту, создаваемому рабочим грузом относительно того же ребра опрокидывания.

*Коэффициентом собственной устойчивости* крана называется отношение момента, создаваемого весом всех частей крана с учетом уклона пути в сторону опрокидывания относительно ребра опрокидывания, к моменту, создаваемому ветровой нагрузкой (ГОСТ 1451-77 «Краны подъемные. Нагрузка ветровая нерабочего состояния машины относительно того же ребра опрокидывания»).

Согласно правилам Госгортехнадзора, значения коэффициентов грузовой и собственной устойчивости должны быть не менее 1,15. Определение числовых значений коэффициентов устойчивости производится без учета действия рельсовых захватов, повышающих устойчивость крана.

Устойчивость крана необходимо обеспечивать как при стреле, расположенной вдоль направления подкранового пути, так и поперек пути. Так как в большинстве случаев у передвижных кранов колея меньше базы, то обычно более опасным, а следовательно, и расчетным случаем является положение стрелы поперек пути. Кроме того, грузовую устойчивость крана, согласно правилам Госгортехнадзора, проверяют при направлении стрелы под углом  $45^\circ$  к направлению движения с учетом дополнительных касательных сил инерции. Поворотные велосипедные и консольные краны проверяют на устойчивость вдоль однорельсового пути при положении стрелы также вдоль пути.

Определение грузовой и собственной устойчивости должно производиться в предположении, что угол наклона крана составляет величину не менее  $3^\circ$  для стреловых кранов (за исключением железнодорожных) и  $1^\circ$  для порталных кранов. У железнодорожных кранов, предназначенных для работы без дополнительных опор, должно учитываться превышение на кривых одного рельса над другим.

При проверке грузовой устойчивости рассматривают положение крана с грузом, находящимся на максимальном вылете. При этом уклон местности и ветровую нагрузку принимают такими, чтобы они способствовали опрокидыванию крана (см. рисунок 186, а).

Коэффициент грузовой устойчивости:

$$k_1 = \frac{M_G - \sum M_{ин} - M_B}{M_{зр}} \geq 1,15,$$

где  $M_{зр}$  - момент, создаваемый весом номинального груза относительно ребра опрокидывания (см. рисунок 186);  $M_G$  - момент, создаваемый весом частей крана и противовеса относительно того же ребра опрокидывания с учетом возможного уклона пути-крана ( $\alpha$  - угол уклона);  $M_B$  - момент, создаваемый ветровой нагрузкой рабочего состояния машины, действующей перпендикулярно ребру опрокидывания и параллельно плоскости, на которой установлен кран, на подветренную

площадь крана и груза;  $\sum M_{ин}$  - суммарный момент сил инерции элементов крана и груза, возникающих в процессе пуска и торможения механизмов крана с учетом влияния центробежной силы при вращении крана.

При определении суммарного момента сил инерции следует учитывать возможность совмещения операций подъема или опускания груза с поворотом крана. Если кран используется для перемещения с грузом на крюке и если при этом возможно совмещение операций подъема груза, поворота и передвижения крана, то производят проверку грузовой устойчивости крана в направлении его движения. При этом учитывают опрокидывающий момент от сил инерции, возникающих в периоды разгона и торможения механизма передвижения крана.

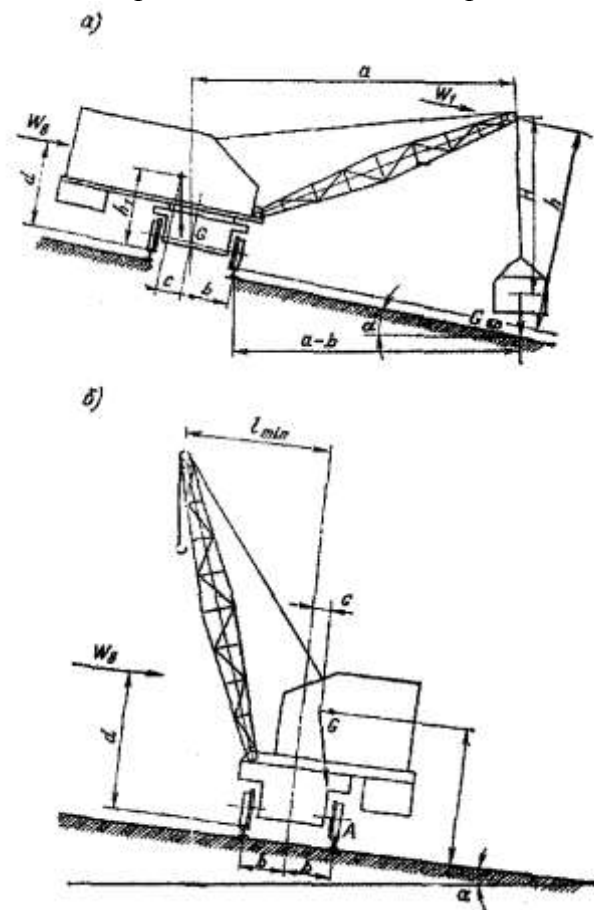


Рисунок 186 – Схема определения устойчивости крана:  
а – грузовой; б – собственный

При повороте крана возникает горизонтально направленная (см. рисунок 187), лежащая в плоскости стрелы центробежная сила  $P$ , приложенная вследствие расположения груза массой  $Q$  на гибкой подвеске к оси головных блоков и создающая опрокидывающий момент  $M_u = Ph$ .

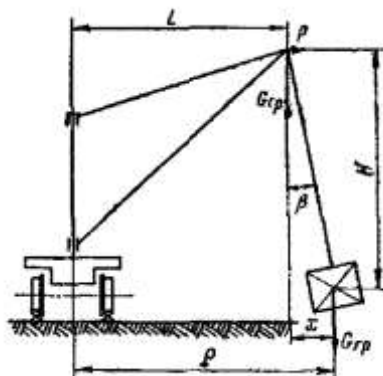


Рисунок 187 – Схема определения центробежной силы



$$\text{Эта сила } P = Q \times \omega^2 \times \rho = Q \frac{\pi^2 \times n^2}{30^2} \rho.$$

Вследствие наличия центробежной силы радиус вращения  $\rho$  превышает вылет стрелы  $L$ , т. е.  $\rho = L + x$ . При этом канат, на котором висит груз, отклоняется от вертикали на угол  $\beta$ , определяемый равенством:

$$\text{tg } \beta = \frac{P}{Q \times g}.$$

Тогда

$$x = H \times \text{tg } \beta$$

и

$$\rho = L + H \frac{P}{Q \times g}.$$

Подставив значение  $\rho$  в выражение  $P$  и считая, что  $\pi^2 \approx g$ , получаем усилие (даН):

$$P = \frac{Q \times n^2 \times L}{900 - n^2 \times H},$$

где  $n$  - частота вращения крана в минуту;  $H$  - расстояние от головки стрелы до центра тяжести груза, считая, что центр тяжести груза расположен на уровне земли, м.

Опрокидывающий момент (даН×м) от этой силы:

$$M = \frac{Q \times n^2 \times L \times h}{900 - n^2 \times H}.$$

Сила инерции (даН) поступательно движущегося (при разгоне поднимающегося, при торможении опускающегося) груза;

$$P_{\text{ин.гр}} = \frac{Q \times v}{10\tau}.$$

действует в направлении силы массы груза и считается приложенной при расчете устойчивости к оси головных блоков стрелы, здесь  $v$  - установившееся значение скорости;  $\tau$  - время разгона или торможения груза.

Опрокидывающий момент от этой силы:

$$M_{\text{ин.гр}} = \frac{Q \times v(a - b)}{10\tau},$$

где  $a$  - расстояние от плоскости, проходящей через ось вращения крана параллельно ребру опрокидывания, до центра тяжести подвешенного номинального груза при установке крана на горизонтальной плоскости. При расположении стрелы перпендикулярно ребру опрокидывания  $a = L$ .

Силы инерции, возникающие в процессе пуска или торможения механизма передвижения крана, движущегося со скоростью  $v_1$ , от массы груза  $Q$  и массы крана  $Q_{\text{кр}}$ , соответственно равны  $\frac{Q \times v_1}{\tau_1}$  и  $\frac{Q_{\text{кр}} \times v_1}{\tau_1}$ . Они действуют горизонтально и направлены вдоль пути перемещения крана.

Опрокидывающие моменты от этих сил (даН-м):

$$\frac{Q \times v_1}{10\tau_1} h \text{ и } \frac{Q_{\text{кр}} \times v_1}{10\tau_1} h_1.$$

В этих формулах  $\tau$  и  $\tau_1$  - длительность рассматриваемых неустановившихся процессов движения.

Следует иметь в виду, что для опрокидывания крана кратковременно действующими силами инерции, возникающими при разгоне и торможении, при раскачивании груза и т. п., необходимо не только вывести кран из состояния равновесия, но и повернуть его относительно ребра опрокидывания на некоторый угол, соответствующий состоянию предельного равновесия, т. е. затратить определенную работу. При весьма кратком действии инерционных сил опрокидывание крана может не произойти, даже если при учете действия опрокидывающего момента от сил инерции запас устойчивости окажется недостаточным. Таким образом, на устойчивость крана при действии

кратковременных сил инерции оказывает основное влияние не величина опрокидывающего момента от инерционных сил, а развиваемая за время действия этих сил работа опрокидывания.

Поэтому расчет ведется на среднее значение ускорения  $\frac{v}{\tau}$ .

Влияние крена крана и сил инерции на его устойчивость увеличивается с увеличением высоты расположения центра тяжести крана и противовеса и с уменьшением размера колеи. Поэтому если расположение баков для горючего и воды, а также бункеров для топлива уменьшает устойчивость крана, то заполнение баков и бункеров принимается предельным.

Если же эти элементы увеличивают устойчивость, то при расчете принимается их минимальная масса. Масса нижних ветвей гусеничных лент и других элементов, не участвующих в удержании крана от опрокидывания при расчете на устойчивость, не учитывается.

Для увеличения устойчивости и уменьшения массы противовеса краны с переменным вылетом иногда снабжают подвижным стреловым противовесом, связанным со стрелой крана и изменяющим свое положение при изменении вылета стрелы. Массу подвижного противовеса выбирают из условия уравнивания стрелы, что уменьшает нагрузку на механизм изменения вылета и способствует уравниванию поворотной части крана.

Правила Госгортехнадзора требуют также определять значений коэффициента грузовой устойчивости без учета дополнительных нагрузок и уклона пути. При этом под коэффициентом грузовой устойчивости следует понимать отношение момента  $M'_G$ , создаваемого массой элементов крана и противовеса относительно ребра опрокидывания, определенного без учета уклона пути, к моменту  $M_{сп}$ . Значение коэффициента устойчивости в этом случае не должно быть менее 1,4. т. е.:

$$k'_1 = \frac{M'_G}{M_{сп}} \geq 1,4.$$

При проверке собственной устойчивости (см. рисунок 188, б) кран рассматривают при минимальном вылете стрелы, при снятом грузе, с креном в сторону противовеса, при ветровой нагрузке нерабочего состояния, действующей в сторону опрокидывания.

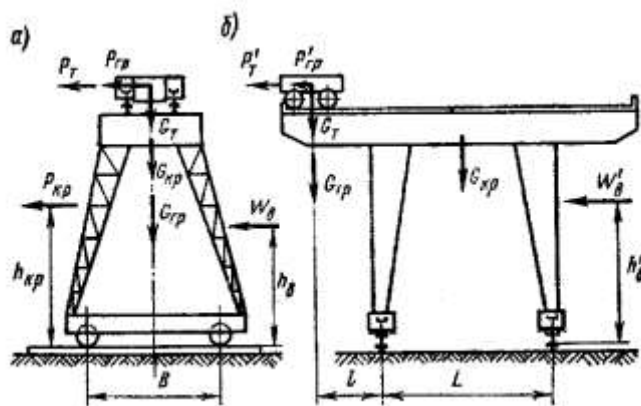


Рисунок 188 – Схема к определению грузовой устойчивости козловых кранов:  
а – вдоль; б – поперек подкранового пути

Определение значения коэффициента собственной устойчивости производят по формуле:

$$k_2 = \frac{M'_G}{M'_B} \geq 1,15,$$

где  $M'_B$  - момент ветровой нагрузки нерабочего состояния, действующей перпендикулярно ребру опрокидывания (точка А) и параллельно плоскости, на которой установлен кран, на подветренную площадь крана.

Для кранов, у которых изменение вылета стрелы осуществляется при помощи лебедкой. С машинным приводом, значение коэффициента собственной устойчивости можно определить в предположении, что Стрела установлена в нижнее рабочее положение. Однако в этом случае необходима проверка устойчивости крана без груза при наименьшем вылете стрелы и действии ветра рабочего состояния.

При проверке собственной устойчивости крана влияние дополнительных опор и стабилизаторов не учитывается. Для кранов, у которых по условиям их эксплуатации требуется опускание стрелы без груза в горизонтальное положение, необходимо обеспечить их устойчивость при горизонтальном положении стрелы.

При испытаниях стрелового самоходного, башенного и порталного кранов проверяется их устойчивость путем поднятия груза весом, равным 1,4 расчетной грузоподъемности, в положении, соответствующем наименьшей устойчивости крана, а также путем выполнения всех операций с грузом, равным 1,25 расчетной грузоподъемности крана. Такие испытания производят для каждой грузовой характеристики при вылете стрелы, соответствующем наименьшей устойчивости крана.

Необходимость проверки устойчивости козловых, полукозловых кранов и перегрузочных мостов в правилах Госгортехнадзора не указывается, однако и эти краны должны обладать достаточным запасом устойчивости, так как они обычно имеют большую подветренную площадь и высокорасположенные центр тяжести и точку приложения равнодействующей ветровой нагрузки. Поэтому динамические нагрузки неустановившихся процессов работы механизма передвижения кранов в сочетании с ветровыми нагрузками могут создать значительные опрокидывающие моменты.

Устойчивость кранов данного типа в рабочем состоянии характеризуется коэффициентом устойчивости, определяемым как отношение момента относительно ребра опрокидывания, создаваемого собственным весом крана и грузом, к моменту, вызванному действием инерционных сил и ветровой нагрузки на металлическую конструкцию крана и на груз. Проверку устойчивости следует проводить на опрокидывание крана вдоль и поперек подкранового пути.

Запас грузовой устойчивости в направлении вдоль подкранового пути (см. рисунок 188, а):

$$k_1 = \frac{(G_{кр} + G_{сп} + G_T) \frac{B}{2}}{P_{кр} \times k_{кр} + (P_T + P_{сп}) h_T + W_B \times h_B} \geq 1,15,$$

где  $G_{сп}$ ,  $G_{кр}$ ,  $G_T$  - соответственно вес номинального груза, крана и крановой тележки;  $P_{сп}$ ,  $P_{кр}$ ,  $P_T$  - соответственно силы инерции груза, крана и тележки при экстренном торможении крана;  $W_B$  - суммарная ветровая нагрузка;  $B$  - база крана;  $h_{кр}$ ,  $h_T$ ,  $h_B$  - соответственно плечи действия силы инерции крана, тележки с грузом и ветровой нагрузки относительно плоскости, проходящей через поверхность катания рельсов.

Проверку грузовой устойчивости против опрокидывания крана поперек подкранового пути производят для кранов, имеющих консоли пролетного строения (см. рисунок 188, б). Запас устойчивости в этом случае:

$$k_2 = \frac{G_{кр} \frac{L}{2} - (P'_T + P'_{сп}) h_T - W'_B \times h'_B}{(G_T + G_{сп}) l} \geq 1,4,$$

где  $P'_T$  и  $P'_{сп}$  - соответственно силы инерции тележки и груза при экстренном торможении тележки;  $W'_B$  - ветровая нагрузка на кран, действующая в направлении, перпендикулярном оси рельсов;  $L$  - пролет крана;  $h'_B$  - плечо действия ветровой нагрузки;  $l$  - плечо действия веса груза и тележки относительно ребра опрокидывания.

Устойчивость козловых кранов в нерабочем состоянии характеризуется коэффициентом собственной устойчивости, определяемым как отношение момента, создаваемого относительно ребра опрокидывания весом всех частей крана, к моменту относительно того же ребра, создаваемого ветровой нагрузкой нерабочего состояния, принимаемой по ГОСТ 1451-77 с учетом высоты, на которой расположены подветренные поверхности крана над уровнем земли. Коэффициент собственной устойчивости не должен быть меньше 1,15.

Приведенные выше расчеты устойчивости сделаны в предположении, что кран является жестким телом и при опрокидывании поворачивается вокруг неподвижного ребра. В действительности как металлоконструкция крана, так и пути, по которым он перемещается, деформируются, что усложняет физические явления при опрокидывании крана. Точное решение этой задачи с учетом всех факторов, влияющих на опрокидывание крана, еще не получено.

## МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ КОНСТРУКЦИИ

На металлической конструкции (металлоконструкции) грузоподъемной машины, являющейся остовом машины, монтируются все рабочие механизмы, приводы, системы управления. На изготовление металлоконструкций расходуется значительное количество металла. Металлоконструкция машины оказывает влияние на долговечность и надежность работы механизмов и грузоподъемной машины в целом, поэтому при конструировании и расчете особое внимание необходимо обращать на совершенствование конструктивных форм и методов расчета металлоконструкций, на экономию металла при одновременном обеспечении надежности, долговечности, удобства обслуживания и ремонта.

Металлические конструкции должны быть транспортабельны для перевозок их по железнодорожным или водным путям или автомобильным транспортом.

Металлические конструкции грузоподъемных машин выполняют сварными и клепаными. Так как изготовление сварных конструкций является более производительным и дешевым способом, сварные конструкции получили преимущественное применение.

### § 37. Материалы металлических конструкций

Металлические конструкции грузоподъемных машин изготавливают из стальных листов, стального фасонного проката, гнутых и штампованных профилей. Расчетные (несущие) элементы мостов и ферм поворотных кранов с ручным и механическим приводом легкого и среднего режимов работы в сварном и клепаном исполнении изготавливают из мартеповской стали кипящей плавки марки ВМСтЗкп по ГОСТ 380-71 с ограничением содержания серы (не более 0,05%), хрома, никеля и меди (суммарное содержание этих элементов не более 0,6%).

Расчетные элементы металлоконструкций кранов тяжелого и весьма тяжелого режимов работы изготавливают из мартеповской стали спокойной плавки марки ВМСтЗсп (с теми же ограничениями). Для уменьшения массы металлоконструкций кранов, размеры сечений расчетных элементов которых определяются не условиями жесткости, а условиями прочности (обычно это краны грузоподъемностью свыше 75 т), применяют низколегированные стали марок 10ХСНД, 10ХГСНД, 15ХСНД, 10Г2СД и 09Г2ДТ по ГОСТ 5058-65. Эти стали имеют более высокую коррозионную стойкость и примерно в 1,5 раза более высокое значение предела текучести, чем сталь СтЗ. Однако они более чувствительны к концентрации напряжения и значительно (примерно на 25%) дороже стали СтЗ.

Низколегированные стали марок 10Г2СД и 09Г2ДТ целесообразно применять в случаях, когда достигается снижение веса не менее чем на 10%, а стали 15ХСНД - не менее чем на 17% по сравнению с конструкциями из углеродистой стали СтЗ. В этом случае стоимость металлоконструкций получается примерно одинаковой.

Листы настилов мостовых кранов, не участвующие в работе металлоконструкции, а также вспомогательные элементы - ограждения, поручим, лестницы и т. п. - изготавливают из мартеповской или бессемеровской стали СтО по ГОСТ 380-71. Листы настилов, участвующие в работе моста, изготавливают из тех же вышеуказанных марок стали, что и остальные расчетные элементы моста.

Выбор стали для расчетных элементов кранов с учетом возможной минусовой температуры окружающей среды (особенно для работы в условиях северных районов Советского Союза) производится по рекомендациям, приведенным в таблице 28. Для вспомогательных нерасчетных элементов кранов всех типов применяют сталь ВМСтЗ кп и ВКСтЗкп независимо от температуры окружающей среды. Сталь полуспокойной плавки (пс) с повышенным содержанием марганца может во всех случаях заменить спокойную сталь ВСтЗсп. Все стали, применяемые для стальных конструкций, подразделяются согласно нормам проектирования на условные классы прочности, именуемые «классами стали». Цифры в индексе класса стали (см. таблицу 28) обозначают: числитель - минимальная величина временного сопротивления на разрыв по ГОСТу, знаменатель - минимальная величина предела текучести по ГОСТу (даН/мм<sup>2</sup>).

Для получения более легких металлоконструкций все большее применение находят легкие сплавы (алюминиевые и магниевые), основными преимуществами которых являются: значительно меньшая плотность (в 2,8 - 3 раза меньше плотности стали), что дает возможность облегчения поддерживающих конструкций (подкрановых путей, эстакад и т. п.); высокая механическая прочность, близкая к прочности стали Ст3; высокая коррозионная прочность, способствующая увеличению долговечности конструкции; сохранение высоких механических свойств при низких температурах.

Наиболее целесообразно использование алюминиевых сплавов в металлоконструкциях мостовых кранов, в которых масса стальных металлоконструкций составляет 55 - 80% общей массы крана. Особенно эффективно применение легких сплавов для кранов малой грузоподъемности ( $Q = 5 - 10$  т), а также при больших пролетах моста, что объясняется значительным влиянием собственной массы металлоконструкции на величину расчетных усилий. Так, уменьшение массы однотипных крановых мостов среднего режима работы, достигаемое при переходе от стали Ст3 на алюминиевые сплавы Д16Т (штриховые линии) и АМгб (сплошные линии), приведены на рисунке 189. Переход на легкие сплавы в стреловых кранах позволяет при неизменном вылете снизить массу стрел до 50% и соответственно уменьшить массу противовесов, а при равной массе стрел и одинаковом значении коэффициента устойчивости передвижного крана - увеличить вылет стрел на 15 - 20% или повысить грузоподъемность крана на 20 - 25%.

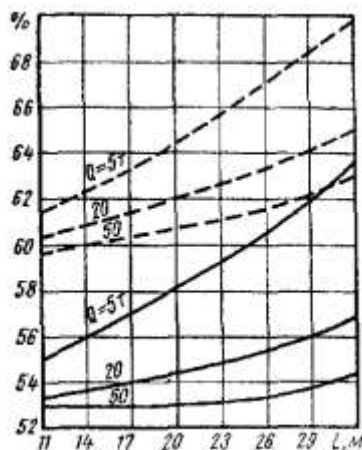


Рисунок 189 – График снижения веса металлической конструкции мостовых кранов при замене стали Ст.3 алюминиевыми сплавами (в процентах)

Снижение массы металлоконструкций крановых мостов при применении алюминиевых сплавов характеризует не только экономию металла, необходимого для их изготовления. Оно обеспечивает также возможность уменьшения давлений на ходовые колеса, облегчения механизма передвижения и электрооборудования, увеличения производительности крана вследствие уменьшенного времени разгона и торможения более легких алюминиевых кранов (при условии сохранения мощности электрооборудования механизма передвижения, соответствующей крану с металлоконструкцией, изготовленной из стали), сокращения эксплуатационных расходов, связанных с ремонтом подкрановых путей, а также с затратой электроэнергии, необходимой для передвижения крана.

По американским данным, облегчение механизма передвижения и электрооборудования в результате применения алюминиевых сплавов в кране грузоподъемностью 50 т, пролетом 32 м достигает около 30%, а увеличение производительности таких кранов при сохранении механизмов передвижения и электрооборудования, как в кранах со стальными конструкциями, составляет 16 - 25%.

Однако алюминиевые сплавы обладают значительно меньшим значением модуля продольной упругости (примерно равным  $7 \times 10^6$  даН/см<sup>2</sup>), что создает снижение устойчивости сжатых элементов конструкции, и более высоким коэффициентом линейного расширения, что приводит к увеличению температурных деформаций по сравнению со стальными конструкциями. Стоимость алюминиевых сплавов примерно в 10 раз превышает стоимость стали Ст3. Для

компенсации уменьшенного модуля упругости сжатые алюминиевые стержни следует конструировать, возможно, более жесткими (коробчатого или трубчатого сечения). Для уменьшения прогиба балок из алюминиевых сплавов их высоту следует принимать приблизительно на 25% больше высоты стальных балок. Температурные напряжения, возникающие в элементах конструкции из-за низкого модуля упругости, остаются примерно в тех же пределах, что и в стальных конструкциях. Возможность применения более дорогих материалов (алюминиевых сплавов, а также и низколегированных сталей) в каждом отдельном случае должна быть обоснована техническими или экономическими соображениями. Однако в связи со значительным возрастанием выпуска конструкционных алюминиевых сплавов стоимость их должна снизиться и применение их для металлоконструкций подъемно-транспортных машин является весьма перспективным. Поэтому вопрос о возможности применения алюминиевых сплавов не должен основываться только на стоимости материалов, а требует внимательного анализа технических особенностей алюминиевых сплавов и их влияния на весовую и экономическую эффективность конструкции.

Таблица 28 - Рекомендуемые стали для расчетных элементов крановых металлоконструкций

Краны	Минимальная температура среды, °С	Толщина проката, мм	Марка стали	Классы стали
<b>Сталь горячекатанная</b>				
Мостовые козловые общего назначения (крюковые) и тележки	-30	До 9 вкл., 10 - 12	ВКСт.3пс (ГОСТ380-71) ВКСт.3сп, ВМСт.3пс, ВМСт3сп (ГОСТ380-71)	С38/23
Грейферные, магнитные, порталные и специальные металлургические грузоподъемностью до 125 т при нормированных пролетах	-30	10 - 30	18 Гсп (ЧМТУ 1-47-67), М16С (ГОСТ 6713-53)	
Мостовые козловые общего назначения (крюковые)	-40	До 9 вкл., 10 - 25	ВКСт3пс, ВКСт3сп, ВМСт3сп (ГОТC380-71)	
Грейферные и магнитные мостовые	-40	До 9 вкл.	ВМСт3пс (ГОСТ380-71)	
Грейферные, магнитные и порталные, перегрузочные мосты, специальные металлургические грузоподъемностью до 125 т при нормированных пролетах	-40	10 – 30	18Гсп (ЧМТУ 1-47-67), М16С (ГОСТ 6713-53)	
Все краны без ограничения	-40	Св. 30	10Г2С1 (ГОСТ5058-65)	
Сжатые элементы кранов всех типов грузоподъемностью до 125 т при нормированных пролетах	-50	До 20	09Г2, 09Г2С (ГОСТ 5058-65)	С44/29
Краны всех типов грузоподъемностью до 125 т при нормированных пролетах и элементы грузовых тележек	-50	До 20	09Г2, 09Г2С	
		21 - 40	10Г2С1, 10ХСНД (ГОСТ5058-65)	
		21 - 32	15ХСНД, 10ХСНД (ГОСТ 5058-65)	С60/45

Сталь термоулучшенная				
Мосты кранов, пролетные строения, грузовые тележки кранов всех типов без ограничения	-65	До 20	09Г2, 10Г2С1,	С52/40
		21 - 40	10ХСНД	
		21 - 32	15ХСНЖ (ГОСТ 5058-65)	С60/45

Для изготовления металлоконструкций применяют деформируемые сплавы, из которых изготовляют профили путем давления, прессования или прокатки. Эти сплавы в зависимости от легирующих присадок делятся на шесть следующих групп:

Группы металлоконструкций	Компоненты сплава	Тип а марки сплавов для
I	Алюминий + марганец	АМц
II	Алюминий + Магний	Магналий АМг, АМгЗ, АМг5, АМгб, АМг61
III	Алюминий + магний + кремний	АД31, АД33, АВ (авиоль)
IV	Алюминий + медь + магний	Дюралюмины Д1, Д16, Д18, Д65
V	Алюминий + цинк + магний	Самозакаливающийся сплав В92
VI	Алюминий + цинк + магний + медь	Высокопрочные сплавы В94, В95, В96

Сплавы групп I и II являются термически неупрочняемыми. Они имеют относительно невысокую прочность, большую пластичность, хорошо свариваются, обладают высокой коррозионной стойкостью. Сплавы групп III - VI - термически упрочняемые; их прочность существенно повышается в результате закалки и последующего старения.

Металлоконструкции из алюминиевых сплавов изготовляют сваркой в атмосфере инертных газов или клепкой - способ соединения элементов конструкции определяется маркой сплава. Так, применение сварки целесообразно для термически неупрочняемых сплавов.

### § 38. Расчетные нагрузка и допускаемые напряжения

При расчете металлоконструкций учитывают все действующие на них нагрузки, а именно:

- постоянные и подвижные нагрузки,
- инерционные нагрузки в вертикальной и горизонтальной плоскостях, ветровые и скручивающие нагрузки.

При расчете на прочность и устойчивость расчетная нагрузка принимается равной нормативной нагрузке, умноженной на коэффициент перегрузки.

К постоянным нагрузкам относятся нагрузки от собственного веса металлоконструкции и веса частей крана, связанных с металлоконструкцией (механизмы, кабины управления, троллеи и т. п.). Для упрощения расчета нагрузку от собственного веса металлоконструкции принимают равномерно распределенной по ее длине. Нагрузку от весов частей крана, связанных с металлоконструкцией, принимают в виде сосредоточенных нагрузок в соответствующих сечениях и узлах металлоконструкции. Так как в процессе перемещения крана металлоконструкция испытывает толчки, то нагрузка от собственного веса не является полностью статической. Для учета влияния динамических явлений, а также возможного изменения размеров сечения при прокате расчетную постоянную равномерно распределенную нагрузку принимают равной:

$$q_{расч} = k_n \times q,$$

где  $q$  - постоянная, равномерно распределенная нагрузка от собственной массы металлоконструкции;  $k_n$  - суммарный коэффициент перегрузки, учитывающий возможность отступления в весах элементов и инерционные нагрузки и принимаемый при скорости передвижения крана, меньшей 60 м/мин, равным 1,1, при скорости от 60 до 120 м/мин равным 1,2 и при скорости, большей 120 м/мин, равным 1,3.

Для стреловых и поворотных кранов, не имеющих передвигающихся тележек, к постоянным нагрузкам следует отнести также нагрузку от веса транспортируемого груза и грузозахватного приспособления. Эта нагрузка рассматривается как сосредоточенная и приложенная в месте крепления головных блоков на стреле. Так как при подъеме и опускании груза в

элементах металлоконструкции появляются силы инерции, то их влияние учитывают путем введения поправочного коэффициента  $k_Q$ .

Тогда  $P_Q = k_Q \times G$ , где  $k_Q$  - коэффициент перегрузки, учитывающий как возможность собственно перегрузки из-за увеличения веса, так и динамические явления, возникающие от действия сил инерции при подъеме груза. Значения  $k_Q$  принимают по следующим рекомендациям:

Группа кранов	$k_Q$
Краны общего назначения:	
легкого режима работы	1,2
среднего режима работы	1,3
тяжелого режима работы	1,4
Краны грейферные	1,3
Монтажные краны ( $Q > 50$ т)	1,1
Краны литейные и заливочные	1,1
Краны колодцевые клетевые	1,5

К подвижным нагрузкам относятся вертикальные давления от ходовых колес грузовых тележек, перемещающихся по металлоконструкции. Эти нагрузки создаются как весом транспортируемого груза, так и собственным весом тележки и определяются по зависимости:

$$P_{II} = P_T + k_Q \times P'_Q,$$

где  $P_T$  - расчетное давление колеса от собственного веса грузовой тележки, равное  $1,05 P_0$ , где  $P_0$  - давление ходового колеса, вычисленное по спецификации;  $P'_Q$  - давление ходового колеса от полезной нагрузки, включая вес грузозахватного приспособления.

*Инерционные горизонтальные нагрузки*, возникающие при торможении моста крана, а также при торможении или разгоне механизма поворота, учитывают при расчете металлоконструкции кранов с машинным приводом. В мостовых кранах инерционное усилие при торможении крана направлено поперек моста и при расчете принимается равным 0,1 (если половина всех ходовых колес приводные) или 0,05 (если четверть всех ходовых колес приводные) от действующих вертикальных нагрузок, определенных без учета поправочных коэффициентов  $k_n$  и  $k_Q$ . Инерционные нагрузки от массы металлоконструкции принимают равномерно распределенными по длине моста, а от давления ходовых колес грузовой тележки - сосредоточенными.

В стреловых кранах величину горизонтального инерционного усилия от собственного веса принимают равной 10% от соответствующих вертикальных нагрузок, определенных без учета поправочного коэффициента  $k_n$ . Кроме горизонтального инерционного усилия от массы металлоконструкции стреловых кранов необходимо учитывать горизонтальную силу инерции от массы груза. Эта сила является сосредоточенной и приложенной в месте крепления головных блоков на стреле. Величину ее принимают равной 10% от массы груза и грузозахватного приспособления без учета коэффициента  $k_Q$ . Это значение усилия соответствует отклонению груза от вертикали примерно на  $6^\circ$ .

*Ветровую нагрузку* рабочего и нерабочего состояний кранов, работающих на открытом воздухе определяют в соответствии с указаниями, приведенными в ГОСТ 1451-77 (см. § 3). Эту нагрузку принимают приложенной в узлах связей или равномерно распределенной по длине конструкции. При расчете металлоконструкций мостовых электрических кранов на усталость ветровую нагрузку можно не учитывать.

*Нагрузка, возникающая при перекосе* крановых мостов, принимается в виде сосредоточенной силы, приложенной к горизонтальной плоскости касания ведущих колес с рельсом и направленной параллельно оси концевой балки моста крана. Определение максимальной силы перекоса см. § 28.

*Скручивающие нагрузки* возникают при действии:

- вертикальных, эксцентрично приложенных нагрузок от собственного веса площадок, механизмов передвижения крана, троллеев и т. п. Учет этих нагрузок производят при отсутствии в системе горизонтальных связей и вспомогательных ферм, воспринимающих эти нагрузки;
- вертикальных нагрузок, возникающих вследствие смещения подтележечного рельса относительно



вертикальной оси сечения балки или фермы, не имеющих замкнутой системы связей. Смещение должно быть не более 0,1 ширины коробчатой балки и не более 10 мм для двутавровых балок;

- горизонтальных инерционных нагрузок, приложенных с эксцентриситетом по отношению к горизонтальной оси сечения главных балок или ферм, не имеющих замкнутой системы связей;
- горизонтальных поперечных сил, возникающих от усилий перекоса и приложенных на колесах концевой балки.

В стреловых кранах при расчете металлоконструкции стрелы кроме перечисленных нагрузок следует также учитывать нагрузку от натяжения тросов грузового полиспаста и полиспаста изменения вылета стрелы.

Для статически неопределимых металлических конструкций при колебаниях температур  $\pm 40^{\circ}\text{C}$  необходимо учитывать температурные нагрузки. За начальную температуру обычно принимается температура  $10^{\circ}\text{C}$ .

Кроме того, при расчете следует учитывать монтажные и транспортные весовые нагрузки от распределенных и сосредоточенных масс крана с учетом предусматриваемых условий производства монтажных работ и транспортирования. При этом в расчете принимаются коэффициенты перегрузки, равные 1,2 для монтажных нагрузок, 1,3 для транспортных нагрузок при автотранспорте и 1,1 для транспортных нагрузок при железнодорожном и водном транспорте.

**Расчетные комбинации нагрузок.** Расчет металлоконструкций грузоподъемных машин производят для следующих основных комбинаций нагрузок. *Первая комбинация* учитывает действие постоянных и подвижных нагрузок (в том числе и скручивающих, если таковые имеются). Для стреловых кранов постоянные нагрузки определяют при работе крана с номинальным грузом на наибольшем вылете.

*Вторая комбинация* кроме указанных нагрузок учитывает также горизонтальные инерционные и ветровые нагрузки рабочего состояния.

Кроме указанных комбинаций нагрузок расчетной является также *третья комбинация* нагрузок, учитывающая помимо постоянных статических нагрузок еще и специальные нагрузки, к которым относятся монтажные, транспортные и особые нагрузки, учитывающие специфические для данного крана условия эксплуатации.

Для стреловых кранов следует рассматривать еще одну комбинацию нагрузок, также относящуюся ко второй комбинации, но учитывающую нерабочее состояние крана, а именно: нагрузку от собственного веса (без учета поправочного коэффициента  $k_Q$ ), нагрузку от элементов головного узла стрелы на наименьшем вылете и ветровую нагрузку нерабочего состояния.

Металлические конструкции грузоподъемных машин надо рассчитывать на прочность и устойчивость по максимальным нагрузкам рабочего состояния (вторая комбинация нагрузок). Кроме того, необходимо проводить расчет на выносливость по эквивалентным нагрузкам рабочего состояния (первая комбинация нагрузок).

Метод расчета металлоконструкций на выносливость позволяет учитывать сопротивление конструкции действию переменных фактических напряжений вместо проведения расчетов в предположении действия постоянных напряжений. Кроме того, он позволяет проводить динамический расчет конструкций вместо статического расчета с введением поправочного динамического коэффициента, зависящего только от режима работы крана. Режим работы металлических конструкций грузоподъемных машин определяется режимом работы механизма главного подъема. Для рам тележек коэффициент запаса прочности принимается равным 2.

Если металлоконструкция работает в условиях переменных напряжений достаточно большой величины и при большом числе изменений напряжений за срок службы, при ее проектировании и расчете необходимо учитывать явления, связанные с усталостной прочностью. Так, металлоконструкции кранов тяжелого и весьма тяжелого режимов работы специального и общего назначения надо рассчитывать на усталостную прочность, если эти краны совершают не менее восьми подъемов груза в час и их использование по грузоподъемности не менее 0,8. Если же эти краны используются не столь интенсивно, то они, так же как и краны легкого и среднего режима работы, не подвергаются расчету на усталость.

**Допускаемые напряжения.** При расчете металлоконструкций грузоподъемных машин допускаемые напряжения растяжения, сжатия и изгиба в зависимости от принятой расчетной комбинации нагрузок и режима работы машины приведены в таблице 29. Запасы прочности при

расчете металлоконструкций см, в таблице 9.

Таблица 29 - Допускаемые напряжения, даН/см<sup>2</sup>, при расчете на прочность при запасе прочности для стальных конструкций  $n_{II} = 1,4$  и для алюминиевых сплавов  $n_{II} = 1,6$

Вид металла	Марка металла	Растяжение и сжатие	Изгиб
Прокатные стали	Ст.2	1450	1550
	Ст.3, Ст4, М16С	1700	1800
	09Г2	2150	2300
	09Г2С	2300	2450
	10Г2С1, 15ХСНД	2500	2650
	10ХСНД	2850	3000
Стальные отливки	15Л	1450	1550
	35Л	1800	1900
Алюминиевые сплавы	АМг6-М	1000	
	АМг61-М	1150	
	В92-Т (лист)	1350	
	В92-Т (профиль)	1700	
	Д16-Т	1700	

Для односторонне прикрепляемых элементов допускаемое напряжение, приведенное в таблице 29, снижают на 25%.

Касательные допускаемые напряжения принимают равными:

$$[\tau] = \alpha \times [\sigma_p]$$

где коэффициент  $\alpha = 0,6$ , а при неравномерном распределении напряжений в стенках балки  $\alpha = 0,75$ .

Допускаемые напряжения смятия  $[\sigma_{см}] = 1,5 [\sigma_p]$  в случае смятия по торцовой поверхности при наличии пригонки поверхностей.

### § 39. Основные положения расчета и конструирования крановых металлических конструкции

Статический расчет крановых металлических конструкций производят методами строительной механики. При этом расчете используют принцип независимости действия сил. Расчетные усилия, возникающие в элементах металлоконструкции крановых мостов, определяют как для пространственных систем. Однако возможно применение упрощенного расчета путем расчленения пространственной металлоконструкции на отдельные плоские системы (главная балка или главная ферма, вспомогательные фермы, концевые балки и т. п.), и каждую из этих систем рассматривают под действием сил, возникающих в соответствующих плоскостях. Усилия в стержнях определяют либо графически (построением диаграммы Максвелла - Кремоны), либо аналитическими способами, рассматривая сварные и клепаные узлы как шарнирные соединения, передающие лишь усилия, направленные по осям стержней без возникновения изгибающих моментов.

При наличии подвижной нагрузки (грузовых тележек) необходимо проанализировать каждое положение этой нагрузки и определить ее расчетные значения для каждого стержня конструкции. При этом для определения наибольшей нагрузки на рассматриваемый стержень удобно пользоваться построением линий влияния. Основной предпосылкой для подбора сечения растянутых стержней является удовлетворение условиям прочности. Кроме условий прочности стержни должны обладать также и определенной устойчивостью при продольном изгибе центрально нагруженных стержней.

Расчетное усилие для расчета стержней решетчатых ферм крановых мостов:

$$S_p = k_{II} \times S_{II} + k_Q \times S_Q + S_1 + S_2 + S_B,$$

где  $S_{II}$  - усилие в стержне от постоянной нагрузки;  $S_Q$  - усилие в стержне от подвижной нагрузки;  $S_1$  и  $S_2$  - усилия в стержне от сил инерции постоянной и подвижной нагрузок. При их определении

коэффициенты динамичности  $k_{II}$  и  $k_Q$  не вводятся;  $S_B$  - усилие в стержне от ветровой нагрузки.

Прочность растянутых стержней:

$$\sigma = \frac{S_p}{F} \leq [\sigma]; \quad (65)$$

для центрально сжатых стержней проверка устойчивости производится по условному напряжению:

$$\sigma' = \frac{S_p}{\varphi \times F} \leq [\sigma], \quad (66)$$

где  $S_p$  - расчетное (растягивающее или сжимающее) усилие, действующее в стержне;  $F$  - площадь поперечного сечения рассчитываемого стержня (для клепаных конструкций при расчете растянутых стержней принимается площадь нетто, определенная с учетом ослабления сечения отверстиями под заклепки);  $[\sigma]$  - допускаемое нормальное напряжение, принятое по таблице 29;  $\varphi$  - коэффициент уменьшения допускаемого напряжения при продольном изгибе, определяемый по таблице 30 в зависимости от гибкости и материала рассчитываемого стержня.

Основной характеристикой стержня при продольном изгибе является его гибкость  $\lambda$ , определяемая по формуле:

$$\lambda = \frac{\mu \times l}{r_{\min}},$$

где  $\mu = \mu_1 \times \mu_2$  — коэффициент приведения длины стержня. Здесь  $\mu_1$  учитывает способ заделки концов стержня. При одном жестко заделанном конце и другом свободном  $\mu_1 = 2,0$ ; при обоих шарнирно-опертых концах (к таким стержням относится большинство стержней ферменных конструкций грузоподъемных машин)  $\mu_1 = 1$ ; при одном жесткозаделанном и другом шарнирно-опертом  $\mu_1 = 0,7$ ; при обоих жесткозаделанных концах  $\mu_1 = 0,5$ . Коэффициент  $\mu_2$  учитывает изменение формы стержня по его длине. При неизменном значении момента инерции стержня  $\mu_2 = 1$ . При расчете стержней решетчатых конструкций, имеющих неизменное по длине сечение и рассматриваемых как стержни, шарнирно-опертые по обоим концам, коэффициент  $\mu = 1$ ;  $l$  - действительная длина стержня;  $r_{\min}$  - минимальный радиус инерции рассчитываемого сечения в целом:

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{J}{F}},$$

здесь  $J$  - минимальный момент инерции сечения;  $F$  - площадь поперечного сечения стержня.

Таблица 30 - Коэффициент уменьшения допускаемого напряжения при продольном изгибе  $\varphi$

Гибкость стержня $\lambda$	Класс стали				Алюминиевые сплавы			
	C38/23	C44/29	C52/40	C60/45	АМг6-М	АМг61-М	В92-Г (лист)	В92-Г (профиль) Д16-Г
0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
10	0,988	0,987	0,985	0,984	0,998	0,99	0,994	0,99
20	0,970	0,968	0,962	0,956	0,997	0,95	0,988	0,98
30	0,943	0,935	0,927	0,916	0,943	0,83	0,889	0,835
40	0,905	0,892	0,878	0,866	0,83	0,78	0,77	0,70
50	0,867	0,843	0,823	0,810	0,73	0,66	0,64	0,57
60	0,820	0,792	0,764	0,740	0,63	0,53	0,54	0,46
70	0,770	0,730	0,682	0,650	0,54	0,46	0,45	0,35
80	0,715	0,660	0,604	0,570	0,46	0,39	0,38	0,29
90	0,655	0,592	0,523	0,482	0,39	0,33	0,32	0,23
100	0,582	0,515	0,437	0,396	0,33	0,29	0,26	0,19
110	0,512	0,440	0,370	0,325	0,28	0,24	0,22	0,15
120	0,448	0,383	0,315	0,273	0,24	0,20	0,18	0,13

130	0,397	0,330	0,264	0,232	0,21	0,17	0,16	0,11
140	0,348	0,285	0,228	0,198	0,18	0,15	0,13	0,10
150	0,305	0,250	0,198	0,173	0,16	0,13	0,12	0,08
160	0,270	0,220	0,176	0,153				
170	0,240	0,195	0,156	0,137				
180	0,216	0,175	0,139	0,122				
190	0,196	0,158	0,126	0,108				
200	0,175	0,142	0,112	0,098				
210	0,160	0,130	0,102	0,089				
220	0,146	0,119	0,093	0,068				

Поскольку коэффициент  $\mu$ , так же как и радиус инерции сечения, может быть неодинаковым в различных плоскостях, то и гибкость стержня в различных направлениях может быть различной и сжатый стержень теряет устойчивость в плоскости наибольшей гибкости элемента.

При гибкости более 200 расчет сжатых стержней производится по формуле Эйлера:

$$P_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 \times E \times J}{(\mu \times l)^2},$$

где  $EJ$  - изгибная жесткость стержня;  $\mu \times l$  - приведенная длина стержня.

Предельно допустимые значения гибкости для стержней, нагруженных осевым усилием, приведены в таблице 31. Гибкость отдельных панелей поясов, опорных раскосов и стоек, передающих опорные реакции ферм стрелы, не должна превышать для сжатых элементов стальных стрел 80, а для растянутых - 150. Для остальных стоек и раскосов допускается гибкость 150. Стержни, служащие для уменьшения расчетной длины сжатых стержней, и другие неработающие элементы могут иметь гибкость до 200. Гибкость стрелы в целом назначается до 100.

При подборе сечений сжатых стержней желательнее, чтобы моменты инерции относительно осей  $x$  и  $y$  были приблизительно равны.

Таблица 31 - Предельные гибкости элементов  $\lambda$

Элементы конструкции	Сжатые элементы		Растянутые элементы	
	сталь	алюминиевые сплавы	сталь	алюминиевые сплавы
Пояса главных ферм	120	100	150	120
Одностержневые конструкции стрел, колонн, мачт	120 - 150	100 - 120	150 - 180	120 - 150
Остальные стержни главных ферм и пояса вспомогательных ферм	150	120	200 - 250	180 - 200
Все прочие стержни	200 - 250	150	250 - 350	250

Присвоенные значения  $\lambda$  относятся к элементам с сечениями, симметричными относительно направления действия сил. При сечениях, несимметричных относительно направления действия сил, предельные гибкости рекомендуется уменьшить на 30%.

За расчетную длину  $l$  элементов ферм принимают:

- для поясов, как в плоскости, так и из плоскости фермы - расстояние между смежными узлами или местами крепления связей;
- для элементов решетки: из плоскости фермы - расстояние, равное полной геометрической длине элемента; в плоскости фермы - расстояние, равное 0,8 полной геометрической длине стержня, а для опорных стоек и раскосов - расстояние, равное полной длине.

При работе элемента металлоконструкции на изгиб проверочная формула имеет вид:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{k_Q \times M}{W} \leq [\sigma_{\text{из}}],$$

где  $M$  - расчетный изгибающий момент;  $W$  - расчетный момент сопротивления (для клепаных

конструкций принимают момент сопротивления нетто, определяемый с учетом ослабления сечения отверстиями под заклепки).

При работе стержня одновременно на сжатие и изгиб его необходимо проверить на прочность по формуле:

$$\sigma = \frac{S_p}{F_{нет}} + \frac{k_Q \times M}{W_{\sigma p}} \leq [\sigma_{II}]$$

Определение условных напряжений при расчете на устойчивость проводят отдельно в вертикальной и боковой плоскости по формуле:

$$\sigma = \frac{S_p}{\varphi \times F_{\sigma p}} + \frac{k_Q \times M}{W_{\sigma p}} \leq [\sigma_{II}]$$

где  $W_{\sigma p}$  - расчетный момент брутто, определяемый без учета ослабления сечения отверстиями под заклепки.

В эту формулу входит значение коэффициента  $\varphi$ , определяемое по значению гибкости  $\lambda$  при радиусе инерции, взятом относительно оси, перпендикулярной плоскости действия изгибающего момента. Кроме того, стержень необходимо проверить на устойчивость по наименьшему радиусу инерции при действии только сжатия.

При наличии в расчетном сечении поперечной силы элементы металлоконструкции проверяют на касательное напряжение при изгибе:

$$\tau = \frac{T \times S_{\sigma p}}{J_{\sigma p} \times \delta} \leq [\tau]$$

и на срез

$$\tau = \frac{T}{F_{\sigma p}} \leq [\tau]$$

где  $T$  - расчетная поперечная сила, действующая в данном сечении балки;  $S_{\sigma p}$  - статический момент брутто полусечения относительно нейтральной оси, определяемый без учета ослабления сечения отверстиями под заклепки;  $J_{\sigma p}$  - момент инерции сечения (без учета ослабления сечения);  $\delta$  - толщина стенки.

При одновременном действии в сечении нормальных  $\sigma$  и касательных  $\tau$  напряжений производят проверку по приведенному напряжению:

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma_{II}]$$

При конструировании металлоконструкций необходимо соблюдать следующие условия:

- 1) продольные оси стержней, подходящих к данному узлу, должны пересекаться в центре узла;
- 2) необходимо обеспечить прочность соединения, что проверяют расчетом сварных швов или заклепок;
- 3) для растянутых стержней рекомендуется применять максимальные длины проката с целью уменьшения количества стыков;
- 4) стержни и узлы следует проектировать без резких изменений сечений; переходы к измененному сечению делают плавными, чтобы избежать концентрации напряжений;
- 5) сечения составных стержней необходимо составлять из возможно меньшего числа профилей;
- 6) если сечение состоит из двух элементов, не примыкающих друг к другу вплотную, то эти элементы надо соединить планками. Расстояния между планками для растянутых стержней выбирают такими, чтобы гибкость ветви стержня не превышала 100, а для сжатого стержня - 50. Гибкость отдельных ветвей составных стержней из алюминиевых сплавов на участках между планками или узлами решеток не должна превышать 30 для сжатых стержней и 80 - для растянутых.

Рекомендуется такая последовательность расчета сжатого стержня:

- 1) по таблице 31 определить предельно допустимое значение гибкости стержней  $\lambda_{пред}$ ;
- 2) по зависимости  $r = \frac{l}{\lambda_{пред}}$  определить необходимое минимальное значение радиуса инерции сечения;

3) выбрав форму сечения по таблицам ГОСТа на прокатный сортамент, выбрать соответствующий размер сечения так, чтобы действительный радиус инерции сечения был не меньше найденного минимального значения радиуса инерции;

4) определить действительную гибкость стержня, которая должна быть меньше или равна предельной:

$$\lambda_{д} = \frac{l}{r_{действ}} \leq \lambda_{пред};$$

5) по таблице 30 найти значение коэффициента уменьшения допускаемых напряжений при продольном изгибе центрально сжатых стержней;

б) по усилию  $S_p$ , сжимающему стержень, проверить по уравнению (65) и (66) правильность подбора площади сечения по прочности и по устойчивости.

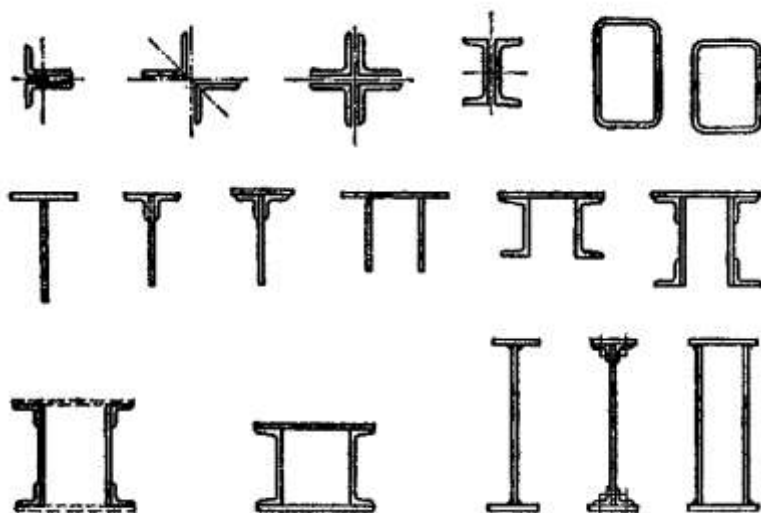


Рисунок 190 – основные типы составных сечений стержней ферм и сечений балок

Обычно растянутые и сжатые элементы выполняют симметричными, что обеспечивает центральность приложения нагрузки. Наиболее распространенные сечения представлены на рисунке 190. Несимметричные сечения, например из одного уголка, можно применять только при очень малых нагрузках, так как такое сечение обладает малой жесткостью и при эксцентричном присоединении к элементам металлоконструкции в нем возникают дополнительные напряжения изгиба.

Для основных рабочих элементов не рекомендуется брать листы тоньше 4 мм, уголки менее 45×45×5 мм при сварном исполнении и менее 50×50×5 мм при клепаном исполнении. Все большее применение вместо нерациональных угловых и швеллерных профилей, широкое использование которых в прежние годы объяснялось использованием заклепочных соединений, находят гнутые и штампованные профили незамкнутого и замкнутого типа и трубчатые профили. Гнутые профили (см. рисунок 191) изготавливают профилированием полосового, листового и ленточного металла на профилегибочных станках. При этом получают профили с наиболее рациональным распределением металла по сечению, что позволяет при минимальном расходе металла получить прочные и жесткие металлоконструкции (экономия массы металла достигает 25%). При профилировании металла в холодном состоянии вследствие явления наклепа прочность гнутых профилей значительно выше прочности горячекатаных профилей.

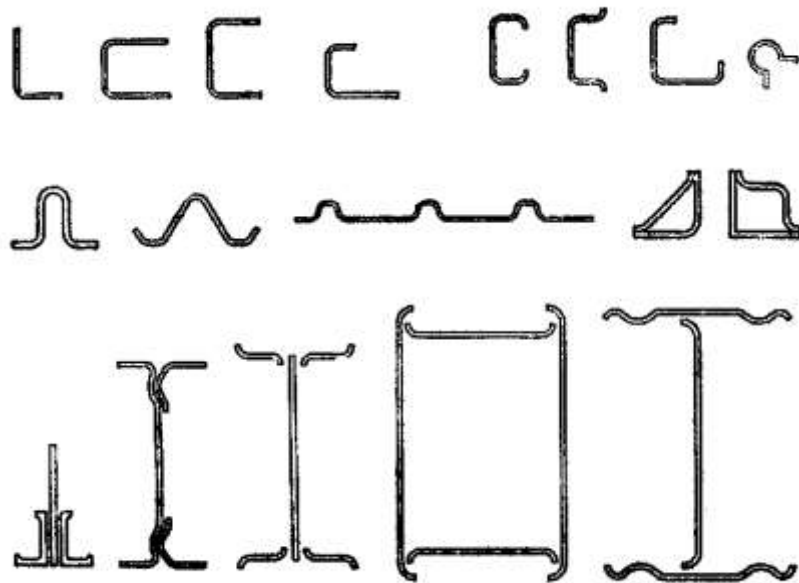


Рисунок 181 – основные типы профилей и сечений балок из гнутых профилей

В настоящее время отечественная промышленность выпускает около 200 типоразмеров гнутых профилей. Эти профили обладают при той же массе большими моментами инерции и лучше сопротивляются поперечному и продольному изгибу и кручению. Кроме того, подобные профили позволяют сократить время изготовления металлоконструкций благодаря применению для соединения элементов контактной точечной сварки и повысить коэффициент использования металла.

В решетчатых конструкциях благодаря использованию труб можно сократить расход металла на дополнительные связи, что особенно важно для стержней, сечения которых назначаются из условий предельной гибкости. Преимуществом труб является возможность применения стенок меньшей толщины. Так, если толщина полок уголков обычно не менее 0,05 - 0,1 ширины полки, то для труб эта величина уменьшается до 0,02 - 0,05 диаметра. Замкнутые профили при одной и той же площади сечения имеют меньшую внешнюю поверхность, подверженную коррозии, а в результате уменьшения боковой поверхности и лучшей обтекаемости снижается ветровая нагрузка на металлоконструкцию.

Стоимость труб в Советском Союзе примерно на 30% выше стоимости уголков, но стоимость конструкций, сваренных из труб, вследствие снижения количества вспомогательных элементов всего на 8 - 15% выше стоимости конструкции из уголков. Если же учесть, что уменьшение массы, достигаемое при применении трубчатых конструкций, влияет на остальные элементы крана (ходовые колеса, механизм передвижения, противовес, подкрановые пути и т. п.), то замена уголков трубами становится эффективной даже при снижении массы до 8%. Некоторые конструкции узлов ферм, изготовленных из труб, и различные конструкции стыков труб показаны на рисунке 192.

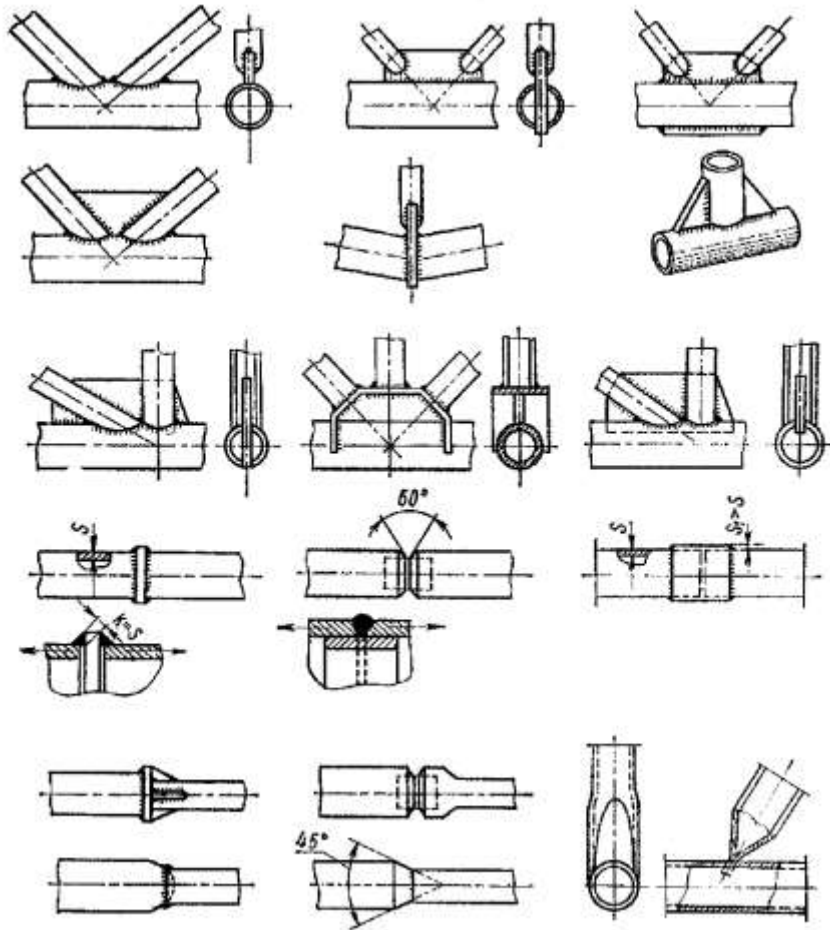


Рисунок 192 – Узлы ферм с трубчатыми стержнями и стыки труб

Для металлоконструкций из алюминиевых сплавов целесообразно использовать тонкостенные элементы, устойчивость которых обеспечивается благодаря достаточному количеству ребер жесткости. Эти жесткие тонкостенные элементы получают преимущественно прокаткой или прессованием. Широкое применение находят также гнутые профили, штампованные и гофрированные элементы из алюминиевых сплавов (см. рисунок 193).

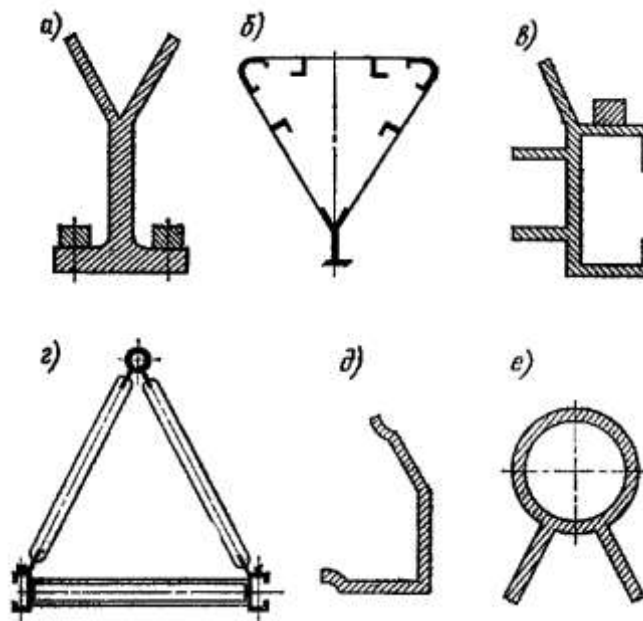


Рисунок 193 – Прессованные профили из легких сплавов для поясов балок кранов и сечения пролетных балок

Применение прессованных профилей позволяет без использования косынок и других



дополнительных элементов образовывать наиболее экономичные сечения балок. Так, для трехгранных пролетных балок в качестве ездовой балки монорельсовой тележки используется двутавровый профиль (см. рисунок 193, а), к утолщенным полкам которого болтами прикреплены сменные рельсы, также изготовленные из легкого сплава. Верхние полки двутавра выполнены наклонными для удобства стыкования со стенками балки (см. рисунок 193, б).

Для решетчатых трехгранных пролетных балок применяется профиль (см. рисунок 193, в), обеспечивающий лучшее восприятие горизонтальных нагрузок и позволяющий создать весьма технологичную конструкцию нижнего пояса балки (см. рисунок 193, г). Профили (см. рисунок 193, д, е) позволяют обеспечить легкую стыковку с раскосами или боковыми стенками балки. Так, верхний пояс балки (см. рисунок 193, г) образован при помощи профиля (см. рисунок 193, е). Повышенная толщина листового материала уменьшает возможность деформаций при сварке и устраняет опасность местного выпучивания, которая у листов из алюминиевых сплавов значительно больше, чем у стальных.

Рельсы для грузовой тележки выполнены из стали; они крепятся посредством зажимов, обеспечивающих некоторое перемещение рельса относительно моста. Между рельсами и балками моста предусмотрены подкладки из тонкого алюминиевого листа.

Металлические конструкции мостовых кранов. Мосты кранов могут быть двухбалочными или однобалочными. В двухбалочных мостах металлоконструкцию обычно выполняют либо в виде двух коробчатых пространственно жестких балок, соединенных по концам пролета  $G$  концевыми балками (см. рисунок 194, а и сечение Б - Б), в которых размещаются ходовые колеса крана, либо в виде пространственной системы (см. рисунок 194, б и сечение А - А), составленной из двух вертикальных 2 и 3 и двух горизонтальных 1 и 4 решетчатых ферм. В последнем случае вертикальная ферма 3, непосредственно воспринимающая через рельсы, уложенные на ее верхнем поясе, основную нагрузку от массы тележки с грузом, является главной фермой. Параллельно главной ферме располагают вспомогательную вертикальную ферму 2, соединяющуюся с главной фермой двумя вспомогательными горизонтальными фермами 1 и 4, воспринимающими горизонтальные нагрузки, возникающие при торможении крана. Главные и вспомогательные фермы крепятся к концевым балкам 5, в которых располагаются ходовые колеса крана. Механизм передвижения моста этого типа обычно располагается на верхней горизонтальной вспомогательной ферме. Скручивающие моменты, возникающие при нагружении главных балок, воспринимаются пространственной системой, состоящей из главных балок, вспомогательных ферм, горизонтальных и поперечных связей. Вследствие этого главные балки четырехферменных мостов могут иметь меньшую горизонтальную изгибную и крутильную жесткость, чем коробчатые балки однобалочных и двухбалочных мостов. Часто главные балки четырехферменных мостов выполняются одностенчатыми.

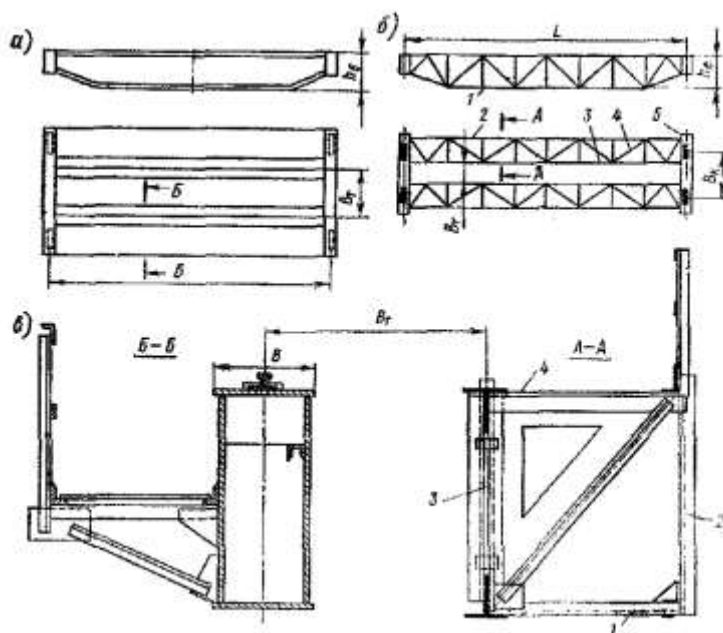


Рисунок 194 – Металлические конструкции крановых мостов:

а – сплошнотенчатая листовая балка; б – решетчатая ферма; в – сечение моста;  $B_T$  – колея тележки;  $L$  – пролет моста

В настоящее время в производство все шире внедряются сплошные листовые металлоконструкции, так как они имеют меньшую трудоемкость и меньшую стоимость вследствие возможности применения при их изготовлении автоматической сварки и использования листа вместо прокатных профилей. Благодаря большей плавности передачи силового потока в листовых конструкциях по сравнению с решетчатыми конструкциями обеспечивается меньшая концентрация напряжения в стыках и повышается надежность работы конструкции при переменных нагрузках. Необходимо иметь в виду, что при малых грузоподъемностях использовать полностью площадь сечения сплошных листов практически невозможно, поэтому применение листовых конструкций наиболее рационально при наличии больших усилий. Перспективным является применение для крановых мостов (грузоподъемностью до 15 т) конструкций балок «оболочкового» типа из гнутых элементов (см. рисунок 195), в которых устойчивость тонких стенок обеспечивается самой формой сечения без применения диафрагм.

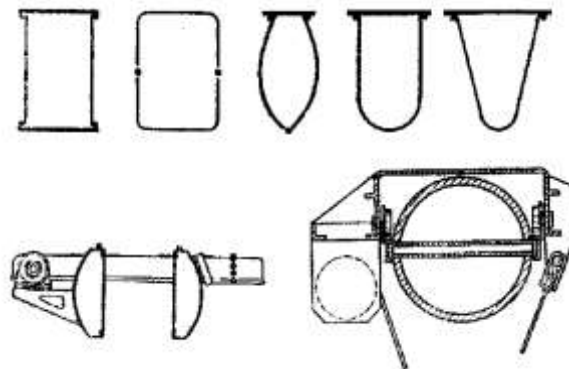


Рисунок 195 – Сечения балок «оболочкового» типа

Вспомогательная стенка коробчатой балки иногда выполняется в виде безраскосной фермы (см. рисунок 196, а); основная несущая стенка для обеспечения устойчивости снабжается продольными зигами, а отверстия во вспомогательной стенке - отбортовкой.

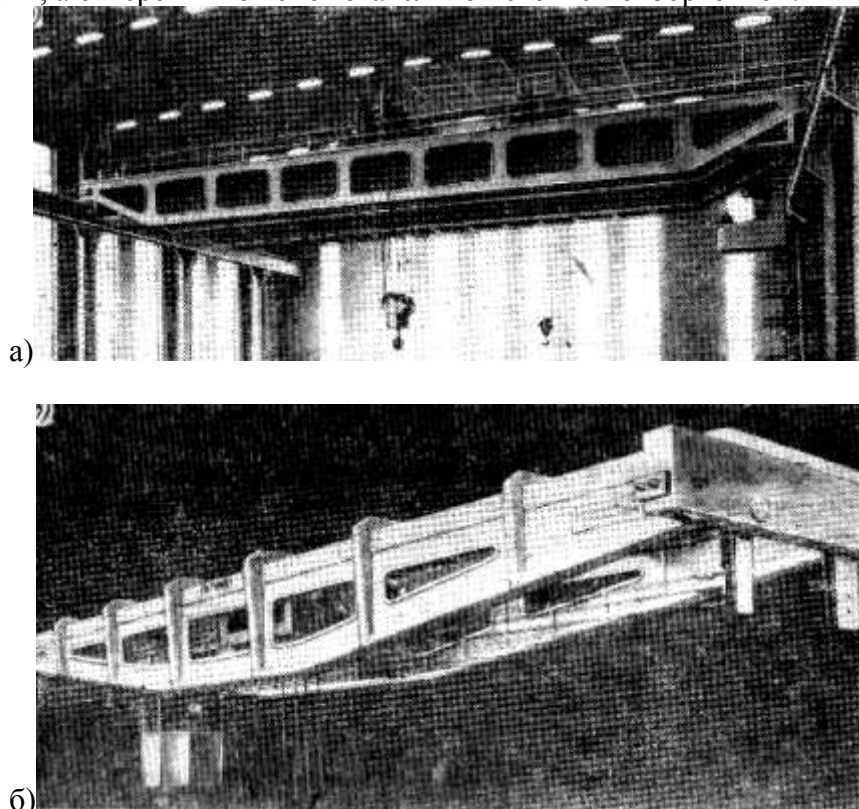


Рисунок 196 – Мосты с безраскосными фермами:

а – с балками коробчатого сечения; б – с одностенчатыми балками

Крановая тележка перемещается по рельсам, уложенным на верхних поясах основных балок. Механизм передвижения крана и троллеи располагаются на консольных площадках, что обеспечивает легкий доступ к выкатным брускам ходовых колес, расположенных в концевых балках.

Наиболее установившимся типом кранового моста является двухбалочный мост с перемещением тележки по верхнему поясу. Однако он имеет сравнительно большую высоту, большую массу и трудоемкость изготовления. Поэтому в мостовом краностроении все шире применяются однобалочные цельнолистовые коробчатые мосты с боковым расположением подъемного механизма (см. рисунки 24 и 25).

По сравнению с двухбалочными мостами однобалочные мосты обладают меньшей массой (из-за лучшего использования материала вертикальных стенок), уменьшенным числом вспомогательных элементов и более определенным статическим расчетом. В ряде случаев снижение массы достигает 40%, что позволяет увеличить грузоподъемность крана без усиления существующих подкрановых путей. Для сокращения объема сварочных работ в однобалочных мостах применяются также трубчатые пролетные балки (см. рисунок 195). К торцам трубы приваривают щиты с ходовыми колесами, а механизм передвижения моста может быть даже встроен внутрь трубы. Для ходовых колес тележки устанавливаются на трубчатые поперечины швеллера, используемые в качестве рельса.

Коробчатые балки могут изготавливаться также из гнутых листов (см. рисунок 197, а). Основные профили 4 и 6 имеют в нижней части отбортовки 5 для сварочного шва. В верхней части профили соединены швами 10, причем отогнутые полки 8 скреплены со стенками электрозаклепками 9 и выполняют роль горизонтальных ребер жесткости, поддерживая стенки в сжатых верхних зонах. Вертикальные участки 7 поддерживают подтележечный рельс 1. Поперечные ребра 2, обеспечивающие устойчивость стенок и распределяющие нагрузку от рельса на стенки балки, также прикреплены к основному профилю электрозаклепками 3. В этой конструкции уменьшено количество продольных швов (по сравнению с обычными, сваренными из двух вертикальных и двух горизонтальных листов) и использовано минимальное количество дополнительных элементов - горизонтальных ребер жесткости.

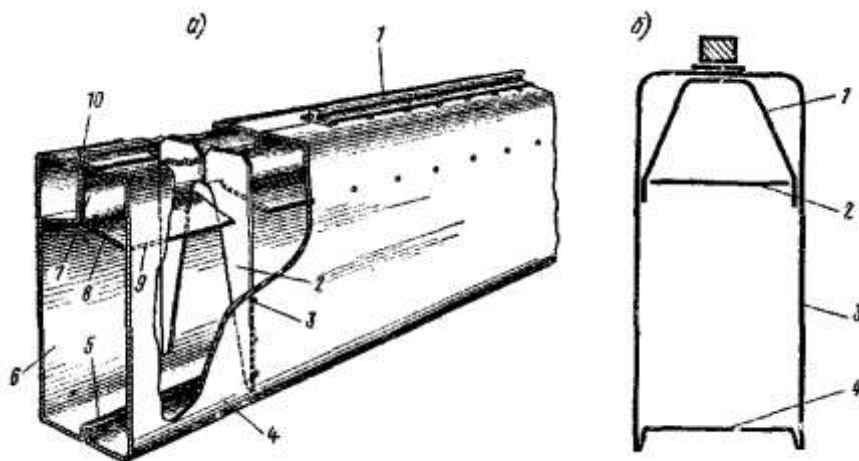


Рисунок 197 – Коробчатая балка из гнутых элементов

Аналогичная конструкция коробчатой балки из гнутых элементов (см. рисунок 197, б) образована из одного листа 3 и днаща 4. Подтележечный рельс поддерживается дополнительным гнутым листом 1, распорные нагрузки в котором воспринимаются горизонтальным листом 2. Коробка из листов 1 - 2 предварительно сваривается и заводится в полость гнутого листа 3 главной балки. Элементы балки скрепляются между собой точечной сваркой (включая и отбортованное днище 4).

Так как изготовление коробчатых балок трудоемко, то созданы одностенчатые пролетные балки с коробками жесткости, расположенными обычно вдоль сжатой зоны стенки. В таких балках функции элементов сечения четко распределены: стенки вместе с поясами работают на

вертикальные нагрузки, боковой настил и верхний пояс воспринимают горизонтальные нагрузки, а коробка обеспечивает необходимую крутильную жесткость сечения. Коробка жесткости (см. рисунок 198, а) образована наклонными ребрами 2 и 4, приваренными к стенке 3, что устраняет сосредоточение сварных швов в узле примыкания верхнего пояса 5 к стенке.

Кроме того, верхняя сжатая зона стенки подкреплена двумя разнесенными по высоте продольными ребрами, благодаря чему стенка приобретает большую устойчивость. Лист 5 горизонтального настила поддерживается ребрами 6. В сечении предусмотрены также вертикальные ребра 1, обеспечивающие общую жесткость стенки. В другой конструкции (см. рисунок 198, б) верхний пояс 1 представляет собой треугольную коробку жесткости, надетую и приваренную к стенке 5. Верхний сжатый поясной лист хорошо подкреплён наклонными стенками коробки. Горизонтальная жесткость сечения обеспечивается отбортованным листом 3 настила, поддерживаемым гнутыми кронштейнами 4 и 2, связанными со стенкой и с коробкой жесткости. В козловых кранах, в которых применяются подвесные тележки, перемещающиеся по монорельсу, используются различные сечения однобалочного пролетного строения (см. рисунок 199) в зависимости от грузоподъемности и пролета крана и конструкции тележки.

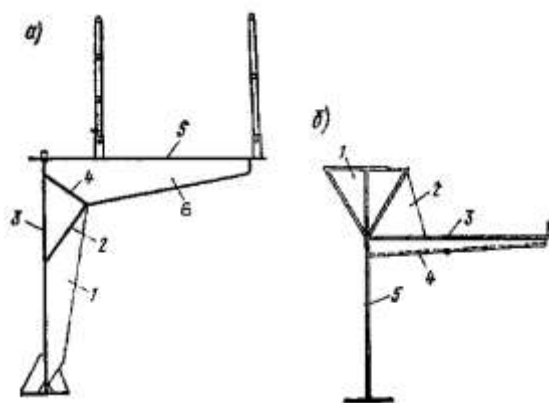


Рисунок 198 – одностенчатые пролетные балки с коробками жесткости

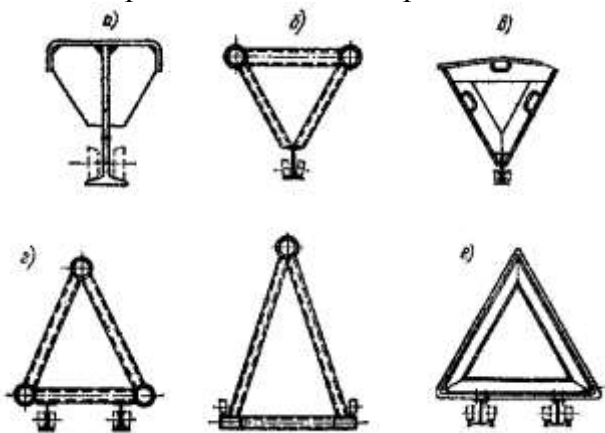


Рисунок 199 – Поперечные сечения пролетного строения однобалочных козловых кранов с подвесными тележками:

а – двутавровая конструкция с усилением; б – трехгранная трубчатая конструкция; в – трехгранная листовая конструкция с ребрами жесткости; г, д – трубчатые трехгранные конструкции для тележек с раздвинутыми колесами; е – листовая конструкция для тележек с раздвинутыми колесами

Металлоконструкция мостовых кранов, состоящая из двух главных и двух концевых балок, жестко соединенных между собой, является статически неопределимой четырехопорной системой и требует повышенной точности изготовления и монтажа. Определение фактических, нагрузок на ходовые колеса в этих системах затруднено. С целью большей точности определения нагрузок, а следовательно, снижения массы крана и повышения долговечности его элементов и уменьшения потребной мощности механизма передвижения предложена статически определимая трехопорная система (см. рисунок 200, а). В этой конструкции мост крана собирается из двух жестких Г-образных полумостов А и Б, связанных между собой шарнирно. Каждый полумост состоит из

концевой балки 1, опирающейся ходовыми колесами 2 на подкрановые рельсы. С концевой балкой соединена жестко главная балка 3. Таким образом, каждый полумост опирается на три точки - на два ходовых колеса и на свободный конец *B* главной балки, лежащей на горизонтальном ролике 4 (см. рисунок 200, б), установленном на концевой балке сопряженного полумоста. Ролики 5 предназначены для направления главной балки, а торцовый лист 6 ограничивает взаимно перемещение полумостов. Ролики 5 предназначены для направления главной балки, а торцовый лист 6 ограничивает взаимное перемещение полумостов.

Расчетные усилия, возникающие в отдельных элементах крановых мостов, должны определяться исходя из расчета мостов как *пространственных* систем. Однако часто ведут расчет по упрощенной схеме путем расчленения моста на отдельные плоские элементы (главная балка или ферма, вспомогательные фермы, концевые балки), но в этом случае надо ввести коэффициент неполноты расчета  $t$ , принимаемый равным 0,8 для главных балок коробчатых мостов без вспомогательных ферм и 1,2 в случае наличия вспомогательных ферм; равным 0,5 для концевой балки и 0,45 для вспомогательной фермы. В случае одностенчатых мостов  $t$  принимается равным 1,1 для главных балок и 0,55 для вспомогательных ферм; для мостов с раскосными фермами  $m = 1,1$  для главных ферм и 0,55 для вспомогательных ферм.

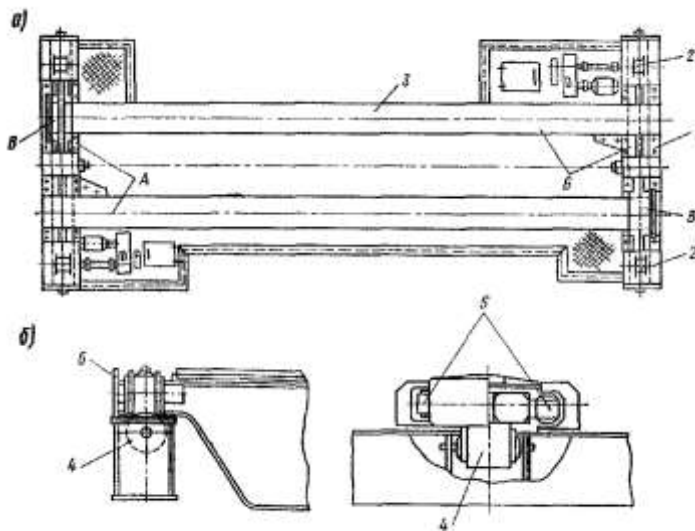


Рисунок 200 – Статически определимая конструкция моста:  
а – мост в плане; б – шарнирное сопряжение полумостов крана

Сечение балок моста и конструкцию ферм проверяют по условиям жесткости моста (ограничение прогиба). Установлены следующие допустимые величины прогиба мостовых кранов при учете действия только вертикальной статически приложенной подвижной нагрузки без учета коэффициента перегрузки (в долях пролета моста  $L$ ):

Для мостов кранов с ручным приводом	1/400
Для мостов кран-балок	1/500
Для мостов кранов с электрическим приводом:	
легкого и среднего режима работы	1/600
тяжелого и весьма тяжелого режима работы	1/700
Для алюминиевых крановых мостов	1/500

Главным балкам (фермам) при пролете моста свыше 17 м придают строительный подъем, равный 1:1000 пролета, чтобы при работе под нагрузкой балка не имела чрезмерного прогиба, мешающего нормальной работе тележки.

В кранах малой грузоподъемности и кран-балках часто ограничиваются применением одной балки, являющейся основным несущим элементом. Обычно это прокатная двутавровая балка, выбор размера которой производят по условиям обеспечения необходимой жесткости и возможности прохода тележки или электротали по нижнему поясу балки.

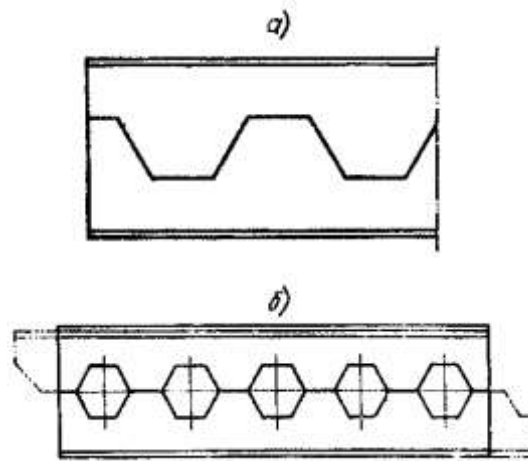


Рисунок 201 – Составная двутавровая балка

Для увеличения высоты балки и ее момента сопротивления без увеличения ее массы иногда производят контурную разрезку прокатных двутавровых балок, как это показано на рисунке 201, а. Затем разрезанные половинки раздвигают, смещают на полшага вырезов и сваривают (см. рисунке 201, б). Выступающие по концам балки консольные части (показанные на рисунке 201, б пунктиром) отрезаются (масштабы на рисунке 201, а, б различны).

Если увеличение сечения этой балки при увеличении грузоподъемности и пролета приводит к существенному утяжелению металлоконструкции моста, то двутавровую балку прикрепляют к фермам, причем балку, либо подвешивают к ферме моста снизу, либо ферму устанавливают в плоскости основной балки (см. рисунок 23). Для обеспечения необходимой горизонтальной жесткости конструкции моста применяют горизонтальные фермы (см. рисунок 202, а) или дополнительные раскосы (см. рисунок 202, б), используемые для размещения механизма передвижения моста.

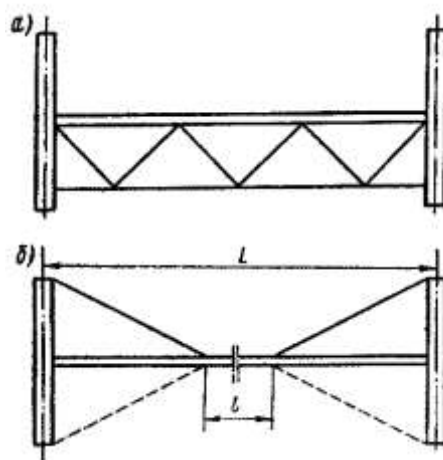


Рисунок 202 – Кран-балка с элементами горизонтальной жесткости

При применении горизонтальных ферм жесткости (при пролете крана более 10 м) элементы горизонтальной фермы выбирают по гибкости так, чтобы гибкость установленных элементов не превышала 250.

От жесткости металлоконструкции моста крана в значительной степени зависит правильность его движения по рельсам. При недостаточно жестких конструкциях наблюдаются повышенные перекосы моста.

При определении прогиба решетчатых ферм следует применить формулу Мора, которая для случая работы всех стержней только на продольные усилия примет вид:

$$f = \sum_1^n \frac{N_{Qk} \times N_{1k} \times l_k}{E_h \times F_k},$$

где  $N_{Qk}$  - усилие от внешней нагрузки  $Q$  в  $k$ -м стержне;  $N_{1k}$  - усилие в  $k$ -м стержне от единичной силы, приложенной в точке, прогиб и направление действия которой соответствуют искомой

деформации;  $l_k$ ,  $F_k$ ,  $E_k$  - соответственно длина, площадь сечения и модуль упругости материала  $k$ -го стержня.

При проектировании крановых мостов с балками коробчатого сечения в ряде случаев целесообразна проверка на время затухания собственных колебаний металлических конструкций крана, отрицательно влияющих на самочувствие крановщика, по формуле:

$$\tau = \frac{t}{\delta} \ln \frac{f_{\max}}{f},$$

где  $t$  - период свободных колебаний моста с тележкой без груза, расположенной в середине пролета, с;  $\delta$  - логарифмический декремент затухания колебаний, равный разности логарифмов двух последовательных амплитуд;  $f_{\max}$  - первоначальная амплитуда колебаний (иногда принимаемая равной статическому прогибу от массы номинального груза);  $f$  - амплитуда, при которой процесс затухания колебаний считается законченным. Обычно принимается  $f = 0,05f_{\max}$ .

Декремент затухания  $\delta$  с точностью, достаточной для практических расчетов, можно считать в процессе колебаний постоянной величиной, равной:

$$\delta = \frac{5,5 \times 10^{-3}}{t^2}.$$

Допустимое время затухания колебаний  $\tau$  зависит от типа крана и условий его эксплуатации. Период свободных колебаний  $t$  крановых мостов общего назначения при их работе без груза следует иметь не более 0,25 с.

Вследствие наличия в алюминиевых сплавах повышенных по сравнению со сталью внутренних неупругих сопротивлений, являющихся одной из причин затухания колебаний, логарифмический декремент затухания колебаний конструкций из алюминиевых сплавов почти вдвое больше, чем стальных.

Высоту главных решетчатых ферм в середине пролета из условия необходимой жесткости принимают в пределах:

$$h_{\phi} = \left( \frac{1}{12} - \frac{1}{16} \right) L.$$

Высота двустенчатой балки коробчатого сечения принимается в пределах:

$$h_{\delta} = \left( \frac{1}{14} - \frac{1}{18} \right) L.$$

База крана  $B_k$  (см. рисунок 194), т. е. расстояние между осями ходовых колес в концевой балке или между осями крайних балансирных тележек у многоколесных кранов (если колеса тележки или конструкция крана не требуют больших значений), принимается равной  $(\frac{1}{7} - \frac{1}{5}) L$ .

При предварительных расчетах ориентировочная масса половины кранового моста (без учета массы концевой балки, настила и рельсов) можно определить по графикам (см. рисунок 203 и 204) в зависимости от принятой конструкции моста, грузоподъемности и пролета.

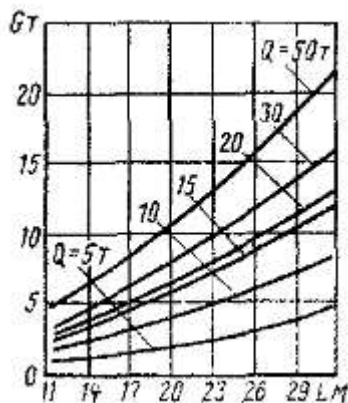


Рисунок 203 – Графики для определения веса половины крановых мостов с главными фермами

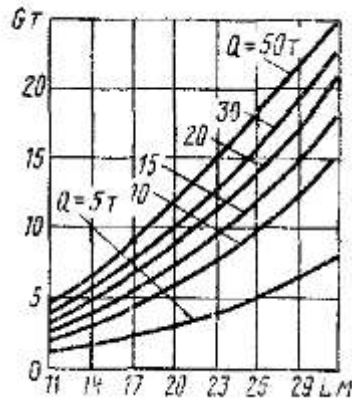


Рисунок 204 - Графики для определения веса половины крановых мостов с двухстенчатыми балками

Для кранов легкого режима работы массы, приведенные на графиках, следует уменьшить на 10%, а для кранов тяжелого режима работы - увеличить на 10%. При применении низколегированных сталей эти массы следует уменьшить на 10 - 20%. Масса решетчатых мостов малых пролетов практически та же, что и коробчатых, а при больших пролетах решетчатые мосты легче коробчатых на 10 - 40%, причем большие значения - уменьшения массы принимают для кранов малых грузоподъемностей. Массы однобалочных крюковых кранов с управлением из кабины см. на рисунках 204 и 205. Для кранов, управляемых с пола, массы кранов оказываются ниже приведенных на рисунках 204 и 205 на 10 - 25%. Массы подвесных однобалочных кранов с электроталиями приведены на рисунке 206.

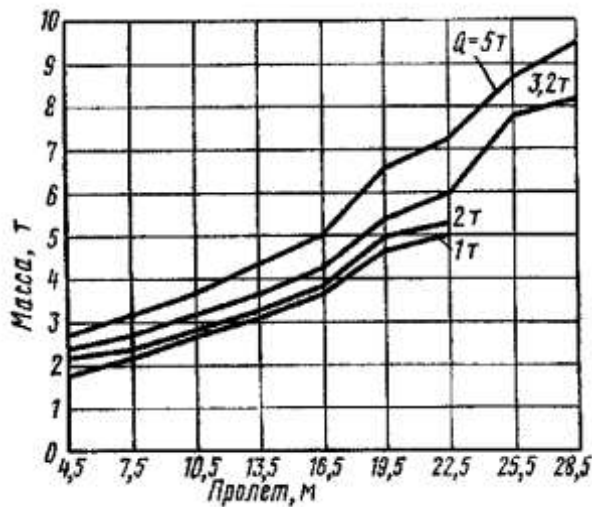


Рисунок 205 - Масса мостовых однобалочных крюковых кранов



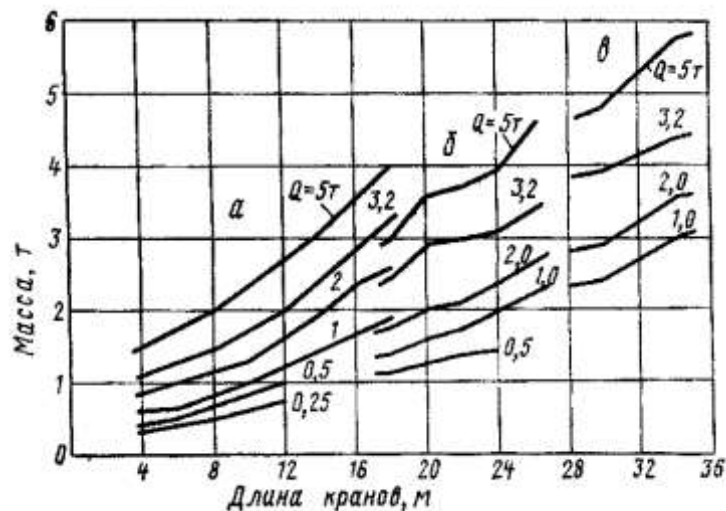


Рисунок 206 – Масса подвесных однобалочных кранов: однопролетных (а), двухпролетных (б) и трехпролетных (в)

Ширину горизонтального листа балки (см. рисунок 194, б) из условий обеспечения горизонтальной жесткости принимают в пределах  $B = \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{3}\right)h_0$  и она должна быть не менее

$B = \left(\frac{1}{40} - \frac{1}{50}\right)L$ ; вертикальных листов балок принимают обычно не менее 5 мм.

При отношении высоты листа  $h$  к его толщине  $\delta$  в пределах от 80 до 160 вертикальную стенку укрепляют против потери местной устойчивости поперечными вертикальными ребрами жесткости. Очень тонкие стенки (при  $\frac{h}{\delta} \geq 160$ ) укрепляют вертикальными и горизонтальными ребрами жесткости. Наибольшее расстояние между поперечными ребрами жесткости принимают не более двойной высоты стенки и не более 3 м.

Приварку поясов к вертикальным стенкам балок обычно производят сплошным швом.

Рамы тележек мостовых кранов в большинстве случаев сваривают из листовой стали (см. рисунок 17). К верхнему листу рамы приваривают специальные пластики или подкладывают подставки для повышения точности сборки установленных на них элементов механизмов. Применение пластиков упрощает механообработку и повышает точность сборки. При проектировании рамы тележки особое внимание обращают на обеспечение ее жесткости, создающей необходимые условия для нормальной работы механизмов.

Так как рама тележки состоит из ряда жестко соединенных балок, установленных на четыре опоры, то она является многократно статически неопределимой системой. Точный расчет рамы методами строительной механики весьма трудоемок. Поэтому используют приближенные методы расчета, — расчленяя конструкцию рамы на отдельные двухопорные, свободнолежащие продольные и поперечные балки. Так как действительные деформации и напряжения отличаются от расчетных, то для компенсации допущенных погрешностей и повышения жесткости обычно расчеты балок рамы тележки ведут по пониженным допускаемым напряжениям, принимаемым при материале рамы сталь Ст3 для продольных балок, располагаемых перпендикулярно валам механизма подъема и равными 1000 - 1100 даН/см<sup>2</sup>, и для поперечных балок, располагаемых параллельно валам механизма подъема и равными 800 - 900 даН/см<sup>2</sup>.

Для обеспечения безопасности обслуживания тележка имеет перила, проходящие с двух сторон, перпендикулярных направлению движения тележки.

Для продольных и поперечных балок рам тележек рекомендуется максимальное применение гнутых и штампованных профилей. Балки следует располагать по возможности непосредственно под опорными элементами механизмов (опоры валов, блоков, редукторов, двигателей). Рама тележки должна быть полностью закрыта настилом из листовой стали, за исключением отверстий для пропуска грузовых канатов и кабеля для грузового электромагнита.

Значения массы тележек мостовых кранов общего назначения, необходимые для проведения предварительных расчетов металлоконструкции моста и механизмов, могут быть приняты по рисунок 207.

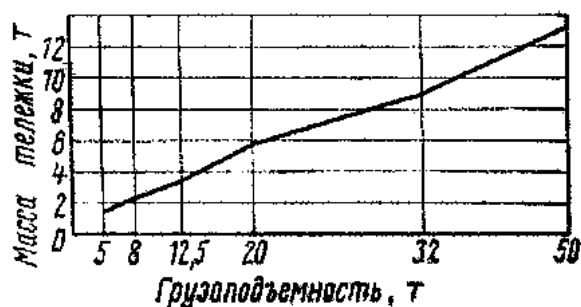


Рисунок 207 – Масса крановых тележек грузоподъемностью 5 – 50 т, среднего режима работы

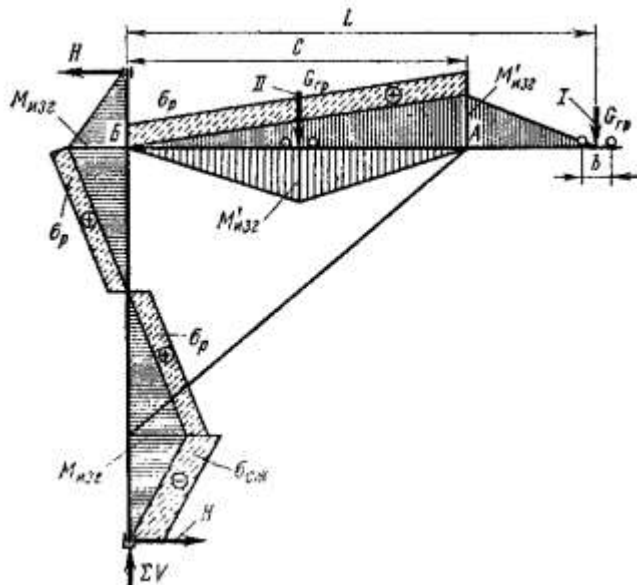


Рисунок 208 – Расчетная схема крана с верхней внешней опорой

Металлические конструкции поворотных кранов. В поворотных кранах груз может находиться на конце стрелы и не изменять своего положения при работе или перемещаться по стреле. В зависимости от выбранной схемы крана расчет стрелы производят различными способами. При неподвижной нагрузке расчет стрелы производят по максимальному изгибающему моменту  $G_{гр}c$ , действующему в сечении  $k - k$  (см. рисунок 172). Элемент  $A$  рассчитывают на растяжение или при замене растяжки подкосом - на сжатие (см. рисунок 208). Расчетное усилие в растяжке (или подкосе) определяют на основании уравнения моментов всех действующих на стрелу сил относительно точки крепления стрелы к колонне (см: рисунок 172):

$$S_p = \frac{G_{гр} \times L + G \times a}{m},$$

где  $G$  - вес стрелы.

При нагрузке, перемещающейся вдоль стрелы, определение расчетной нагрузки для растяжки (подкоса) производят также при положении груза на максимальном вылете. Расчет стрелы производят в этом случае для двух положений груза: на конце стрелы (положение I) и посередине пролета между точками  $A$  и  $B$  (положение II). Максимальный изгибающий момент в сечении  $A$  при положении I тележки:

$$M_{изг}^I = G_{гр} (L - c).$$

Для определения максимального изгибающего момента при положении тележки в пролете балки между точками  $A$  и  $B$  (положение II на рисунке 208) тележка должна быть установлена в пролете так, чтобы середина пролета (см. рисунок 209) делила пополам расстояние  $a_1$  между равнодействующей  $R$  от давления ходовых колес на балку и наибольшим из этих давлений. Сечение

с наибольшим изгибающим моментом окажется расположенным не в середине пролета, а под большей нагрузкой. Примеры установки тележки с целью получения максимального изгибающего момента для случаев двух не равных и равных между собой нагрузок на ходовые колеса даны на рисунке 209. При этом наибольшие моменты определяются по формулам:

для случая неравных нагрузок, т. е. при  $P_1 > P_2$  (см. рисунке 209, а),

$$M_{\max} = R \frac{(c - a_1)^2}{4c}, \text{ где } R = P_1 + P_2,$$

и для случая равных нагрузок, т. е. при  $P_1 = P_2 = P$  (см. рисунок 209, б),

$$M_{\max} = \frac{R}{4c} \left( c - \frac{a}{2} \right)^2, \text{ где } R = 2P.$$

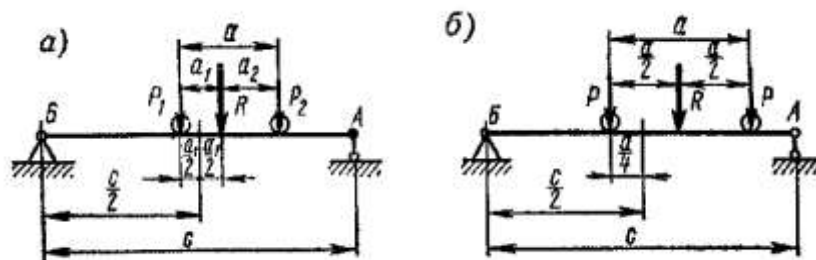


Рисунок 209 – Схема к определению изгибающих моментов

Для наиболее рационального использования сечения стрелы необходимо, чтобы максимальные изгибающие моменты при нахождении груза в обоих положениях были равны между собой, т. е.:

$$M_{изг}^I = M_{изг}^{II}.$$

Отсюда можно найти рациональное значение величины  $c$ . Так как в поворотных кранах база тележки весьма невелика, то, заменяя силы, действующие на ходовые колеса, одной силой  $G_{гр}$ , приложенной в центре тележки, находим, что в положении II тележки:

$$M_{изг}^I = G_{гр} \frac{c}{4},$$

отсюда, приравнявая изгибающие моменты, получаем:

$$c = \frac{4L}{5}.$$

Колонна крана с внешней верхней опорой (см. рисунок 208) изгибается горизонтальными усилиями  $H$ . Расчет колонны производят на изгиб по наибольшему изгибающему моменту, возникающему в точке приложения силы  $H$  (в сечении, наиболее удаленном от опоры). Так как величина изгибающего момента пропорциональна расстоянию точки приложения сил  $H$  от опоры, то это расстояние стремятся сделать минимальным.

При работе поворотного крана с постоянным вылетом (когда па-грузка не перемещается по стреле) прогиб металлоконструкции не имеет решающего значения. Если же нагрузка перемещается по стреле, то прогиб стрелы должен быть таким, чтобы уклон пути, по которому передвигается тележка, создающийся под действием веса тележки и наибольшего рабочего груза, при наиболее невыгодном положении тележки не превышал 0,003. Эта норма уклона не относится к кранам, у которых механизм передвижения тележки оборудован автоматическим тормозом замкнутого типа, а также к кранам, у которых тележка перемещается канатной тягой.

В поворотных кранах, у которых изменение вылета создается качанием стрелы в вертикальной плоскости, стрела представляет собой стержень, имеющий прямолинейную, ломаную или криволинейную продольную ось. Нижний конец стрелы крепится к поворотной части металлоконструкции, а верхний конец поддерживается полиспастом изменения вылета. Благодаря этому стрелу можно рассматривать как стержень с двумя шарнирно-опертыми концами. В поперечном сечении стрелы обычно представляют собой четырехугольник или треугольник. Пояса стрел обычно изготавливают из открытого прокатного профиля, чаще уголкового типа или замкнутого профиля трубчатого типа. Элементы решеток стрел также выполняются из уголков или

труб. Для уменьшения массы стрел их часто выполняют в виде стержней переменной жесткости по длине стержня. В этом случае продольную устойчивость стрелы проверяют по расчетной длине  $\mu_{np}l$ , где  $l$  - длина стержня и  $\mu_{np}$  - коэффициент длины, зависящий от закона изменения момента инерции стержня переменного сечения и от соотношения между минимальным и максимальными моментами инерции сечения стрелы. Определив  $\mu_{np}$  и зная минимальный радиус инерции сечения, в котором переменный момент инерции достигает значения  $J_{max}$  определяют гибкость стержня переменного сечения:

$$\lambda = \frac{\mu_{np} \times l}{r_{min}}$$

По этому значению  $\lambda$  для стержня сплошного сечения определяется по таблице 28 коэффициент  $\varphi$ . Проверку общей устойчивости стрел следует производить по обоим главным направлениям: в плоскости подвеса стрелы и в перпендикулярной ей плоскости. Расчетную длину стрелы принимают в зависимости от схемы закрепления ее концов.

На участках между соединительными планками каждая ветвь сечения стрелы представляет собой сжатый стержень, закрепленный по концам, проверяемый на устойчивость.

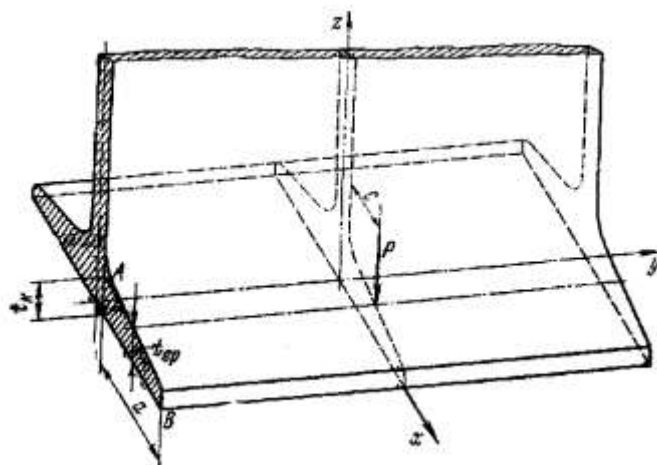


Рисунок 210 – Схема расчета полки однорельсового пути

В нижней полке балки однорельсового пути (см. рисунок 210), по которой перемещаются ходовые колеса тележек талей, возникают напряжения изгиба балки под действием собственной массы и напряжения от местного изгиба, вызываемые сосредоточенной нагрузкой  $P$  - давлением на каток тележки. Полку балки рассматривают как плиту бесконечной длины, закрепленную жестко по ее продольному краю в месте примыкания ее к стенке балки при остающемся свободном противоположном продольном крае. Напряжение на нижней границе сечения (в точке В) от изгиба собственной массой балки, подвешиваемой на тросах или кронштейнах а расстоянием между точками крепления  $l$ :

$$\sigma_{y.изг} = \frac{M_{изг.yz}}{W_{xB}}$$

где  $M_{изг.yz}$  - изгибающий момент в сечении, расположенном посередине между точками подвеса рельса от всех действующих сил (сосредоточенных внешних нагрузок и от равномерно распределенной массы рельса, имеющего погонный вес  $q$ ):

$$M_{изг.yz} = \frac{P_{\Sigma} \times l}{4} + \frac{q \times l^2}{8},$$

$W_{xB}$  - момент сопротивления, соответствующий точке В на нижней границе сечения.

Напряжения от местного изгиба в корневом сечении:

в плоскости  $xu$

$$\sigma_x = \pm \frac{K_1 \times P}{i_K^2};$$

в плоскости  $yz$ :

$$\sigma_y = \pm \frac{K_2 \times P}{i_K^2}.$$

Знак плюс относится к точке  $A$ ; знак минус - к точке корневого сечения, расположенного на нижней границе сечения.

Напряжения от местного изгиба по свободному краю полки (параллельному плоскости  $yz$ ):

$$\sigma_{y.св} = \pm \frac{K_3 \times P}{i_{cp}^2}.$$

Знак плюс относится к точке  $B$  на нижней границе сечения, а знак минус - к точке, расположенной на верхней границе сечения полки. В этих формулах  $K_1, K_2, K_3$  - коэффициенты, зависящие от  $\frac{c}{a}$  соотношения (см. рисунок 210) и принимаемые по рисунку 211;  $t_K$  - толщина сечения полки в корневом сечении;  $t_{cp}$  - толщина полки в среднем сечении.

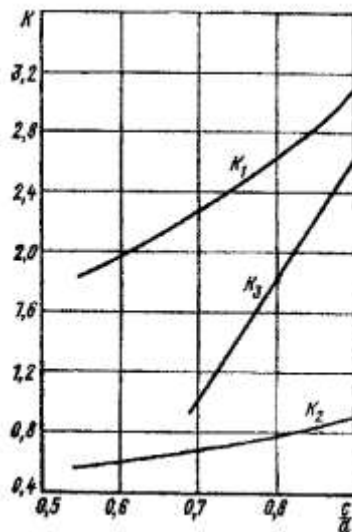


Рисунок 211 – Значения расчетных коэффициентов  $K_1, K_2, K_3$  в зависимости от соотношения  $c/a$

В зависимости от положения нагрузки  $P$  на полке наибольшие напряжения могут возникнуть либо в точке  $A$ , либо в точке  $B$ .

Приведенные напряжения для точки  $B$ :

$$\sigma_B = \sigma_{y.св} + \sigma_{y.изг} \leq [\sigma_B]$$

Приведенные напряжения для точки  $A$ , определенные по энергетической теории прочности:

$$\sigma_A = \sqrt{\sigma_x^2 + (\sigma_y + \sigma_{y.изг})^2} - \sigma_x (\sigma_y + \sigma_{y.изг}) \leq [\sigma_A]$$

где допускаемые напряжения для точки  $B$  при балке, изготовленной из стали Ст3, принимают равными  $[\sigma_B] = 1800$  даН/см<sup>2</sup>; для точки  $A$   $[\sigma_A] = 2000$  даН/см<sup>2</sup> вследствие образования наклепа металла балки, вызываемого сосредоточенными силами от ходовых колес.

Частоту расстановки креплений пути определяют расчетом рельса на изгиб и прогиб. Уклон пути при положении тележки между креплениями не должен превышать 0,003.

Предельный прогиб монорельсового пути не должен превышать  $1/400$  пролета между точками крепления.

#### § 40. Расчет крановых металлических конструкций по предельным состояниям

Приведенный выше расчет крановых металлоконструкций по допускаемым напряжениям основан на сравнении напряжений, возникающих в конструкции от действия максимальных нагрузок, с допускаемыми напряжениями.

В связи с совершенствованием технологических процессов производства стали, уточнением значений расчетных нагрузок и развитием методов расчета конструкций значения предела текучести повышаются, а запасы прочности снижаются. Уточненные расчеты элементов

металлоконструкций и экспериментальные исследования показывают, что в ряде случаев в отдельных зонах конструкции развиваются напряжения, превышающие предел текучести, однако конструкция продолжает нормально работать. Проведенный анализ метода расчета по допускаемым напряжениям показывает, что наибольшие напряжения, возникающие в отдельных волокнах сечения элементов конструкции, не характеризуют ее несущую способность и не определяют величину наибольшей нагрузки, которую может выдержать эта конструкция без разрушения. Поэтому в настоящее время все шире внедряется более совершенный метод расчета по предельным состояниям.

Расчет металлоконструкции должен гарантировать отсутствие возможности появления в ней недопустимых или нежелательных разрушений, чрезмерных прогибов или вибраций, препятствующих ее нормальной эксплуатации. При расчете по методу допускаемых напряжений коэффициент запаса учитывает все случайные отклонения от предпосылок, принимаемых при расчете, и обеспечивает нормальную работу конструкции. Однако он не может правильно оценить состояние конструкции при одновременном действии нескольких нагрузок, так как не учитываются специфические воздействия каждой из них. Для этого необходимо выразить требования к работе конструкции, обеспечивающие ее надежность, и установить такие состояния конструкции, когда она перестает удовлетворять этим требованиям. Эти состояния конструкции называются предельными, а метод, вводящий в расчет эти состояния, - методом расчета конструкций по предельным состояниям.

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

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

Целью расчета по первому предельному состоянию является обеспечение несущей способности (неразрушимости, устойчивости формы и положения) металлоконструкции в возможных неблагоприятных условиях работы в период эксплуатации кранов, при их транспортировке и монтаже, а также ограничение чрезмерных пластических деформаций.

Если число нагружений достаточно велико, то необходима проверка на выносливость. Состояние, при котором происходит разрушение металлоконструкции крана или ее элементов вследствие усталостной потери прочности, также считается как первое предельное состояние. Оно наступает к концу заданного срока службы конструкции или ее части в результате суммарного действия всех нагружений за этот срок.

Для многих конструкций проверка на прочность и выносливость может оказаться недостаточной. Вследствие наличия больших деформаций иногда при сохранении прочности и устойчивости конструкции теряется ее работоспособность, так как появляющиеся деформации или колебания препятствуют ее нормальной эксплуатации. Это состояние является *вторым предельным состоянием крана*. Достижение второго предельного состояния не исключает возможности дальнейшей эксплуатации и является требованием, ограничивающим использование металлоконструкции крана в условиях нормальной эксплуатации.

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

Для мостов критерием жесткости является статический прогиб середины моста при действии подвижной нагрузки, составляющий не более  $1/700$  пролета. Для мостов с отношением высоты к пролету не более 18 в ряде случаев является целесообразной проверка их динамической жесткости, определяемой в виде продолжительности времени затухания свободных колебаний конструкции.

Имеется также и *третье предельное состояние*, при достижении которого в конструкции, сохраняющей прочность и устойчивость, образуются и раскрываются трещины, что вызывает невозможность дальнейшей эксплуатации (например, вследствие потери водонепроницаемости, вследствие опасности коррозии из-за повреждения антикоррозионного покрытия и т. п.).

Целью расчета по третьему предельному состоянию является недопущение чрезмерного изменения геометрических размеров элементов вследствие накопления внутренних повреждений и изменения структуры и физико-механических свойств материала, которые могут возникнуть в период эксплуатации кранов.

Вероятность появления разрушающей нагрузки по первому предельному состоянию можно представить как произведение вероятностей отдельных нагрузок (если отсутствует корреляционная связь). Развернутое выражение первого предельного состояния конструкции по условию прочности получается из предпосылки, что расчетное (наибольшее) усилие в элементе не должно превышать предельного усилия, соответствующего несущей способности элемента:

$$\sum \alpha_i \times P_i^H \times n_i \leq F \times R \times m_0,$$

где левая часть выражает силовое воздействие с учетом коэффициента перегрузки, а правая - действительную несущую способность конструкции.

В этой формуле:

$\alpha_i$  - усилие в элементе металлоконструкции от нагрузки  $P_i^H = 1$ ;

$P_i^H$  - нормативные нагрузки, приложенные к элементам металлоконструкции, в качестве которых принимаются максимальные нагрузки рабочего состояния или аварийные нагрузки в соответствии с расчетным случаем и возможной их комбинацией;

$n_i$  - коэффициент перегрузки, учитывающий возможное превышение нормативного значения каждой из действующих нагрузок. Значение этого коэффициента устанавливается на основании результатов опытов с учетом назначения кранов и условий их эксплуатации. Эти коэффициенты принимаются равными 1,1 для собственной массы металлоконструкций; 1,1 - 1,3 для массы расположенного на них оборудования; 1,05 - 1,5 для массы груза (большие значения принимаются для малых грузов). При расчете на выносливость, где в качестве нормативных нагрузок принимаются эквивалентные нагрузки, коэффициент  $n_i$  принимают равным 1;

$F$  - геометрический фактор сечения (площадь, момент инерции, момент сопротивления);

$m_0 = m_1 \times m_2 \times m_3$  - коэффициент условий работы, учитывающий особенности конструкции (условий эксплуатации, изготовления, расчета и т. п.). Здесь коэффициент  $m_1 = 0,6 - 1,0$  учитывает ответственность элемента и влияние отказа на безопасность крановщика и людей, работающих возле крана. Коэффициент  $m_2$  учитывает несовершенство расчета вследствие возможных отклонений принятой расчетной схемы от условий действительной работы конструкции и ее элементов, а также возможных отклонений геометрических размеров от проектных. Значения  $m_2$  принимаются для плоских статически определимых систем равными 0,9; для плоских статически неопределимых систем - 1,0 и для пространственных систем - 1,1. Коэффициент  $m_3 = 0,8 - 1,0$  учитывает возможные повреждения элементов конструкции в процессе эксплуатации, монтажа, транспортирования;

$R = k_0 R_H$  - расчетное сопротивление, под которым понимается при расчете на прочность произведение нормативного сопротивления  $R_H$  на коэффициент однородности материала (для стали Ст3  $k_0 = 0,9$  и для легированных сталей  $k_0 = 0,85$ ); при расчете на выносливость - произведение

предела выносливости (с учетом концентрации напряжений, числа циклов нагрузки и асимметрии цикла) на коэффициент однородности по усталостным испытаниям, равный 0,9; при расчете на устойчивость - произведение расчетного сопротивления на прочность на коэффициент  $\varphi$  понижения несущей способности продольно сжимаемых элементов.

Для проведения расчета на выносливость (усталость) необходимо знать спектр напряжений для рассматриваемого элемента, т. е. нужны данные по величине напряжений, которые будет испытывать элемент в течение срока его эксплуатации. Такие данные можно получить, если известны соответствующие нагрузки, число и точный характер операций, выполняемых краном. В этом случае можно определить число циклов с различными максимальными напряжениями и с различными отношениями переменных напряжений и использовать принцип суммирования повреждений, предполагающий, что каждое переменное напряжение влияет на сокращение срока службы элемента вследствие постепенного накопления повреждений материала, приводящих к уменьшению долговечности, образованию трещин и разрушению. Таким образом, расчетный срок эксплуатации каждого из элементов крановой конструкции определяется величиной напряжений, которые испытывает этот элемент. Однако в большинстве случаев такие исчерпывающие данные отсутствуют и при расчете используют некоторые усредненные данные, полученные для одного цикла операций.

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

$$\frac{f}{L} \leq \left[ \frac{f}{L} \right] \text{ или } t_p \leq [t_p]$$

где  $\frac{f}{L}$  и  $\left[ \frac{f}{L} \right]$  - расчетное и допускаемое значения относительного прогиба;  $t_p$  и  $[t_p]$  - расчетное и допускаемое значения времени затухания колебаний конструкции.

При расчете по второму предельному состоянию расчет ведется при номинальном транспортируемом грузе и коэффициенте перегрузки, равном 1.

Изложенная методика расчета применима к металлоконструкциям мостовых электрических кранов и конструкциям башенных кранов. При проведении расчетов металлоконструкций этих кранов по методу предельных состояний выявляется недоиспользование металла конструкции, что дает возможность обоснованного повышения напряжений в наиболее нагруженных волокнах сечения.

Законы распределения действующих нагрузок (масса груза, ветровая нагрузка, динамические нагрузки и т. п.) для всех типов грузоподъемных машин в настоящее время еще не изучены в должной мере. Поэтому расчет металлоконструкций других типов грузоподъемных машин методом предельных состояний можно произвести только после организации соответствующих массовых наблюдений за работой металлоконструкций в реальных условиях их эксплуатации.





Мелкий орешковый уголь	0,175 – 1,0	мм <sup>2</sup>	
Фосфат	1,0 – 1,6		

Гранулометрический состав (т. е. состав по крупности кусков) транспортируемого материала определяется пропуском груза через сита с калиброванными отверстиями различных размеров. По гранулометрическому составу материалы делятся на следующие категории (мм):

Пылевидные	менее 0,05	Мелкокусковые	11 - 60
Порошкообразные	0,05 - 0,5	Среднекусковые	60 - 160
Мелкозернистые	0,5 – 2	Крупнокусковые	160 - 320
Крупнозернистые	2 – 10	Особо крупные	более 320

Большое значение имеет для процесса транспортирования однородность состава кусков насыпного материала. В зависимости от однородности различают насыпные грузы рядовые и сортированные. За основу этого определения принимается наибольший линейный размер частицы

(куска). Рядовым считается материал, у которого  $\frac{a_{\max}}{a_{\min}} > 2,5$ , где  $a_{\max}$  и  $a_{\min}$  - наибольший и наименьший линейный размеры типичных кусков материала. Сортированным считается материал,

у которого  $\frac{a_{\max}}{a_{\min}} < 2,5$ . Сортированный груз характеризуется средним размером:

$$a_{cp} = \frac{a_{\max} + a_{\min}}{2}.$$

При транспортировании сыпучего материала непрерывным потоком производительность конвейера определяется следующим образом:

объемная производительность (м<sup>3</sup>/ч):

$$V = 3600 \times S \nu;$$

массовая производительность (т/ч)

$$Q = 3600 \times S \nu \times \gamma,$$

где  $S$  - площадь сечения потока материала (см. рисунок 212, а), м<sup>2</sup>;  $\nu$  - скорость перемещения материала, м/с.

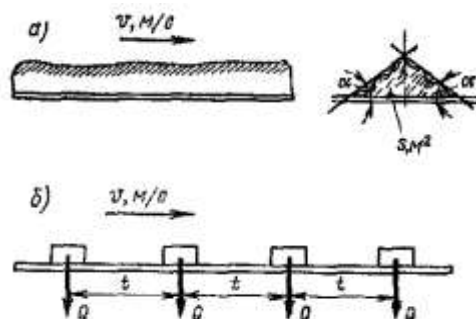


Рисунок 212 – Схема к определению производительности конвейеров:

а – при насыпном грузе; б – при штучных грузах

Сечение материала, свободно насыпанного на неподвижную плоскость, зависит от свойств этого материала и определяется углом естественного откоса  $a$ , образованного плоскостью естественного откоса и горизонтальной плоскостью (см. рисунок 212, а). Величина угла естественного откоса зависит от сил сцепления между отдельными частицами и от сил трения, возникающих при относительном перемещении частиц.

В зависимости от состояния груза (например, от его влажности) один и тот же материал может иметь различный угол естественного откоса. Если плоскость, на которой лежит материал, движется, испытывая сотрясения, то материал рассыпается и угол естественного откоса в этом случае становится несколько меньше угла естественного откоса при неподвижной плоскости. Значения углов естественного откоса сыпучих материалов в состоянии покоя и движения приведены в таблице 33.

Приближенно можно считать угол естественного откоса в движении  $\varphi = 0,7a$ , где  $a$  - угол естественного откоса в покое.

При транспортировании штучных грузов производительность  $Z$  шт/ч зависит от расстояния  $t$  между единичными грузами:

$$Z = \frac{3600v}{t}.$$

Если масса каждого груза  $Q_1$  (кг), то распределенная погонная масса (кг/м)  $q = \frac{Q_1}{t}$  производительность (т/ч)

$$Q = \frac{3600Q_1}{1000t} v = 3,6qv, \quad (67)$$

отсюда погонная масса (кг/м):

$$q = \frac{Q}{3,6v} \quad (68)$$

и численно это выражение с погрешностью менее 2% выражает погонную весовую нагрузку (даН/м).

Таблица 33 - Углы естественного откоса и коэффициенты трения различных материалов

Материалы	Угол естественного откоса, град.		Коэффициент трения по стали	
	в покое	в движении	для покоя	для движения
Антрацит	45	27	0,84	0,29
Гравий	45	30	1,00	0,58
Глина	50	40	0,75	-
Земля	45	30	1,0	0,58
Кокс	50	35	1,0	0,57
Пшеница	35	25	0,58	0,36
Песок	45	30	0,80	0,5
Железная руда	50	30	1,2	0,58
Фрезерный торф	45	40	0,75	0,6
Бурый уголь	50	35	1,0	0,58
Шлак	50	35	1,2	0,7
Щебень	45	35	0,63	-

Массовая производительность  $Q$  связана со штучной производительностью  $Z$  зависимостью:

$$Q = \frac{Q_1 \times Z}{1000}.$$

Приведенные формулы производительности для сыпучего груза, расположенного на гладком полотне конвейера, не снабженном специальными подхватами, справедливы только при горизонтальном перемещении груза. Допускаемый угол наклона конвейера зависит от угла естественного откоса материала в движении и от характера загрузки конвейера. Обычно угол наклона конвейера к горизонту принимают на  $7 - 10^\circ$  меньше угла трения груза о полотно, так как вследствие провисания полотна между поддерживающими роликами фактический угол наклона полотна около ролика больше общего угла наклона конвейера. Производительность наклонного конвейера:

$$Q_{\text{накл}} = 3600k \times S \times v \times \gamma, \quad (69)$$

где  $k$  - коэффициент, учитывающий уменьшение производительности конвейера вследствие рассыпания груза на наклонном полотне (см, таблице 35).

Все устройства непрерывного транспорта можно подразделить на две группы: *транспортирующие машины с тяговым органом* (лента, цепь, канат), в которых груз перемещается вместе с тяговым органом, и *транспортирующие машины без тягового органа*.

## ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ С ТЯГОВЫМ ОРГАНОМ

Группа транспортирующих машин с тяговым органом включает в себя ленточные и цепные конвейеры различного вида и назначения.

### § 41. Ленточные конвейеры

**Общие сведения.** Ленточные конвейеры (см. рисунок 213) имеют тяговый орган 2, выполненный в виде бесконечной ленты, являющийся одновременно и несущим элементом конвейера, привод, приводящий в движение приводной барабан 1, натяжное устройство с натяжным хвостовым барабаном 6 и натяжным грузом 7, поддерживающих роликов на рабочей ветви ленты 4 и на холостой ветви ленты 5 (в ряде случаев вместо поддерживающих роликов используется сплошной деревянный или металлический настил), загрузочное устройство 5 и разгрузочное устройство 5, отклоняющий барабан 10 и устройство для очистки ленты 11. Все элементы конвейера смонтированы на металлической раме 9. Ленточные конвейеры являются весьма распространенными транспортирующими машинами, применяемыми в самых различных областях народного хозяйства для перемещения разнообразных штучных и насыпных грузов.

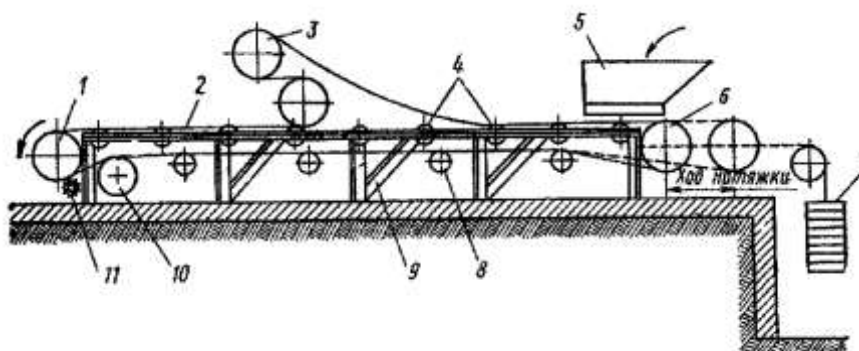


Рисунок 213 – Схема стационарного ленточного конвейера

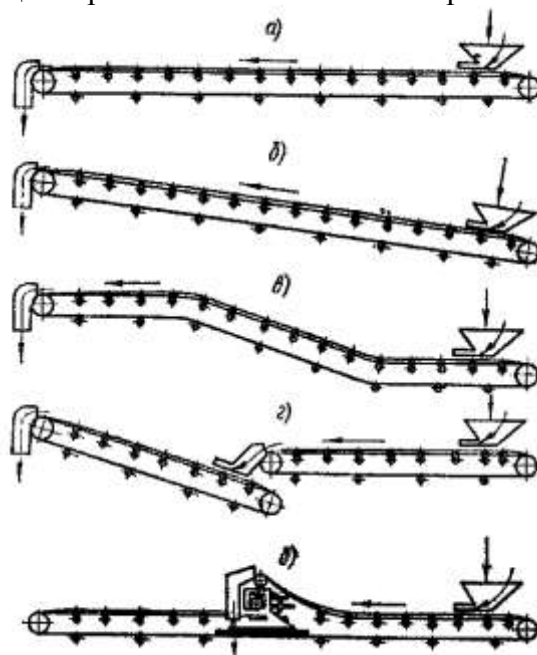


Рисунок 214 – Геометрические схемы ленточных конвейеров:

а – горизонтальный; б – наклонный; в – с двумя перегибами; г – горизонтально-наклонный с промежуточной перегрузкой; д- горизонтальный с передвижной разгрузочной тележкой

Широкое применение ленточные конвейеры получили для межоперационного

транспортирования грузов в поточном производстве, для транспортирования в литейных цехах (подачи земли), в шахтном хозяйстве, для подачи топлива и зерна на элеваторах и т. п.

Ленточные конвейеры могут использоваться при значительной длине транспортирования и отличаются высокой производительностью, простотой конструкции, малой массой, надежностью в работе и удобством в эксплуатации, относительно небольшим расходом энергии. Они хорошо приспособляются к рельефу местности. Схемы этих конвейеров весьма разнообразны и определяются назначением конвейера в данном технологическом процессе. Некоторые схемы представлены на рисунке 214. Сравнительные технико-экономические исследования, отечественный и зарубежный опыт проектирования и эксплуатации ленточных конвейеров показывают, что при грузооборотах до 25 млн. т в год и расстоянии до 25 и даже до 100 км применение ленточных конвейеров экономичнее, чем использование железнодорожного и автомобильного транспорта.

Конвейерная линия большой протяженности может быть создана при помощи каскада последовательно расположенных отдельных конвейеров с перегрузкой груза с одного конвейера на другой или из единого многоприводного конвейера без перегрузки груза. Имеются конвейерные магистрали для транспортирования руды длиной более 200 км. В линии последовательно работающих конвейеров перегрузки груза вызывают значительный износ и сокращение срока службы конвейерной ленты, дробление, потери и распыление груза, требуют дополнительного обслуживающего персонала и снижают общую надежность системы. Для сокращения числа перегрузок стремятся применять линии из наименьшего количества отдельных конвейеров повышенной длины. Длина отдельных ленточных конвейеров (т. е. расстояние между центрами приводного и хвостового барабанов) достигает 11 км, Диапазон производительностей ленточных конвейеров чрезвычайно велик, и значения производительности достигают 20 000 т/ч.

К недостаткам ленточных конвейеров следует отнести дороговизну и дефицитность конвейерной ленты, относительно малую ее долговечность, влияние температуры окружающей среды на долговечность конвейерной ленты, что заставляет вводить ограничения на применение ленточных конвейеров при низких и высоких температурах, а также пиление при транспортировании легких сыпучих грузов и рассыпание груза вдоль трассы конвейера.

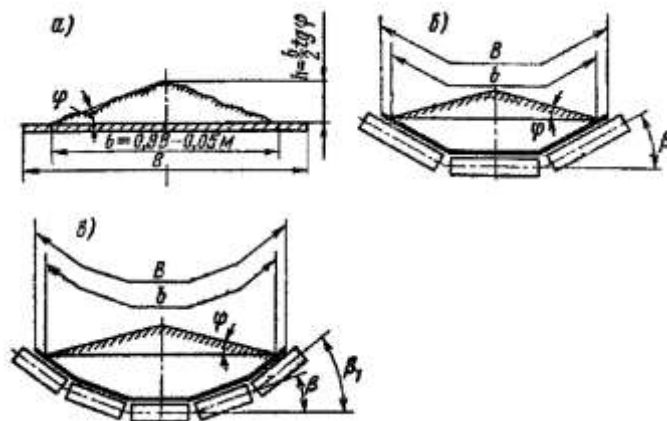


Рисунок 215 – Сечение материала на конвейерной ленте:

а – при плоской ленте; б, в – при желобочной ленте при трех- и пятироликовых опорах

Площадь сечения груза на полотне ленточного конвейера определяется шириной ленты  $B$ , придаваемой ей на роликоопорах формой (см. рисунок 215), и углом естественного откоса на движущейся ленте. С некоторым допущением считается, что на плоской ленте сечение груза имеет форму треугольника с основанием, равным  $b = 0,9B - 0,05$  м.

Для увеличения производительности конвейера при той же скорости и ширине ленты опоры конвейера конструируются так, что под действием собственной массы и массы материала, лежащего на ней, лента принимает форму желоба (см. рисунки 215, б, в), что значительно увеличивает площадь сечения материала. Во всех случаях площадь сечения пропорциональна квадрату размера  $b$ . Тогда объемная производительность ( $м^3/ч$ ):

$$V = C(0,9B - 0,05)^2 \times v$$

и массовая производительность (т/ч)

$$Q = C(0,9B - 0,05)^2 \times v \times \gamma,$$

где  $C$  - коэффициент, зависящий от формы сечения груза на полотне конвейера (см. таблицу 34).

Производительность ленточного наклонного конвейера определяется по уравнению (69). Значение коэффициента  $k$ , учитывающего влияние наклона конвейера на производительность, принимается по таблице 35.

При перемещении штучных грузов ширину ленты выбирают такой, чтобы на ленте остались с обеих сторон свободные поля по 50 - 100 мм. При транспортировании насыпных грузов ширину ленты (м) определяют по приближенной формуле:

$$B = \sqrt{\frac{Q}{k \times v \times \gamma}},$$

где  $Q$  - производительность, т/ч;  $v$  - скорость ленты, м/с;  $\gamma$  - объемная масса, т/м<sup>3</sup>;  $k$  - коэффициент уменьшения производительности, обусловливаемый наклоном конвейера (см. таблицу 35). Полученная расчетная ширина ленты округляется до ближайшего большего размера по ГОСТ 20-62, в котором приведены ленты шириной 300 - 2000 мм.

Таблица 34 - Значения геометрического коэффициента  $C$

Параметры конструкции и груза		Форма ленты					
		плоская	желобочная на опоре				
			двухролик овой	трехролик овой			пятиролик овой
Угол наклона роликов, град.	$\beta$ $\beta_1$	- -	15 -	20 -	30 -	36 -	18 54
Угол естественного откоса в движении $\varphi$ , град.		15 - 20	15 - 20	15 - 20	15 - 20	15 - 20	15 - 20
Значение коэффициента $C$		240 - 325	450 - 535	470 - 550	550 - 625	585 - 655	600 - 675

Таблица 35 - Значения коэффициента  $k$  снижения производительности конвейера в зависимости от угла наклона конвейера

Тип ленты	Угол наклона конвейера к горизонтали, град.	Коэффициент $k$
Гладкая лента	10 - 15	0,95
	16 - 20	0,90
	20 - 22	0,85
Лента с выступами на рабочей поверхности	20 - 25	0,85
	26 - 30	0,8
	31 - 35	0,75

Минимальная ширина ленты  $B$  при транспортировании насыпных грузов определяется гранулометрическим составом груза и для рядового груза  $B = 2a_{max} + 200$  мм, а для сортированного груза:

$$B = 3,3a_{max} + 200 \text{ мм.}$$

Предельный угол (град) наклона к горизонтали конвейера с лентой, имеющей гладкую рабочую поверхность, в зависимости от вида транспортируемого груза принимается следующим:

Каменный уголь, дробленый уголь, известняк	18
Бурый рядовой уголь, железная руда	18 - 20
Каменная соль	18 - 23
Влажная земля	20 - 24
Апатит	20
Сырая глина	18 - 20

Цемент	10 - 12
Каменноугольный кокс	17 - 20

Надо отметить, что значения предельного угла наклона зависят от состояния груза, т. е. от его влажности, размеров кусков, от угла наклона боковых роликов при желобчатой ленте.

Скорость полотна конвейера при транспортировании сыпучих грузов назначают в зависимости от свойств груза. Для легких, пылевидных материалов скорость ограничивается возможностью сдувания материала с полотна. Для крупнокусковых, тяжелых материалов скорость движения ограничена возможностью повреждения ленты вследствие ударов материала по ленте при набегании на ролики и барабаны. Для материалов, ценность которых уменьшается при измельчении, таких например, как кокс, скорость движения также снижается. Кроме того, скорость транспортирования зависит и от ширины ленты, увеличиваясь с увеличением ее ширины, так как на более широких лентах материал располагается более равномерно и лента лучше центрируется на роликкоопорах.

Рекомендуемые скорости движения полотна конвейера для разных грузов приведены в таблице 36.

При разгрузке с помощью сбрасывающей тележки скорость ленты следует уменьшить на 20-25% против приведенных в таблице 36. При разгрузке ленты двусторонним плужковым сбрасывателем скорости ленты принимаются в пределах 0,8 - 1,6 м/с, причем меньшие значения принимаются для крупнокусковых тяжелых грузов.

При включении транспортирующей машины в технологическую линию скорость ленты назначается в зависимости от характера и ритма технологического процесса, а также способа загрузки и разгрузки конвейера.

**Конвейерная лента.** В ленточных конвейерах лента используется в качестве транспортирующего органа, осуществляя одновременно и тяговую связь между барабанами конвейера. Поэтому лента должна обладать прочностью, гибкостью в продольном (на барабанах) и поперечном (на желобчатых опорах) направлениях, высокой сопротивляемостью изнашиванию рабочих поверхностей и расслаиванию при многократных перегибах, небольшим упругим и остаточным удлинением, малой гигроскопичностью, незначительным влиянием влаги на прочность и долговечность ленты.

Таблица 36 - Скорость ленты при разгрузке через головной барабан

Вид насыпанного груза	Скорость ленты, м/с, при ширине ленты, мм				
	400	500	600	800 - 1000	1200 - 1600
Неабразивные и малоабразивные, крошение которых не понижает их качества (уголь рядовой, торф, соль); абразивные порошкообразные и зернистые (песок)	1,1 – 1,5	1,5 – 2	1,75 – 2,5	2 – 3	2,25 – 3
Абразивные мелкие и среднекусковые (гравий, горная порода, руда, шлаки, зола)	1 – 1,25	1,25 – 1,5	1,5 – 2	1,75 – 2,5	2 – 2,5
Абразивные крупнокусковые (камень, горная порода, руда); грузы, крошение которых понижает их качество (кокс, уголь сортированный)	1,1 – 1,5	1,25 – 1,75	1,5 – 1,75	1,5 – 1,75	1,5 – 1,75
Зерновые тяжелые (рожь, пшеница)	1,5 – 2	2,25 – 3	2,5 – 4	2,5 – 4	3 – 4
Зерновые легкие (овес)	1,5 – 2	2,25 – 3	2,5 – 4	2,5 – 4	2,5 – 3

Пылевидные в условиях недопустимости пыления	0,8 - 1	0,8 - 1	0,8 - 1	0,8 - 1	0,8 - 1
--	---------	---------	---------	---------	---------

В конвейерах применяют ленты резинотканевые, резинотросовые и стальные. Наибольшим распространением пользуются резинотканевые ленты по ГОСТ 20-62, ткань которых состоит из хлопчатобумажных волокон (бельтинг). В последнее время в производстве резинотканевых лент все большее распространение получают ткани из комбинированных и синтетических волокон - полиэфирные, вискозные, капроновые, анидные, лавсановые, обладающие значительно большей прочностью по сравнению с хлопчатобумажным бельтингом. Повышенная прочность этих лент позволяет применять ленты с уменьшенным числом прокладок, что увеличивает гибкость ленты и приводит к уменьшению массы и габаритов конвейера.

Достоинствами конвейерных лент являются их относительно малый собственный вес, отсутствие быстроизнашивающихся шарниров, возможность перемещения груза с большими скоростями. В то же время конвейерная лента является наиболее дорогим и дефицитным элементом ленточного конвейера. Первоначальная стоимость ленты достигает 50 - 60% стоимости конвейера.

Конвейерная лента состоит из сердечника, воспринимающего тяговые нагрузки, и резиновой обкладки рабочей и нерабочей сторон ленты, предохраняющей сердечник от механических повреждений и от воздействия на него влаги, газов, агрессивных сред. Сердечник изготавливается из нескольких слоев прорезиненной ткани (резинотканевые ленты, рисунок 216, а) или стальных тросов (резинотросовые ленты, рисунок 216, б). Толщина слоя резины в зависимости от типа транспортируемого материала принимается на рабочей стороне в пределах от 3 до 6 мм (для особо тяжелых и абразивных грузов - до 10 мм), а на нерабочей стороне - до 2 мм.

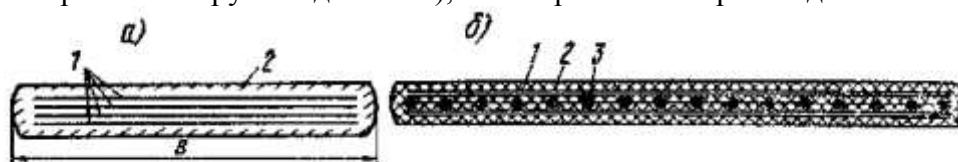


Рисунок 216 – Конвейерная лента:

а – резинотканевая; б – резинотросовая; 1 – тканная прослойка; 2 – резиновая обкладка; 3 – стальной канат

Основные параметры резинотканевых лент приведены в ГОСТ 20-62. Ленты, предусмотренные этим ГОСТом, имеют ширину от 300 до 2000 мм и число слоев ткани от 3 до 12. Увеличение числа прокладок из ткани сверх 15 приводит к резкому уменьшению относительной агрегатной прочности (вследствие неравномерности нагружения отдельных слоев ленты) и способности ленты к изгибу.

Выбор типа ленты производится по рекомендациям, приведенным в каталоге и в руководящем техническом материале Научно-исследовательского института резиновой промышленности (РТМ № 16-4051-72 «Взаимозаменяемые конвейерные ленты»). При выборе типа ленты, толщины обкладок рабочей и нерабочей стороны следует учитывать свойства транспортируемого груза (например, абразивность) и условия работы конвейера, приведенные в таблицах 37 и 38.

Таблица 37 - Характеристика конвейерных лент

Тип ленты	Марка	Предел прочности на разрыв одной прокладки $K_p$ , даН/см
Хлопчатобумажная	ОПБ-5, ОПБ-12	115
	Б-820	55
Лавсанохлопчатобумажная	ЛХ-12	120
Капроновая	К-4-3	150
		180
		200
	К-8-3Е, К-10-2-3Е	300



Анидная	А-12-3	300
Резинотросовая	РТЛ-1500	1500
	РТЛ-2500	2500
	РТЛ-3150	3150
	РТЛ-3500	3500

При работе в условиях повышенной влажности следует использовать ленты с каркасом из синтетических волокон, не подверженных гниению.

Характеристики условий работы конвейеров приведены в таблице 38, в которой свойства материалов обозначены следующим образом: НА - неабразивный; СА - среднеабразивный; ВА - сильноабразивный; НК - некоррозионный; СК - среднекоррозионный; ВК - сильнокоррозионный материал. При определении максимальной крупности куски материала, составляющие в общей массе груза менее 2% по весу, в расчет не принимаются. При транспортировании штучных грузов условия работы определяются также по таблице 38 по тем же факторам, за исключением насыпной массы и крупности кусков.

Таблица 38 - Характеристики условий работы конвейеров

Разряд условий работы	Факторы, определяющие разряд условий						
	время работы в сутки, ч	насыпная масса транспортируемого материала, т/м <sup>3</sup>	максимальная крупность куска, мм	свойства материала	влажность окружающей среды, %	запыленность, мг/м <sup>3</sup>	температура окружающей среды, °С
Легкие – Л	До 6	До 0,6	До 20	НА, НК	До 50	До 10	От+5 до +25
Средние – С	До 12	До 1,2	До 60	СА, СК	До 60	До 100	От 0 до +30
Тяжелые – Т	До 18	До 2,0	До 160	ВА, ВК	До 70	До 150	От -20 до +30
Весьма тяжелые - ВТ	До 24	Свыше 2,0	Свыше 160	ВА, ВК	До 90	Свыше 150	От -40 до +40

Недостатком полиамидного волокна (анида, перлона, нейлона) является его большое упругое удлинение, что приводит к усложнению конструкции натяжных станций. Применение предварительной вытяжки нитей и создание специальных марок волокна устраняют этот недостаток.

Так, полиэфирное волокно лавсан (терилен) не имеет этого недостатка, а по прочности не уступает лентам из полиамидного волокна. Кроме того, лавсан устойчив против гниения, не теряет прочности при намокании и может работать при повышенной температуре. Ленты из лавсана имеют высокое сопротивление истиранию и стойкость к ударам, химическую устойчивость и легко поддаются очистке, не расслаиваются. Срок службы ленты из искусственной ткани значительно (до 50%) выше срока службы текстильной прорезиненной конвейерной ленты. Поэтому эти ленты находят все более широкое применение при особо тяжелых условиях работы, например в угольной, горнодобывающей, химической и других отраслях промышленности.

Для транспортирования изделий через сушильные и нагревательные камеры при температуре до 210 - 250° С находят применение ленты, изготовленные из стекловолокна с покрытием кремнийорганическим каучуком толщиной до 6 мм, а также ленты из прорезиненной ткани с покрытием стекловолокном.

Все более широкое применение находят резинотросовые ленты со стальными канатами, завулканизированными между слоями ткани вдоль продольной оси ленты. В настоящее время созданы резинотросовые ленты с прочностью на разрыв до 6300 даН/см на 1 см ширины ленты (имеются примеры производства такой ленты с прочностью до 10000 даН/см). Дальнейшее

увеличение прочности конвейерных лент по технико-экономическим соображениям становится нецелесообразным, так как приводит к увеличению толщины ленты, ее массы, стоимости, диаметра барабанов, усложнению стыкового соединения концов ленты и т. п. При одинаковой толщине резиносоединительная лента прочнее резиноканавчатых лент в 15 - 25 раз. Преимуществом резиносоединительных лент является их высокая гибкость в поперечном направлении, что позволяет им хорошо образовывать желобчатую форму.

Находят применение также ленты с местным армированием одним или несколькими канатами (см. рисунок 217). В этих лентах основным тяговым элементом являются канаты, а сама лента выполняет функции лишь несущего элемента, что позволяет применять более тонкие ленты с меньшим числом прокладок. Недостатком таких лент является различное удлинение в процессе работы ленты и канатов вследствие огибания барабанов по различным радиусам.

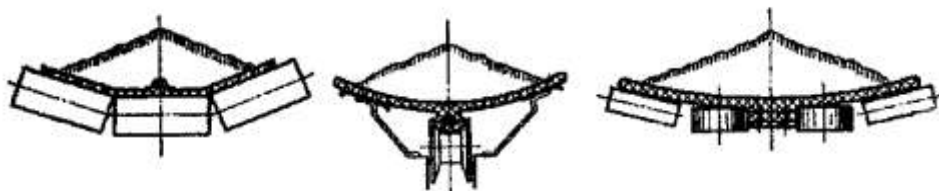


Рисунок 217 – Конвейерная лента с местным усилением стальными канатами

Для транспортирования на большие расстояния находят применение канатно-ленточные конвейеры (см. рисунок 218), в которых тяговое усилие воспринимается двумя стальными канатами 1, а прорезиненная лента 2 является только несущим органом, транспортирующим материал. Лента ложится на канаты утолщениями, отформованным и вдоль обеих кромок ленты. Для поддержки такой ленты не требуется желобчатых роликоопорных. Тяговый канат опирается на ролики 4, расположенные с шагом 5 - 8 м (см. рисунок 218, б). Чтобы лента не теряла поперечной устойчивости под влиянием веса груза, она снабжается армирующими поперечными стальными стержнями 3. Вследствие этого лента хорошо пружинит и сопротивляется ударам. Износ такой ленты значительно меньше износа обычной прорезиненной ленты - устраняется износ кромок и увеличивается срок службы ленты в целом. Аналогичную конструкцию имеют ленточно-цепные конвейеры, в которых тяговым органом является цепь, а несущим органом – резиноканавчатая лента. Тяговые цепи этих конвейеров обычно опираются на каретки, снабженные ходовыми катками.

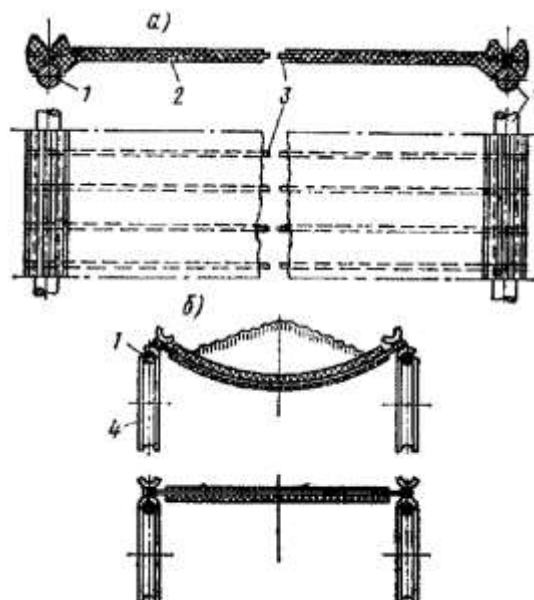


Рисунок 218 – Лента канатно-ленточного конвейера:

а – лента; б – поперечное сечение; 1 – стальные канаты; 2 – резиноканавчатая лента; 3 – стальные стержни; 4 – ролики

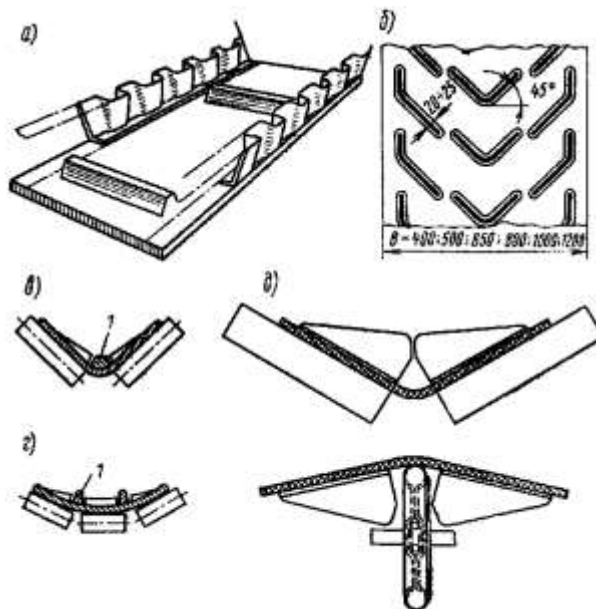


Рисунок 219 – Рабочая поверхность ленты:

а – с гофрированными бортами и выступами; б – с рифленой рабочей поверхностью; в, г – с продольными выступами, 1, д – с лопастями

Для увеличения производительности конвейеров применяют текстильную ленту, снабженную резиновыми бортами высотой 60 - 100 мм, идущими вдоль всей ленты. Для того чтобы борта при огибании барабанов не рвались, их выполняют гофрированными (см. рисунок 219, а). Наличие бортов создает увеличенное сечение материала, располагаемого на ленте, и позволяет увеличить скорость транспортирования и угол наклона конвейера. Допускаемый угол наклона конвейера в этом случае благодаря боковому сжатию материала примерно на 10% больше, чем у конвейера с обычной желобчатой лентой.

Для увеличения угла наклона конвейера применяется также лента, имеющая на рабочей поверхности выступы (см. рисунок 219, б), препятствующие сползанию материала, или лента с поперечными накладками из плотной резины. Значения коэффициента  $k$ , учитывающего влияние угла наклона на производительность конвейера, для таких лент принимаются по таблице 35. Выступы на рабочей стороне ленты могут быть различной формы. Для возможности образования желобчатой формы ленты выступы делаются не сплошными, а с просветами.

Для нормального прохождения холостой ветви ленты в ряде конструкций (см. рисунок 219, в, г) предусматривается расположение на ленте одного или нескольких продольных выступов 1, которыми лента опирается на ролики холостой ветви конвейера. Для особо крутых подъемов ленты снабжаются широкими лопастями, образующими перекрытие желоба на рабочей ветви (см. рисунок 219, д). В этом случае лента на холостой ветви опирается на узкий нейтральный ролик. Перегородки на ленте несколько смещены одна относительно другой, что позволяет избежать защемления кусков перемещаемого груза. При достаточно широких перегородках угол наклона конвейерного полотна может достигать до 50 - 60°. Недостатком таких лент является сложность их очистки, и поэтому они малоприменимы для транспортирования влажных и липких грузов.

Применение конвейеров с большим углом наклона позволяет при подъеме на одну и ту же высоту существенно уменьшить длину транспортирования, что в свою очередь приводит к снижению эксплуатационных расходов, уменьшению требуемой производственной площади, снижению объема капитальных работ. Так, например, при высоте подъема грузов, равной 30 м, длина ленточного конвейера с гладкой лентой при угле наклона 20° равна 82 м; при конвейере с рифленой лентой и угле наклона 30° длина конвейера 52 м, а при ленте с лопастями или при прижимных лентах угол наклона 50° и длина конвейера всего 25 м. Область применения крутонаклонных конвейеров очень велика. Они применяются на вскрышных работах, в горнодобывающей промышленности, для топливоподачи на тепловых электростанциях, для загрузки доменных печей и т. п.

По способу удерживания груза на ленте крутонаклонные конвейеры подразделяются на

конвейеры двухленточные с прижимной лентой и конвейеры с трубчатой лентой. В двухленточных конвейерах (см. рисунок 220, а) транспортируемый материал подается на загрузочный участок конвейера и прижимается к основной ленте 1 конвейера весом прижимной ленты 2, что препятствует скольжению груза вниз по основной ленте.

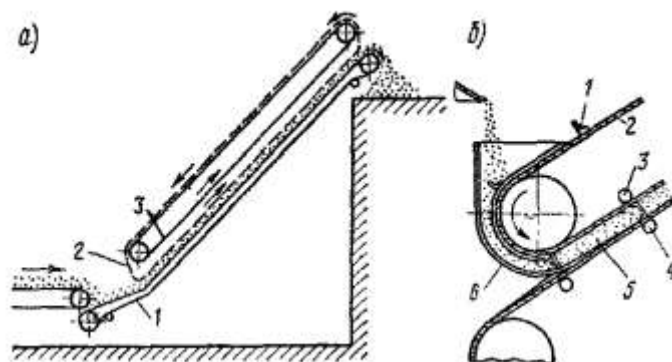


Рисунок 220 – Транспортирование сыпучего груза при большом угле наклона:  
а – с пружинной лентой; б – скребково-ленточный конвейер

Прижимную ленту изготавливают из обычной прорезиненной ленты или из соединенных между собой цепных (сварных) звеньев. В последнем случае она обладает высокой гибкостью в продольном и поперечном направлениях, что позволяет ей плотно охватывать груз как в общей массе, так и его отдельные большие куски. Прижимная лента приводится в движение лентой дополнительного конвейера 3, установленного параллельно основному и имеющего ту же скорость. Применение прижимной ленты позволяет осуществить подъем сыпучего груза при углах наклона, равных 48 - 60° к горизонту.

Аналогичное назначение имеют скребково-ленточные конвейеры (см. рисунок 220, б). В этой конструкции к тяговой ленте 2 прикрепляются скребки 1, захватывающие материал из загрузочного башмака 6 и удерживающие его от соскальзывания с рабочей ленты 5 конвейера, перемещающейся со скоростью, равной скорости тяговой ленты. Тяговая лента 2 и рабочая лента 5 удерживаются от прогиба их грузом при помощи направляющих роликов 3 и 4.

Двухленточные конвейеры используются не только для транспортировки насыпных грузов, но и штучных. Так, двухленточный вертикальный конвейер используется в аэропортах для перемещения багажа, на почтах - для транспортировки посылок и т. п. Транспортируемые предметы загружаются на ленту на ее горизонтальном участке, а при подходе к вертикальному участку они прижимаются, прижимной лентой, которая для лучшего облегания предметов различной формы имеет меньшее натяжение, чем основная рабочая лента. В этих случаях прижатие лент на вертикальном участке осуществляется с помощью специальных прижимных рычагов с пружинами. Рычаги закреплены на бесконечном цепном или канатном органе, движущемся синхронно с обеими лентами. В некоторых конструкциях двухленточных конвейеров ленты на рабочей ветви образуют закрытую камеру, заполняемую грузом. Такие конструкции имеют особое значение при перемещении пылящих и ядовитых грузов. В конструкции на рисунке 221, б ленты основного и вспомогательного конвейеров имеют продольные выступы посередине ленты на нерабочей ее поверхности, а роlikоопоры 2 и 10 холостых ветвей 1 и 11 ленты и роlikоопоры 3 и 8 грузовых ветвей ленты 4 и 7 имеют соответствующие канавки, в которые попадают выступы лент. Края грузовых ветвей 4 и 7 основного и вспомогательного конвейеров прижимаются друг к другу прижимными роlikоопорами 5 и 6, прикрепленными к раме 9 конвейера. Образование замкнутого желоба может быть осуществлено также специальными бортовыми лентами, края которых на участке транспортирования надежно соединяются, образуя замкнутую емкость. Груз попадает на ленту 1 (рис. 221, а) на горизонтальном участке. Скорости движения обеих лент 1 и 2 одинаковы. Борта ленты имеют клинообразное сечение (см. рисунок 221, в) или выполняются в виде выступов и выемок (см. рисунок 221, г). Так, в конвейере конструкции ФРГ лента 1 имеет паз 5, а лента 2 - выступ 4, соответствующий по форме пазу 5. При набегании ленты на свои концевые барабаны 7 и 5 скошенные поверхности 3 и 6 краев лент прилегают к барабану, что вызывает деформацию ленты и размыкание соединения. При сбегае ленты с барабана под влиянием упругости материала ленты

выступы 4 входят в паз 5, что обеспечивает надежное замыкание бортов ленты (см. рисунок 221, д).

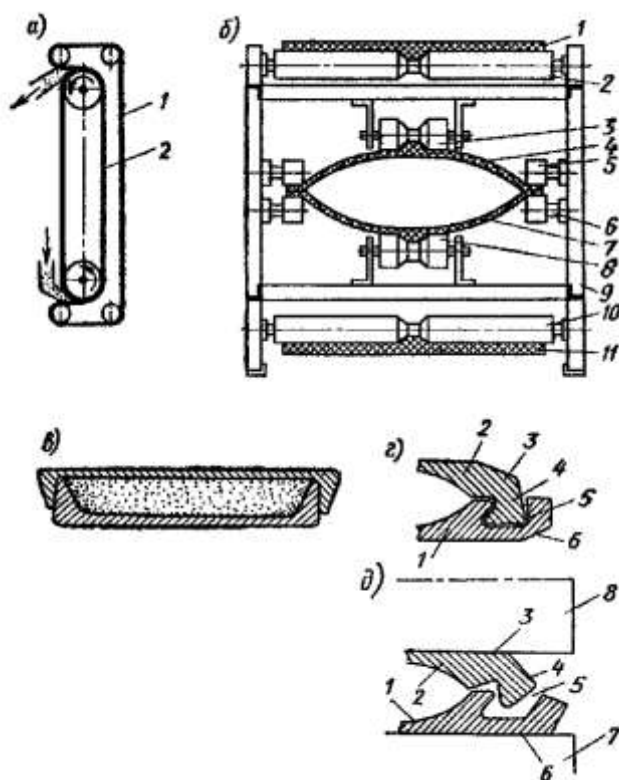


Рисунок 221 – Двухленточный конвейер:

а – схема; б – сечение полотна с плоской лентой; в – сечение желобочного полотна с бортовой лентой; г, д – сечения бортовой ленты с пазами

Двухленточные конвейеры могут обеспечить работу с высокими скоростями (до 6 м/с), при угле подъема до 90°, производительность их не зависит от угла наклона. К недостаткам этих конвейеров следует отнести их повышенную конструктивную сложность, повышенный износ ленты, увеличенный расход энергии.

Для транспортирования ядовитых, пылящих или чувствительных к воздействию атмосферы материалов находит применение трубчатая лента (см. рисунок 222, а), которая в развернутом виде представляет собой полосу, состоящую из средней утолщенной части, снабженной несколькими тканевыми прокладками, и боковых частей более гибких с зубцами, расположенными на кромках. Зубцы при свертывании ленты по ее длине соединяют кромки ленты, образуя запор типа застежки «молния». На участке загрузки лента открыта и образует желоб, который после заполнения ленты материалом при помощи двух пар роликов застегивается, образуя плотно закрытую трубу. В зоне разгрузки лента раскрывается и холостая ветвь ее движется в плоском состоянии, что позволяет осуществить ее очистку. Такая трубчатая лента дает возможность осуществить транспортирование материала не только по горизонтали, но и по сильно наклоненным и вертикальным участкам трассы.

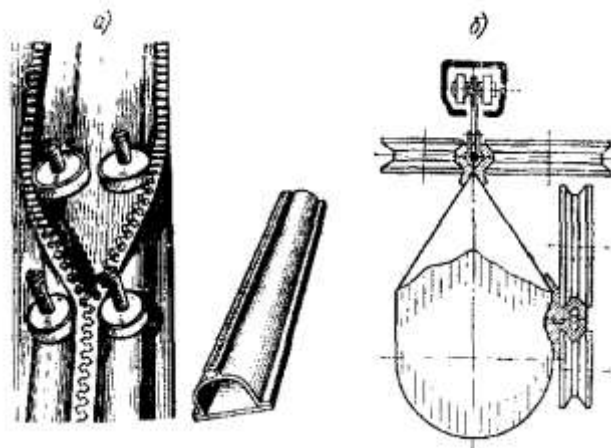
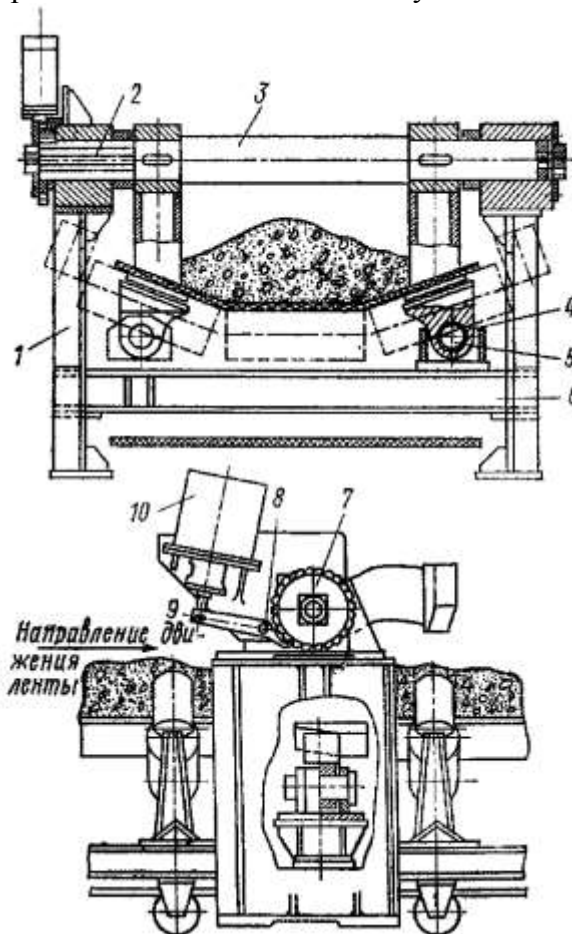


Рисунок 222 – Трубчатая лента:

а – ленточного конвейера; б – подвесного конвейера (с боковой застежкой)

В некоторых случаях такие трубчатые ленты с застежками типа «молния» используются в качестве подвесного ленточного конвейера (см. рисунок 222, б), где сама лента освобождена от передачи тягового усилия, которое передается только специальным тяговым органом (канатом или цепью), завулканизированным в края ленты. Это позволяет использовать более тонкие ленты. Закрывание лент может производиться как сверху, так и сбоку. Скорости движения подвесных ленточных конвейеров принимаются обычно в пределах 0,5 - 1,0 м/с. При расчетах их производительности заполнение ленты принимается около  $\frac{3}{5}$  площади поперечного сечения.

В наклонных конвейерах является обязательным применение устройства, удерживающего ленту при ее обрыве, - ловителя ленты. При его применении можно отказаться от установки громоздких и сложных остановов на тихоходном валу привода или на валу барабана. Ловитель (см. рисунок 223) состоит из опорной рамы 1, вала 5 с верхними башмаками и несущей балки 6 с нижними башмаками 4, установленными на осях 5, что обеспечивает их самоустановку при захвате ленты. В полости вала установлен предварительно закрученный торсион 2, концы которого шлицевыми втулками соединяются с опорной рамой и жестко сидящим на валу храповиком 7, удерживаемым в неподвижном состоянии рычагом 9, установленным па оси 8. Второе плечо рычага 9 пальцем соединено со штоком тягового магнита 10. Сигналом обрыва ленты является падение напряжения тахогенераторов, вращаемых от конвейерной ленты. Когда при обрыве лента изменяет направление движения, ролик, являющийся датчиком обрыва ленты, также начинает вращаться в противоположном направлении, что приводит к заклиниванию обгонной муфты, установленной между роликом и обоймой, соединенной с алюминиевым экраном. Когда экран наполовину перекроет щель путевого переключателя, возникнет генерация и сработает электромагнитное реле, которым управляет переключатель. При появлении сигнала сработает магнит, двуплечий рычаг, поворачиваясь, расцепляется с храповиком и верхние башмаки под действием крутящего момента торсиона опускаются на ленту, которая, будучи растянутой во время работы конвейера, начнет сокращаться и заклинит между нижними и верхними башмаками.



## Рисунок 223 – Ловитель конвейерной ленты

Надежность и долговечность конвейерных лент определяются в значительной степени качеством и методом соединения концов лент. Чаще всего поперечные разрывы ленты и усталостное их разрушение происходят на стыке.

Соединения концов конвейерных лент должны обладать:

- прочностью, достаточной для восприятия максимального тягового усилия;
- длительным сроком службы, приближающимся к сроку службы ленты;
- гибкостью в продольном и поперечном направлениях, необходимой для придания ленте желобчатой формы и возможности огибания барабанов малого диаметра;
- простотой и малой затратой времени на выполнение соединения; невозможностью саморазъединения стыка;
- механической прочностью относительно ударной нагрузки при падении крупных кусков груза;
- должны исключать одностороннюю вытяжку ленты и просыпание мелочи;
- не должны иметь выступающих частей.

Соединения концов лент выполняются разъемными и неразъемными. К неразъемным относятся соединения, выполняемые методом горячей и холодной вулканизации, а также соединения при помощи заклепок. К разъемным относятся соединения на петлях, крючьях и некоторые типы соединений при помощи пластин, присоединяемых болтами.

Разъемные соединения применяются на передвижных и переносных конвейерах, а также при частом изменении длины конвейера. Соединение методом вулканизации обеспечивает высокую прочность и отсутствие утолщений в месте стыка, что благоприятно влияет на работу барабанов, поддерживающих роликов и очистных устройств.

Для стыковки резиноканевых лент методом вулканизации концы лент разделяются ступеньками и укладываются внахлестку. Резинотросовые ленты стыкуются методом горячей вулканизации с укладкой обрешеченных тросов внахлестку и встык. При этом растягивающие усилия компенсируются прочностью связи тросов с резиной.

Коэффициент прочности стыка, т. е. отношение усилия, выдерживаемого стыком, к усилию, выдерживаемому лентой в целом сечении» зависит от вида соединения концов ленты и имеет следующие значения:

Сшивка сыромятными ремнями	0,5	
Соединение с помощью заклепок и скоб		0,55
Шарнирное соединение	0,55	
Соединение болтами	0,65	
Холодная склейка	0,75	
Вулканизированный стык	0,80	

Учитывая сложность точного определения действительного напряжения в слоях резиноканевой конвейерной ленты при совместном действии растяжения и изгиба, расчет ее ведут только на растяжение по допускаемой погонной нагрузке. Влияние изгиба ленты на барабанах и роликкоопорах, неравномерности распределения нагрузки между отдельными прокладками, влияние усталости от перегибов и ослабления концов ленты в месте соединения учитывают путем введения повышенных запасов прочности.

Допускаемая погонная нагрузка (нагрузка на 1 см ширины одной прокладки):

$$[K] = \frac{K_p}{n},$$

где  $n$  - запас прочности, принимаемый по рекомендациям каталога-справочника для лент с сердечником из хлопчатобумажной ткани с пределом прочности 55 и 115 даН/см равным 11; для лент из ткани ТК-300 - равным 15 из-за особенностей технологической обработки этой ткани и равным 10 для остальных лент;  $K_p$  - предел прочности ткани ленты на разрыв на 1 см ширины одной прокладки (см. таблицу 37).

Высокие запасы прочности, применяемые при расчете конвейерной ленты, объясняются необходимостью учета ослабления ленты в месте соединения ее концов и наличием динамических нагрузок, испытываемых лентой в процессе эксплуатации. Такие динамические нагрузки возникают

в местах загрузки конвейеров и пунктах передачи материала между сопряженными конвейерами под действием ударов кусков материала, падающих с некоторой высоты. Величина этих ударных нагрузок зависит от вида транспортируемого материала, размера кусков, высоты падения, скорости транспортирования, натяжения ленты, конструкции опор ленты в местах загрузки. Значительные динамические нагрузки наблюдаются также при пуске и торможении конвейеров.

Максимально допустимое усилие растяжения резиноканевой ленты:

$$T_{\max} = [K] \times B \times z,$$

где  $B$  - ширина ленты;  $z$  - число прокладок из хлопчатобумажной ткани.

*Стальная конвейерная лента* представляет собой холоднокатаную ленту из углеродистой или нержавеющей стали толщиной 0,6 - 1,2 мм и шириной в пределах 350 - 800 мм. При продольной сшивке нескольких лент ширину конвейерной стальной ленты можно увеличить до 4 м. По своему строению и внешнему виду стальная конвейерная лента подобна пружине часового механизма.

Стальную ленту применяют для транспортирования материала при высоких и низких температурах, а также материалов, оказывающих вредное химическое воздействие на обкладки и ткань резиноканевой ленты.

Вследствие того что ленту изготовляют методом холодной прокатки, на ее поверхности возникают значительные поверхностные напряжения, приводящие к быстрому разрушению ленты. Наиболее слабым местом стальной ленты является ее кромка. Стальная лента может нормально работать при равномерном нагревании до 300°C (вместе с находящимся на ней материалом). Загрузка на ленту нагретого материала приводит к местному нагреву ленты и появлению высоких термических напряжений в поверхностном слое. Во избежание разрушения стальной ленты не следует загружать на нее материал, имеющий температуру выше 120°C.

Конвейеры со стальной лентой требуют более точного изготовления и монтажа и тщательного наблюдения во время эксплуатации. Стальная лента весьма чувствительна к ударам, резким перегибам, поэтому в конструкции конвейера следует предусмотреть специальные центрирующие и предохранительные устройства, чтобы защитить край ленты от повреждений. Недостатками стальной конвейерной ленты являются также необходимость применения концевых барабанов большого диаметра и ограниченная производительность из-за относительно малой скорости движения, обычно принимаемой в пределах 1 - 1,6 м/с. Стальные ленты с покрытием обеих сторон резиной или неопреном позволяют транспортировать материал при большем угле наклона, чем при применении стальных лент без покрытия. Лента с покрытием может работать плавно и бесшумно со скоростями 3 - 4,8 м/с вследствие отсутствия вибраций и способности самоцентрироваться. Концы стальной ленты обычно соединяют заклепочными швами внахлестку.

Стальную ленту рассчитывают на растяжение по формуле:

$$T = [\sigma_p] F,$$

где  $F$  - площадь сечения стальной ленты;  $[\sigma_p] = \frac{\sigma_B}{n}$  - допускаемое напряжение при растяжении;  $\sigma_B$

- предел прочности материала ленты;  $n \approx 10$  - запас прочности, учитывающий влияние изгиба ленты.

Конвейеры со стальной лентой нашли широкое применение в химической, пищевой и других отраслях промышленности.

Для транспортирования абразивных и крупнокусковых материалов с острыми кромками, а также при транспортировании деталей с их одновременной термообработкой или обжигом керамических изделий и других операциях применяют стальные ленты, изготовленные из проволоки. Ленты из обычной углеродистой проволоки допускают транспортировку горячих деталей и материалов при температуре до 350°C, а из жаропрочной проволоки - до 1000°C. Такие ленты хорошо сопротивляются ударам, имеют высокую прочность и более высокую гибкость, чем стальная катаная лента, что позволяет применять ее на конвейерах с барабанами того же диаметра, как и для резиноканевой ленты. При серийном изготовлении стоимость проволочной ленты в 3 - 4 раза меньше стоимости резиноканевой ленты.

Существуют проволочные ленты различной конструкции. По способу изготовления проволочные ленты бывают плетеные и шарнирно-звеньевые. Так, на рисунке 224, а представлена



шарнирно-звеньевая лента, состоящая из отдельных спиральных элементов из плоской или круглой проволоки. Отдельные спирали ленты между собой не сплетены, а связаны вдвигаемыми между ними прямыми круглыми стержнями. На рисунке 224, б представлена лента из плоской проволоки с большим углом наклона проволок в спиралях. И здесь спирали соединены вставленными между ними волнообразно изогнутыми круглыми стержнями. Шарнирно-звеньевые ленты отличаются высокой прочностью, малым удлинением при отсутствии поперечного сужения. На этих лентах удобно закреплять поперечные планки, дающие возможность увеличивать угол наклона полотна конвейера до 50 - 60° (см. рисунок 224, д). Ленты этого типа применяются для конвейеров со значительными усилиями натяжения и при работе в условиях высоких температур. Плетеные ленты (см. рисунок 224, в, г) отличаются простотой конструкции, малой стоимостью и меньшим собственным весом и трудоемкостью в изготовлении. Однако они имеют меньшую прочность, значительное удлинение (до 35%) и поперечное сужение (до 30%) при натяжении ленты, более сложны в ремонте. Применяются они главным образом для малых тяговых усилий и при работе в условиях невысоких температур. Желобчатую форму придать проволочной ленте невозможно, так как она является гибкой только в продольном направлении и жесткой в поперечном. Чтобы придать ленте форму желоба, к ее краям прикрепляют пластины борта.

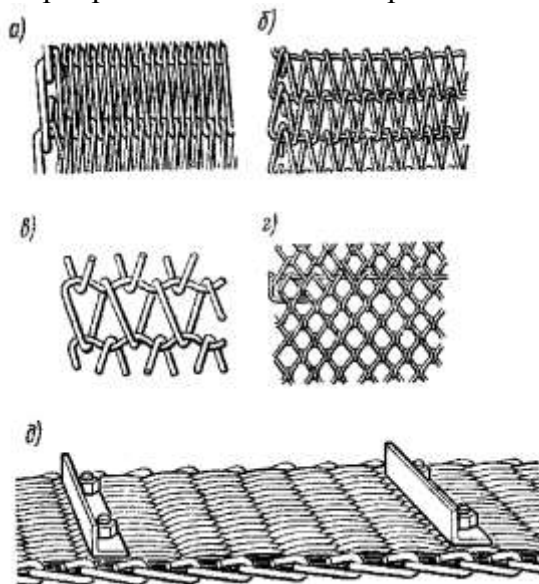


Рисунок 224 – Проволочная конвейерная лента различного плетения

В зависимости от назначения ленты могут быть плотными или более редкими. Процесс транспортирования материала на проволочной ленте можно совместить с процессом отсеивания мелочи.

При применении проволочных лент со специальными заполнителями пространств между проволоками становится возможным транспортирование мелкого сыпучего материала. Лента может быть изготовлена бесконечной, ее легко укоротить или удлинить. Она весьма удобна для крепления к ней ковшей и других устройств. Сопротивление ленты разрыву зависит от конструкции плетения и определяется как сумма сопротивлений разрыву отдельных проволок, входящих в рассматриваемое сечение. Допускаемая нагрузка на ленту (ДаН):

$$T = 0,78d^2 \times \varphi \times z \times [\sigma_p]$$

где  $d$  - диаметр проволоки, см;  $z$  - число полувитков в рассматриваемом сечении;  $\varphi \approx 0,4$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между отдельными витками;  $[\sigma_p]$  - допускаемое напряжение растяжения для проволок, даН/см<sup>2</sup>.

**Бараны.** В ленточных конвейерах различают приводные, концевые, натяжные и отклоняющие бараны, служащие для изменения направления движения ленты. Чем больше диаметр барабана, тем меньше напряжение изгиба ленты и тем больше срок ее службы. При эксплуатации лент установлено, что резинотканевую ленту обычно приходится сменять из-за ее расслаивания, которое происходит от многократных изгибов ленты на барабанах. Максимальное натяжение лента имеет на приводном барабане, диаметр которого для уменьшения напряжений изгиба принимают наибольшим.

Диаметр барабана при резиноктаневой ленте (мм):

$$D_6 = K_1 \times K_2 \times z,$$

где  $z$  - число прокладок ткани в ленте;  $K_1$  - коэффициент, учитывающий свойства ткани в ленте, принимаемый по таблице 39;  $K_2$  - коэффициент, учитывающий усилие в ленте и угол обхвата ею барабана, принимаемый по таблице 40.

Государственный проектный институт «Союзпроммеханизация» провел широкую унификацию барабанов ленточных конвейеров, согласно которой все барабаны в пределах одной ширины ленты полностью унифицированы и имеют одинаковые размеры независимо от того, являются ли они приводными, неприводными или входят в состав разгрузочной тележки. В качестве основной характеристики, используемой при выборе барабанов из установленного ряда типоразмеров, принята нагрузочная способность барабана. Для неприводных барабанов нагрузочная способность определяется, как нагрузка от натяжения ветвей ленты, огибающей барабан, а для приводных барабанов кроме нагрузки от натяжения ветвей следует учесть еще и максимальный передаваемый крутящий момент.

Таблица 39 - Значения коэффициента  $K_1$

Тип тканевой прокладки	Б-82, БКНЛ-65, ТВ-80	ТА-100, БКНЛ-100, ЛХ-120	ТА-150	ТЛК-200	ТК-300	ТК--400
Коэффициент $K_1$	1,25	1,4	1,4	1,6	2,0	2,5

Таблица 40 - Значение коэффициента  $K_2$

Угол обхвата барабана лентой, град	Усилие в ленте на барабане, % от $S_{max}$					
	100	75	50	25	12	
От 180 до 240	100	80	63	50	40	
От 70 до 110	-	63	50	40	32	
От 15 до 30	63	50	40	32	25	
Менее 15	50	40	32	25	16	

Выбор барабанов, как приводных, так и неприводных, при проектировании производят следующим образом: при проведении тягового расчета конвейера находят максимальное усилие в ленте и по нему подбирается необходимая лента (тип, число прокладок). Затем определяются необходимые минимальные диаметры барабанов с учетом значений коэффициентов  $K_1$  и  $K_2$ . Для каждого из барабанов определяется радиальное усилие  $S_6$ , действующее на барабан как геометрическая сумма натяжений ветвей ленты. Также при тяговом расчете определяются крутящий момент  $M_{кр}$  и окружное усилие  $P$ , действующие на приводном барабане. По ряду унифицированных барабанов, по полученным параметрам подбирается подходящий барабан на основе нагрузочной характеристики, определенной из расчета осей и валов на прочность и выносливость и расчета подшипников на долговечность.

Чтобы конвейерная лента не сбегала с барабанов в сторону, приводные и натяжные барабаны выполняют бочкообразными. Отклоняющие барабаны изготавливают цилиндрическими. Длину барабана (см. рисунок 225) принимают равной  $L = B + 2C$ , причем  $C = 60 - 75$  мм.

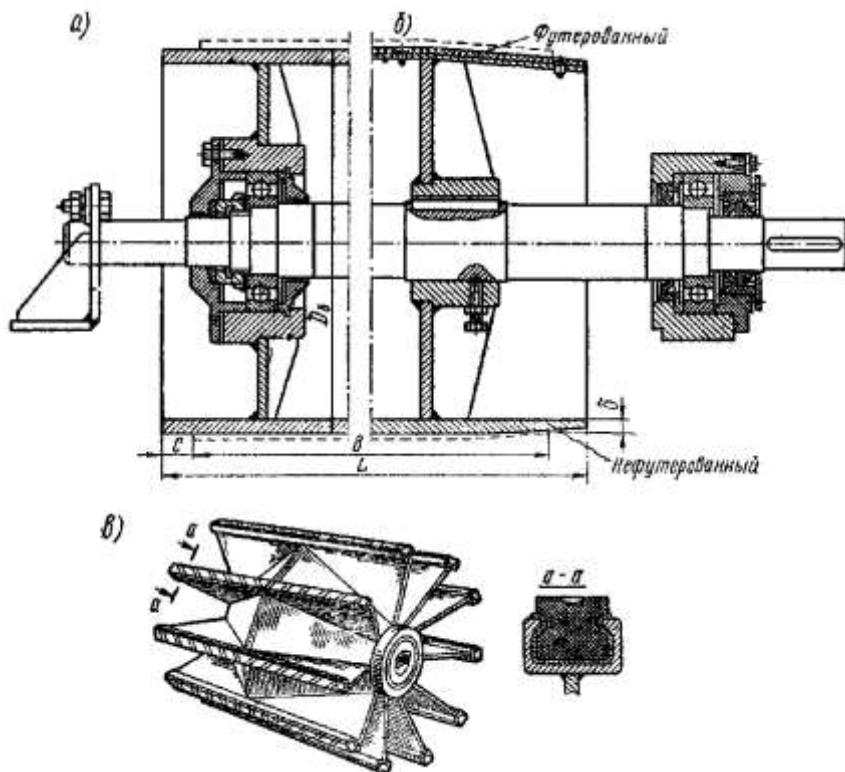


Рисунок 225 – Барабан для резинотканевой ленты:

а – неприводной цилиндрический; б – приводной бочкообразный; в – лопастный барабан

Стрелу выпуклости принимают обычно равной  $L/200$ , но не менее 4 мм. Надо иметь в виду, что применение выпуклого барабана приводит к повышению натяжения (до 40%) в сравнительно неширокой центральной полосе ленты, что часто вызывает порчу стыка. Поэтому в последнее время стараются избегать выпуклых барабанов, обеспечивая центровку ленты при помощи центрирующих роликкоопор. Барабаны изготовляют литыми или сварными.

На рисунке 225, в приведена конструкция лопастного барабана, в котором контакт ленты с барабаном происходит по отдельным ребрам, что уменьшает налипание материала на поверхность обечайки барабана и уменьшает износ ленты.

В случае необходимости повышения коэффициента трения поверхность приводного барабана футеруют деревом или той же текстильной лентой. За рубежом для футеровки барабанов применяют пластмассы (поливинилхлорид, полиамид и др.), что значительно увеличивает износостойкость ленты, а высокий коэффициент трения (0,5 - 0,6) повышает тяговую способность привода.

Крепление футеровки к барабану должно быть прочным, чтобы противостоять сдвигающим усилиям, возникающим при передаче барабаном тягового усилия. Наиболее надежное крепление футеровки - это ее приклейка или привулканизация к поверхности обечайки барабана. Футеровка лопастных барабанов с помощью полосок резины, вставляемой в пазы лопастей, показана на сечении *a - a* (см. рисунок 225, в). Согласно разработанному ГПИ «Союзпроммеханизация» ряду унифицированных барабанов, все приводные барабаны выполнены футерованными.

На передвижных и стационарных конвейерах небольшой длины находят применение электробарабаны, в которых двигатель в редуктор заключены внутри барабана, что позволяет создать весьма компактную и легкую конструкцию. Однако условия работы электродвигателя, вследствие ухудшения условий охлаждения, в этих конструкциях значительно более тяжелые, чем в других.

Поверхность барабана для стальной ленты имеет широкие канавки, по которым проходят крепления ленты. Так как наиболее слабым местом стальной ленты является ее кромка, то ширина барабана  $B_1$  принимается при стальных катаных лентах равной  $0,8B$ , где  $B$  - ширина ленты.

С целью обеспечения длительного срока службы стыкового соединения стальной ленты при ее толщине  $\delta$  (мм) диаметр барабана принимается равным:  $D = 1200\delta$  - для конвейеров длиной

до 30 м при любой скорости и для более длинных конвейеров при скорости более 1 м/с;  $D = 1000\delta$  - для конвейеров длиной более 30 м и при скорости ленты, не превышающей 1 м/с.

Увеличение диаметра  $D$  существенно увеличивает долговечность стальной ленты. Так, по данным ВНИИПТМАШа, увеличение отношения  $D/\delta$  от 800 до 1000 приводит к увеличению срока службы ленты в 10 раз.

Для проволочных лент используются такие же барабаны, как и для резиноканевой ленты, но строго цилиндрические по форме, так как при огибании проволочной лентой выпуклых барабанов стержни лент изгибаются, лента становится выпуклой и срок службы ее сокращается.

**Поддерживающие ролики.** Чтобы лента под влиянием собственно го веса и веса груза не провисала, между барабанами устанавливают поддерживающие ролики. Ролики являются самыми массовыми узлами конвейеров. Их ежегодно выпускают миллионы штук. От их надежной и долговечной работы зависят в большой степени надежность и долговечность конвейера в целом, потребление энергии конвейером, эксплуатационные затраты и т. п. Типовые конструкции роликов представлены на рисунке 226. В роликах легкого типа (см. рисунок 226, а) применены шариковые подшипники со встроенными манжетными уплотнениями. Смазка подшипников - закладная долгодействующая. Ролики тяжелого типа (см. рисунок 226, б) установлены на конических роликоподшипниках и имеют пресс-масленки для замены смазки.

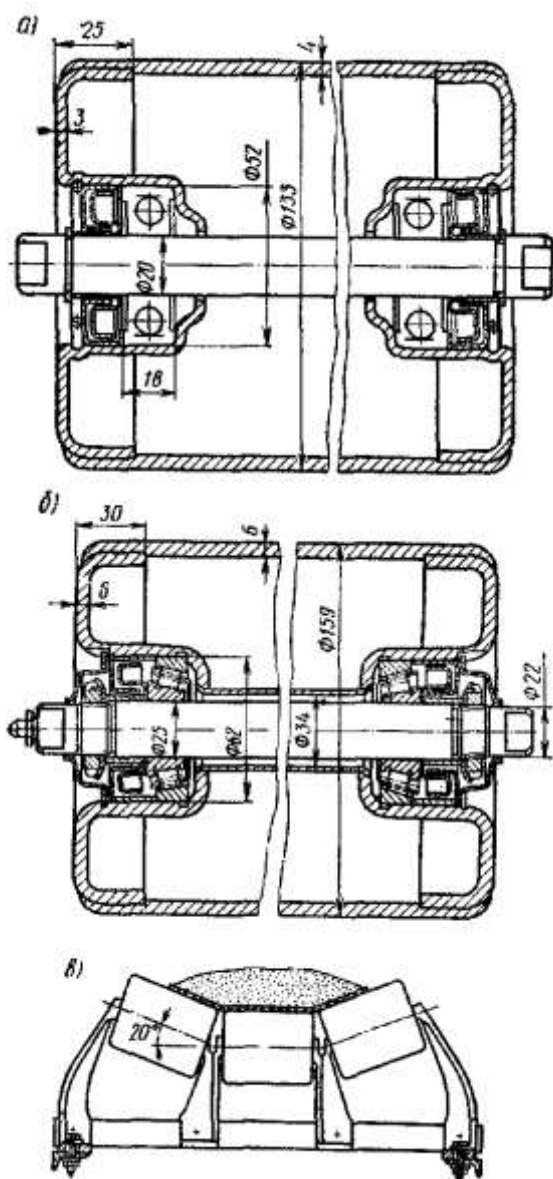


Рисунок 226 – Конвейерные ролики

На базе основных типов роликов предусмотрены различные их исполнения:

а - *обрезиненные*, применяемые при транспортировке высокоабразивных материалов. Слой резины, наклеенный на поверхность трубы, предохраняет ролик от абразивного износа. Особенно сильно абразивный износ проявляется для роликов холостой ветви, так как лента идет по роликам своей рабочей стороной, загрязненной остатками материала;

б - *амортизирующие*, применяемые в роликоопорах, устанавливаемых под загрузочным узлом конвейера с целью предохранения ленты и подшипниковых узлов ролика от ударов падающего материала. Конструктивно, что исполнение отличается от основного наличием резиновых дисков надеваемых с натягом на трубу ролика и поглощающих при своей деформации энергию удара груза;

в - *дисковые*, предназначенные для предохранения роликов от налипания на них транспортируемого материала и для очистки холостой ветви ленты от остатков материала. Этот тип роликов применяется только для холостой ветви конвейера и конструктивно представляет собой ролик с насаженными на него высокими резиновыми дисками.

Диаметр ролика выбирают в зависимости от ширины ленты, ее скорости движения, вида груза и особенно в зависимости от размеров кусков. Нормалью ГПИ «Союзпроммеханизация» установлен следующий ряд диаметров роликов: 89, 108, 133, 159, 194 мм. При этом ролики диаметром от 89 до 133 мм принимаются для конвейеров общего назначения, а ролики больших размеров - для крупнокусовых материалов и для быстроходных ( $v \geq 4$  м/с) конвейеров. Шаг установки роликов конвейеров с текстильной лентой на рабочей ветви принимается в пределах  $t_p = 1,0 - 1,5$  м. В зоне загрузки ленты шаг роликов принимают вдвое меньшим. На холостой ветви ленты шаг роликов принимается вдвое больше шага на рабочей ветви, т. е.  $t_x = 2 t_p$ .

Диаметр роликов при стальной катаной ленте принимают в пределах 350 - 400 мм, а шаг роликов - 1 - 4 м (в зависимости от назначения конвейера и вида груза):

На концах оси ролика фрезеруются лыски, и ось вставляется в пазы, вырезанные в профиле рамы конвейера или в кронштейне. Длину ролика принимают равной длине барабана. Для создания желобчатого сечения ролики рабочей ветви располагаются под некоторым углом друг к другу (см. рисунок 226, в). Опоры холостой ветви выполняют однороликовыми с цилиндрическим роликом.

Ролики конвейеров с текстильной лентой изготавливают из стальных труб или отливают из чугуна. В США и ФРГ применяют конвейерные ролики из полиэфирной смолы, усиленной стекловолокном, и гибкие ролики из неопрена, имеющие большую износостойкость.

ГПИ «Союзпроммеханизация» разработал унифицированную конструкцию роликоопор и методику выбора роликов из созданного типоразмерного ряда роликоопор. Выбор роликов при проектировании ленточных конвейеров определяется условиями работы конвейера, допустимой нагрузкой на ролик и желаемой его долговечностью.

Надежность и долговечность конвейерной ленты в значительной мере определяются центровкой ленты относительно продольной оси конвейера. Лента может сходить в сторону при работе конвейера из-за некачественного его монтажа, серповидности ленты, односторонней загрузки материала на ленту и т. п., поэтому конвейеры оснащаются специальными механическими устройствами для центрирования ленты при сходе ее в сторону, что осуществляется центрирующими роликоопорами. Эти роликоопоры могут быть одиночными и групповыми. В одиночной центрирующей роликоопоре (см. рисунок 227, а) блок поддерживающих роликов монтируется на раме 1 с цапфой 2, обеспечивающей возможность поворота блока относительно вертикальной оси. Сбегая в сторону, лента своей кромкой нажимает на центрирующий ролик 3, что приводит к повороту рамки 1. При этом возникает усилие, возвращающее ленту в центральное положение. Для предупреждения возможности чрезмерно большого смещения ленты в сторону в ряде случаев применяется специальное электроблокировочное устройство, обеспечивающее автоматическое выключение электродвигателя привода при смещении ленты от продольной оси сверх допустимого предела. В этом случае лента при сбегае с опор нажимает кромкой на ролик тяги выключения, что приводит к автоматическому выключению электродвигателя.

Для увеличения центрирующей способности роликоопоры могут устанавливаться группой из 2 - 3 шт. и иметь принудительную систему управления со следящей системой (см. рисунок 227, б). Это устройство состоит из трех роликоопор, соединенных тягами. Следящая система, осуществляющая контроль положения ленты, состоит из двух дефлекторных роликов 1, которые с

помощью рычажной системы 5 воздействуют на шток 9 золотника 10, управляющего приводным гидроцилиндром 8. Рычажная система имеет компенсирующий механизм, исключающий ложное срабатывание системы при случайном изменении ширины ленты и осуществляющий прижатие дефлекторных роликов к кромке ленты. На шток золотника воздействует тяга обратной связи 6, соединенная с подвижной частью поворотных роlikоопор. Таким образом, воздействие на золотник зависит от положения ленты и угла поворота роlikоопоры. Длины рычагов сделаны регулируемы с помощью стяжных муфт 7, что позволяет изменять коэффициент обратной связи и подбирать его опытным путем. Гидроцилиндр обеспечивает поворот роlikоопор в обе стороны до 15°. При сходе в сторону лента перемещает дефлекторный ролик 1 следящей системы; при этом рычажная система перемещает шток золотника, масло из бака 3 под давлением подается шестеренчатым насосом 4 в одну из полостей гидроцилиндра 2, поворачивающего роlikоопоры. Привод насоса осуществляется или от специального электродвигателя, или от обрезиненного ролика, приводимого в движение от ленты конвейера. При повороте роlikоопор, а также при начавшемся обратном движении ленты тяги обратной связи и следящей системы перемещают шток золотника 10, обеспечивая поворот роlikоопоры, точно соответствующий положению ленты.

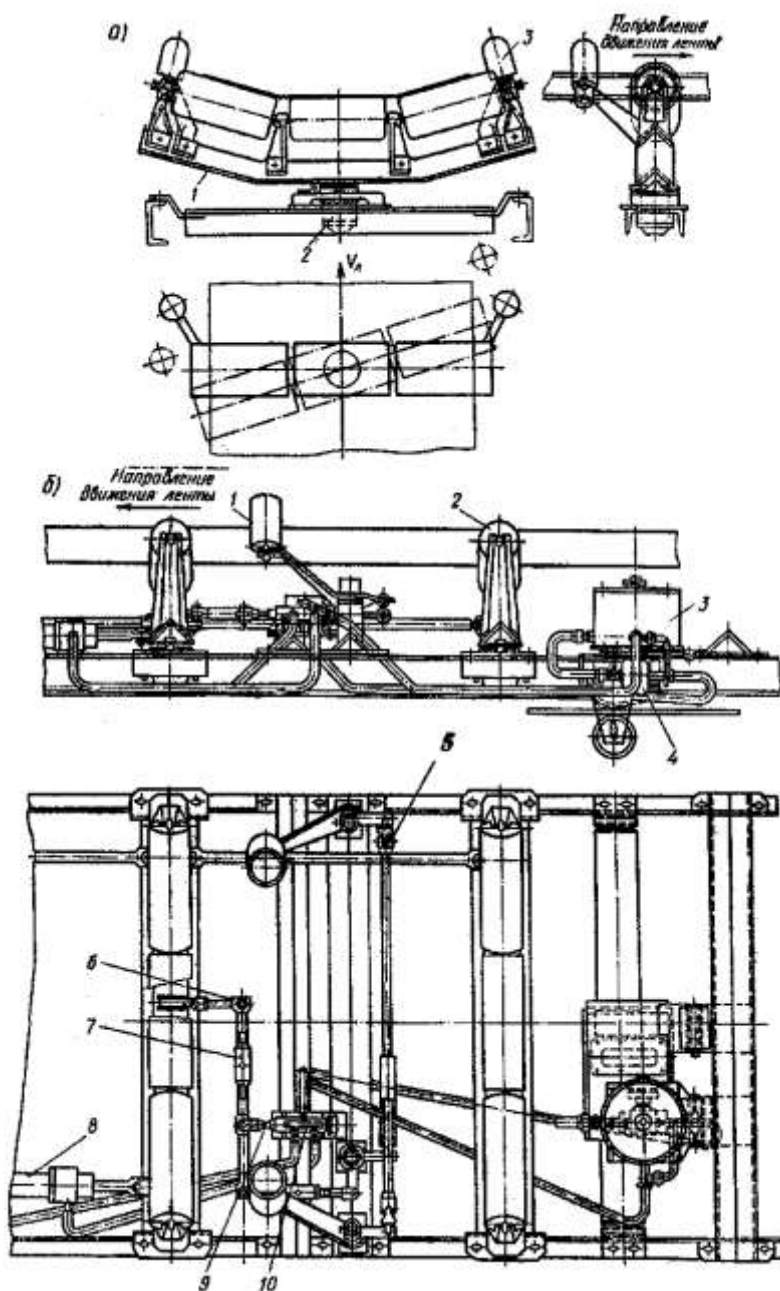


Рисунок 227 – Центрирующая роlikоопора:  
 а – одиночная; б – групповая

Ролики конвейера со стальной лентой обычно выполняют составными из нескольких узких роликов (см. рисунок 228), причем элементы крепления концов ленты проходят между роликами, не касаясь их, что обеспечивает плавную работу конвейера.

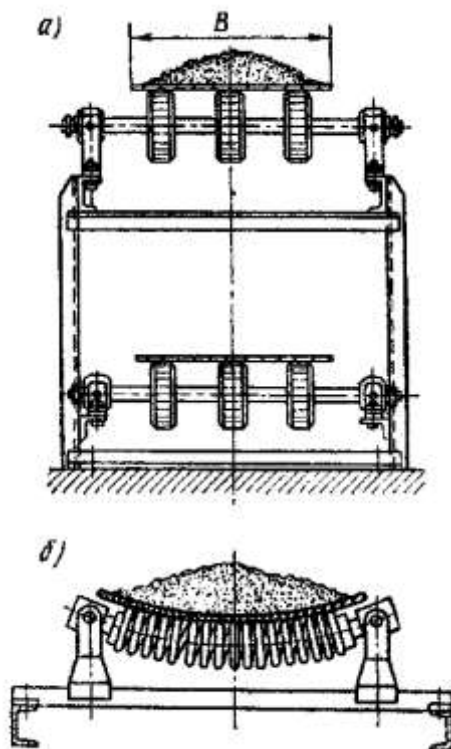


Рисунок 228 – Поддерживающие ролики конвейера со стальной лентой:  
а – при плоской ленте; б – при желобочной ленте

Для уменьшения толчков и ударов при передвижении ленты находят применение различные конструкции амортизирующих ролюкоопор. На рисунке 229, а представлена конструкция резиновых амортизирующих роликов, имеющих во внутренней полости воздушные камеры. Удары кусков тяжелого материала, падающего в зоне загрузки конвейера на ленту, демпфируются сжатием резиновых цилиндров и воздушных камер. Наличие винтовых канавок на поверхности боковых роликов обеспечивает центрирование ленты.

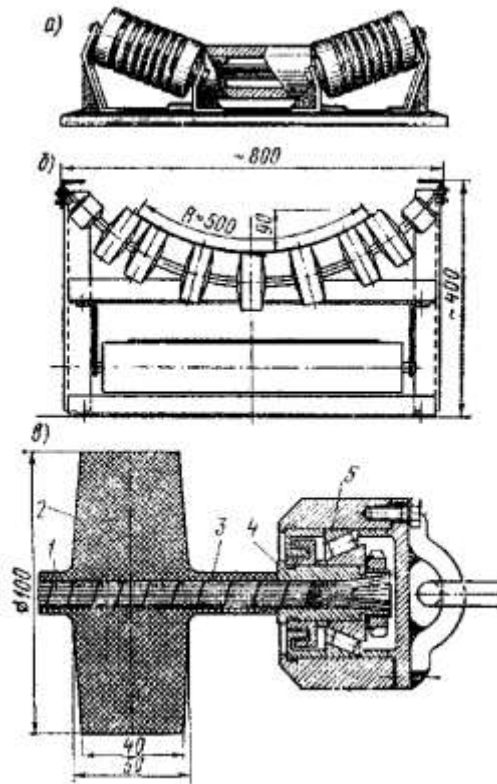


Рисунок 229 – Гибкие роlikоопоры для резинотканевой ленты:

а – резиновые ролики с воздушной камерой; б – опора с роликами, набранными из дисков; в – поперечное сечение конвейера с резиновыми роликами на тросе

Для стальной ленты широкое применение получили пружинные роlikоопоры (см. рисунок 228, б), дающие возможность создания прогиба, пропорционального весу перемещаемого груза, и образования желобчатого сечения, что повышает в 1,5 - 2 раза производительность конвейера при тех же остальных параметрах. Для текстильной ленты применяют гибкие роlikоопоры (см. рисунок 229, б, в), состоящие из стального троса 1 с резиновыми роликами 2 и трубками 3, закрепленными на роликe путем вулканизации. Концы троса заделаны во втулках 4 и вращаются на подшипниках 5, установленных в неподвижных опорах, закрепленных на раме конвейера. Эта опора также создает желобчатость ленты, пропорциональную весу груза на ленте, но имеет несколько больший коэффициент сопротивления движению.

**Приводы.** Назначение привода - приведение в движение тягового органа конвейера и груза. Создание необходимого тягового усилия на тяговом органе ленточного конвейера происходит за счет силы трения, возникающей между лентой и поверхностью приводного барабана. Привод (см. рисунок 230) состоит из двигателя 1, редуктора с цилиндрической или червячной передачей 3, барабана 5, а также муфт 2 и 4, соединяющих двигатель с редуктором и редуктор с валом барабана.

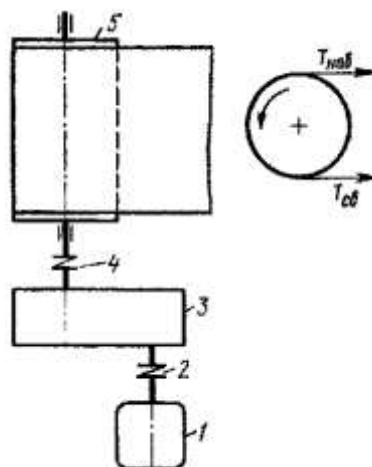


Рисунок 230 – Схема привода конвейера



В приводах ленточных конвейеров применяют остановы и тормоза, необходимые для оснащения наклонных конвейеров. Они предохраняют ленту от самопроизвольного обратного движения под действием лежащего на ней груза в случае выключения приводного двигателя. Иногда вместо тормозного устройства для этой цели используются ловители ленты. Тормоза также нужны для горизонтальных ленточных конвейеров с целью уменьшения длины выбега при выключении приводного двигателя. Применением тормозов достигается устранение завала грузом впереди расположенного конвейера или технологического агрегата, а также предупреждаются несчастные случаи при аварийной остановке конвейера. В зависимости от требований технологического процесса привод конвейера, может обеспечить движение ленты с неизменной или переменной скоростью, изменяющейся ступенчато или плавно.

Согласно уравнению Эйлера, определяющему зависимость между натяжениями набегающей  $T_{наб}$  и сбегающей  $T_{сб}$  ветвей ленты конвейера при отсутствии скольжения ленты по барабану:

$$T_{наб} \leq T_{сб} \times e^{fa}$$

где  $a$  - угол обхвата барабана лентой, рад;  $f$  - коэффициент сцепления между лентой и барабаном;  $e^{fa}$  - коэффициент тяги, характеризующий тяговую способность приводного барабана.

Наибольшая величина окружного усилия, которое может быть передано при заданных значениях  $T_{наб}$  и  $T_{сб}$ , равно:

$$P_{max} = T_{сб} (e^{fa} - 1) = T_{наб} \frac{e^{fa} - 1}{e^{fa}}$$

Для обеспечения нормальной работы привода фактическое окружное усилие  $P$  должно быть менее максимального значения  $P_{max}$  т. е.  $P < P_{max}$ .

Значения коэффициента сцепления  $f$  конвейерной ленты с барабаном зависят от типа ленты, материала поверхности барабана и от условий окружающей среды.

При резинотканевой конвейерной ленте значения коэффициента сцепления  $f$  принимают по таким рекомендациям:

<i>Барабан</i>	<i>Коэффициент сцепления</i>
<i>Чугунный:</i>	
сухой	0,3
влажный	0,2
мокрый	0,1
<i>Деревянный:</i>	
сухой	0,35
мокрый	0,15
<i>С резиновой футеровкой:</i>	
сухой	0,4
влажный	0,15

Для лент с полихлорвиниловыми обкладками значение коэффициента сцепления  $f$  имеет меньшее значение к принимается равным 0,2 при обычных барабанах и 0,28 при футерованных.

Для проволочных лент значения коэффициента трения  $f$  принимают;

По стальному барабану:

при влажной атмосфере	0,15
в сухом помещении	0,20

По резиновой футеровке в сухом помещении

0,35

По деревянной футеровке в сухом помещении

0,30

Для стальной катаной ленты при работе по металлической поверхности барабана коэффициент сцепления  $f = 0,10$  и для обода, футерованного резиной или деревом,  $f = 0,27$ .

Тяговое усилие можно увеличить путем создания высокого значения коэффициента сцепления или увеличения угла обхвата. В конвейерах угол обхвата  $a$  обычно принимают большим  $180^\circ$ , для чего применяют дополнительные отклоняющие барабаны (см. рисунок 231, а). В приводах конвейеров, перемещающих тяжелые грузы на большие расстояния, для увеличения тягового усилия иногда применяют двухбарабанный привод (см. рисунок 231, б), в котором угол обхвата

может быть значительно больше  $2\pi$  (от 390 до 430). Однако эти приводы весьма сложны по своей конструкции и создают увеличенный износ конвейерной ленты вследствие перегибания ее в различных направлениях, что повышает усталость ленты и ускоряет ее расслаивание. Поэтому применение двухбарабанного привода должно быть обосновано технико-экономическим расчетом.

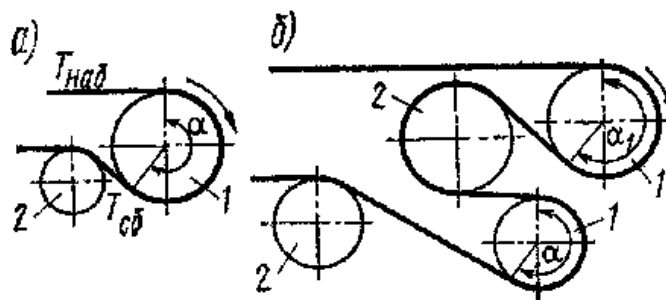


Рисунок 231 – Схема приводов:

а – с одним приводным барабаном; б – с двумя приводными барабанами; 1 – приводной барабан; 2 – отклоняющий барабан

При двухбарабанном приводе ленточных конвейеров с жесткой связью между барабанами окружные скорости могут быть на первом и втором приводных барабанах различны из-за неодинаковой толщины резиновых обкладок и степени их износа. В результате этого на одном из барабанов может происходить проскальзывание ленты, что предотвращается путем применения уравнительного двухбарабанного привода в ответственных передачах значительной мощности. Уравнительные приводы с планетарными передачами или гидравлическими дифференциалами распределяют передаваемый двигателем крутящий момент между обоими приводными барабанами в определенном отношении, причем каждому барабану передается момент, величина которого соответствует расчетной силе сцепления.

Для уменьшения проскальзывания ленты на приводном барабане находит применение привод со специальной прижимной лентой. В случае однобарабанного привода (см. рисунок 232, а) конвейерная лента 1 поочередно огибает главный отклоняющий барабан 2, отклоняющие барабаны 3 и 5 и приводной барабан 4. Прижимная лента 7 огибает отклоняющие барабаны 6 и 9, прижимая конвейерную ленту 1 к поверхности приводного барабана 4. Натяжение прижимной ленты создается при помощи грузового устройства 8.

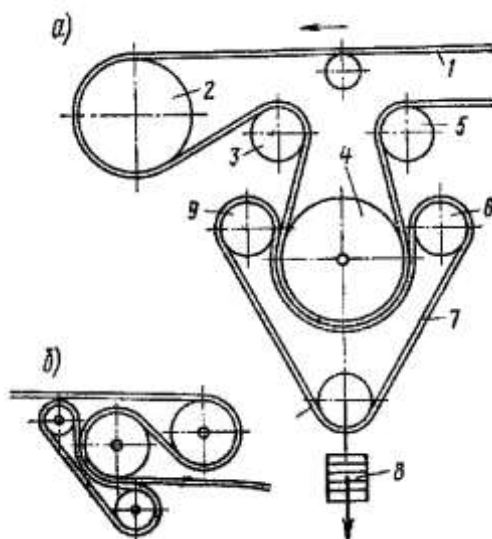


Рисунок 232 – Применение прижимной ленты для однобарабанного (а) и для двухбарабанного (б) приводов

В случае привода с двумя приводными барабанами (см. рисунок 232, б) прижимная лента также соприкасается с конвейерной лентой на одном из приводных барабанов. При отсутствии прижимной ленты окружное усилие:

$$P = T_{наб} - T_{сб} = T_{сб} (e^{fa} - 1)$$

Величина прижатия конвейерной ленты к барабану, а значит и сила ее сцепления с барабаном, увеличивается соответственно натяжению прижимной ленты. Сила, прижимающая конвейерную ленту к барабану, определяется величиной натяжения набегающей и сбегающей ветвей конвейера. Если прижимная лента натянута усилием  $S$ , то на набегающей ветви конвейерной ленты действует усилие  $T' = T + S$ , а на сбегающей ветви  $t' = t + S$ . Уравнение Эйлера примет вид:

$$T + S = (t - S)e^{fa},$$

откуда

$$T = t \times e^{fa} + S(e^{fa} - 1)$$

Окружное усилие при наличии прижимной ленты:

$$P' = (t + S)(e^{fa} - 1).$$

Таким образом, при применении прижимной ленты при одинаковом наибольшем натяжении  $T$  ленты можно получить тяговую силу, большую на величину  $S \frac{e^{fa} - 1}{e^{fa}}$ , а при одинаковом тяговом усилии наибольшее натяжение ленты получается меньше на величину  $S$ , что позволяет уменьшить число прокладок и стоимость конвейерной ленты.

Увеличение силы сцепления ленты с приводным барабаном может также достигаться за счет применения вакуум-барабанов с принудительным отсосом воздуха или применением барабанов с футеровкой, обладающей свойством присасывания ленты, а при металлической конвейерной ленте - за счет применения приводных электромагнитных барабанов. Место расположения привода на конвейере часто определяется местными, конструктивными и эксплуатационными условиями, например удобством сооружения фундамента и помещения для привода, облегчением обслуживания и управления, удобством подвода электроэнергии и т. п. Но обычно решающим фактором при выборе места для привода является стремление уменьшить наибольшее натяжение тягового органа. В связи с этим рекомендуется устанавливать привод по ходу гибкого элемента после участка с наибольшим сопротивлением - обычно или в верхней точке участка подъема груза, или около места разгрузки. В ряде случаев следует произвести расчет окружного усилия  $P$  и  $S_{max}$  для нескольких вариантов расположения привода и выбрать рациональное место установки привода.

В конвейерах с длинной и сложной трассой со значительной нагрузкой устанавливают одновременно несколько приводов, что дает возможность существенно уменьшить  $P$  и  $S_{max}$ , а следовательно, снизить вес и износ тягового органа, упростить и облегчить конструкцию криволинейных участков и направляющих устройств. Основное условие, к которому стремятся при проектировании многоприводных конвейеров, - это создание примерно одинаковых максимальных сил натяжения ленты на отдельных участках.

После сбрасывания груза о ленты конвейера на рабочей поверхности ленты остаются частицы, прилипшие к ленте. Эти частицы врезаются в обкладку ленты, когда она огибает барабаны своей рабочей стороной или перемещается по роlikоопорам холостой ветви, что вызывает повышенный износ ленты и уменьшает силу сцепления ленты о приводным барабаном.

Количество налипающего на ленту материала зависит от влажности материала, склонности его к налипанию, крупности частиц, их структуры и т. п. На основании имеющегося опыта установлено, что к ленте прилипает от 3 до 5% общего количества транспортируемого нелипкого материала и от 15 до 20% липкого материала. Поэтому для повышения срока службы ленты и создания нормальных условий эксплуатации конвейера необходимо обеспечить очистку рабочей поверхности ленты, для чего применяются специальные очистные устройства, которые можно подразделить на механические сбрасыватели, стряхивающие устройства и промывочные средства. Наибольшим распространением пользуются механические сбрасыватели, выполняемые в виде различного рода скребков и щеток. При применении скребков отделение налипшего материала от ленты производится кромкой пластины из резины, пластмассы, дерева, стали, прижимаемой к ленте усилием пружины (см. рисунок 233, а), специального груза (см. рисунок 233, б) или гидравлического устройства (см. рисунок 233, в).

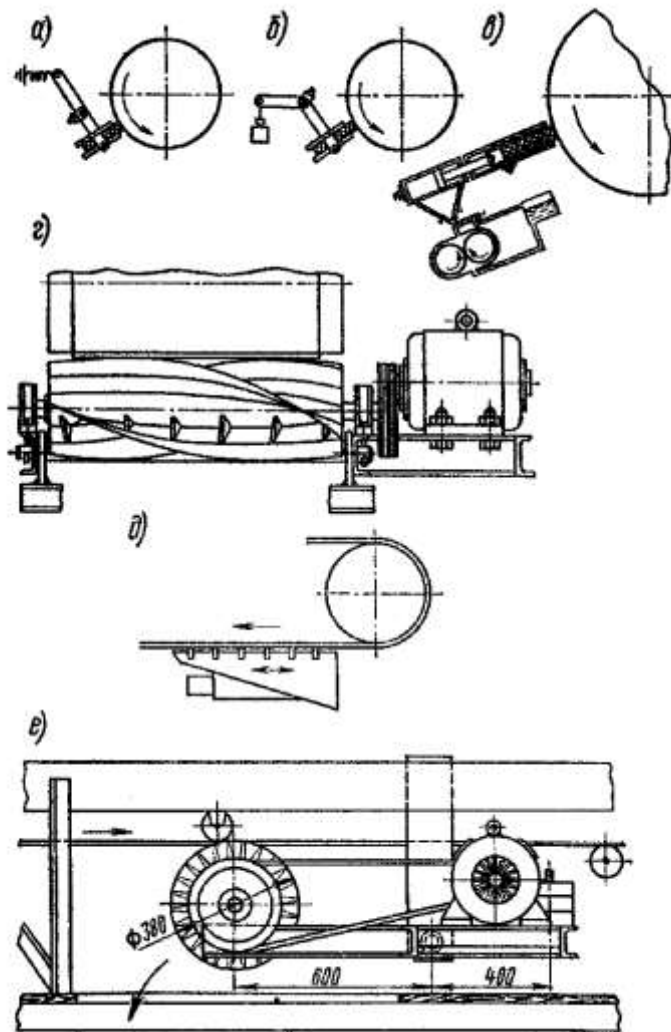


Рисунок 233 – Схемы установки механических устройств для очистки ленты:  
 а – скребок с пружинным поджатием; б – скребок с грузовым поджатием; в – скребок с гидравлическим поджатием; г – скребок с винтовыми лопастями; д – вибрационный скребок; е – щеточный очиститель

Давление прижатия скребка к ленте составляет обычно от 0,1 до 0,15 даН на 1 см длины скребка. Дальнейшее увеличение давления не вызывает повышение степени очистки ленты, но приводит к увеличению износа ленты. Коэффициент трения скребка по ленте находится обычно в пределах 0,6 - 0,75.

Не рекомендуется применять для скребков старые куски конвейерной ленты, так как абразивные частицы, содержащиеся в счищаемом материале, удерживаются волокнами скребка и способствуют истиранию поверхности ленты. Хороших результатов достигает очистка вращающимися скребками с винтовыми лопастями (см. рисунок 233, г), приводимыми во вращение от самостоятельного двигателя или от приводного барабана конвейера. По сравнению с неподвижными скребками качество очистки улучшается в 3 - 3,5 раза.

Вибрационные скребки (см. рисунок 233, д) также значительно повышают эффект очистки, и, кроме того, их применение резко уменьшает износ рабочего элемента скребка. Амплитуда колебаний вибрационного скребка лежит в пределах 1,5 - 3 мм. Для очистки ленты от сухого материала применяются также вращающиеся щетки (см. рисунок 233, е), обеспечивающие высокую эффективность очистки. Однако при влажности более 10% щетки становятся неэффективными, так как они забиваются материалом. При влажности менее 5% увеличивается запыленность помещения материалом, снятым с ленты и удаляемым из щеток под воздействием центробежных сил. Направление вращения щеток должно быть противоположным движению ленты, а окружная скорость щетки на наружном диаметре должна быть в 2 - 3 раза больше скорости движения ленты.

Удельная сила прижатия щеток к ленте составляет 0,4 - 0,8 даН/см. При применении механических очистных устройств необходимо обращать особое внимание на конструкцию стыков ленты, так как наличие резких переходов и выступающих частей оказывает сильное влияние на долговечность очистных устройств. Механические очистные устройства устанавливаются на нижней (обратной) ветви конвейера так, чтобы лента ложилась на отклоняющий барабан или ролик уже очищенной поверхностью.

**Натяжные устройства.** Назначение натяжного устройства - создание такого натяжения ленты, при котором обеспечиваются необходимое сцепление ленты с приводным барабаном, исключаящее возможность проскальзывания ленты, ограничение провисания ленты между опорами и компенсация вытяжки ленты в процессе эксплуатации. Натяжение ленты осуществляется путем перемещения натяжного барабана.

Натяжные устройства подразделяются на устройства, создающие нерегулируемое натяжение в ленте, и устройства, регулирующие натяжение ленты в зависимости от требуемой величины крутящего момента на приводном барабане.

К устройствам первой группы, поддерживающим необходимое постоянное натяжение, относятся механические натяжные устройства, в которых натяжение ленты создается при помощи винтовых или реечных механизмов, и грузовые устройства, действующие от свободно висящего груза. Все большее распространение получают пневматические и гидравлические натяжные устройства, действующие от специальных силовых цилиндров. Эти устройства удобны в эксплуатации, компактны и автоматически обеспечивают поддержание необходимого натяжения ленты конвейера, но требуют дополнительных приспособлений, поддерживающих давление в рабочих цилиндрах.

Натяжное устройство располагают там, где лента имеет минимальное натяжение (при этом и усилие натяжения также является минимальным), либо там, где удобнее обслуживать натяжную станцию.

Ось натяжного барабана опирается на подшипники, установленные в корпусах 1 (см. рисунок 234, а), движущихся между неподвижными направляющими 2, а в случае установки подшипников в ступицах барабана ось закрепляют в этих корпусах. При винтовом натяжении корпуса 1 соединены с винтами 3, работающими на сжатие (при ленте, показанной сплошной линией) или на растяжение (при ленте, показанной пунктиром). При большой длине винта, работающего на сжатие, диаметр винта определяется расчетом на продольный изгиб. В этом случае целесообразно делать натяжное устройство с винтами, работающими на растяжение.

Ход натяжного устройства выбирают в зависимости от длины и вида трассы конвейера так, чтобы была обеспечена компенсация удлинения ленты от нагрузки, от влияния изменения температуры и от ее износа. При этом надо учитывать возможность проведения необходимых монтажных и ремонтных работ. Обычно его принимают примерно равным 1 % от длины конвейера (но не менее 400 мм) для горизонтальных конвейеров и 1,5% для наклонных конвейеров. При увеличении вытяжки ленты сверх указанного предела ленту перешивают.

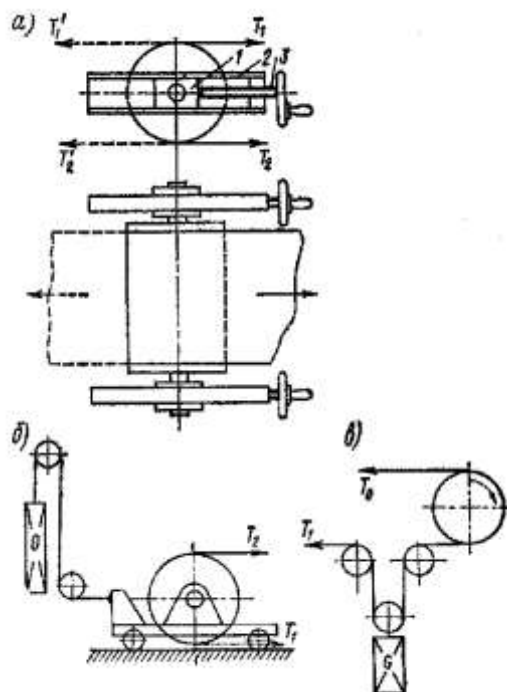


Рисунок 234 – Схема натяжных устройств:

а – винтовое; б – грузовое около хвостового барабана; в – грузовое около приводного барабана

Недостатком винтовых натяжных устройств является необходимость в периодическом наблюдении за состоянием тягового элемента и его подтягивании по мере вытяжки, а также неопределенность величины натяжения, что может привести к перегрузке тягового органа из-за создания чрезмерного натяжения. Поэтому этот тип натяжного устройства применяется главным образом для коротких конвейеров, работающих в условиях практически неизменной температуры окружающей среды.

Преимуществом конструкции винтового натяжения являются его малые габариты. При конструировании винтовой натяжной станции не следует кинематически связывать оба винта между собой, так как вытяжка ленты по ширине может быть неравномерной, и иногда, чтобы создать равномерное натяжение ленты и предотвратить сбег ленты с барабана, одну сторону ленты натягивают сильнее другой.

При расчете винтов учитывают неравномерность распределения нагрузки между обоими винтами, для чего расчет винтов ведут на нагрузку, увеличенную в 1,5 - 1,8 раза по сравнению с теоретической. Для выравнивания нагружения обоих винтов иногда применяют специальные балансирующие устройства.

Более совершенным является грузовое натяжение, позволяющее автоматически регулировать натяжение ленты при ее вытяжке и обеспечивающее неизменность натяжения ленты. При грузовом натяжении (см. рисунок 234, б) натяжной барабан укрепляют, так же как при винтовом, в корпусах, передвигающихся по направляющим, или же устанавливают на специальной тележке. Эта тележка соединяется тяговым органом (канатом или цепью) с грузом  $G$ , создающим неизменные величины натяжения  $T_1$  и  $T_2$ . В некоторых случаях устанавливают натяжное устройство непосредственно около приводного барабана (см. рисунок 234, в), подвешивая на ленте натяжной барабан и натяжной груз. Тогда отпадает необходимость в дополнительных устройствах и конструкция натяжного устройства упрощается.

Ход тележек, так же как и ход опускающегося натяжного груза, ограничивается установкой конечных выключателей.

Из-за громоздкости и большой массы грузовых натяжных устройств их целесообразно применять лишь для стационарных конвейеров.

Усилие, создаваемое натяжным устройством, должно быть равно геометрической сумме натяжений концов ленты на натяжном барабане при пуске конвейера плюс усилие, необходимое для передвижения опор барабана в направляющих или натяжной тележки по рельсам. При этом

должен быть введен запас натяжения, равный 1,2 - 1,5.

При больших длинах конвейеров и соответственно большой вытяжке ленты применяют грузолебедочное натяжное устройство (см. рисунок 235), в котором канат, огибая блоки 3, установленные на грузовой траверсе, крепится одним концом к натяжным грузам 1, а другим - на барабане лебедки 2. При вытяжке ленты грузы опускаются в крайнее нижнее положение, после чего автоматически включается лебедка, поднимая грузы вновь на заданную высоту. В этой конструкции может быть обеспечен большой ход натяжного барабана при относительно небольшом ходе натяжных грузов, а за счет полиспастов может быть получено значительное усилие на натяжном барабане.

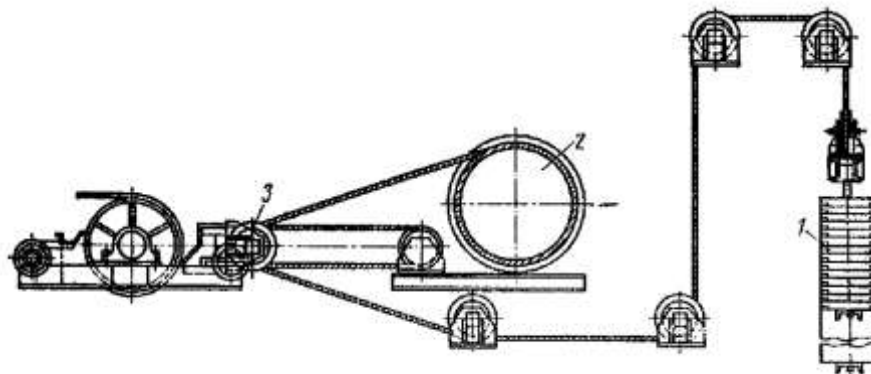


Рисунок 235 – Грузолебедочное натяжное устройство

Общим недостатком грузовых и грузолебедочных устройств является то, что они создают постоянное натяжение в ленте, определенное массой груза из условия пуска конвейера, ввиду чего лента испытывает постоянно повышенное натяжение, равное необходимому натяжению при пуске конвейера.

Ко второй группе натяжных устройств, автоматически регулирующих натяжение ленты в зависимости от потребной величины крутящего момента, относится лебедочное натяжное устройство, применяемое для конвейеров большой производительности и длины (см. рисунок 236). Оно состоит из натяжной тележки 6, сдвоенного многократного полиспаста 4, неподвижных блоков 3 и натяжной электрической лебедки 5. Один из блоков полиспаста установлен на двуплечем рычаге 2, второе плечо которого опирается на регулятор натяжения 1 представляющий собой гидравлический цилиндр (или в других конструкциях - пружинное устройство), поршень которого шарнирно связан с рычагом 2. Цилиндр снабжен контактными манометрами. Давление жидкости в цилиндре и положение контактов манометров определяются натяжением канатов полиспаста. Замыкание и размыкание контактов манометров используются для автоматического включения и выключения двигателя натяжной лебедки.

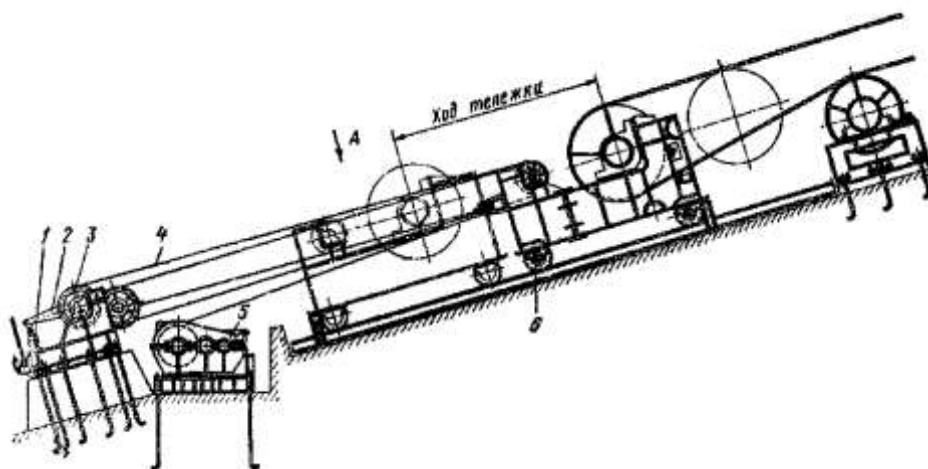


Рисунок 236 – Натяжное устройство с автоматической регулировкой натяжения ленты

Во время пуска конвейера для преодоления инерции разгоняемых масс ленты и груза

необходимо создать повышенное сцепление ленты с приводным барабаном, что обеспечивается увеличением натяжения ленты путем включения двигателя натяжной лебедки до включения приводного двигателя. После того как натяжная лебедка создаст необходимое увеличенное натяжение ленты, замкнутся контакты манометра и включится приводной двигатель. Увеличенное натяжение в ленте сохраняется до тех пор, пока не установится номинальная скорость. После этого срабатывает реле скорости, кинематически связанное с барабаном натяжной лебедки, автоматически включается двигатель в направлении стравливания каната и натяжение ленты уменьшается до необходимой величины. Затем выключается двигатель натяжной лебедки.

Стабилизация натяжения ленты при установившемся режиме работы конвейера обеспечивается тем, что если оно упадет или повысится сверх установленной нормы, то давление в гидроцилиндре изменится и в результате срабатывания соответствующего контакта манометра двигатель натяжной лебедки включится в требуемом направлении. При восстановлении номинальной величины натяжения двигатель лебедки отключается.

Применение подобных натяжных устройств предотвращает пробуксовку приводного барабана при пуске и не требует создания в ленте излишне высоких усилий при нормальной работе конвейера, что способствует увеличению срока службы ленты.

**Загрузка конвейеров.** Конвейер можно загрузить в любой точке его длины. Однако обычно загрузку конвейеров производят около хвостового барабана. Погрузку на полотно штучных грузов производят или с лотка, по которому скатываются эти грузы, или вручную. Загрузку конвейера сыпучими грузами производят обычно при помощи загрузочного лотка (см. рисунок 237). Выходное отверстие лотка делают значительно уже ширины ленты  $B$ , чтобы обеспечить равномерное и центральное распределение груза по ленте. Обычно ширина потока груза, выходящего из лотка,  $B_1 = (0,6 - 0,7)B$ . А затем поток, попав на ленту, растекается по ней и занимает ширину, равную примерно 0,86. Чтобы груз в лотке не задерживался, стенки лотка имеют наклон на  $10 - 15^\circ$  больше угла трения для данного материала (см. таблицу 33). Для уменьшения износа ленты при падении насыпных грузов на ленту при загрузке конвейера иногда загрузочный лоток делают с днищем, имеющим отверстия, через которые на ленту падают мелкие частицы материала. Тогда более крупные частицы, скатываясь по днищу лотка, попадают непосредственно на ленту, а на слой мелкого материала.

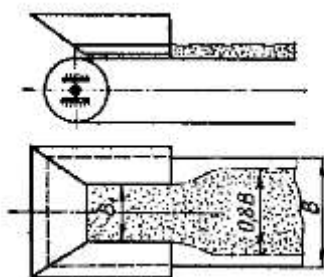


Рисунок 237 – Лоток для загрузки сыпучих грузов

Разгрузка конвейеров. Наиболее простым и удобным способом разгрузки конвейеров, не требующим специальных устройств, является сброс материала с приводного барабана (см. рисунок 238, а). Однако в ряде случаев возникает необходимость осуществлять разгрузку в различных точках по длине конвейера. Так, например, в литейном производстве необходимо осуществлять подачу формовочной земли одним конвейером к различным формовочным машинам, расположенным вдоль линии конвейера.

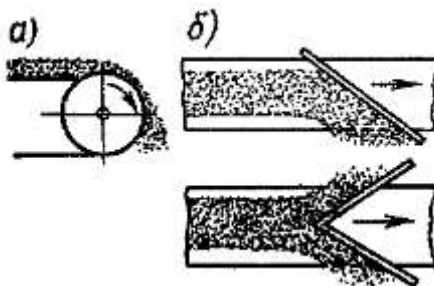




Рисунок 238 – Разгрузка ленточного конвейера:

а – через приводной барабан; б – путем сбрасывания груза с ленты при помощи плужкового сбрасывателя

В этом случае необходимо применение специальных разгрузочных устройств, из которых наиболее простыми являются плужковые сбрасыватели, т. е. щиты, устанавливаемые на ленте под углом к потоку материала (см. рисунок 238, б). При этом груз движется вдоль щита и сбрасывается с ленты на одну или сразу на обе стороны ленты. Недостатком сбрасывающих щитов является повышенный износ ленты в процессе разгрузки, поэтому их нецелесообразно применять при интенсивной работе конвейера.

Наиболее рациональным методом разгрузки материала в различных точках конвейера является применение сбрасывающей тележки (см. рисунок 239). Сбрасывающая тележка может передвигаться по специальным рельсам вдоль линии конвейера и останавливаться в том месте, где должна быть произведена разгрузка материала. На тележке установлены два барабана, которые огибаются лентой конвейера. Материал поднимается по ленте до верхнего барабана тележки и падает в подставленный желоб, отводящий его в сторону от полотна конвейера.

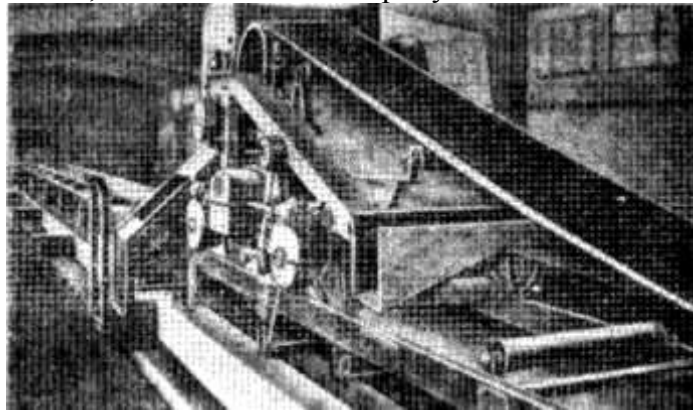


Рисунок 239 – Сбрасывающая тележка

Такими сбрасывающими тележками снабжено в настоящее время большинство стационарных горизонтальных конвейеров, в которых необходимо обеспечить разгрузку по всей длине конвейера.

Увеличение скорости движения ленты с целью увеличения производительности конвейера приводит к увеличению износа ленты, снижению срока ее службы, требует проведения динамической балансировки роликов и барабанов, усложняет процесс загрузки конвейеров. Все это ограничивает внедрение ленточных конвейеров на роликоопорах при высоких скоростях движения ленты. С целью увеличения скорости движения ленты, обеспечения плавности ее хода, уменьшения потерь груза и запыленности трассы все большее применение находят конвейеры с воздушной подушкой\*. В этих конвейерах (см. рисунки 240, а, б) лента вместе с грузом поднимается давлением воздуха над опорной поверхностью. Воздух нагнетается через воздуховод 1 в воздушную камеру 2 и постепенно вытекает в щель по контуру контактирующих поверхностей. Слой воздуха, заполняющий зону воздушной подушки избыточным давлением, создает условия «взвешенности» полотна конвейера. Между движущейся лентой и неподвижной опорной поверхностью создается воздушная прослойка. Как показала опытная проверка, увеличение скорости ленты, поддерживаемой воздушной прослойкой, не вызывает пыления транспортируемого пылевидного или мелкозернистого груза благодаря плавности движения ленты.

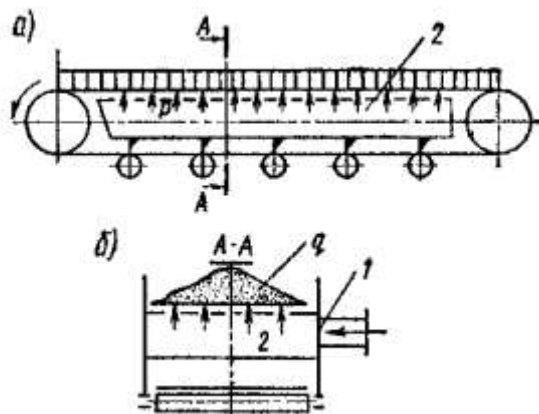


Рисунок 240 – Схема ленточного конвейера на воздушной подушке

Перепад давления, необходимый для образования воздушной прослойки, достигается нагнетанием воздуха под ленту. При этом используется одна из трех схем (см. рисунок 241):

- *сопловая схема* (струйная завеса, рисунок 241, а) - воздух подается под ленту с двух сторон из камеры 1 через щелевые сопла 2, размещенные вблизи кромки ленты 3 по ее длине. При этом в пространстве, ограниченном струями воздуха, создается область повышенного давления;

- *камерная схема* (см. рисунок 241, б) - внутри воздушной камеры 1, расположенной под лентой, поддерживается избыточное давление, которое обеспечивает движение воздуха в зазоре между лентой и стенками камеры;

- *воздушная смазка* (см. рисунок 241, в) - подача воздуха под ленту производится через множество точек перфорированного днища или через центральную щель. Давление создается за счет вязкого трения в узком зазоре между лентой 3 и направляющим желобом 4. Для уменьшения расхода воздуха в конвейере с воздушной смазкой используются различные клапаны - регуляторы расхода. Так, например, широко используются шариковые клапаны (см. рисунок 241, г), обеспечивающие подачу воздуха под ленту в зависимости от нажатия ленты на шарики клапанов. Наибольшее распространение получила камерная схема, что объясняется относительной простотой конструкции и определенностью расчета давления и расхода воздуха. Обычно избыточное давление воздуха принимается до  $2 \cdot 10^3$  Па ( $0,02$  даН/см<sup>2</sup>). Опыт показывает, что при толщине воздушного зазора менее 0,4 мм следует вести расчет с учетом вязкости воздуха; при толщине более 1 мм влиянием вязкости можно пренебречь.

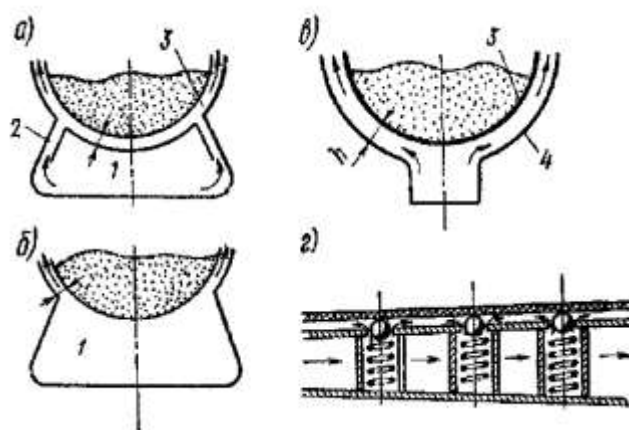


Рисунок 241 – Схемы создания избыточного давления под лентой конвейера:

а – сопловая; б – камерная; в – воздушная смазка; г – шариковые клапаны

Мощность, затрачиваемая на создание воздушной подушки по камерной 2 схеме, составляет 0,3 - 0,8 кВт на 1 погонный метр конвейера и зависит от ширины ленты, насыпного веса груза, стабильности грузопотока, качества изготовления конвейера и к. п. д. вентиляторных установок.

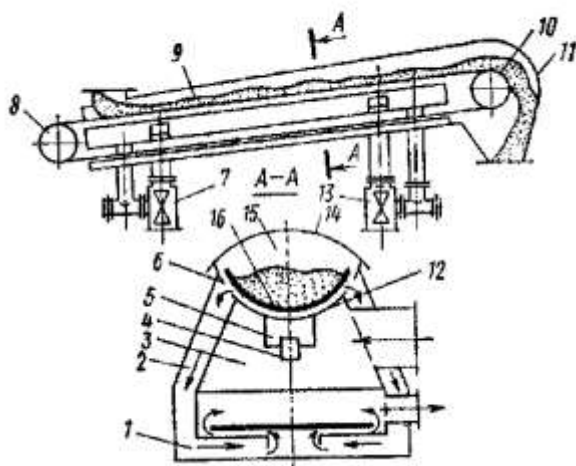


Рисунок 242 – Схема конвейера (ЛИИВТ) на воздушной подушке

Принципиальная схема конвейера (ЛИИВТ) на воздушной подушке с поддержанием обеих ветвей ленты на воздушной подушке (см. рисунок 242) следующая. Он состоит из приводного 10 и натяжного 8 барабанов, охватываемых бесконечной лентой 16, перемещающейся внутри закрытого кожуха 9 по воздушной подушке, создаваемой вентиляторами 7 и 13. Грузовая ветвь ленты 16 помещена в цилиндрический направляющий желоб 12, герметически закрытый сверху крышками 14 и переходящий в районе приводного барабана в сбрасывающую головку 11. Днище желоба 12 в средней части выполнено в виде камеры 5 прямоугольного сечения, разделенной поперечными перегородками на отсеки, каждый из которых сообщается дросселирующими патрубками 4 с раздаточным воздухопроводом 3 грузовой ветви. В верхней части желоба 12 под лентой проделаны отверстия 6, соединяющие через боковые каналы 2 верхнюю полость конвейера 15 с камерой холостой ветви 1. Пространство под холостой ветвью соединено трубопроводами со всасывающими окнами вентиляторов 7 и 13.

Ответственные ленточные конвейеры снабжаются рядом автоматически действующих предохранительных устройств для автоматического останова наклонной грузовой ленты при выключении электродвигателя, для автоматического выключения электродвигателя при буксовании ленты на барабане в результате перегрузки или недостаточного натяжения, для автоматического улавливания ленты при ее обрыве и для автоматической остановки конвейера при чрезмерном повышении температуры ленты.

#### § 42. Мощность привода ленточного конвейера

Общая мощность привода конвейера складывается из мощности, затрачиваемой на подъем груза по вертикали, и на перемещение его по горизонтали. При подъеме груза на высоту  $H$  с производительностью  $Q$  (т/ч) необходимая мощность привода (кВт):

$$N_B = \frac{1000Q \times H}{3600 \times 102} = \frac{Q \times H}{367}.$$

При перемещении груза по горизонтали мощность привода расходуется только на преодоление сопротивлений в конвейере, величина которых пропорциональна производительности  $Q$  и длине конвейера  $L$ . Тогда мощность, необходимая для перемещения груза по горизонтали (кВт):

$$N_G = c_0 \times \frac{1000Q}{3600 \times 102} L = c_0 \frac{Q \times L}{367}.$$

Коэффициент  $c_0$  - удельный, приведенный коэффициент сопротивления, показывающий, какая часть общего сопротивления приходится на перемещение 1 т груза на 1 м пути. Он зависит от типа конвейера, характера трассы, качества изготовления, качества монтажа и состояния конвейера. Коэффициент сопротивления учитывает все вредные сопротивления, в том числе и сопротивления в передаточном механизме привода; следовательно,  $N_G$  является мощностью на валу двигателя.

Наиболее точное значение коэффициента  $c_0$  можно определить опытным путем для каждой конкретной машины. Если коэффициент  $c_0$  известен, то можно определить общую мощность привода на барабане конвейера:

$$N = N_B + N_r = \frac{Q \times H}{367} + \frac{c_0 \times Q \times L}{367}.$$

После определения мощности по приведенной зависимости можно определить максимальное и минимальное натяжения ленты на приводном барабане. Для этого находят тяговое усилие на барабане  $P = \frac{102N}{v} \text{ даН}$ , а затем по зависимости Эйлера натяжение ленты  $T_{max}$  и  $T_{min}$ .

**Статика ленточного конвейера.** Обычно коэффициент сопротивления  $c_0$  неизвестен. Поэтому проводят статическое исследование конвейера, задачей которого являются определения потерь в конвейере, натяжения ленты в различных точках его контура и мощности приводной станций. Сопротивления на участках трассы ленточного конвейера подразделяются на сопротивления, распределенные по длине участка, и на сопротивления, сосредоточенные в определенных пунктах трассы - на барабанах, местах погрузки и разгрузки, на очистных устройствах.

а) Распределенные сопротивления ленточного конвейера

1 *Сопротивление роликов на горизонтальном участке конвейера.* При расположении роликов на расстоянии  $t$  (см. рисунок 243, а) нагрузка  $K$  на каждый ролик равна:

для холостой ветви:

$$K = q_0 \times t;$$

для рабочей ветви

$$K = (q + q_0)t,$$

где  $q = \frac{Q}{3,6v}$  - погонная нагрузка от массы материала, даН/м;  $q_0$  - погонная нагрузка от массы конвейерной ленты, даН/м. Приближенное значение массы конвейерной ленты в зависимости от типа ленты, числа прокладок и толщины обкладок приведено в каталоге справочнике или же может быть определено по формуле (даН/м):

$$q_0 = 1100\delta_l \times B,$$

где  $\delta_l$  - толщина ленты и  $B$  - ширина ленты, м.

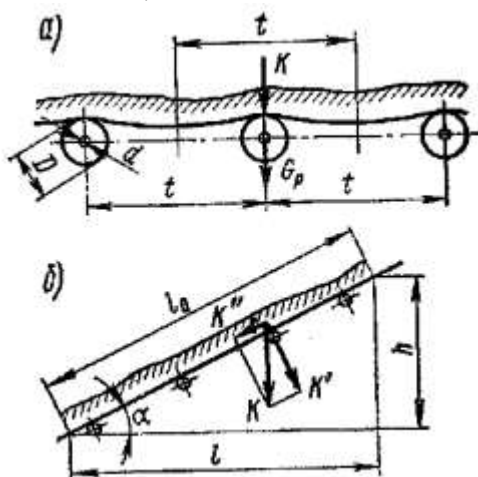


Рисунок 243 – Схема к определению сопротивления роликов:

а – на горизонтальном участке конвейера; б – на наклонном участке конвейера

Кроме того, на опоры ролика действует собственный вес ролика  $G_p$ . Момент сопротивления вращению ролика состоит из момента сопротивления в опорах ролика:

$$M_1 = (K + G_p) \frac{d}{2} f$$

и момента сопротивления от качения ролика по резиновой ленте

$$M_2 = \mu \times K.$$

Тогда общий момент сопротивления вращению ролика:

$$M_c = (K + G_p) \frac{d}{2} f + \mu \times K,$$

где  $d$  - диаметр цапфы оси ролика, см;  $f$  - приведенный к диаметру цапфы коэффициент трения подшипника ролика;  $\mu$  - коэффициент трения качения ролика по ленте.

При наличии на участке конвейера нескольких роликов момент сопротивления группы роликов:

$$M_{c.p} = \left( \sum K + \sum G_p \right) \frac{d}{2} f + \sum K \times \mu.$$

Здесь  $\sum K = (q + q_0)l$ , а  $l$  - длина рассматриваемого участка конвейера.

Так как значения коэффициентов  $f$  и  $\mu$  зависят от большого количества разнообразных факторов, то их определение вызывает значительные затруднения и в практике расчетов конвейеров принято учитывать потери в конвейере по коэффициенту сопротивления движению  $c$  на отдельных участках конвейера, учитывающему все составляющие сопротивления движению.

Тогда усилие сопротивления группы роликов на горизонтальном рабочем участке конвейера можно представить в вид:

$$F_p = \left( q + q_0 + \frac{\sum G_p}{l} \right) l \times c$$

и на холостой ветви конвейера

$$F_{p.x} = \left( q_0 + \frac{\sum G_p}{l} \right) l \times c,$$

где  $\frac{\sum G_p}{l} = q_p$  - условная распределенная нагрузка от веса группы роликов. -

2 *Сопротивление роликов на наклонном участке конвейера.* При наклонном участке конвейера изменяется величина усилия, действующего на ролик. На конвейере (рис. 243, б) с длиной ленты  $l_0$  и высотой подъема  $h$  общая нагрузка участка ленты с грузом:

$$\sum K = (q + q_0)l_0.$$

Но на ролик оказывает давление только часть общей нагрузки, равная:

$$\sum K' = \sum K \times \cos \alpha = (q + q_0)l_0 \times \cos \alpha.$$

Другая составляющая нагрузки:

$$\sum K'' = \sum K \times \sin \alpha = (q + q_0)l_0 \times \sin \alpha$$

изменяет натяжение ленты.

Учитывая, что  $l_0 \times \cos \alpha = l$  и  $l_0 \times \sin \alpha = h$ , можно получить:

$$\sum K' = (q + q_0)l \quad \text{и} \quad \sum K'' = (q + q_0)h.$$

Таким образом, независимо от того, работают ли ролик на горизонтальном или наклонном участке конвейера, при определении нагрузки на ролик необходимо погонную нагрузку умножить на длину горизонтальной проекции рассматриваемого участка. Выражения для определения усилия сопротивления имеют одинаковый вид, как для горизонтального, так и для наклонного участка конвейера.

В ряде случаев вместо отклоняющих барабанов применяется роликовая батарея, обеспечивающая плавный переход от одного прямолинейного участка к другому. Эти батареи имеют выпуклую (см. рисунок 244, а) или вогнутую (см. рисунок 244, б) форму кривой. При определении сопротивления на криволинейном участке учитывают дополнительные, радиально направленные силы, вызываемые натяжением ленты. Принимая, что сопротивление криволинейного участка равномерно распределено по всей дуге участка, элементарное сопротивление от распределенного веса движущихся элементов конвейера на дуге  $dl$  при центральном угле  $d\varphi$  равно:

$$dF_1 = (q + q_0 + q_p) c \times \cos \alpha \times R \times d \times \varphi,$$

где  $R$  - радиус роликовой батареи;  $c$  - коэффициент сопротивления;  $\alpha$  - угол наклона касательной к кривой роликовой батареи в различных точках кривой. Для упрощения при расчетах его принимают постоянным и равным углу, образованному хордой о горизонталью (см. рисунок 244. а).

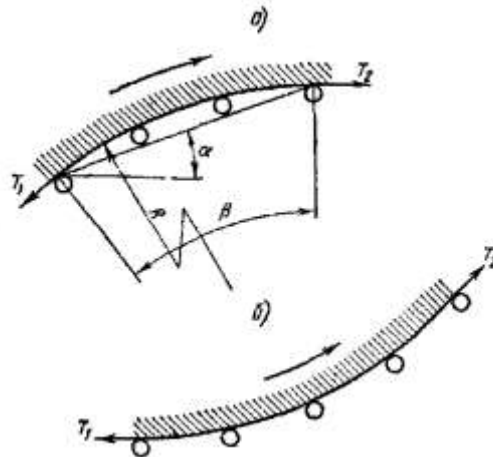


Рисунок 244 – Схема к определению сопротивлений на криволинейных участках трассы конвейера

Распределенное давление со стороны ленты на роликовую батарею при текущем натяжении  $S$  равно  $S \times d\varphi$ , и тогда элементарная сила сопротивления от дополнительного прижатия роликов лентой:

$$dF_2 = c \times S \times d\varphi.$$

Общее элементарное усилие сопротивления на криволинейном участке, равное приращению натяжения тягового органа на этом участке (обозначая  $R \cos \alpha = R_1$ ):

$$dF = dF_1 + dF_2 = dS = [(q + q_0 + q_p) R_1 + S] c \times d\varphi.$$

Производя разделение переменных и интегрируя по  $S$  в пределах от  $T_1$  до  $T_2$  и по  $\varphi$  от 0 до  $\beta$ , получаем:

$$\frac{(q + q_0 + q_p) R_1 + T_2}{(q + q_0 + q_p) R_1 + T_1} = e^{\beta c}.$$

Так как  $F = T_2 - T_1$ , то после подстановки в это выражение величины  $T_2 = F + T_1$  сила сопротивления на выпуклом криволинейном участке:

$$F = [(q + q_0 + q_p) R + T_1] (e^{\beta c} - 1).$$

При вогнутом криволинейном участке (см. рисунок 244, б) нагрузки на ролики от веса груза, ленты и от давления, создаваемого натяжением ленты  $S$ , действуют в противоположном направлении. Тогда:

$$dF = dS = dF_2 - dF_1 = [S - (q + q_0 + q_p) R] c \times d\varphi.$$

После аналогичных преобразований общее усилие сопротивления криволинейного вогнутого участка:

$$F = [T_1 - (q + q_0 + q_p) R] (e^{\beta c} - 1).$$

Чтобы лента под действием усилия натяжения не приподнималась над роликовой батареей, радиус криволинейного вогнутого участка должен выбираться в зависимости от величины натяжения ленты  $T_1$ , и нагрузки от погонной массы ленты и груза. Если в начальной точке  $O$  кривой роликовой батареи действует натяжение  $T_1$ , то уравнение кривой провеса (параболы) для ненагруженной ленты в погонной нагрузкой  $q_0$  имеет вид:

$$h = \frac{q_0 \times x^2}{2T_1}.$$

Использував выражение для радиуса кривизны параболы в точке  $O$  (т. е. при  $x = 0$ ),

получаем, что минимально допустимое значение радиуса для ненагруженной ленты  $R_{\min} = \frac{T_1}{q_0}$ , а

при загруженной ленте  $R_{\min 2} = \frac{T_1}{q + q_0}$ . При проектировании роликовых батарей обычно их

очерчивают не по параболе, а по дуге окружности радиусом  $R$ , принимая его по выражению

$$\frac{T_1}{q + q_0} < R < \frac{T_1}{q_0}.$$

Значение коэффициента сопротивления  $c$  в значительных пределах изменяется в зависимости от типа и конструкции роlikоопор конвейера, и наиболее точно его можно определить эмпирическим путем для каждого типа конвейера и различных условий его работы. Значения коэффициентов сопротивления  $c$  роликовых опор на подшипниках качения приведены в таблице 41.

Таблица 41 - Коэффициенты сопротивления  $c$  роликовых опор на подшипниках качения

Условия работы конвейера	Характеристика условий работы конвейера	Коэффициент сопротивления роликовых опор $c$	
		прямых	желобчатых
Легкие	Работа в чистом сухом помещении при отсутствии абразивной пыли	0,018	0,020
Средние	Работа в отапливаемом помещении; имеется небольшое количество абразивной пыли, нормальная влажность	0,022	0,025
Тяжелые	Работа в неотапливаемом помещении на открытом воздухе; большое количество абразивной пыли, повышенная влажность и другие факторы, вредно отражающиеся на работе подшипников	0,035	0,040
Очень тяжелые	Сильно запыленная атмосфера	0,04	0,06

Для конвейеров со стальной лентой коэффициенты сопротивления движению  $c$  приведены в таблице 42.

Таблица 42 - Значения коэффициента сопротивления движению  $c$  для конвейеров со стальной лентой

Тип опорного устройства		Коэффициент $c$ для конвейеров	
		работающих в закрытом незапыленном помещении	Работающих на открытом воздухе или в пыльном помещении
Роликоопоры плоские	На подшипниках качения	0,02 – 0,04	0,05 – 0,06
	На подшипниках скольжения	0,1	0,2
Роликоопоры пружинные на подшипниках качения		0,03 – 0,05	0,07 – 0,09
Опоры скольжения	Металлический настил	0,3	0,4
	Деревянный настил	0,5	0,6

б) Сосредоточенные сопротивления ленточного конвейера:

1 *Сопротивление на барабане.* Это сопротивление состоит из сопротивлений в опорах барабана и из сопротивления жесткости ленты. При натяжениях ленты на барабане  $T_1$  и  $T_2$  на ось барабана действует сила  $N$ , равная геометрической сумме сил  $T_1$  и  $T_2$  и веса барабана  $G_6$ . Тогда сопротивление от сил трения в опорах барабана:

$$F'_6 = \frac{N \times f \times d_0}{D_6},$$

где  $d_0$  - диаметр цапфы оси барабана;  $D_6$  - наружный диаметр барабана;  $f$  - коэффициент трения в опорах барабана.

Сопrotивление жесткости ленты зависит от многих факторов: величины натяжения, скорости, физико-механических свойств, размеров ленты, барабана, угла обхвата и т. п. Точное определение сопротивления жесткости весьма затруднительно и в практике расчетов пользуются данными, установленными экспериментально, согласно которым сопротивление жесткости конвейерной ленты приближенно можно принимать равным 1 - 2% от величины набегающего усилия.

Общее сопротивление на барабане, учитывающее трение в опорах и жесткость ленты, зависит от угла обхвата, соотношения диаметров цапфы вала и барабана, от рода примененных подшипников и условий их смазки и оценивается коэффициентом  $\epsilon$ . Тогда:

$$F_d = \epsilon \times T_1.$$

При практических расчетах для подшипников качения о достаточной степени точности принимают следующие значения  $\epsilon$ :

Коэффициент $\epsilon$	Угол обхвата, град
0,05 - 0,06	180
0,03 - 0,04	90
0,02 - 0,03	менее 90

2 Сопrotивление в пункте загрузки конвейера. При загрузке ленточных конвейеров сыпучими грузами возникает дополнительное сопротивление движению ленты, обусловленное динамическим воздействием загружаемого материала, а также трением материала о стенки загрузочной воронки и о направляющие борта (см. рисунок 245, а). Если на ленту конвейера производительностью  $Q$  (т/ч), движущегося со скоростью  $v_2$ , падает груз с начальной скоростью  $v_1$  в направлении движения ленты основного конвейера, то на некотором пути  $l$  происходит равномерно ускоренное движение груза до достижения им скорости, равной  $v_2$ . За это время груз приобретает дополнительное количество кинетической энергии, равное:

$$E = \frac{Q(v_2^2 - v_1^2)}{3,6 \times 2}.$$

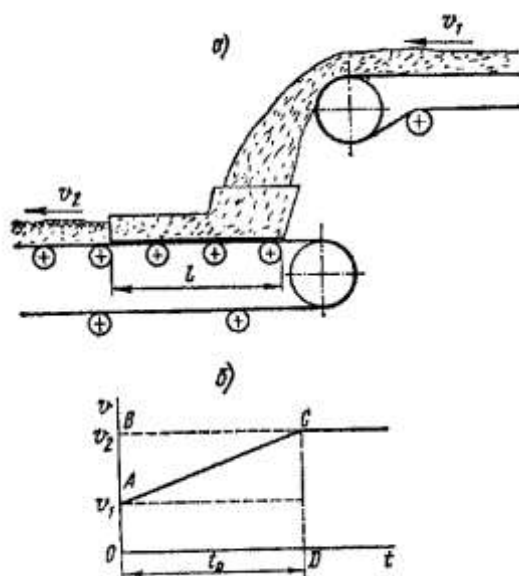


Рисунок 245 – Схема определения полного сопротивления при загрузке конвейера

За время разгона  $t_p$  (см. рисунок 245, б) лента конвейера проходит путь, равный  $\left(v_1 + \frac{v_2 - v_1}{2}\right)t_p$  (площадь OACD). Путь скольжения груза по ленте (площадь ЛВС) равен  $\frac{v_2 - v_1}{2}t_p$ . При постоянной силе трения между грузом и лентой работа скольжения во столько раз меньше



кинетической энергии, сообщаемой массе груза, во сколько раз путь скольжения груза меньше пути груза за время разгона, т. е.:

$$A = \frac{Q(v_2^2 - v_1^2)}{2 \times 3,6} \times \frac{(v_2 - v_1)P}{2 \left( v_1 + \frac{v_2 - v_1}{2} \right) t_p} = E \frac{v_2 - v_1}{v_2 + v_1}.$$

Полная энергия дополнительного сопротивления на загрузочном устройстве при скорости ленты  $v_2$  (м/с) и приведенном усилии сопротивления  $F'$  (даН):

$$F' \times v_2 = E + A = \frac{Q(v_2^2 - v_1^2)v_2}{3,6(v_1 + v_2)}$$

Общее сопротивление  $F_{загр}$  пункте загрузки:

$$F_{загр} = \varphi \frac{Q}{3,6} (v_2 - v_1),$$

где  $\varphi = 1,3 - 1,5$  - коэффициент, учитывающий трение груза о направляющие борта и стенки воронки.

Для уменьшения удара груза о ленту часто применяют загрузочные, наклонно установленные лотки.

3 *Сопротивление в пункте разгрузки с помощью плужкового сбрасывателя.* При сбрасывании груза о ленты плужковым сбрасывателем происходит интенсивное трение груза о ленту и о щит сбрасывателя, что приводит к повышенному износу ленты и возникновению больших сопротивлений в месте разгрузки. На основании экспериментальных исследований сопротивление, создаваемое плужковым сбрасывателем, пропорционально ширине ленты и нагрузке от погонной массы груза на ленте и принимается равным (даН):

$$F_{п.р.} = (3,1 - 3,6)q \times B.$$

Сопротивление очистных устройств:

$$F_{оч} = q_{оч} \times \hat{A},$$

где  $q_{оч}$  - удельное сопротивление очистного устройства, даН/м, отнесенное к единице ширины ленты; для скребков и очистительных плужков  $q_{оч} = 30 - 50$ ; для барабанных вращающихся щеток  $q_{оч} = (2-6)v_{щ}$ , где  $v_{щ}$  - окружная скорость щетки, м/с.

Полное сопротивление в конвейере и натяжение тягового органа в различных точках его контура можно определить методом обхода по контуру. Для этого всю трассу конвейера (см. рисунок 246) разбивают на отдельные участки и производят последовательное определение натяжения тягового органа, переходя от точки к точке. При этом используют правило, что натяжение тягового органа в каждой последующей по его ходу точке контура трассы равно натяжению в предыдущей точке плюс сумма сопротивлений на участке между рассматриваемыми точками. Обход по контуру обычно начинают с ветви, сбегаящей с приводного барабана.

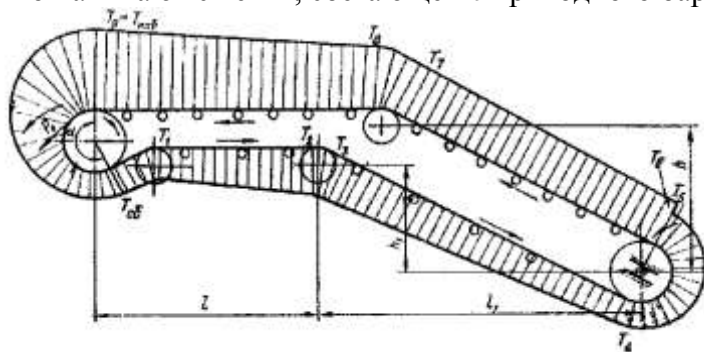


Рисунок 246 – Схема определения полного сопротивления в конвейере

Обозначим натяжение сбегаящей ветви  $T_{сб}$ . Тогда натяжение  $T_1$  по другую сторону отклоняющего барабана будет превышать  $T_{сб}$  на величину сопротивления от сил трения в опорах барабана и на величину сопротивления жесткости тягового органа:

$$T_1 = \dot{O}_{на} + \dot{O}_a,$$

где  $F_{\delta}$  - функция натяжения тягового органа.

Так как  $F_{\delta}$  зависит от величины  $T_1$ , то натяжение  $T_2$  можно выразить также в виде:

$$\dot{O}_1 = (1 + \varepsilon)\dot{O}_{\bar{n}\bar{a}}.$$

Натяжение  $T_2$  будет больше натяжения  $T_1$  на величину сопротивления группы роликов на горизонтальном участке холостой ветви конвейера длиной  $l$ :

$$\dot{O}_2 = \dot{O}_1 + F_{p.x},$$

где  $F_{p.x} = (q_0 + q_p)lc$  - сопротивление роликов на участке ветви конвейера, не зависящее от величины натяжения ленты.

Натяжение  $T_3$  будет больше натяжения  $T_2$  на величину сопротивления отклоняющего барабана:

$$T_3 = T_2 + F'_a.$$

Натяжение  $T_4$  отличается от натяжения  $T_3$  на величину сопротивления роликов на наклонном участке холостой ветви конвейера длиной  $l_1$  и уменьшается на величину составляющей веса ленты при разности высот участка  $h_1$ :

$$T_4 = T_3 + F''_{p.x} - q_0 \times h_1.$$

Натяжение в пункте после натяжного барабана:

$$T_5 = T_4 + F''_a.$$

Натяжное устройство рассчитывают при данной схеме по усилию:

$$N_{i\bar{a}\bar{o}} = k(T_4 + T_5 + R),$$

где  $R$  - сопротивление передвижению ползунов или тележки натяжного устройства;  $k = 1,2 - 1,5$  - запас натяжного усилия.

Натяжение  $T_6$  в пункте загрузки конвейера больше натяжения  $T_5$  на величину сопротивления загрузки  $F_{загр}$ :

$$T_6 = T_5 + F_{\bar{c}\bar{a}\bar{a}\bar{o}\bar{r}}$$

Натяжение  $T_7$ , больше натяжения  $T_6$  на величину сопротивления группы роликов на наклонном участке рабочей ветви конвейера, а также на величину составляющей веса ленты и материала при разности высот  $h$ :

$$\dot{O}_7 = \dot{O}_6 + F_p + (q + q_0)h.$$

Здесь  $F_p = (q + q_0 + q_p)l_1 \times c$  - сопротивление группы роликов на наклонном участке рабочей ветви конвейера. Аналогично:

$$T_8 = T_7 + F'''_a.$$

В зависимости от типа и места расположения разгрузочного устройства конвейера при определении натяжений ленты следует учитывать также сопротивления, создаваемые этими устройствами.

Все виды сопротивлений, имеющих в конвейере, можно подразделить на сопротивления, зависящие от натяжения тягового органа (сопротивления в опорах барабана, сопротивление жесткости, сопротивления на криволинейных участках), и на сопротивления, не зависящие от натяжения тягового органа (сопротивление группы роликов, сопротивление от веса ленты и груза). Поэтому  $T_{наб}$  можно представить в виде двучлена:

$$T_{наб} = T_{сб} \times X + Y,$$

в нем первый член правой части выражает сопротивления, зависящие от натяжения тягового органа, а второй член - сопротивления, не зависящие от натяжения тягового органа.

С другой стороны, выбрав тип привода, можно определить  $T_{наб}$ :

$$T_{наб} = T_{сб} \times e^{fa}.$$

Решаем совместно эти уравнения:

$$T_{сб} = \frac{Y}{e^{fa} - X} \quad \text{и} \quad T_{наб} = \frac{Y \times e^{fa}}{e^{fa} - 1}.$$

Найдя значения  $T_{сб}$  и  $T_{наб}$ , можно определить натяжение тягового органа в любой точке контура трассы конвейера.

Провисание ленты между опорами увеличивает угол наклона ленты при набегании ее на поддерживающий ролик, что приводит к ссыпанию насыпного груза и к увеличению ударов в момент набегания на ролик штучных или крупнокусковых грузов. На отрезке  $OA$  между двумя роликосопами (см. рисунок 247) действуют натяжение  $T_{min}$ , текущее натяжение  $T$  и вертикальная нагрузка от массы ленты  $q_0$  и массы равномерно распределенного груза па ленте  $q$ . Вертикальная нагрузка на рассматриваемый участок  $OA$  ленты равна  $(q + q_0)x$ .

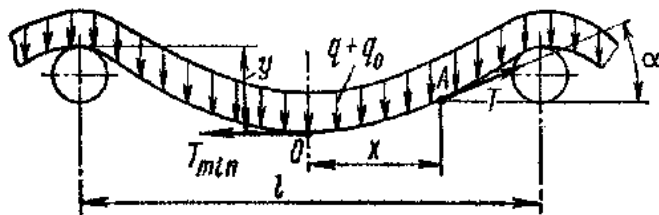


Рисунок 247 – Схема к определению провисания ленты

Проекция усилий на ось  $y$   $T \sin a = (q + q_0)x$  и проекция усилий на ось  $x$  дает  $T_{min} = T \times \cos a$ . После деления первого уравнения на второе имеем  $\operatorname{tga} = \frac{(q + q_0)x}{T_{min}} = \frac{dy}{dx}$ , откуда

$y = \frac{1}{T_{min}} \int (q + q_0)x \times dx = \frac{M}{T_{min}}$ , где  $M$  - момент от распределенной нагрузки. Значение  $x$  изменяется от 0 до  $l/2$  и значения  $y$  от 0 до  $y_{max}$  тогда максимальный прогиб:

$$y_{max} = \frac{(q + q_0)l^2}{8T_{min}}$$

и необходимое минимальное натяжение тягового органа:

$$T_{min} = \frac{(q + q_0)l^2}{8y_{max}}$$

Наименьшая величина натяжения ленты на рабочей части конвейера должна быть такой, чтобы провисание ленты под действием собственного веса и веса груза не было больше:

$$y_{max} = (0,025 - 0,03)t,$$

где  $t$  - шаг установки роликов на рабочей ветви конвейера, м.

Если при расчете оказывается, что фактическое минимальное натяжение на рабочей ветви конвейера меньше определенного по этой зависимости, то производят новый расчет, приняв уменьшенный шаг установки роликов  $t$  или приняв минимальное натяжение рабочей ветви  $T_{min}$ . При этом производят обход, начиная с точки минимального натяжения на рабочей ветви, и находят новые значения  $T_{наб}$  и  $T_{сб}$ , удовлетворяющие приведенной рекомендации по допусжаемому провисанию ленты. После определения  $T_{наб}$  и  $T_{сб}$  находят тяговое (окружное) усилие, равное алгебраической сумме всех сопротивлений в конвейере:

$$P_0 = T_{наб} - T_{сб} + F_{б.пр},$$

где  $F_{с.пр}$  - сопротивление от жесткости ленты и от сил трения в опорах приводного барабана.

Наименьшее допусжаемое натяжение, обеспечивающее нормальное сцепление ленты с приводным барабаном:

$$T_{min} = T_{сб} = \frac{P_0}{e^{f\alpha} - 1}.$$

Необходимая мощность приводной станции на валу барабана (кВт):

$$N_{пр} = \frac{P_0 \times v}{102},$$

мощность двигателя

$$N_{дв} = \frac{P_0 \times v}{102\eta}.$$

Здесь  $v$  - скорость движения тягового органа, м/с;  $\eta$  - к. п. д. механизма.

После этого проводят расчет тягового органа по максимальному натяжению.

### § 43. Цепные конвейеры

В цепных конвейерах, пользующихся весьма широким распространением в промышленности, тяговым органом являются цепи различного типа (см. рисунок 248). Наиболее универсальными цепями являются пластинчатые длиннозвенные втулочные цепи (ГОСТ 588-74), смежные звенья которых состоят: первое - из двух внутренних пластин, соединенных между собой втулками, а второе - из двух наружных пластин, плотно посаженных на валик, проходящий внутри втулки. Такая конструкция цепи обеспечивает малое удельное давление в шарнире и, следовательно, увеличивает долговечность цепи. На втулку обычно надевают катки различной конфигурации для опирания цепи на направляющие. Катки этих цепей служат опорными элементами, воспринимающими нагрузку от перевозимого груза и ходовой части конвейера. Детали цепей, особенно втулки и пластины, с целью повышения их надежности изготавливают из качественных углеродистых, а иногда и из легированных сталей. Наименее прочным и наиболее изнашиваемым элементом цепи является валик, размеры которого и определяют прочность шарнира, а следовательно, и всей цепи в целом. Поэтому в стандарте за основной параметр цепи принят диаметр валика, а в качестве основной прочностной характеристики принята разрушающая нагрузка при четырех категориях прочности: I - для высокой нагрузки; II - для повышенной нагрузки; III - для нормальной нагрузки и IV - для пониженной нагрузки.

Кроме пластинчатых тяговых цепей в конвейерах применяются также разборные тяговые цепи (ГОСТ 589-74) из штампованных звеньев (см. рисунок 248, е), позволяющие осуществлять быструю их сборку и разборку и удобные для замены отдельных элементов. В нормальном состоянии расстояния между наружными звеньями несколько больше толщины концевой части внутреннего звена, вследствие чего возможен их поворот в плоскости осей шарниров на угол до  $\varphi = 7^\circ$ . Это позволяет использовать цепи данного типа для создания трассы конвейера, изогнутой в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.

В конвейерах с погруженными скребками наибольшее применение находит вильчатая тяговая цепь (см. рисунок 248, ж), форма которой способствует лучшему осыпанию материала с цепи в местах разгрузки.

Все большее применение, особенно в скребковых конвейерах, находит в качестве тягового органа сварная цепь (см. рисунок 63, а).

Цепные конвейеры можно применять при высоких температурах, а также для работы с весьма грубыми и крупнокусковыми материалами, когда применение ленточных конвейеров становится невозможным. Цепь дает возможность удобного и надежного крепления грузонесущих и ходовых элементов конвейера, обеспечивает надежную передачу тягового усилия зацеплением цепи звездочкой и имеет малую вытяжку под нагрузкой.

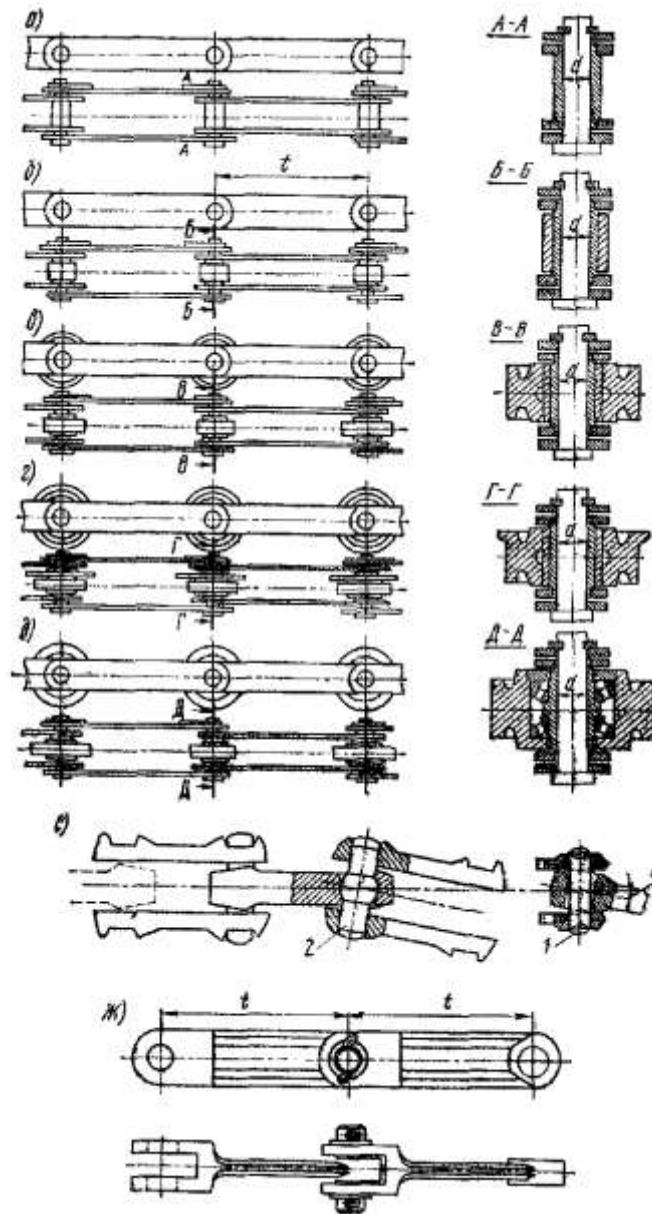


Рисунок 248 – Конвейерные цепи:

а – втулочные типа ПВ; б – втулочно-роликовые типа ПВР; в – втулочные колесные с гладкими катками типа ПВК; г – втулочно-колесные с ребордными колесами типа ПВКГ; д – втулочно-колесные на подшипниках качения типа ПВКП; е – разборная тяговая цепь с цилиндрическим 1 и сферическим 2 валиком; ж – вильчатая цепь

Недостатком цепного тягового органа является наличие большого количества шарниров, требующих регулярного наблюдения и периодической смазки, а также интенсивный износ цепи при высоких скоростях вследствие наличия динамических усилий. Обычно скорость цепного конвейера не превышает 0,6 - 1,0 м/с.

Подбор цепи производят по запасу прочности  $k$  относительно разрушающей нагрузки  $5P$ , приведенной в ГОСТе:

$$S_p \geq S_{раб} \times k,$$

где  $S_{раб}$  - фактическое максимальное рабочее натяжение цепи конвейера.

При наличии двух цепей  $S_{раб}$  определяется с учетом коэффициента неравномерности распределения нагрузки между цепями. Тогда:

$$S_{раб} = (1,6 - 1,8) S_{расч},$$

где  $S_{расч}$  - наибольшее усилие в цепи, определяемое по расчетным уравнениям.

Меньшее значение коэффициента неравномерности принимается при повышенной

точности изготовления цепи и монтажа конвейера.

Запас прочности  $k$  зависит от назначения и степени ответственности машины, вида ее трассы, условий работы. Обычно для конвейеров неответственного назначения без вертикальных или сильно наклонных ветвей  $k = 6 - 7$ ; для конвейеров ответственного назначения (например, для эскалаторов), а также для конвейеров, имеющих сильно наклонные участки,  $k = 8 - 10$ .

Кроме данного метода расчета по усредненному запасу прочности все большее применение находит определение запаса прочности по дифференциальному методу, когда общий запас прочности составляется из произведения нескольких коэффициентов, каждый из которых учитывает влияние отдельных факторов или группы факторов на несущую способность цепи.

Одновременно с транспортированием груза на цепном конвейере могут производиться различные технологические операции. Особенно широко применяют цепные конвейеры в сборочных цехах (сборочные конвейеры), а также в автоматических цехах и автоматических заводах, так как цепной конвейер можно легко приспособить к выполнению данного технологического процесса и автоматизировать его работу по заданной программе. Схемы цепных конвейеров отличаются значительно большим разнообразием, чем схемы ленточных конвейеров. Цепи конвейеров могут представлять собой одну или две параллельные бесконечные ветви. Цепь при своем передвижении поддерживается роликами, причем эти ролики можно устанавливать стационарно (как ролики ленточных конвейеров) или они могут передвигаться вместе с цепью. В последнем случае кодовые ролики передвигаются по специальным направляющим.

Для перемещения груза конвейеры снабжаются пластинами, образующими полотно конвейера, или ковшами, люльками, специальными подхватами, тележками и т. п. Широкое применение в различных областях промышленности (угольной, химической, цементной и т. п.) имеют *ковшовые* цепные конвейеры (см. рисунок 249). Ковши ковшового конвейера шарнирно подвешиваются к двум пластинчато-втулочным тяговым цепям (см. рисунок 248), и центр тяжести ковша располагается всегда ниже оси подвеса, чем обеспечивается устойчивое положение ковша при его движении и автоматическое возвращение в исходное положение после опрокидывания при разгрузке.

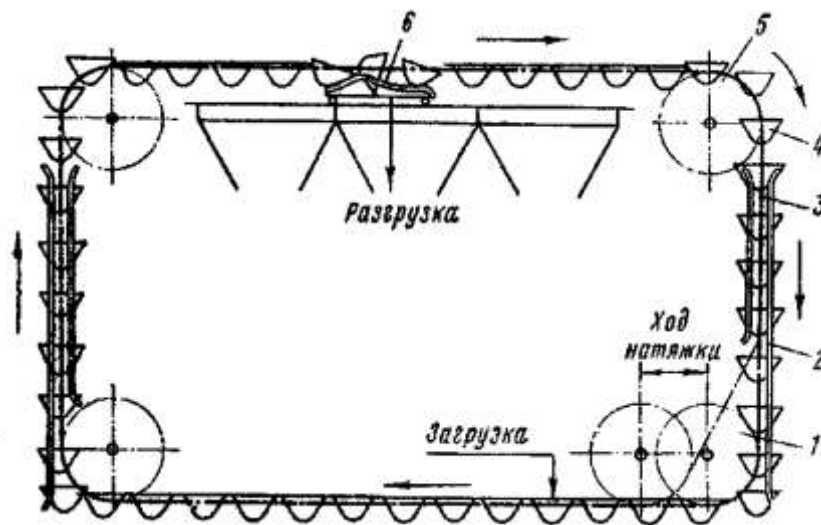


Рисунок 249 – Схема ковшового конвейера:

1 – натяжная звездочка; 2 – направляющие; 3 – тяговая цепь; 4 – ковши; 5 – приводная звездочка; 6 – разгрузочное устройство

Преимуществами ковшовых конвейеров являются возможность транспортирования не только по горизонтали, но и по наклонному участку и даже по вертикали, простота и удобство разгрузки конвейера в любой точке трассы, возможность транспортирования горячих грузов, а также отсутствие дополнительного измельчения груза при транспортировке.

Недостатками ковшовых конвейеров являются: большой вес ходовой части и высокая стоимость конвейера. Кроме того, надо отметить, что при движении с большой скоростью (1 - 1,5 м/с) наблюдается раскачивание ковшей, увеличивающее динамические усилия в конструкции и приводящее к рассыпанию груза. Поэтому ковшовые конвейеры работают обычно со скоростями

движения в пределах 0,15 - 0,4 м/с, причем большие значения принимают для цепей малого шага, когда динамическая нагрузка уменьшается. Производительность ковшовых конвейеров достигает 400 т/ч. Ковши конвейера обычно изготавливают из листовой стали толщиной 2 - 6 мм при помощи электросварки и подвешивают к цепи на сквозных осях или на полуосях, закрепленных на ковшах (см. рисунок 250, в, г). Конструкция на сквозных осях проще, но наличие оси, проходящей через ковш, затрудняет загрузку и разгрузку материала. Поэтому такая подвеска применяется главным образом для мелкокускового материала. Ширина ковшей принимается в пределах 400 – 1000 мм. По способу расположения ковшей различают конвейеры с расставленными (см. рисунок 250, а) и сомкнутыми (см. рисунок 250, б) ковшами. При сомкнутых ковшах зазор между ковшами перекрыт специальными козырьками, прикрепленными к ковшам, и они не мешают опрокидыванию ковша в одном (показанном на рисунке 250, б стрелкой) направлении.

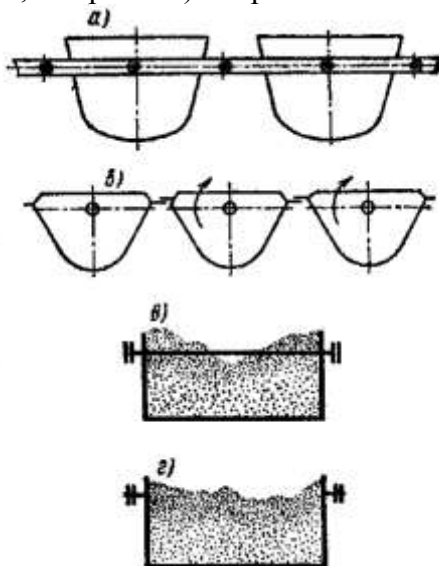


Рисунок 250 – Подвески ковшей цепного конвейера:

а – расставленные; б – сомкнутая подвеска; в – на сквозной оси; г – на двух полуосях

Для загрузки конвейеров с расставленными ковшами необходима подача материала в ковши на ходу порциями в строгом соответствии с их емкостью. Для этого применяются питающие или дозирующие устройства типа:

а - секторных или шиберных затворов, заслонки которых системой рычагов от воздействия элементов ходовой части открываются и затем снова закрываются в зависимости от нахождения под ними ковшей;

б - вращающихся барабанов с отверстиями на цилиндрической поверхности, через которые загружаются ковши. Расстояние между отверстиями равно шагу ковшей. Окружная скорость барабана равна скорости движения ковшей. К достоинствам такого рода загрузки относится возможность загружать с их помощью или подряд все ковши, или же в определенной последовательности (например, каждый второй или третий ковш), что позволяет при наличии нескольких загрузочных устройств транспортировать ковшовым конвейером различные материалы в определенной последовательности.

Загрузка сомкнутых ковшей не требует сложного оборудования и может производиться из любого другого конвейера или питателя. Производительность (т/ч) ковшового конвейера при вместимости ковша  $i$  (л), коэффициенте заполнения ковша  $\varphi$ , шаге подвески ковшей  $t$  (м):

$$Q = 3,6 \frac{i \times \varphi}{t} v \times \gamma.$$

Коэффициент заполнения ковшей  $\varphi$  принимают равным 0,7 - 0,9 для сомкнутых ковшей и 0,75 для расставленных ковшей. Меньшие значения принимают для кусковых рядовых грузов. При выборе ковша его размеры должны быть увязаны с требуемой производительностью и с размерами кусков транспортируемого материала. Просвет ковша, измеренный по направлению его движения, должен быть в 2 - 2,5 раза больше максимального размера куска при содержании таких кусков в количестве 25 - 50% и в 4 - 4,5 раза больше максимального размера куска при содержании таких

кусков в количестве более 50%.

Разгрузка ковшей осуществляется при помощи установки упоров (см. рисунок 251, б) или специальных разгрузочных шин (см. рисунок 251, а) около места разгрузки. Ковши доходят до упоров и опрокидываются, высыпая груз. После опорожнения ковши занимают исходное положение.

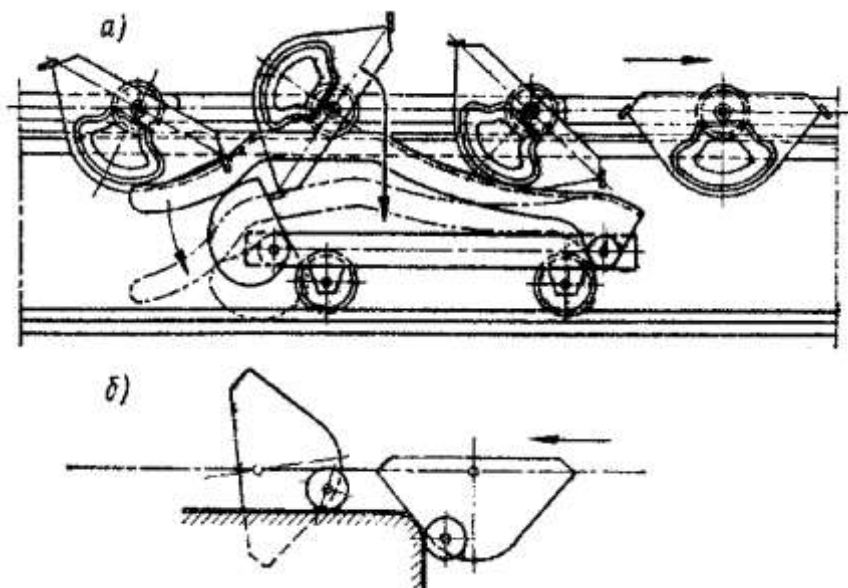


Рисунок 251 – Разгрузка ковшей:

а – установкой тележки с разгрузочными шинами; б – установкой упора

Для подачи груза непрерывным потоком, а также для транспортирования штучных грузов применяют *пластинчатые* цепные конвейеры, изгибающиеся в вертикальной или горизонтальной плоскости, в которых цепи соединяются специальными деревянными или металлическими лотками (см. рисунок 252). Пластинчатый конвейер состоит из приводного устройства 1, натяжного устройства 6 и пластинчатой катковой цепи <3 с лотками 2, движущейся по специальному пути 4, поддерживающему рабочую и холостую ветви конвейера. Разгрузка производится с полотна конвейера при проходе его через приводные звездочки 1, а загрузка может производиться через загрузочную воронку 5 в любом месте рабочей ветви конвейера. В передней части лотки пастилы имеют закругления (относительно оси их поворота), создающие непрерывность полотна конвейера при огибании ими звездочек (см. рисунок 253).



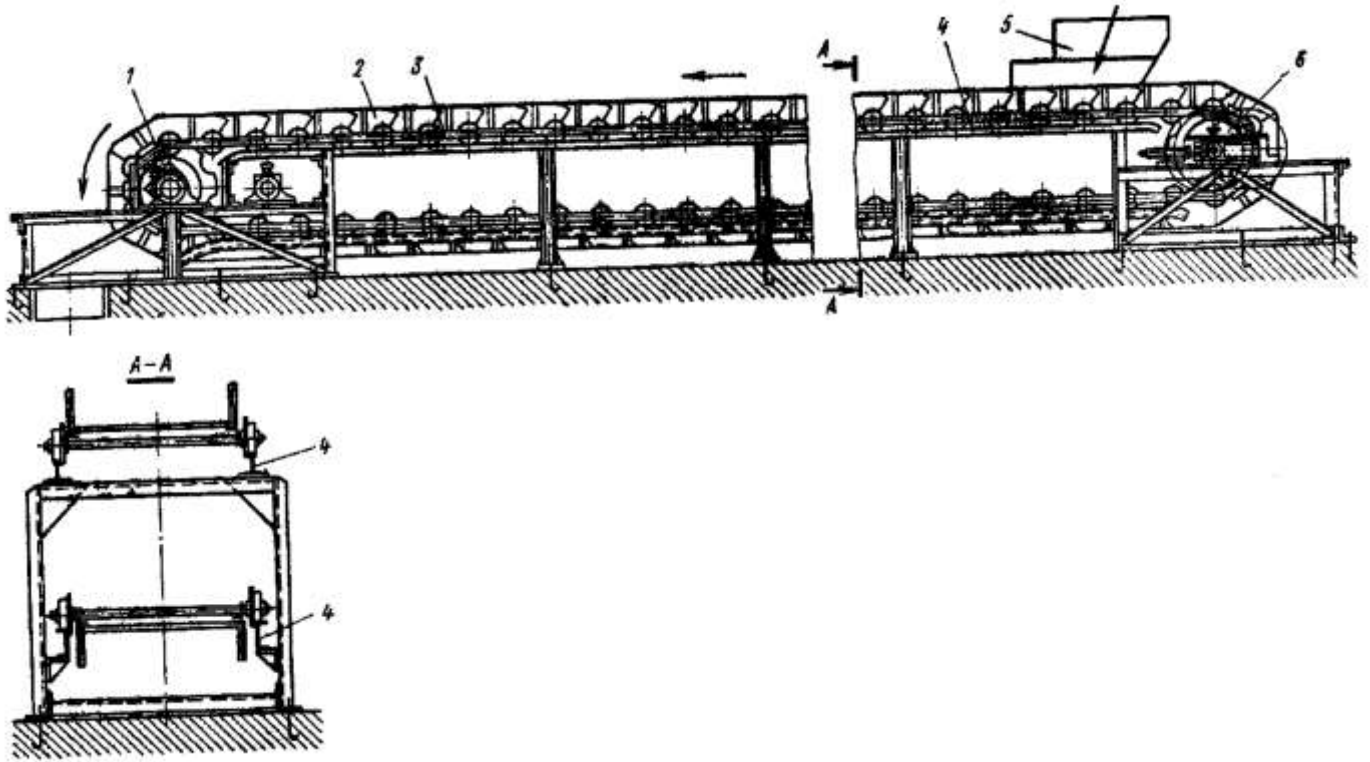


Рисунок 252 – Пластинчатый конвейер

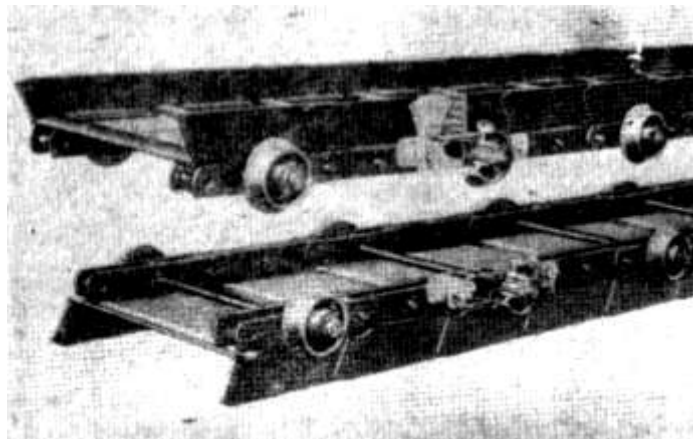


Рисунок 253 – Секции пластинчатого конвейера

Плоский безбортовой настил применяется главным образом для транспортирования штучных грузов. Для увеличения сечения насыпного материала, а следовательно, и увеличения производительности конвейера применяют подвижные, т. е. движущиеся вместе с полотном конвейера (см. рисунок 253), или неподвижные борта. Пластины полотна прикрепляют к звеньям тяговой цепи при помощи болтов, заклепок или сваркой. Считают, что на полотне без бортов груз расположен по треугольнику (см. рисунок 254, а), как и на ленточном конвейере при плоской ленте. Однако жесткость полотна и малые скорости движения дают возможность принять основание треугольника  $b = 0,85 B$ , а угол естественного откоса в движении  $\varphi = 0,4a$ .

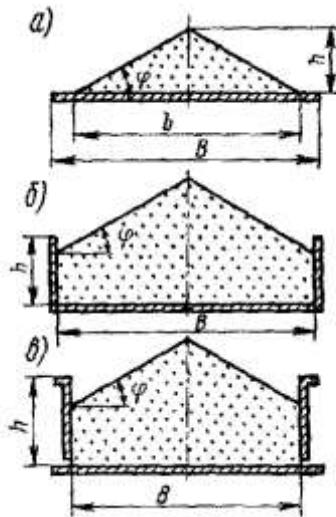


Рисунок 254 – Поперечное сечение насыпного груза на настиле пластинчатого конвейера:  
 а – без бортов; б – с подвижными бортами; в – с неподвижными бортами

При полотне с бортами (см. рисунок 254, б, в) площадь сечения равна сумме площадей треугольника и прямоугольника. Тогда производительность горизонтального пластинчатого конвейера при плоском полотне (т/ч):

$$Q = 3600S \times v \times \gamma = 650B^2 \times v \times \gamma \times \operatorname{tg} \varphi.$$

Для пластинчатых конвейеров с бортами производительность (т/ч):

$$Q = 3600B \times h \times \gamma \times v \times \psi,$$

где  $\psi$  - коэффициент заполнения сечения, принимаемый для массовых насыпных грузов при равномерной их подаче на конвейер равным 0,85 - 0,9; для тех же грузов, поступающих неравномерно,  $\psi = 0,75 - 0,8$ ; для неоднородных по размерам грузов, поступающих на конвейер неравномерно,  $\psi = 0,5 - 0,7$ .

При наклонном конвейере коэффициент снижения производительности  $k$  принимается по следующим рекомендациям:

Угол наклона конвейера к горизонтали, град	Значения $k$ без бортов	при полотне с бортами
До 10	1,0	1,0
10 – 20	0,9	0,95
Свыше 20	0,85	0,9

Скорость движения пластинчатых конвейеров равна 0,05 - 0,6 м/с в зависимости от их назначения и характера груза.

Пластинчатые конвейеры широко применяются в промышленности для транспортирования различных штучных и насыпных грузов. Часто одновременно с транспортированием груз подвергается технологическим операциям - термообработке, мойке, сушке, окраске и т. п. Так как полотно пластинчатого конвейера более прочно, чем конвейерная лента, то на пластинчатых конвейерах перемещают более тяжелые, крупнокусковые и абразивные грузы, а также грузы, имеющие высокую температуру. Недостатками пластинчатых конвейеров являются большой вес ходовой части, высокая стоимость и усложнение обслуживания большого количества шарнирных сочленений. Весьма большим распространением, особенно в угольной промышленности, пользуются скребковые конвейеры, в которых материал перемещается по неподвижному желобу волочением при помощи скребков, соединенных с движущейся цепью. Их применяют для транспортирования различных пылевидных, зернистых и кусковых материалов. Скребковые конвейеры подразделяются на два типа, отличающихся принципом перемещения материала и конструктивным исполнением. К первому типу относятся собственно скребковые конвейеры (или конвейеры с высокими скребками, рисунке 255, а). Ко второму типу - конвейеры сплошного волочения (или конвейеры с погруженными скребками), в которых материал перемещается не отдельными порциями каждым скребком, а сплошной массой, заполняющей часть сечения желоба

(см. рисунок 255, б). Процесс сплошного волочения основан на том, что сопротивление прохождения скребков сквозь сыпучий материал, помещенный в желоб с гладкими стенками, оказывается больше, чем сопротивление трения материала о дно и стенки желоба.

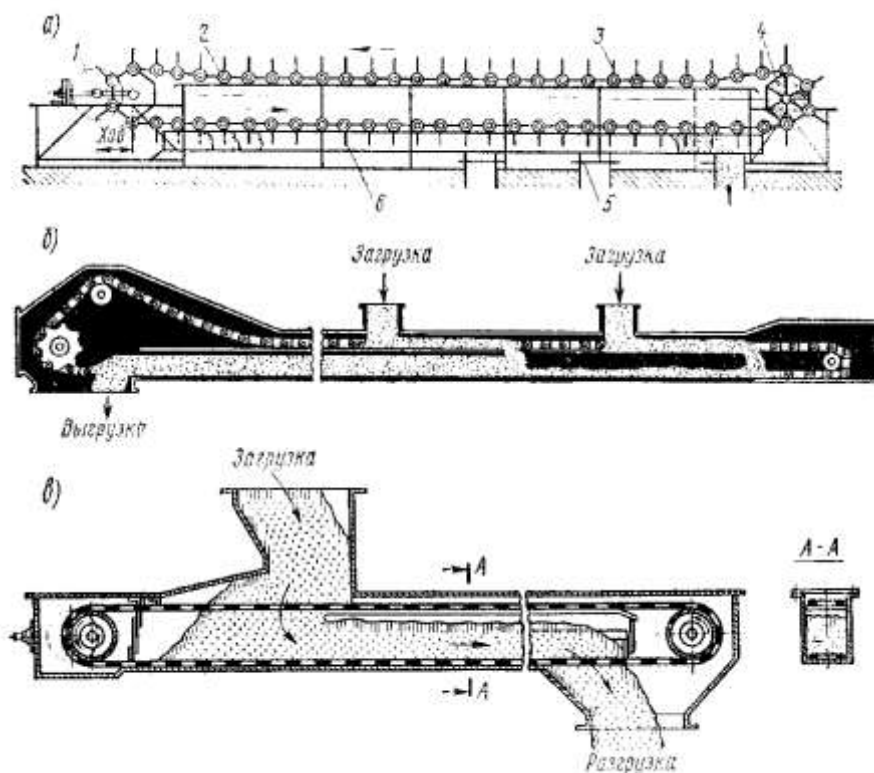


Рисунок 255 – Скребокковые конвейеры:

а – с высокими скребками; б – с погруженными скребками; в – с погруженной лентой; 1 – натяжное устройство; 2 – тяговая шарнирно-катковая цепь; 3 – скребки; 4 – приводное устройство; 5 – задвижка разгрузочного устройства; 6 – желоб рабочей ветви конвейера

Конвейеры с высокими скребками применяются для материалов, не подверженных крошению, или таких, для которых крошение не снижает их качества. Конвейеры с погруженными скребками транспортируют материал с незначительным измельчением, поэтому они могут применяться для транспортирования материала с малой прочностью кусков.

Желобы скребоккового конвейера с высокими скребками изготовляют из дерева или стали или из дерева, обитого листовой сталью. Форма желоба может быть различной (см. рисунок 256). Однако в желобе, изображенном на рисунке 256, а, материал может забиваться в углы, увеличивая сопротивление передвижению. Поэтому формы желоба, изображенные на рисунках 256, б, в, предпочтительнее.

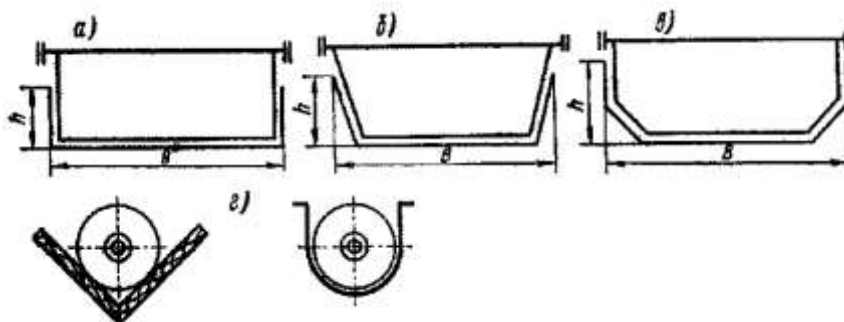


Рисунок 256 – Форма желобов и скребков скребоккового конвейера:

а– прямоугольная; б – трапецидальная; в – со срезанными углами; желоб для круглых дисковых скребков

Скребок конвейера изготовляют из листовой стали толщиной 3 - 8 мм. На нижнюю кромку скребка, трущуюся по желобу, иногда для увеличения срока его службы делают наплавку или

приваривают полоску из износоустойчивого материала (например, из марганцовистой стали.). В ряде случаев применяются пластмассовые скребки. Шаг скребков определяется в зависимости от размеров кусков груза, угла естественного откоса, высоты и формы скребка, шага цепи. Выбранный шаг скребков должен обеспечивать наилучшее заполнение пространства между скребками и обычно принимается кратным шагу цепи. Для крупнокусовых грузов шаг скребков должен быть больше наибольшего размера куска.

При транспортировании груз в желобе перед скребком располагается примерно по форме неравнобокой трапеции (см. рисунок 257, а) в углом  $\varphi$ , близким к углу естественного откоса в движении. Тогда можно определить расчетную площадь  $S$  сечения груза в желобе с учетом усредненного коэффициента заполнения желоба  $\psi$ , представляющего собой отношение объема груза на участке между скребками к геометрическому объему этого участка. На основании экспериментальных исследований принимают  $\psi = 0,5 - 0,6$  для легкосыпучих мелких грузов и  $\psi = 0,7 - 0,8$  для плохо сыпучих кусковых грузов. Тогда площадь сечения груза в желобе:

$$S = B \times h \times \psi,$$

где  $B$  и  $h$  - рабочие ширина и высота желоба конвейера, м.

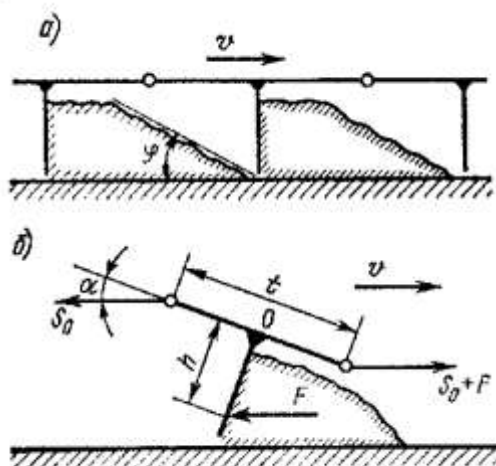


Рисунок 257 – Схема к расчету скребкового конвейера

Производительность горизонтального скребкового конвейера (т/ч):

$$Q = 3600S \times v \times \gamma = 3600B \times h \times \psi \times v \times \gamma.$$

Коэффициент снижения производительности  $k$  для наклонных скребковых конвейеров принимают по рекомендациям, приведенным в таблице 43.

Таблица 43 Коэффициент снижения производительности  $k$

Характеристика груза	Значение коэффициента $k$ при угле наклона конвейера к горизонту, град					
	0	10	20	30	35	40
Легкосыпучий	1	0,85	0,65	0,5	-	-
Плохосыпучий, кусковой	1	1	1	0,75	0,6	0,5

Рабочей ветвью скребкового конвейера может быть как нижняя (см. рисунок 255), так и верхняя в зависимости от того, как скребки присоединены к цепи конвейера. При нижней рабочей ветви наиболее удобной является загрузка конвейера около натяжного устройства. Разгрузку материала с конвейера с нижней рабочей ветви производить можно в любом месте желоба и в конце его.

Для разгрузки в какой-либо точке желоба в дне желоба делают люк (см. поз. 5 на рисунке 255), через который материал проваливается вниз. В конвейере с верхней рабочей ветвью скребки направлены внутрь конвейера. Загрузку этого конвейера производят через верх в любой точке его длины, а разгрузку можно производить через бок желоба или в конце его. Скорости скребкового конвейера принимают в пределах 0,2 - 1,0 м/с. Ширину желоба  $B$  принимают в 3 - 4 раза больше

высоты  $h$ .

Большое применение скребковые конвейеры получили в сельском хозяйстве, в химической и угледобывающей промышленности, на обогатительных фабриках.

Недостатками скребковых конвейеров с высокими скребками, ограничивающими их применение в ряде отраслей промышленности, являются измельчение транспортируемого груза, быстрый износ желоба, что особенно проявляется при транспортировании абразивных материалов, большой расход энергии, а также затрудненность транспортирования сильно влажных и липких грузов.

При транспортировании груза скребковым конвейером по наклонному желобу вверх производительность конвейера значительно снижается, поэтому скребковые конвейеры применяют при угле подъема до  $30 - 40^\circ$ .

Мощность привода скребкового конвейера значительно превышает мощность ковшового или пластинчатого конвейеров при прочих равных условиях (т. е. при той же производительности, длине и высоте перемещения груза). Это объясняется тем обстоятельством, что в скребковых конвейерах кроме потерь, общих для всех видов конвейеров, возникает еще сопротивление трения как самого скребка, так и материала о желоб. Так как тяговые элементы и груз перемещаются с различными коэффициентами сопротивления, то общее сопротивление:

$$F = (q \times c_{sp} + q_0 \times c)l,$$

где  $c_{sp}$  - коэффициент сопротивления перемещению материала по желобу, учитывающий кроме сопротивления трения материала по желобу еще и сопротивление внутреннего трения в материале при перемещении его скребком. Таким образом,  $c_{sp}$  имеет значения, превышающие значение коэффициента трения груза по желобу  $f$  (значения  $c_{sp}$  см. в § 44);  $c$  - коэффициент сопротивления перемещению тяговых элементов по желобу;  $l$  - длина желоба, м.

При недостаточном натяжении цепи скребок перекашивается (см. рисунок 257, б), отклоняясь назад. Условие сохранения устойчивости скребка дает уравнение моментов сил относительно точки  $O$ :

$$S_o \frac{t}{2} \sin \alpha + (S_o + F) \frac{t}{2} \sin \alpha = F \times h \times \cos \alpha,$$

откуда  $S_o = \frac{F \times h}{t \times \tan \alpha} - \frac{F}{2}$  — минимальное допустимое натяжение, обеспечивающее отклонение

скребка на угол  $\alpha$  в пределах  $2 - 3^\circ$ . Для спокойного хода цепи со скребками необходимо, чтобы минимальное усилие было не менее  $50 - 100$  даН.

Мощность привода (кВт) скребкового конвейера с высокими скребками приблизительно определяют по формуле:

$$N = \frac{k \times Q}{367\eta} (c_0 \times L_2 \pm H),$$

где  $k$  - коэффициент запаса, равный  $1,15 - 1,25$ ;  $Q$  - производительность, т/ч;  $L_2$  - горизонтальная проекция длины конвейера, м;  $H$  - высота подъема груза, м;  $c_0$  - коэффициент сопротивления перемещению, принимаемый для катковых цепей от  $0,7$  до  $2,3$  и для скользящих цепей от  $1,0$  до  $4,2$ , причем большие значения коэффициента принимаются при меньших значениях производительности.

Более распространенными являются скребковые конвейеры сплошного волочения. Они имеют при равной производительности значительно меньшие габариты и вес за счет лучшего использования объема желоба. В этих конвейерах желоб состоит из двух частей (см. рисунок 255, б): одна - для рабочей ветви, другая - для холостой. Груз заполняет сплошной массой все сечение (или большую его часть) рабочего желоба. При движении цепи, снабженной специальными фигурными контурными скребками, материал увлекается ими и перемещается вдоль желоба. Для транспортирования материала необходимо, чтобы сопротивление прохождению скребков через сыпучий груз было больше сопротивления трения груза о гладкие стенки и дно желоба. Движение груза в желобе происходит со скоростью, меньшей скорости цепи, причем, чем выше скорость движения тяговой цепи, тем больше разность скоростей, тем выше, относительный расход энергии на тонну перемещаемого груза и тем меньше производительность конвейера. Поэтому эти

конвейеры работают при относительно малых скоростях (0,1 - 0,4 м/с).

Конвейеры с погруженными скребками могут перемещать груз, как по горизонтали, так и по наклонному и даже по вертикальному участку трассы (см. рисунок 258). Они предназначены для транспортирования легкосыпучих, пылевидных, зернистых и мелкокусковых материалов. Длина транспортирования этими конвейерами без перегрузки достигает 100 м, высота подъема до 20 м, производительность достигает 200 - 250 т/ч, а в отдельных случаях доходит до 700 т/ч. Скорости перемещения грузов принимаются (м/с):

Для сильно абразивных грузов	0,1 - 0,16
Для среднеабразивных	0,2 - 0,25
Для неабразивных	0,315 - 0,4
Для зерна	до 0,6

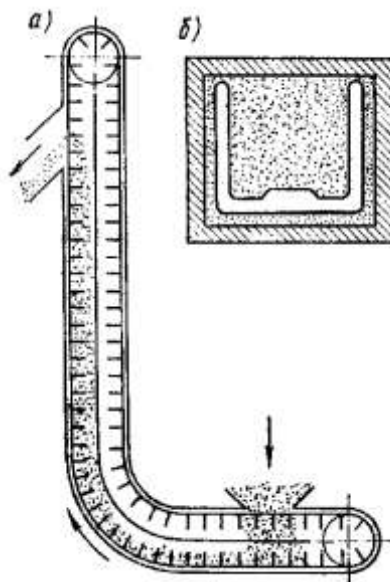


Рисунок 258 – Горизонтально-вертикальный конвейер с погруженными скребками:  
а – схема конвейера; б – сечение по рабочей ветви конвейера

Преимуществом конвейеров с погруженными скребками являются:

- возможность перемещения груза по сложной трассе без перегрузки в местах изменения направления трассы;
- хорошее заполнение сечения желоба, что обеспечивает высокую производительность при малой скорости транспортирования;
- возможность загрузки и разгрузки желоба в любом месте или в нескольких местах через люки в крышках, днищах и в боковых стенках желоба;
- перемещение грузов в плотно закрытых желобах, исключающих загрязнение грузов и выделение пыли во внешнюю атмосферу; почти полное отсутствие измельчения транспортируемого материала.

К недостаткам следует отнести интенсивный износ скребков и желоба, повышенный расход энергии, затруднительность транспортирования абразивных, влажных и липких грузов, а также грузов с твердыми включениями, которые заклиниваются между скребком и желобом.

Объемная производительность конвейера с погруженными скребками (м<sup>3</sup>/ч):

$$V = 3600F \times v \times k,$$

где  $F$  - площадь поперечного сечения материала в желобе конвейера. м<sup>2</sup>;  $v$  - скорость движения тяговой цепи, м/с;  $k$  - коэффициент производительности. Этот коэффициент учитывает потери полезного объема желоба при размещении в нем скребковой цепи, способность груза уплотняться при транспортировке и скоростной фактор, т. е. возможность отставания скорости перемещения груза от скорости движения цепи. Для конвейеров горизонтальных и полых наклонных  $k \approx 0,83 - 0,99$ ; для вертикальных и крутонаклонных  $k$  принимают для мелкокусковых грузов 0,8, для зернистых 0,6 и для пылевидных 0,45.

Для повышения производительности конвейера можно увеличивать скорость цепи  $v$ .

Однако такое увеличение возможно до определенного предела, выше которого, несмотря на значительное увеличение скорости, производительность возрастает незначительно, тогда, как расход энергии быстро увеличивается. К данному типу конвейеров можно также отнести и конвейер с погруженной лентой (см. рисунок 255, в) работающий также по принципу сплошного волочения насыпного груза. Эти конвейеры проще по конструкции и дешевле конвейеров с погруженными скребками. В конвейере в качестве рабочего органа используется резинотканевая, стальная цельнокатаная или проволочная лента, причем ленты могут быть как сплошные, так и с отверстиями (перфорированные). Они применяются для перемещения сухих легкосыпучих, пылевидных и зернистых грузов по горизонтальной или наклонной (до 12°) трассе при относительно небольших производительностях (до 40 т/ч) и длинах конвейера (до 50 м). При исследовании конвейеров с погруженной лентой установлено, что для каждого типа транспортируемого материала при данных размерах и скорости ленты и данном угле наклона конвейера существует предельная высота слоя в желобе, которая уменьшается с увеличением угла наклона и с увеличением скорости движения ленты.

Если искусственно загрузить всю высоту желоба, а затем пустить в ход ленту, то вначале начинают двигаться только нижние слои груза, а верхние оседают до тех пор, пока высота слоя не станет равной предельной, после чего груз начнет двигаться сплошным потоком. Эта предельная высота слоя зависит от рода груза и от размеров шага отверстий в ленте.

Мощность (кВт) на валу тяговых звездочек *пологонаклонных* конвейеров с погруженными скребками определяют по формуле:

$$N = 0,3(1 + b \times L_z) \nu + 0,003Q(H + 1,8f_1 \times L_z),$$

где  $b$  - ширина желоба в свету, м;  $H$  и  $L_z$  - высота подъема груза и горизонтальная проекция длины транспортирования, м;  $\nu$  - скорость, м/с;  $Q$  - производительность, т/ч;  $f_1$  - коэффициент трения насыпного груза о стенки желоба.

Для конвейеров, имеющих крутонаклонные и вертикальные участки:

$$N = 0,07b \times \nu(H + 4,3L_z) + 0,005Q(1,6H + L_z \times f_1).$$

Ширина желоба  $b$  выбирается для рядовых грузов  $b \geq (3,3 - 3,6)a'$ ; для сортированных  $b \geq (6 - 7,4)a'$  где  $a'$  - размер типичных кусков. Для транспортирования штучных и массовых грузов, а также для автоматических и поточных линий, для линий сборки находят применение тележечные конвейеры, изгибающиеся в вертикальной или горизонтальной плоскости. Цепи этих конвейеров соединены с тележками, передвигающимися на катках по рельсам. Так, на рисунке 259 показан тележечный конвейер, изгибающийся в горизонтальной плоскости, в котором плиты, лежащие на тележках, для уменьшения рассыпания груза на поворотах трассы конвейера сделаны шарнирно-сочлененными, что создает непрерывность полотна.

Для предупреждения схода тележек с рельса на закруглениях пути в данной конструкции вместо ходовых катков с ребордами, создающими большие сопротивления передвижению, применены специальные направляющие ролики  $a$ , соединенные с тележками и перемещающиеся между направляющими  $b$ . По характеру перемещения изделий тележечные конвейеры могут иметь непрерывное и пульсирующее движение тележек.

Вертикально-замкнутые конвейеры более компактны, так как у них обратная ветвь проходит под рабочей ветвью, однако в этом случае обычно используется только одна рабочая ветвь. В горизонтально-замкнутых конвейерах используются обе ветви, но для своего размещения этот конвейер требует значительно большей площади.

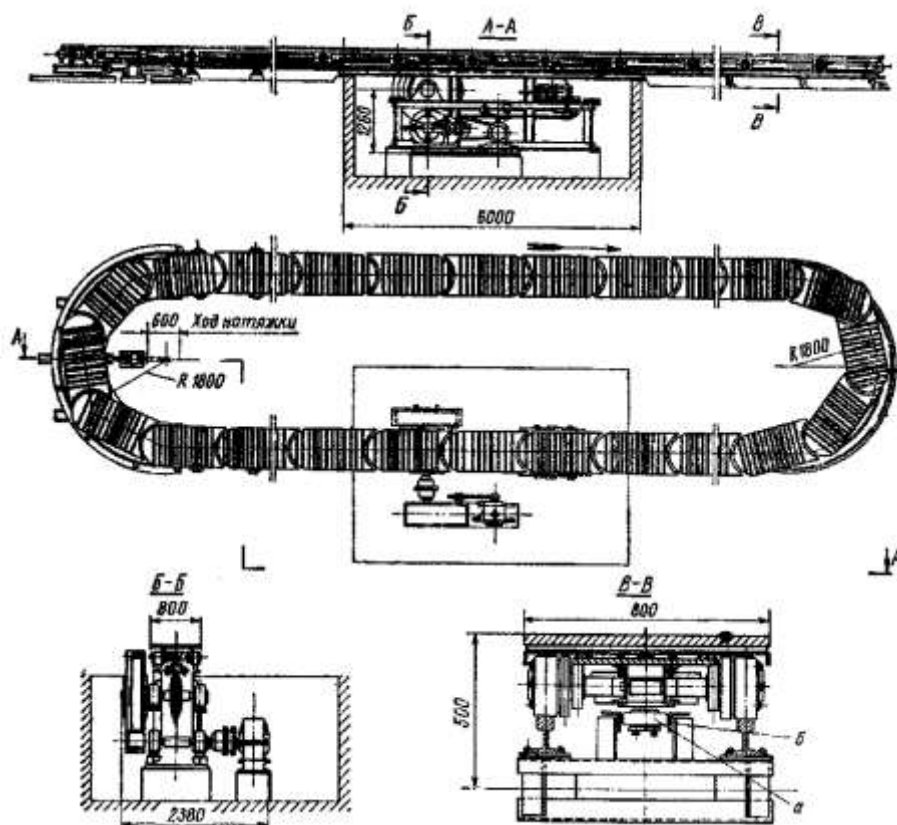


Рисунок 259 – Литейный тележечный конвейер со сплошными экранирующими плитами

Весьма актуальной задачей современного производства является бесперегрузочное транспортирование грузов (в особенности штучных изделий и комплектующих узлов) по сложной пространственной трассе, проходящей на протяжении всего технологического процесса от получения первичной заготовки до окончательно готовой продукции. Эта задача успешно решается с помощью *подвесных цепных* конвейеров различных типов. Широкое применение подвесные конвейеры нашли в поточном производстве для межоперационных передач изделий, причем грузы, перемещаемые подвесными конвейерами, по пути транспортирования могут подвергаться различным технологическим операциям: очистке в пескоструйных камерах, наклепу в дробеструйных камерах, травлению или пропитке в химических ваннах, покрытию лаком, сушке и т. п.

Подвесной конвейер (см. рисунок 260) состоит из замкнутого тягового органа 3 с каретками, служащими для поддержки тягового органа и прикрепления подвесок 2. Катки кареток при помощи тягового органа перемещаются по замкнутому подвесному пути 1. В качестве тягового органа применяют цепи, а также стальные канаты. Для возможности создания пространственной трассы конвейера тяговые цепи должны иметь гибкость в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Все более широкое применение находят разборные горячештампованные цепи по ГОСТ 589-64 (см. рисунок 248, г), что объясняется высоким отношением допускаемого усилия в цепи к ее погонному весу; простотой монтажа, демонтажа и ремонта и изменения длины цепи; легкостью присоединения каретки к цепи. Недостатком их является малая гибкость в плоскости осей шарниров, что выбывает необходимость при вертикальных перегибах трассы выполнять эти перегибы с относительно большим радиусом. Горячештампованная цепь с бочкообразным паликом позволяет значительно увеличить гибкость цепей в плоскости осей шарниров. Угол поворота внутренних звеньев этой цепи в плоскости осей шарниров не менее  $8^\circ$ . Основным недостатком этой цепи - точечный контакт в шарнире на прямолинейных участках трассы конвейера. Перспективной является двухшарнирная цепь конструкции СКБС типа Д200 (см. рисунок 261), имеющая совмещенный шарнир. Она состоит из пластинчатых звеньев с фигурными отверстиями на концах, вставляемых в прорези четырех выступов крестовины. В торцах выступов крестовины имеются совмещенные отверстия, в которые вставляются полуоси с капролактамовыми или металлическими катками. Полуоси имеют лыски, совпадающие с фигурными отверстиями звеньев цепи. Оси зафиксированы от выпадания узкой частью фигурного отверстия пластины при рабочем положении



звеньев и свободно вынимаются из отверстия при повороте звена в пазу выступа крестовины на  $90^\circ$  при совмещении расширенной части фигурного отверстия с лыской полуоси.

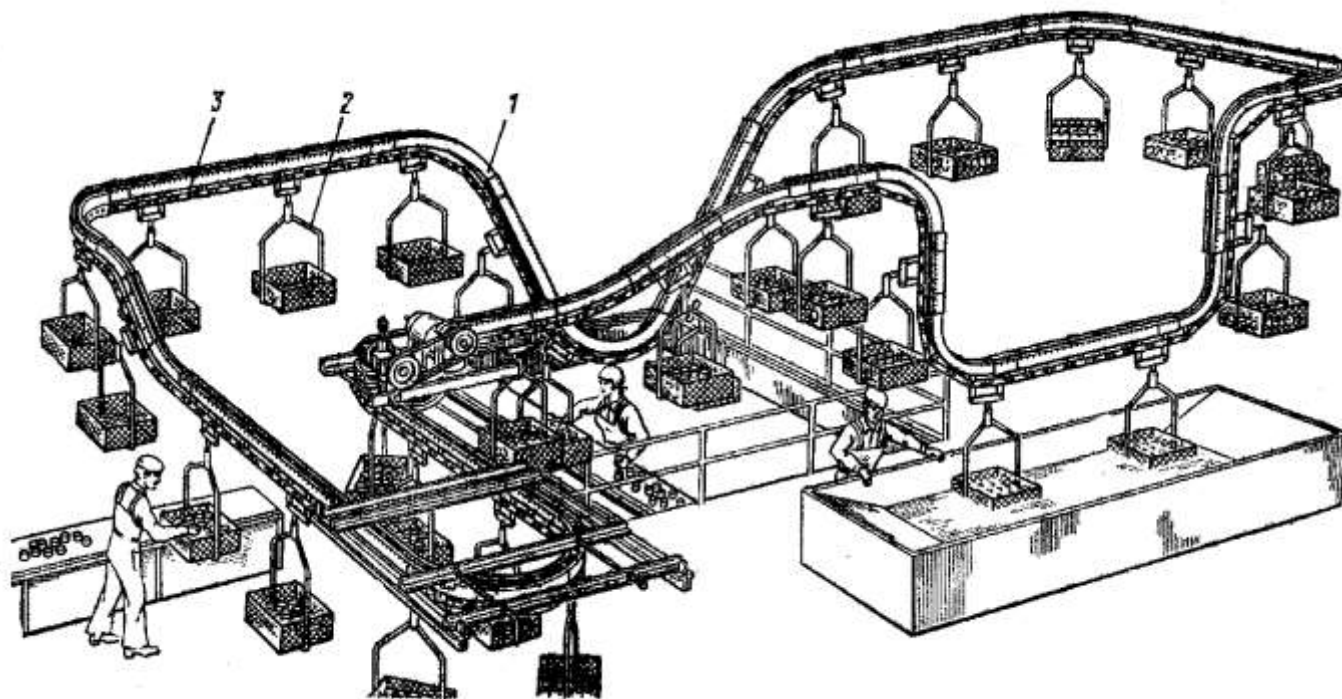


Рисунок 260 – общий вид грузонесущего подвешного конвейера

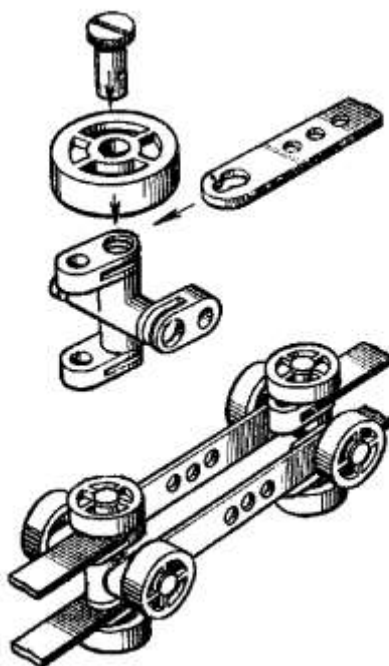


Рисунок 261 – Двухшарнирная разборная цепь СКБС

Все четыре отверстия совмещены (соосны) во взаимно перпендикулярных плоскостях. Соединение полуосей с лысками пластин обеспечивает одновременность качательных движений осей и пластин, которые возникают при перемещении цепи по поворотам ходового пути. Полуоси соприкасаются с отверстием на достаточно большой поверхности, что обеспечивает малую величину давлений на ось крестовины и повышает долговечность и надежность цепи. В каждой из пластин предусмотрено по три отверстия для крепления грузонесущих подвесок или толкателей. При применении этой цепи можно получить малые радиусы поворота трассы в горизонтальной и вертикальной плоскостях и большие углы наклона трассы, вплоть до вертикального подъема или спуска. Применение капролактамовых катков в отличие от катков на подшипниках качения увеличивает сопротивление передвижению конвейера почти в два раза. Однако они обеспечивают

бесшумность движения цепи, снижение износа ходовых путей, отсутствие необходимости смазки. Недостатком капролактамовых катков является кроме увеличения сопротивления передвижению также и ограничение предела допустимой температуры окружающей среды от +60 до -30°C и ограничение максимальной скорости передвижения до 15 м/мин (по результатам испытания ВНИИПТМАШа).

Вследствие определенной гибкости цепи конвейера трасса подвешенного конвейера может охватывать различные этажи и обходить препятствия на пути трассы. Рельс конвейера обычно располагается в верхней части здания, и, следовательно, подвешенный конвейер не занимает производственной площади цеха.

Большая протяженность подвешенного конвейера в сочетании с его пространственной гибкостью позволяет обслуживать одним конвейером законченный производственный цикл при возможности широкой автоматизации управления конвейером и распределения грузов и погрузочно-разгрузочных операций. Все эти преимущества подвешенных конвейеров сделали их наиболее распространенными средствами для внутрицехового и межцехового транспортирования грузов и для межоперационной передачи изделий в поточном производстве различных областей промышленности.

По характеру соединения тягового органа с транспортируемым грузом различают следующие типы подвешенных конвейеров:

- *грузонесущий конвейер* (см. рисунок 262, а) - каретки с подвесками для грузов постоянно соединены с тяговым органом и перемещаются по подвесному пути, вдоль которого движется тяговый орган;
- *толкающий конвейер* (см. рисунок 262, б) - тележки с подвесками для грузов не имеют постоянного соединения с тяговым органом и движутся при помощи кулачков, закрепленных на тяговом органе. Тяговый орган с каретками и кулачками движется по своему подвесному пути, а тележки с грузом - по самостоятельному грузовому пути;
- *грузоведущий конвейер* (см. рисунок 262, в) - каретки 1, постоянно соединенные с тяговым органом 3, имеют специальные захваты 2, которые зацепляются за вертикальные штанги тележек, передвигающихся по полу.

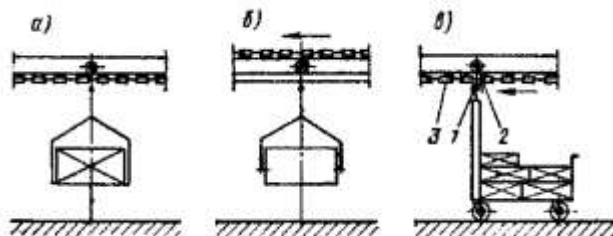


Рисунок 262 – Схемы подвешенных конвейеров:

а – грузонесущий; б – толкающий; в – грузоведущий

Современные подвешенные конвейеры имеют весьма широкий диапазон параметров: масса транспортируемых грузов - от долей килограмма до 2,5 т, длины грузов - от нескольких сантиметров до 12 м, скорость движения от 0,1 до 45 м/мин; длина конвейера 500 - 600 м при однодвигательном приводе и 2 - 3 км при многодвигательном приводе.

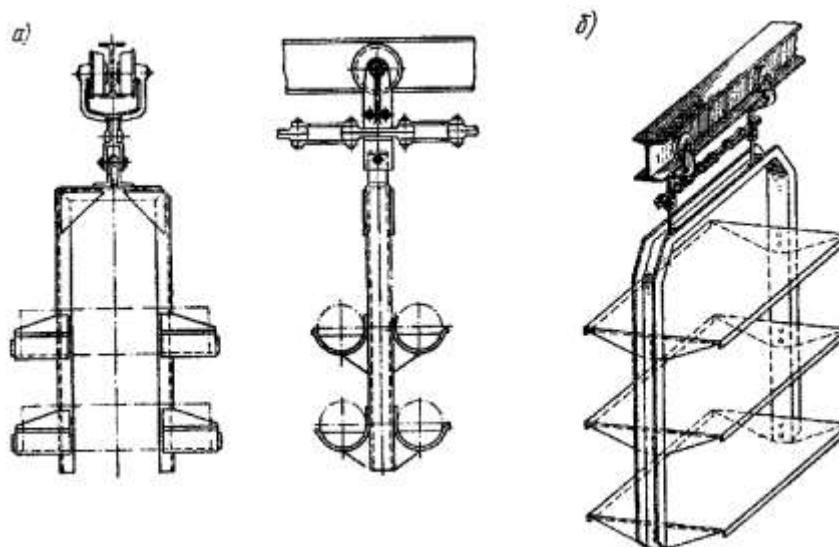


Рисунок 263 – Подхваты для транспортирования изделий подвесным конвейером:  
 а – с цилиндрическими лотками; б – с полками

Перемещение груза подвесным грузонесущим конвейером производится при помощи тягового органа - цепи с прикрепленными к ней каретками, имеющими ролики, движущиеся по замкнутому подвесному пути. Конструкция подвески конвейера определяется характером груза и назначением конвейера (см. рисунок 263). Они крепятся к каретке или траверсе шарнирно, чтобы при прохождении вертикальных и наклонных участков подвески находились в вертикальном положении, не допускающем соскальзывания груза.

Скорость движения подвесного конвейера зависит от его назначения. Для технологических конвейеров скорость транспортирования определяется ритмом технологического процесса; для конвейеров, используемых только для транспортирования грузов, скорость зависит от заданной производительности и способов загрузки и разгрузки. Обычно эта скорость принимается в пределах 0,1 - 30 м/мин.

Если вес перемещаемого изделия превышает нагрузку, допустимую на одну каретку, груз подвешивают на двух каретках при помощи специальной траверсы. Для уменьшения давления на колеса применяют не только двухкатковые, но и четырехкатковые тележки. Расстояние между каретками обусловлено шагом расположения подвесок и необходимой величиной радиуса вертикальных перегибов трассы конвейера.

Для конвейеров с вертикальными перегибами каретки располагаются обычно на расстоянии 4 - 10 шагов цепи. При отсутствии вертикальных перегибов шаг кареток может быть увеличен до 1200 - 1600 мм. В качестве пути подвесного конвейера можно использовать любой прокатный профиль (см. рисунок 264, а). В ряде случаев применяются специальные двутавровые профили, изготовленные из высоколегированных износостойких сталей и имеющие утолщенные полки. В последнее время широко внедряются подвесные пути полузамкнутого профиля (см. рисунок 264, б), внутри которого перемещаются каретки конвейера. При этом повышается безопасность работы и увеличивается срок службы катков и рельсов, так как поверхность катания не загрязняется.

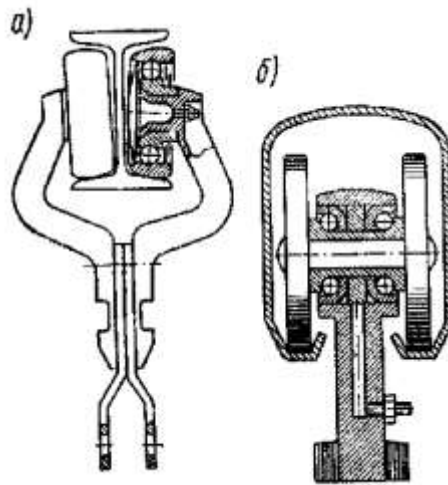


Рисунок 264 – Кюретка подвесного конвейера:

А – на открытом профиле пути; б – в полузамкнутом профиле пути

Для поддержания необходимого натяжения цепи подвесного конвейера используются специальные натяжные устройства, одна из конструкций которых приведена на рисунке 265. Это устройство состоит из неподвижной рамы 4, обычно сваренной из швеллеров, внутри которой помещается подвижная рама 2 с ходовым путем и роликовой батареей или обводным блоком. Подвижная рама перемещается на четырех катках, два из которых (катки 1) имеют цилиндрическую поверхность катания, а два других (катки 3) - двухконусную поверхность катания или снабжены ребордами. Катки 3 предназначены для восприятия возникающих в процессе работы осевых усилий и перемещаются по направляющим, смонтированным на неподвижной раме 4. Натяжение в цепи создается натяжным механизмом с пружинным или винтовым устройством с контргрузом 5, закрепленным над конвейером на рычагах. Натяжные устройства с роликовой батареей являются более распространенными, а при больших радиусах поворота ходового пути - единственно возможными.

Загрузку и разгрузку подвесных конвейеров можно производить на ходу конвейера в любых точках их трассы либо вручную, либо при помощи специальных приспособлений, обеспечивающих автоматизацию этого процесса.

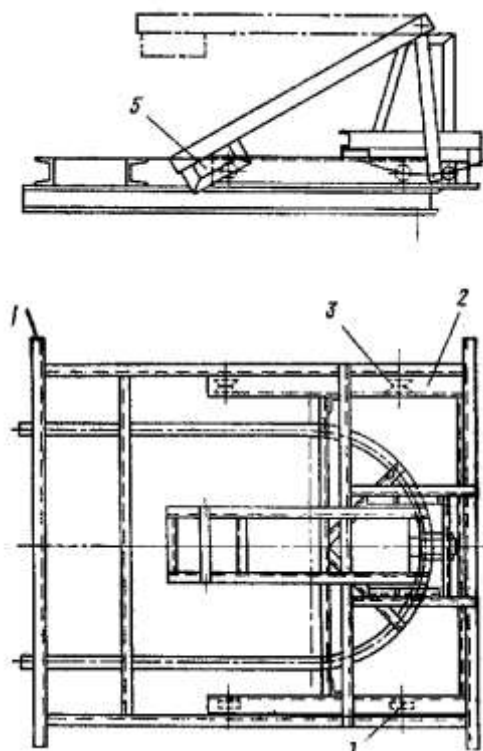


Рисунок 265 – Натяжное устройство подвесного конвейера

Ручную загрузку применяют при транспортировании легких грузов, а также грузов, неоднородных по своей форме. Если же конвейер предназначен для перемещения груза определенного вида и формы, то можно применять полуавтоматическую или автоматическую загрузку и разгрузку.

Автоматическую загрузку и разгрузку производят конвейером и вспомогательными механизмами без применения труда человека. Полуавтоматическая загрузка и разгрузка требуют наблюдения рабочего за процессом и приложения - небольшого усилия. Обычно загрузку и разгрузку конвейера производят на ходу конвейера при скорости не более 10 - 15 м/мин. При автоматической загрузке изделия захватывают специальными подхватами (см. рисунок 266, а) с гребенчатого плоского или роликового стола. При этом лапы захватов, входят между гребенками стола и, поднимаясь, захватывают груз.

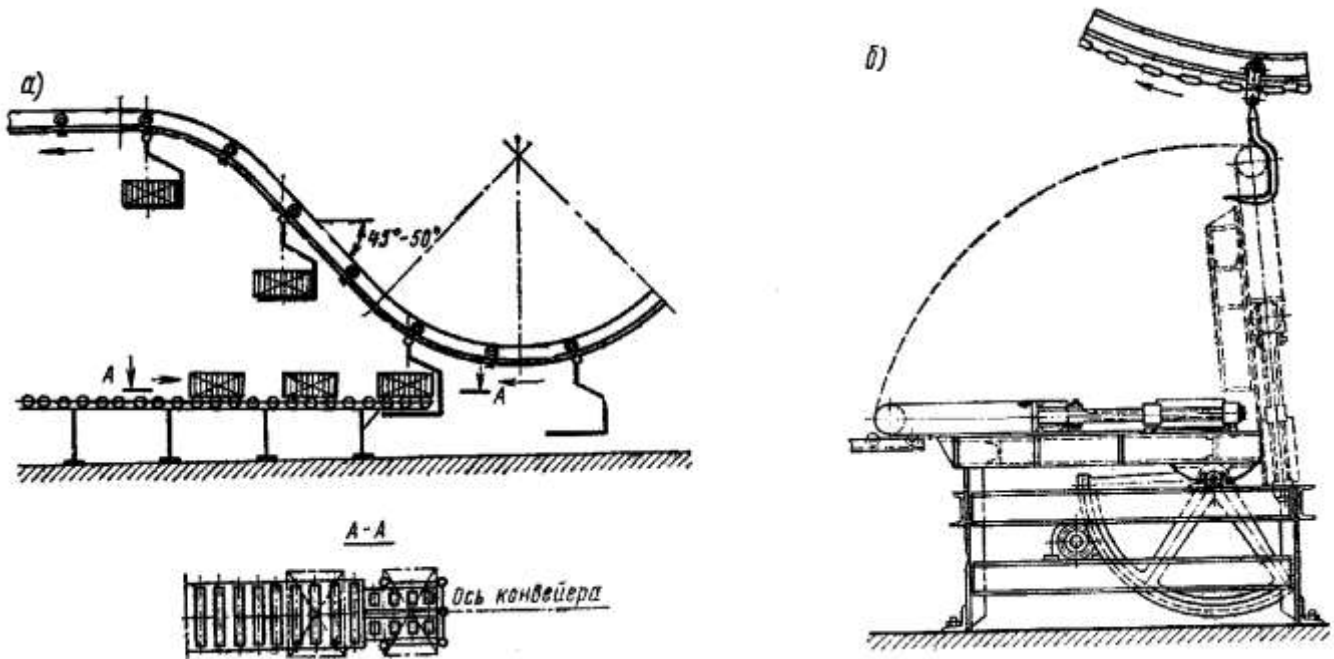


Рисунок 266 – Загрузка подхватов подвесного конвейера:

а – с гребенчатого стола; б – подъемно-поворотным столом

Этот способ нашел широкое применение для погрузки на конвейер ящиков, бочек, тюков и других грузов. Если грузы имеют центральное отверстие (автопокрышки и камеры, бунты проволоки и ленты и т. п.), то они могут захватываться не со стола, а с наклонного ленточного или цепного конвейера. Иногда автоматическая загрузка производится с помощью подъемно-поворотного стола. В этом случае (см. рисунок 266, б) грузы рольгангом или конвейером подаются к захвату подъемно-поворотного стола, поочередно поднимаются им в вертикальное положение, удобное для захвата их подвесным конвейером.

Автоматическая загрузка ковша подвесного конвейера сыпучим грузом показана на рисунке 267. Здесь непрерывно работающий конвейер 1 подает материал в лоток-бункер 2. При подходе ковша 4 к месту загрузки срабатывает конечный выключатель 5, что вызывает опускание затвора «3 пневматическим цилиндром 6 и пересыпание груза с лотка 2 в ковш 4. При переходе ковшом места загрузки затвор 3 снова перекрывает лоток до подхода следующего ковша.

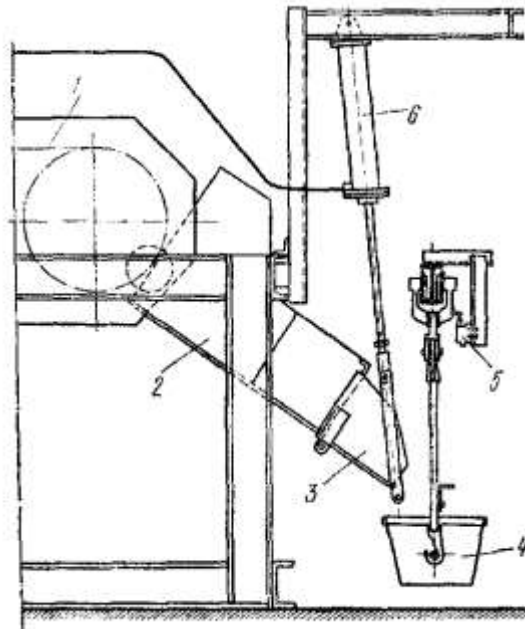


Рисунок 267 – Автоматическая загрузка ковшей подвешного конвейера

Автоматическую разгрузку подвешного конвейера можно производить с подвески конвейера на наклонную плоскость или рольганг при помощи отклонения подвески. В этом случае подвески снабжают роликами, а место разгрузки – криволинейными направляющими. Ролики подвесок скользят по направляющим и отклоняют подвеску. При этом грузы соскальзывают с подвески. Пройдя направляющие, подвески восстанавливают свое рабочее положение.

Среди большого количества разнообразных способов автоматической разгрузки можно отметить разгрузку при помощи дополнительного разгрузочного конвейера. При этом способе разгрузки под подвешным конвейером в месте разгрузки устанавливают ленточный или пластинчатый цепной конвейер, имеющий скорость движения тягового органа на 30 – 40% выше скорости подвешного конвейера. Трасса подвешного конвейера опускается над разгрузочным конвейером вниз, грузы ложатся на ленту разгрузочного конвейера (см. рисунок 268) и снимаются с подвесок.

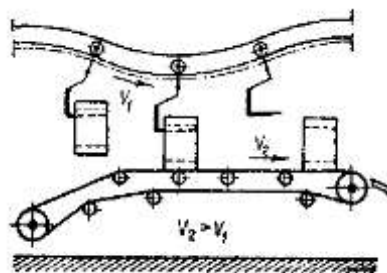


Рисунок 268 – Разгрузка подвешного конвейера на ленточный конвейер

Во избежание поломок механизмов конвейера и его ходовой части из-за случайных перегрузок или задевания подвеской за неподвижную конструкцию приводная звездочка снабжается предохранительным устройством (муфтой максимального момента или срезающимися штифтами), срабатывающим при превышении расчетного тягового усилия на 25%. Одновременно происходит выключение конвейера. Для предупреждения от скатывания вниз кареток, находящихся на наклонных или вертикальных участках высотой более 1 м, при обрыве или разъединении звеньев цепи подвесные конвейеры снабжаются специальными ловителями, захватывающими и останавливающими тяговый орган.

В толкающих конвейерах, наиболее легко поддающихся автоматизации (см. рисунок 269), толкающие каретки 1 смонтированные на роликах 2, передвигаются по подвесному пути 3, увлекаемые тяговой цепью 4. Грузовые тележки 5, не связанные с тяговой цепью 4, перемещаются по

второму подвесному пути 6, расположенному ниже первого. На тяговой цепи закреплены качающиеся упорные рычаги 7, упирающиеся в грузовую тележку и увлекающие ее в совместное движение.

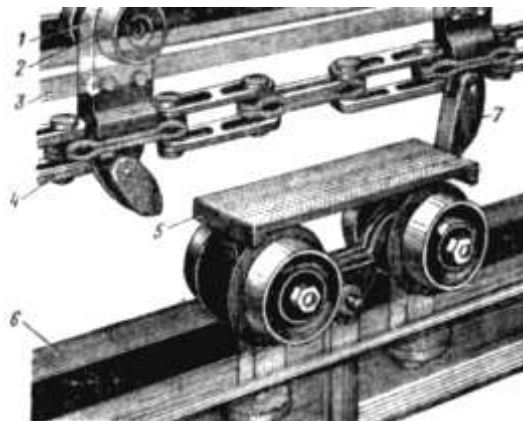


Рисунок 269 – Ходовая часть толкающего конвейера

Так как грузовые тележки не связаны непосредственно с тяговой цепью, то, применяя на пути, по которому перемещаются грузовые тележки, переводные стрелки, можно вручную или автоматически отводить грузовые тележки с основного пути на линию обработки и затем снова возвращать на основную трассу для дальнейшего следования. Это позволяет объединить в одну, полностью автоматизированную систему отдельные, даже различные по ритму транспортные и технологические линии.

Находясь на линии обработки, тележка служит перемещающимся стеллажом на поточной линии. На первой операции потока заготовку берут с подвески тележки и после обработки кладут ее снова на подвеску и подталкивают дальше. В районе последней операции поточной линии кончается горизонтальная часть неприводного участка конвейера и начинается уклон пути ( $4 - 6^\circ$ ), по которому тележка устремляется к входной стрелке, направляющей ее на основную трассу, и затем тележка транспортируется либо на следующий технологический поток для дальнейшей обработки детали, либо на склад.

Толкающий конвейер позволяет без перегрузок осуществлять следующие операции:

- 1) переводить тележки с грузом с одного конвейера или приводного участка на другой при помощи автоматических или дистанционно управляемых стрелок или выводить тележку к рабочему месту;
- 2) автоматически распределять грузы по складским путям, производя одновременно их сортировку по маркам и размерам, при этом грузы могут храниться на подвесных путях, разгружаться автоматически в бункера или специальные стеллажи;
- 3) выдавать грузы с подвесных складов в заданном ритме и последовательности с подачей их непосредственно к рабочему месту;
- 4) организовывать сборку непосредственно на подвесках конвейера, причем сборка в зависимости от трудоемкости отдельных технологических операций может быть организована как с параллельным потоком, так и с последовательным;
- 5) производить вертикальное перемещение тележек с грузом для подачи его непосредственно к рабочему месту или передачи на конвейерные линии других этажей, что позволяет, например, устанавливать транспортируемую на конвейере деталь непосредственно в центрах токарного станка без каких-либо дополнительных перегрузочных средств;
- 6) менять на конвейере расстояние между грузами, что необходимо по технологическим соображениям (например, в камере для окраски расстояние должно быть увеличено, а в сушилках в целях экономии площади - уменьшено);
- 7) передавать изделие на повторную обработку через возвратную петлю, если при проходе через контрольный пункт оно признано дефектным;
- 8) создать вблизи от рабочего места «буферные» подвесные склады, которые, располагаясь под потолком, не занимают производственной площади и в то же время позволяют выравнивать пульсацию, неизбежную в сложных технологических потоках.

Одним из важных свойств подвесных толкающих конвейеров является возможность

организовать автоматический учет транспортируемых изделий по каждому наименованию независимо от их количества. Учет может быть произведен как в штуках, так и по весу. В последние годы широкое применение получили усовершенствованные системы подвесных толкающих конвейеров с автоматическим управлением и адресованием груза, позволяющие исключить трудоемкие работы, выполняемые вручную.

К недостаткам толкающих конвейеров следует отнести; большую габаритную высоту, чем у обычного грузонесущего подвесного конвейера, для одного и того же груза и типоразмера конвейера. Это увеличение высоты в ряде случаев достигает 600 - 700 мм и объясняется наличием двух путей - тягового и грузового, расположенных друг над другом, и штанги для автоматического адресования; более высокой собственной массой конструкции на единицу длины транспортирования, чем у обычного подвесного конвейера, что также объясняется наличием двух путей и двух тележек - тяговой на цепи и грузовой для подвески груза. Увеличение массы возможно в 2 - 2,5 раза.

Вследствие того что толкающий подвесной конвейер значительно сложнее, тяжелее и дороже подвесного грузонесущего конвейера, его целесообразно применять при сложных технологических процессах, требующих в разных пунктах различных по времени транспортных и технологических операций и автоматической передачи грузов без перегрузки с одной технологической линии на другую, а также для создания многономенклатурных складов и заделов, обеспечивающих комплектное питание сборочных линий. При более простых технологических процессах применение грузонесущего подвесного конвейера является более экономически обоснованным. Скорости толкающих конвейеров принимают обычно не более 10 - 12 м/мин. Привод толкающего подвесного конвейера показан на рисунке 270.

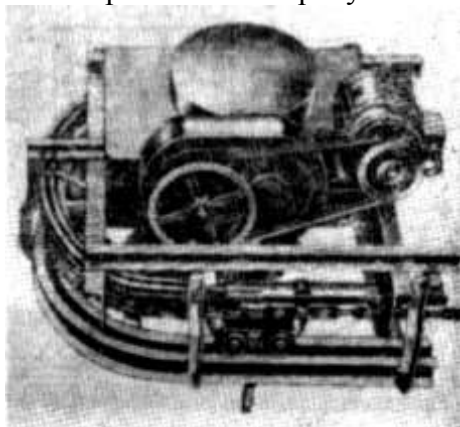


Рисунок 270 – Привод толкающего конвейера

ВНИИПТМАШ разработал следующий ряд подвесных толкающих конвейеров для грузоподъемностей тележек: 12,5; 32; 50; 80; 125; 200; 320; 500; 800 и 1250 кг. Тяговый расчет подвесных грузонесущих и грузотолкающих конвейеров производится общепринятым методом - путем последовательного суммирования сопротивлений на участках трассы конвейера. Первоначальное натяжение цепи у грузонесущего конвейера принимается равным  $S_{min} = 50 - 100$  даН, а у толкающего  $S_{min} = 100 - 200$  даН.

Разновидностью толкающего конвейера является грузоведущий (тянущий) конвейер, используемый для перемещения грузов, скользящих по специальному настилу или полотну рольганга, без применения кареток с подвесками (см. рисунок 262, в). Тяговым органом такого конвейера служат одна или две цепи, снабженные тяговым элементом - крюком, кулачком, тягой. Тяговая цепь располагается или на уровне пола цеха, или под полом, или на подвесном пути.

Грузоведущие конвейеры широко применяются для перемещения крупногабаритных и тяжелых грузов при поточном методе производства на сборочных работах и на технологических линиях. При использовании грузоведущего конвейера для сборки автомобилей или тракторов изделие перемещается на собственном колесном ходу. Скорость движения изделия определяется ритмом технологического процесса и обычно составляет 0,1 - 6 м/мин. При необходимости может быть создано пульсирующее движение со скоростью до 12 м/мин.

В грузоведущем конвейере подвеска для груза заменена тележкой, перемещающейся по



полу. Эти тележки, расставленные на определенном расстоянии по всей трассе, можно легко вводить или выводить из трассы конвейера. Скорость грузоведущих конвейеров достигает 35 - 40 м/мин. Обычно трассы этих конвейеров горизонтальные или с небольшим (до 10 - 15%) уклоном, с поворотом в горизонтальной плоскости. Вследствие больших размеров тележек радиусы их поворота имеют также большие (до 5 м) размеры. Этот тип конвейера получил широкое применение на всех объектах, где необходима сортировка и распределение прибывающих штучных грузов (склады, багажные отделения, сортировочные отделения на железнодорожных станциях и т. п.). Эти конвейеры могут транспортировать значительно более тяжелые грузы, чем подвесные грузонесущие и толкающие конвейеры.

Для транспортирования металлической стружки в механообрабатывающих цехах машиностроительных заводов применяют *штанговые* конвейеры. Они подразделяются на *ершовые*, применяемые для удаления витой и сливной стружки, и *скребковые* - для транспортирования чугунной и мелкой стальной или из цветного металла стружки. Штанговый ершовый конвейер (см. рисунок 271) представляет собой металлический желоб 2 с приваренными внутри его неподвижными упорами 1 - ершами. Внутри желоба расположена штанга 3, также снабженная ершами 4 и опирающаяся балкой 6 на дно желоба. Штанга может двигаться по дну желоба в направляющих 7. При помощи гидравлического толкателя 5 штанга совершает возвратно-поступательные движения. При рабочем ходе штанга своими ершами проталкивает вперед стружку, находящуюся в желобе. При обратном движении штанга проскальзывает по стружке, которая удерживается от обратного движения неподвижными ершами 1. Штанговые конвейеры имеют длину до 75 м, ход штанги 1,5 - 1,75 м, скорость движения ее 5 - 10 м/мин. Эти конвейеры отличаются простотой конструкции, изготовления, ремонта и эксплуатации. Штанговые ершовые конвейеры располагаются непосредственно под полом цеха. Каналы перекрываются сверху планками и плитами. Места загрузки перекрываются откидными люками с решеткой. Недостаток этой конструкции - концентрация на дне желоба мелкой стружки.

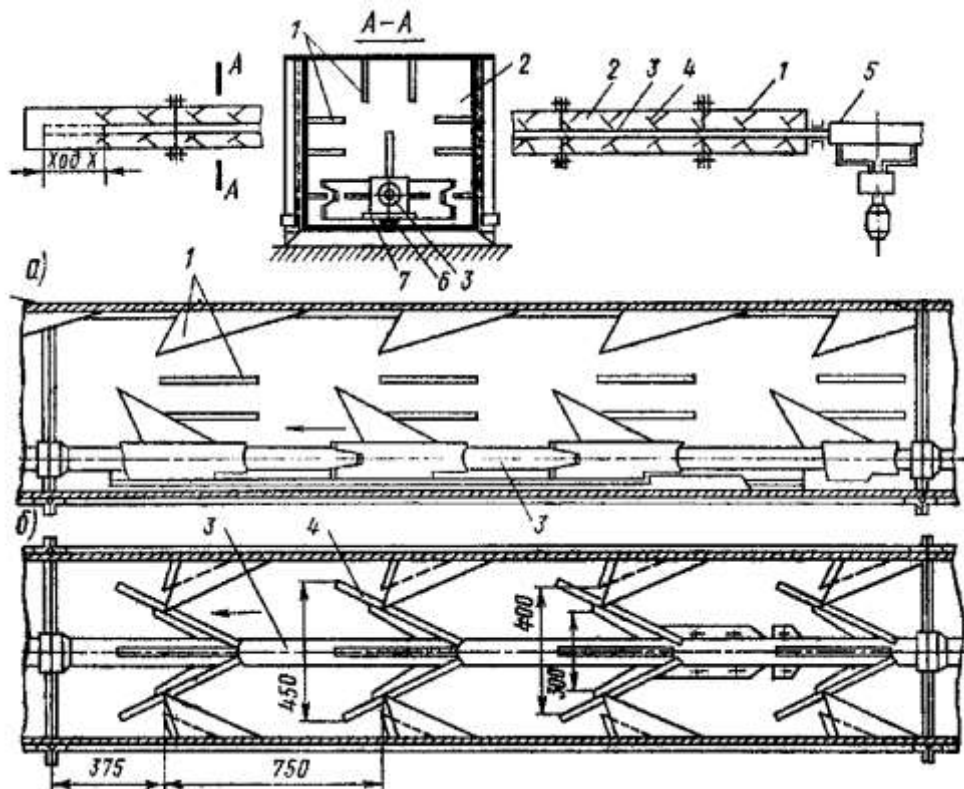


Рисунок 271 – Ершовый штанговый конвейер:  
а – схема; б – секция конвейера

Штанговые скребковые конвейеры состоят из штанги с шарнирно закрепленными на ней скребками, совершающими поступательно-возвратное движение внутри желоба. При рабочем ходе штанги скребки упираются в стружку и перемещают ее вперед. При обратном ходе скребки поворачиваются на шарнирах и скользят по стружке, не перемещая ее.

В различных областях народного хозяйства находят широкое применение шагающие конвейеры, осуществляющие перемещение штучных изделий к соответствующему технологическому оборудованию. *Шагающий конвейер* (см. рисунок 272) состоит из неподвижной рамы 1, опирающейся на фундамент, и рамы подвижной 3, центрируемой роликами 2, и опирающейся на ролики 5 и снабженной приводами подъема 4 и передвижения 6. Грузы устанавливаются на неподвижной раме с определенным шагом (положение I). При подъеме подвижной рамы грузы приподнимаются над неподвижной рамой на 10 - 20 мм (положение II). Затем включается привод передвижения и подвижная рама вместе с грузами перемещается на один шаг вперед, устанавливая грузы на следующую рабочую позицию (положение III). Затем следует цикл опускания подвижной рамы, при котором грузы опускаются и устанавливаются на неподвижную раму (положение IV), а подвижная рама опускается еще ниже и перемещается на исходное положение на один шаг назад. Величина горизонтального хода рамы колеблется от 2 до 3 м, вертикальный ход равен 30 - 50 мм.

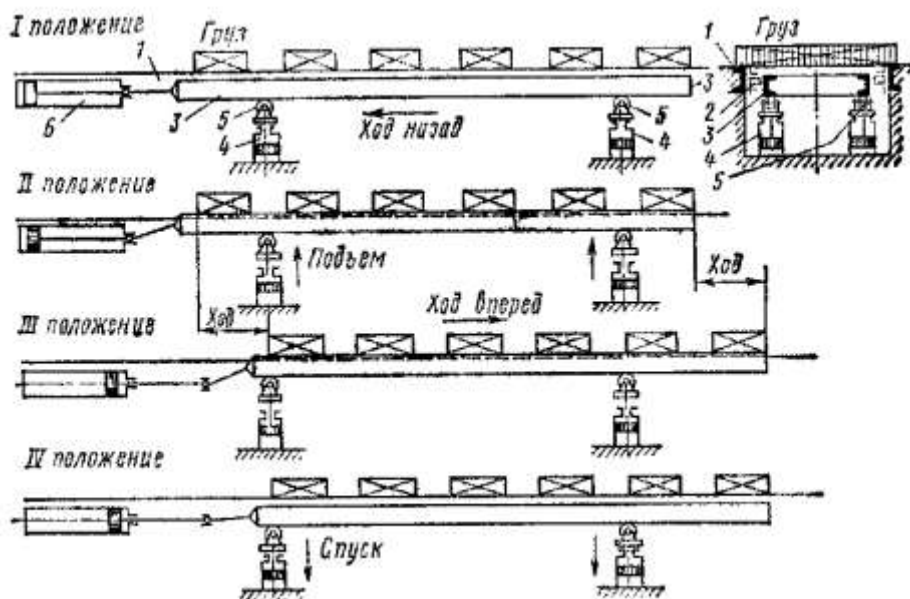


Рисунок 272 – Шагающий конвейер (схемы работы конвейера)

Детали, требующие обработки, либо закрепляются во вспомогательных приспособлениях, перемещающихся по направляющим и закрепляемым на отдельных позициях, либо вспомогательные приспособления имеются на каждой позиции и деталь, перемещаемая отдельно от них, закрепляется последовательно на вспомогательных приспособлениях. Перед первой установкой должна быть обработана базовая поверхность детали, на которую она и устанавливается. Функции обслуживающего персонала на автоматических линиях сводятся к подаче детали на первую позицию конвейера. Шагающие сборочные конвейеры являются удобным транспортным средством, так как в период между передвижками подвижной рамы производятся технологические операции, что упрощает транспортно-технологические линии. Вследствие пульсирующего характера работы конвейера можно создать интервалы любой продолжительности в соответствии с требуемой длительностью технологической операции. Управление работой конвейера может быть автоматизировано.

Средняя скорость перемещения деталей на таком конвейере принимается достаточно высокой (до 10 м/мин), но к зажимным приспособлениям деталь должна подойти с малой скоростью, чтобы она могла точно встать на фиксирующие штифты. Создание переменной скорости движения с плавным замедлением в конце хода достигается путем применения кулисного механизма или специального пневмо- или гидропривода.

#### § 44. Сопротивления цепного конвейера

При транспортировании материала цепным конвейером двигатель привода преодолевает следующие сопротивления:

1 *Сопротивление поддерживающих роликов на прямолинейном участке.* Усилие сопротивления поддерживающих и ходовых роликов цепного конвейера, так же как и ленточного конвейера, можно выразить через коэффициент сопротивления  $c$ , отнесенный к весу всех движущихся частей конвейера (вместе с грузом):

$$F = c \sum K,$$

где  $\sum K$  - общая нагрузка на ролики, даН.

Нагрузка на ролики складывается из погонной весовой нагрузки (даН/м) от веса роликов, тягового органа и материала:

$$\sum K = (q + q_0 + q_p)l,$$

где  $q_0$  — погонная нагрузка от веса цепи и рабочих элементов;  $q$  - погонная нагрузка от веса материала;  $q_p = \frac{\sum G_p}{l}$  - условная погонная нагрузка от веса неподвижно установленных

поддерживающих роликов на рассматриваемом участке конвейера длиной  $l$ . При применении втулочно-роликовых цепей, когда ролики являются составной частью цепи и перемещаются вместе с цепью, вес роликов входит в погонный вес цепи и рабочих элементов.

Ориентировочные значения коэффициентов сопротивления для пластинчатых втулочно-роликовых цепей (ГОСТ 588-74) принимают по таблице 44.

Таблица 44 - Значение коэффициентов сопротивления для пластинчатых втулочно-роликовых цепей

Условия работы	Коэффициент сопротивления $c$ при ходовых роликах	
	на подшипниках скольжения	на подшипниках качения
Легкие	0,06 – 0,08	0,020
Средине	0,08 – 0,10	0,030
Тяжелые	0,10 – 0,13	0,045

Для подвесных конвейеров с ходовыми роликами значения коэффициента сопротивления можно принимать в зависимости от условий работы по следующим данным: для прямолинейных участков  $c = 0,02 - 0,04$ ; для поворотных звездочек на подшипниках скольжения  $c = 1,04 - 1,08$  и на подшипниках качения  $c = 1,02 - 1,06$ ; для роликовых батарей и для вертикальных кривых  $c = 1,02 - 1,05$ .

Для пластинчатых конвейеров с неподвижными бортами (см. рисунок 254, в) необходимо учитывать дополнительное сопротивление (даН) от трения груза по неподвижным бортам:

$$F_{cp} = f \times h_3^2 \times \gamma \times k \times l,$$

где  $f$  - коэффициент трения груза о борт (см. таблицу 33).  $h_3$  - рабочая высота борта (см. рисунок 254, в), м;  $\gamma$  - насыпная масса груза, т/м<sup>3</sup>;  $l$  - длина бортов, м;  $k = \frac{v^2 + 1,2}{1 + \sin \alpha}$  - коэффициент,

учитывающий уменьшение горизонтального давления груза на борт вследствие наличия внутреннего трения между частицами груза;  $v$  - скорость движения полотна конвейера, м/с;  $\alpha$  - угол естественного откоса (см. таблицу 33).

Для скребковых конвейеров коэффициент сопротивления перемещения груза по желобу, обусловливаемый трением груза о дно и стенки желоба, принимается равным:

$$c_{cp} \approx 1,1f,$$

где  $f$  - коэффициент трения груза по желобу.

Для крупного угля принимают в расчетах  $c_{cp} = 0,7 - 1,0$ ; для угольной мелочи и пыли  $c_{cp} = 0,6 - 0,7$ . Коэффициент сопротивления движению цепи со скребками и ходовыми катками на подшипниках скольжения  $c = 0,1 - 0,13$  в зависимости от условий работы. Для цепей без катков (перемещающихся скольжением)  $c = 0,25 - 0,4$ . Для ковшовых конвейеров коэффициент сопротивления принимается также по таблице 44.

Сопротивление на разгрузочном участке ковшового конвейера определяется по приближенной зависимости:

$$F_{\text{раз}} = 2(G_K + q \times t_K) f_y \approx 1,2(G_K + q \times t_K),$$

где  $G_K$  - вес ковша;  $t_K$  - шаг расположения ковшей;  $q$  - условная погонная нагрузка от веса транспортируемого материала, определяемая по уравнению (68);  $f_y$  - коэффициент трения криволинейного упора ковша по направляющей шине.

2 *Сопrotивление сил трения в опорах звездочек.* Это сопротивление определяют так же, как и сопротивление сил трения в опорах барабанов ленточных конвейеров:

$$F_{36} = N \times f \frac{d_0}{D_{36}},$$

где  $N$  - результирующее усилие, действующее на опоры вала звездочек (определяется как геометрическая сумма натяжений цепи  $T_1$  и  $T_2$  и веса блока звездочек с валом), даН;  $D_{36}$  - начальный диаметр звездочек, см;  $d_0$  - диаметр цапфы вала, см;  $f_y$  - коэффициент трения в цапфах.

Практически величина сопротивления сил трения на оси звездочек составляет 3 - 5% от величины набегающего усилия, т. е.:

$$F_{36} = (0,03 - 0,05) T_1.$$

3 *Сопrotивление жесткости цепи.* При набегаании на звездочку звено цепи  $a$  (см. рисунок 273) занимает положение  $a_1$ . При этом шарнир звена поворачивается относительно другого звена на угол  $\alpha_0$ . При выпрямлении цепи после обегания звеном звездочки происходит разгибание звеньев и шарнир снова поворачивается на угол  $\alpha_0$ . При натяжении набегающей ветви  $T_1$ , работа сгибания звеньев:

$$A_{ce} = T_1 \times f \frac{d}{2} \alpha_0,$$

где  $f$  - коэффициент трения в шарнире, обычно принимаемый 0,2 - 0,3;  $d$  - диаметр шарнира.

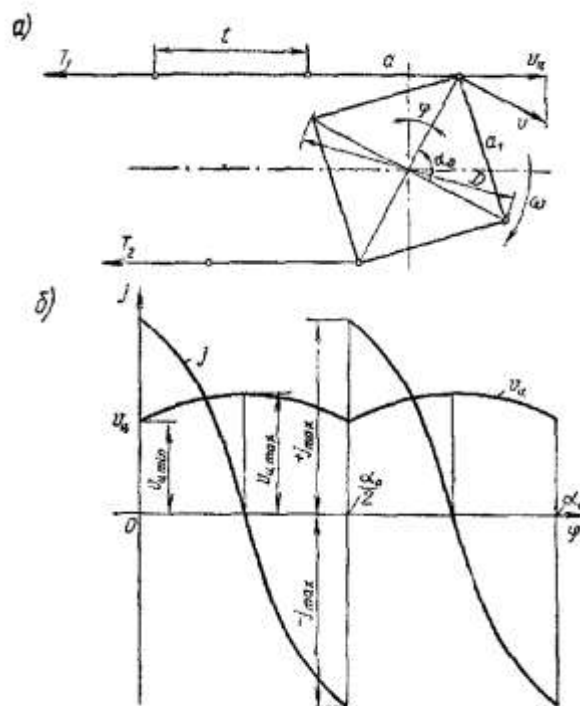


Рисунок 273 – Схема определения потерь и динамических усилий в цепи:  
а – схема движения цепи; б – график изменения скорости и ускорения цепи

Работа разгибания звеньев при натяжении сбегающей ветви  $T_2$ :

$$A_p = T_2 \times f \frac{d}{2} \alpha_0.$$

Полная работа сопротивления шарниров:

$$A_c = A_{ce} + A_p = (T_1 + T_2) f \times \alpha_0 \frac{d}{2}.$$

Такую же работу производит фиктивная сила сопротивления  $F_{ш}$  приложенная к начальному диаметру звездочки:

$$A_c = F_{ш} \frac{D_{зв}}{2} \alpha_0.$$

Тогда:

$$F_{ш} = (T_1 + T_2) f \frac{d}{D_{зв}}.$$

Принимая с некоторым допущением, что  $T_1 \approx T_2$ , получаем:

$$F_{ш} = \frac{2T_1 \times f \times d}{D_{зв}}.$$

При определении усилия сопротивления шарниров здесь не учтено сопротивление трения наружной поверхности ролика о зубья звездочки. Поэтому, чтобы привести в соответствие действительное значение силы сопротивления шарниров со значением, подсчитанным по формуле, необходимо заменить коэффициент трения в шарнире  $f$  приведенным коэффициентом трения  $f_0$ , учитывающим трение ролика о зубья звездочки:

$$F_{ш} = \frac{2T_1 \times f_0 \times d}{D_{зв}}.$$

Значение приведенного коэффициента трения принимают в пределах  $f_0 = 0,5 - 0,6$ .

При приближенных расчетах общее усилие сопротивления на звездочке, учитывающее и трение на оси звездочки, и трение в шарнирах цепи, можно определить по зависимости:

$$F_{зв} = (0,05 - 0,07) T_1,$$

где коэффициент 0,05 принимается при угле обхвата звездочки цепью около  $90^\circ$  и коэффициент 0,07 - при угле обхвата около  $180^\circ$ .

**Динамические усилия в цепном конвейере.** Работа цепных конвейеров отличается от ленточных наличием динамических усилий, вызываемых пульсирующим характером движения цепи при установившейся частоте вращения приводной звездочки вследствие переменной величины радиуса звездочки. Динамические усилия тем больше, чем больше длина звена цепи и скорость движения цепи, чем меньше число зубьев приводной звездочки и чем больше движущиеся массы груза и самого конвейера. Эти динамические усилия не только увеличивают усилие в тяговом органе, но вследствие многократности приложения вызывают в цепях усталостные явления. При скорости до 0,2 м/с динамические усилия можно не учитывать.

Обычно для создания компактного привода в цепных конвейерах применяют цепи с большим шагом и число зубьев звездочек принимают равным 4 - 8.

При постоянной угловой скорости  $\omega$  приводной звездочки ее окружная скорость также постоянна и равна:

$$v = \omega \frac{D}{2},$$

а горизонтальная скорость движения цепи изменяется по закону (см. рисунок 273, б):

$$v_y = \omega \frac{D}{2} \cos \varphi.$$

Ускорение цепи:

$$j = \frac{dv_y}{d\tau} = -\frac{D}{2} \sin \varphi \frac{d\varphi}{d\tau} = -\omega^2 \frac{D}{2} \sin \varphi.$$

Максимальное ускорение возникает при  $\varphi = \pm \frac{\alpha_0}{2}$ :

$$j_{\max} = \pm \omega^2 \frac{D}{2} \sin \frac{\alpha_0}{2}. \quad (70)$$

Когда зуб звездочки входит в соприкосновение со следующим шарниром цепи, то ускорение мгновенно возрастает от  $-j_{\max}$  до  $+j_{\max}$ , т. е. на  $2j_{\max}$ , и динамическое усилие в этот момент равно  $2mj_{\max}$ , где  $m$  - приведенная масса движущихся частей конвейера и груза:

$$m = \frac{q_{cp} + \psi \times q_0}{g} L,$$

где  $q_{cp}$  - погонный вес груза, даН/м;  $q_0$  - погонный вес движущихся частей конвейера, даН/м;  $L$  - длина конвейера, м;  $\psi$  - коэффициент приведения массы, учитывающий то обстоятельство, что не вся масса конвейера движется с ускорением  $j_{max}$ , а также учитывающий влияние упругости и провесов цепи. Значения  $\psi$  принимают равными  $\psi = 2$  при  $L < 25$  м;  $\psi = 1,5$  при  $60 \leq L < 25$  и  $\psi = 1$  при  $L > 60$  м.

Натяжения, вызываемые мгновенно приложенной нагрузкой, принимают равными натяжению от вдвое большей статической нагрузки. Тогда расчетное динамическое усилие с учетом силы инерции, равной  $m j_{max}$  (при  $\tau = \tau_0$ ) и направленной в сторону движения, принимают равным:

$$P_{дин} = 4m j_{max} - m j_{max} = 3m j_{max}.$$

Так как

$$\omega = \frac{\pi \times n}{30}, \text{ а } n = \frac{60v_u}{z} \text{ и } \sin \frac{\alpha_0}{2} = \frac{t}{D},$$

то после подстановки этих выражений в уравнение (70)

$$j_{max} = \frac{2}{t} \left( \frac{\pi \times v_u}{z} \right)^2.$$

Следовательно, максимальное ускорение (и динамическое усилие) при одинаковом шаге цепи  $t$  и числе зубьев звездочки  $z$  прямо пропорционально квадрату скорости цепи.

Динамическое усилие (даН):

$$P_{дин} = \frac{6}{t} (q + \psi \times q_0) L \left( \frac{\pi \times v_u}{z} \right)^2.$$

Полное расчетное усилие, действующее на цепь:

$$T_{расч} = P_{расч} + P_{дин}.$$

Для устранения или уменьшения неравномерности движения цепи, а следовательно для уменьшения динамических усилий и усталостных воздействий на цепь, применяют специальные уравнивательные механизмы, создающие неравномерное вращение приводной звездочки при равномерном вращении вала двигателя. Для этого используются некруглые зубчатые колеса или дополнительные короткозвенные цепные передачи.

Для предохранения элементов механизма от случайной перегрузки в процессе работы привод цепного конвейера можно снабжать предохранительным устройством (муфтой максимального момента).

**Приводы цепных конвейеров.** Эти приводы подразделяют на приводы со звездочкой, устанавливаемые обычно на повороте трассы конвейера, и на гусеничные приводы со специальной приводной цепью с упорами, расположенными на прямолинейном участке трассы конвейера. При выборе места расположения привода следует стремиться уменьшать максимальное натяжение тягового элемента, которое определяется методом обхода конвейера по контуру движения тягового органа и построения диаграмм натяжений. Наиболее удобно привод размещать в конце тяжелонагруженных участков конвейера.

Для уменьшения износа пени необходимо, чтобы тяговый элемент проходил участки трассы, имеющие большое число перегибов и поворотов с минимальным натяжением. Тогда величины потерь будут иметь наименьшее значение. Для конвейеров с простой формой трассы (горизонтальных, горизонтально-наклонных) наиболее выгодно располагать привод в конце рабочей ветви. В случае более сложных трасс местоположение привода определяют путем анализа нескольких вариантов распределения натяжения тягового органа, определенного путем обхода транспортера по контуру.

Определение натяжений цепи в различных точках контура конвейера производят так же, как и для ленточных конвейеров, - методом обхода по контуру. Так как для цепных конвейеров соотношения Эйлера неприменимы, то при расчете задаются величиной минимального натяжения цепи в пределах 100 - 300 даН (при расчете скребкового конвейера минимальное натяжение цепи принимается равным 300 - 1000 даН).

Окружное усилие (даН) на начальном диаметре приводной звездочки:

$$P = \frac{102N}{v}.$$

Для цепного тягового органа соотношения между натяжениями цепи и окружным усилием принимаются следующими: для усилия в набегающей ветви цепи  $T_{max} \approx 1,25P$ , для усилия в сбегающей ветви цепи  $T_{min} \approx 0,25P$ .

Для подвесных конвейеров наибольшее применение получили угловые приводы (см. рисунок 274, а), устанавливаемые на повороте трассы, и гусеничные приводы, располагаемые на прямолинейном участке трассы. Гусеничный привод состоит из приводной звездочки 1 (см. рисунок 274, б) и натяжной звездочки 2, соединенных приводной (гусеничной) цепью 3 с упорами 4 (изготавливаемыми из легированной стали с термообработкой до высокой твердости), упорного (направляющего) рельса 5 и роликовой батареей 6. При вращении приводной звездочки 1 упоры приводной цепи 3 входят в зацепление с валиками или втулками цепи конвейера 7, чем и осуществляется приведение конвейера в движение. Наличие упорного рельса 5 и роликовой батареи 6 обеспечивает прямолинейное движение цепей.

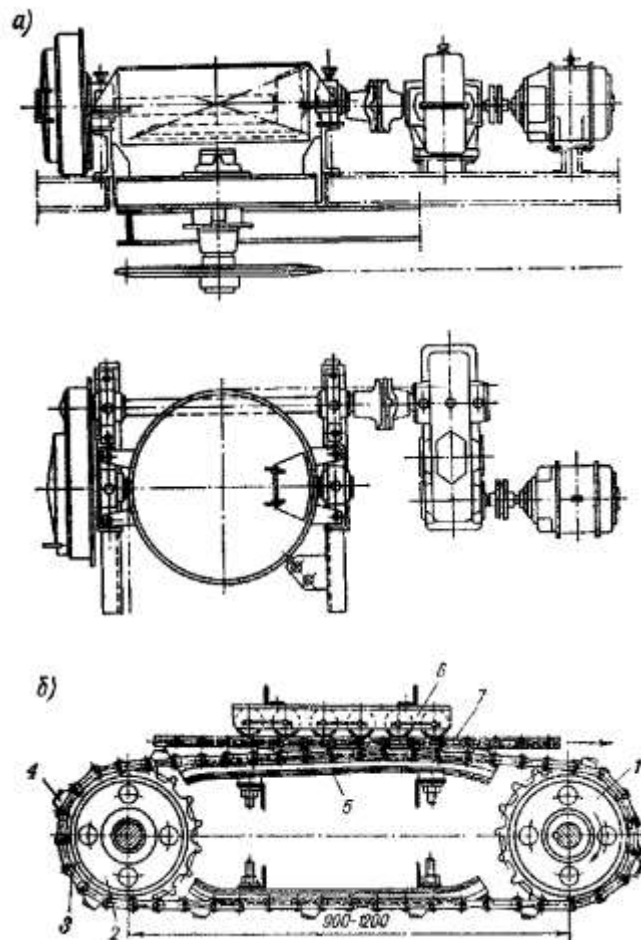


Рисунок 274 – Приводы цепного конвейера:

а – угловой; б – гусеничный

Следующие преимущества гусеничного привода обуславливают предпочтительность его применения:

- привод устанавливается на прямолинейном участке трассы конвейера, поэтому при проектировании легче подобрать наиболее рациональное место его установки, что особенно важно для многоприводных конвейеров;
- при применении гусеничного привода нет необходимости проверять проходимость грузов, как это следует делать на повороте пути при угловом приводе. Поэтому диаметр звездочек гусеничного привода не связан с габаритами груза и выбирается лишь из условий допустимой динамики цепи и приводные звездочки гусеничного привода имеют значительно меньший диаметр, чем звездочки

углового привода, а следовательно, меньший крутящий момент и меньшие размеры элементов механизма привода. Из-за меньших размеров звездочек для получения той же скорости движения ходовой части конвейера при гусеничном приводе требуется меньшее передаточное число приводных механизмов;

- характер передачи тягового усилия от кулака гусеничной цепи к шарниру тяговой пени более благоприятен, чем у угловых приводов, из-за плавного нарастания усилия на кулаки гусеничной цепи, отсутствия поворота звена тяговой цепи относительно кулака к валика пени и т. п. Поэтому при гусеничном приводе меньше износ тяговой цепи.

Недостатками, обусловившими относительно малое применение гусеничного привода, являются его более высокая стоимость и быстрый износ упоров.

В конвейерах, имеющих весьма большую протяженность и большие нагрузки, натяжение ветвей при единичном приводе становится чрезмерно большим. Для уменьшения натяжения пени применяют многодвигательные приводы, т. е. на одном конвейере устанавливают несколько приводов, двигатели которых работают согласованно, или применяют Сдвоенные приводы, когда две приводные звездочки, установленные на разных ветвях конвейера, приводятся во вращение от одного двигателя.

При применении многодвигательных или сдвоенных приводов вследствие уменьшения натяжения тягового органа можно делать конвейеры любой длины. Расход электроэнергии при этом сокращается по сравнению с единичным приводом. Цепные конвейеры также снабжают натяжным устройством создающим предварительное натяжение тягового органа, что обеспечивает правильное сбегание цепи с приводной звездочки. Ход натяжного устройства назначается в пределах 200 - 1000 мм в зависимости от шага тяговой цепи (или отдельных ее неразборных секций) Для длиннозвенных пластинчатых тяговых цепей ход натяжки принимают обычно равным 1,2 - 2 шагам цепи. Для тяжелых и длинных пенных конвейеров рекомендуется применять пружинно-винтовые натяжные устройства, способствующие уменьшению динамических усилий в элементах конвейера.

#### § 45. Элеваторы

Транспортирующие устройства, перемещающие материал в вертикальном направлении или в направлении, близком к вертикальному, называют элеваторами (см. рисунок 275) У наклонных элеваторов рабочая ветвь движется по опорным роликам б или специальным направляющим путям 7. Холостая ветвь или свободно свисает, или также движется по поддерживающим устройствам. Наибольшее применение получили вертикальные элеваторы, имеющие более простое устройство и не требующие (как это необходимо для наклонных элеваторов) кожуха сложной формы или наличия специальных поддерживающих устройств для холостой ветви.



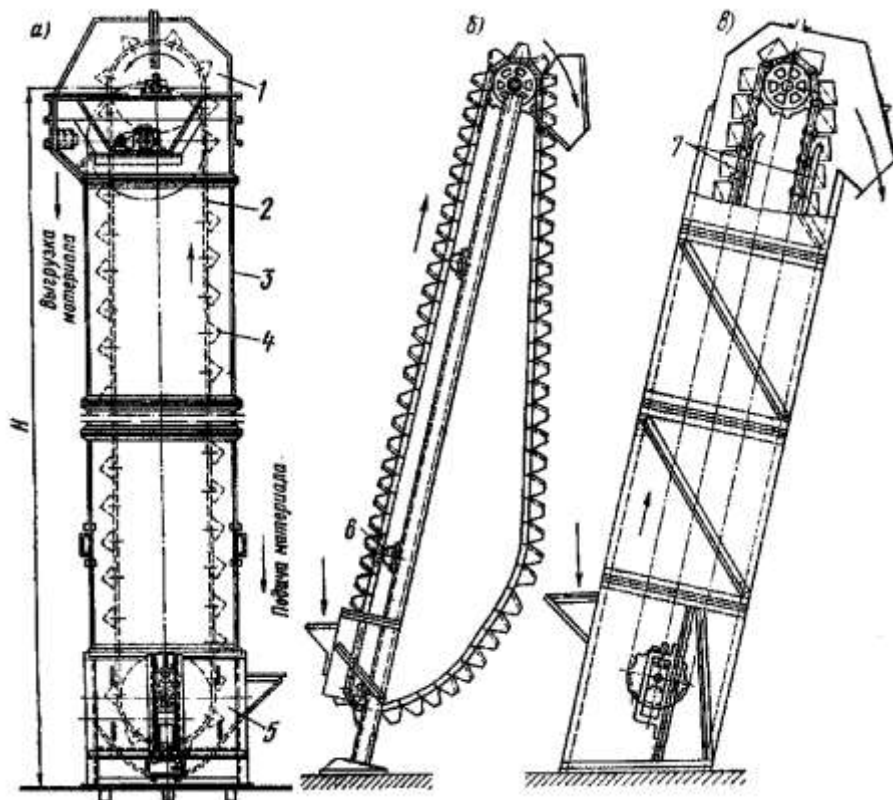


Рисунок 275 – Ковшовые элеваторы:

а – вертикальный; б – наклонный со свободно свисающей холостой ветвью; в – наклонный с поддерживаемой обратной ветвью; 1 – головка элеватора с приводом; 2 тяговый орган; 3 – ковш; 4 – ковш; 5 – нижняя часть элеватора с натяжным устройством; 6 – поддерживающие ролики; 7 – направляющие пути

Тяговым органом элеваторов может служить цепь или конвейерная лента. Выбор типа тягового органа обуславливается характеристикой элеватора и груза. Так, для транспортирования легкосыпучих материалов применяют конвейерную ленту, допускающую большие скорости перемещения (до 3,5 м/с). При большой высоте подъема и транспортировании крупнокусковых, грубых, а также горячих грузов применяют цепь.

Скорость движения при цепном тяговом органе обычно не превышает 1,25 м/с. Перемещение сыпучего груза осуществляется ковшами (см. рисунок 275). Для транспортирования штучных грузов (ящиков, кип, рулонов, бочек, книг, различных деталей и т. д.) широко применяют элеваторы с подхватами и люлочные элеваторы (см. рисунок 276) а различными типами люлек. Ковшовые элеваторы нашли широкое применение в зернохранилищах, в пищевом производстве, при производстве строительных материалов, в химической промышленности и т. п. Они имеют относительно малые размеры в поперечном сечении, обеспечивают подачу груза на большую высоту (до 60 м) при большом диапазоне производительности (от 5 до 600 м<sup>3</sup>/ч).

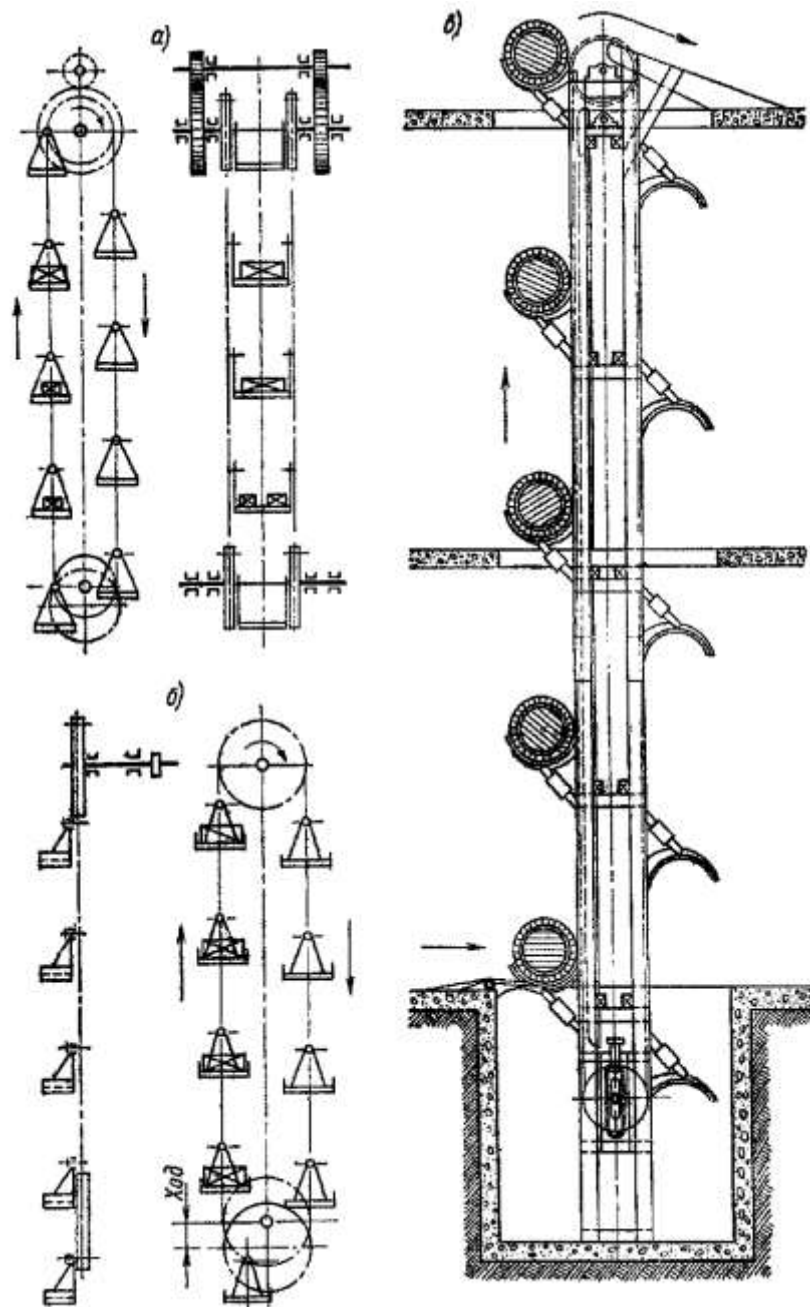


Рисунок 276 – Люлечные элеваторы:

а – с двусторонней подвеской люлек; б- с консольной односторонней подвеской; в – с подхватами для бочек

В зависимости от типа транспортируемого сыпучего материала и его склонности к слеживанию применяют различные виды ковшей ГОСТ 2036-66. Глубокие ковши, показанные на рисунке 277, б, применяют для несслеживающихся, легкосыпучих материалов (например, для зерна). В ряде случаев для особо липких материалов, (например, для сырой глины) применяют открытые ковши (см. рисунок 277, г). Ковши с бортовыми направляющими (см. рисунок 277, в) применяют только при сомкнутом их расположении на тяговом органе. Крепление ковшей к различным тяговым органам показано на рисунке 278. Ковши выполняются сварными, клепаными, литыми. Все большее применение находят пластмассовые ковши. Загрузку ковшей элеватора производят либо путем засыпки груза через загрузочное отверстие (см. рисунок 279, а), либо путем зачерпывания материала из нижней части элеватора (см. рисунок 279, б). Загрузку зачерпыванием применяют для таких материалов, которые не создают значительного сопротивления зачерпыванию (пылевидные и мелкозернистые материалы). Материалы крупнокусковые и абразивные загружают путем засыпки непосредственно в ковши. Ширина ковша {размер  $b$ , см. рисунок 277) при транспортировании кусковых грузов зависит от размеров частиц и обычно принимается по условию  $b = ka$ , где ко-

эффицент  $k = 2 - 2,5$  для рядовых грузов и  $k = 4 - 5$  для сортированных грузов с максимальным размером куска, равным  $a$ .

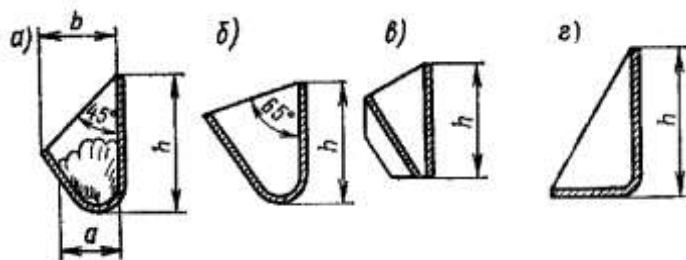


Рисунок 277 – типы элеваторных ковшей:

а – скругленный мелкий; б – скругленный глубокий; в – остроугольный с бортовыми направляющими; г – открытый для липких грузов

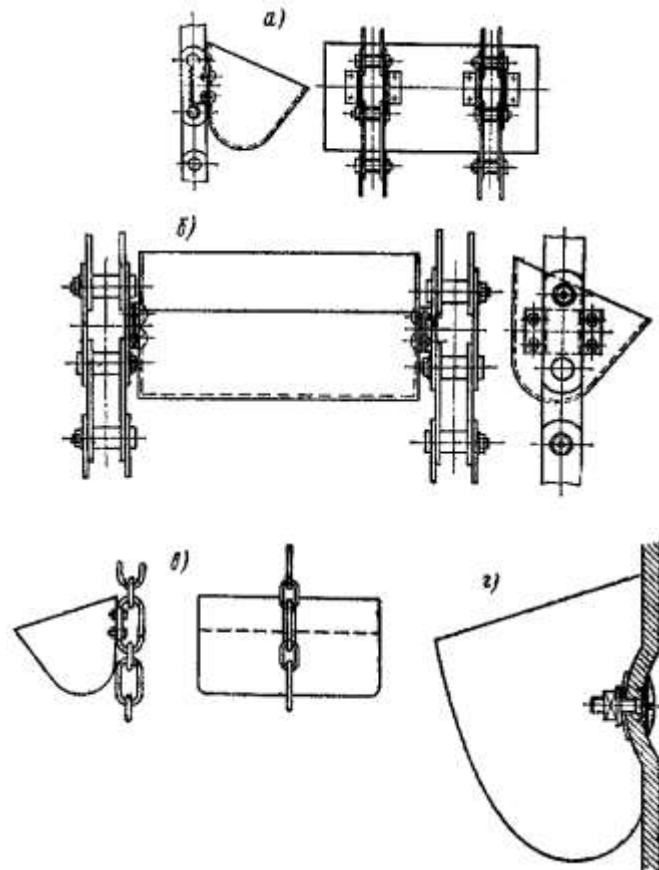


Рисунок 278 – Крепление ковша к тяговому органу:

а – пластинчатыми цепями к задней стенке; б – пластинчатыми цепями к боковым стенкам; в – к сварной цепи; г – к ленте

Разгрузка ковшей элеваторов при больших скоростях движения происходит путем выбрасывания материала из ковшей в верхней точке элеватора под действием центробежной силы (см. рисунок 279, в). При меньших скоростях выбрасывания не происходит и разгрузка происходит высыпанием груза из ковшей при обегании ими верхней звездочки. В этом случае необходимо отклонить холостую ветвь элеватора (см. рисунок 279, г), чтобы можно было подставить под груз приемный лоток или же сделать элеватор наклонным.

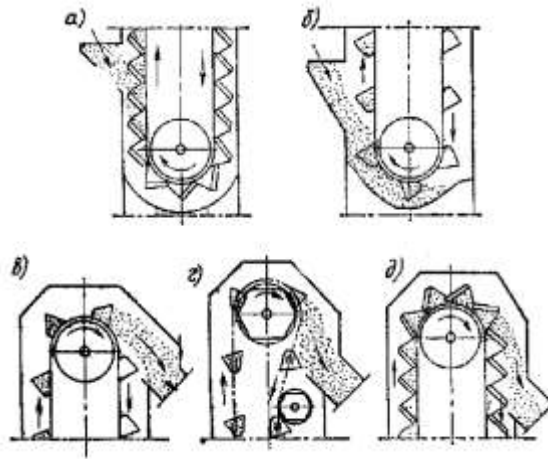


Рисунок 279 – Схемы загрузки и разгрузки ковшового элеватора:

Загрузка: а – засыпкой в ковши; б – засыпкой и зачерпыванием. Разгрузка: в – центробежная; г – самотечная свободная; д – самотечная направленная

При необходимости осуществить разгрузку путем высыпания при вертикальном элеваторе без отклонения ковшей можно применить чешуйчатые ковши (см. рисунок 277, б), передняя стенка которых служит желобом для материала, высыпаемого из следующего ковша (см. рисунок 279, д). Этот тип разгрузки применяется у тихоходных элеваторов при скорости движения не более 0,8 м/с. Характер разгрузки ковшей элеваторов зависит от скорости движения ковшей и диаметра приводного барабана или звездочки элеватора. Когда ковш с материалом, подойдя к барабану, начинает поворачиваться, то на груз кроме силы тяжести  $G = mg$  действует центробежная сила  $P = m \frac{v^2}{r}$  (см. рисунок 280), где  $v$  - скорость движения центра тяжести груза в ковше, а  $r$  - расстояние от этого центра тяжести до центра барабана.

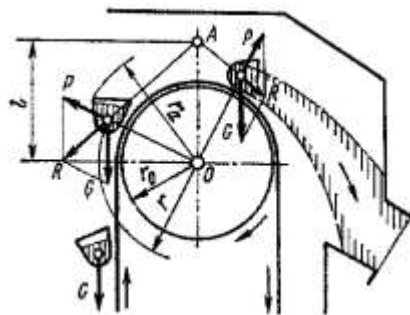


Рисунок 280 – Схема разгрузки ковшей элеватора

При движении ковша вместе с барабаном равнодействующая  $R$  сил  $G$  и  $P$  изменяется и по величине, и по направлению, но линия действия равнодействующей всегда проходит при данной скорости движения через одну и ту же точку  $A$ , называемую полюсом и расположенную на вертикали, проходящей через ось барабана, на расстоянии/от оси вращения, причем:

$$\frac{l}{r} = \frac{G}{P} = \frac{m \times g}{m \frac{v^2}{r}} = \frac{g \times r}{v^2}.$$

Отсюда:

$$l = \frac{g \times r^2}{v^2} = \frac{895}{n^2},$$

т. е. полюсное расстояние  $l$  зависит только от частоты вращения барабана  $n$  и с уменьшением частоты увеличивается.

При полюсном расстоянии  $l$ , меньшем или равном радиусу окружности барабана  $r_0$ , величина центробежной силы значительно больше силы тяжести и происходит центробежная

разгрузка ковшей - выбрасывание груза. При полюсном расстоянии, большем радиуса  $r_a$  окружности, проведенной через наружные кромки ковшей, «ила тяжести больше центробежной силы и происходит самотечная разгрузка ковшей - высыпание груза. При  $r_0 < l < r_a$  происходит смешанная разгрузка ковшей как выбрасыванием, так и высыпанием. Центробежная разгрузка применяется для быстроходных (чаще всего ленточных) элеваторов с расставленными ковшами при транспортировании зернистых, мелкокусковых и пылевидных легкосыпучих грузов. При сомкнутых ковшах применяются самотечные и смешанные способы разгрузки.

Масса материала, находящегося в одном ковше (кг):

$$G = i \times \gamma \times \varphi,$$

где  $i$  - объем ковша, л;  $\gamma$  - насыпная масса материала, кг/л;  $\varphi$  - коэффициент заполнения ковша (в зависимости от вида материала  $\varphi = 0,6 - 0,9$ ). Меньшие значения принимают для крупнокусковых материалов.

Производительность элеватора при скорости  $v$  (м/с) и шаге установки ковшей на тяговом органе, равном  $l$  (м), определяют по зависимости (т/ч):

$$Q = 3,6 \frac{G}{l} v.$$

Шаг ковшей обычно равен  $t = (2 - 2,5 - 3)h$  (для чешуйчатых ковшей  $t = h$ ), где  $h$  - высота ковша (см. рисунок 277). Для цепных элеваторов шаг  $t$  должен быть кратен шагу цепи

**Расчет элеватора.** Тяговый расчет элеватора производится также методом обхода по контуру. В элеваторе в зависимости от типа тягового органа имеются все виды сопротивлений, рассмотренные выше для ленточных и цепных конвейеров. Но кроме указанных, при расчете элеваторов необходимо учитывать еще сопротивление зачерпыванию материала ковшами в нижней загрузочной части кожуха элеватора. Это сопротивление зависит от физико-механических свойств транспортируемого груза, скорости движения ковшей, типа и шага ковшей, от степени заполнения ковша материалом и вида загрузки материала в ковш. Поэтому значение коэффициента сопротивления при зачерпывании  $c_{зач}$  принимается по экспериментальным данным. Усилие сопротивления (даН) при зачерпывании груза:

$$F_{зач} = c_{зач} \times q,$$

где  $q$  - погонная масса транспортируемого материала, кг/м;  $c_{зач}$  - коэффициент сопротивления при зачерпывании, определяющий работу, совершаемую при зачерпывании 1 кг груза. Значения  $c_{зач}$  принимаются при скорости ковшей в диапазоне 1 - 1,25 м/с равными для порошкообразных и мелкокусковых грузов 1,5 - 2 даН×м/кг и для среднекусковых грузов - 2 - 5 даН×м/кг.

Для ленточных элеваторов наименьшее натяжение проверяют на оцепление ленты с приводным барабаном по зависимости Эйлера. Приводные устройства элеваторов обычно располагают в их верхней части, где натяжение тягового органа максимально и где обеспечивается наибольшая сила сцепления ленты с приводным барабаном. Натяжные устройства располагают в нижней части элеваторов, что позволяет использовать вес самого тягового органа и вес нижнего барабана для осуществления заданного натяжения.

Для предохранения элеватора любого типа от самопроизвольного обратного движения под действием веса его загруженной части при выключении двигателя привод снабжают стопорным устройством, допускающим движение только в одном направлении. Чаще всего для этой цели используют роликовые или храповые остановы. Тяжелые элеваторы снабжают электромагнитными стопорными тормозами. Чтобы не повредить ходовую часть элеватора и кожух при обрыве тягового органа на цепных элеваторах, применяются специальные, ловители цепи, а на ленточных элеваторах ковши по боковым стенкам соединяются стальными канатами, идущими без натяжения вдоль ленты и удерживающими ковши от падения при ее обрыве. Одновременно с этим на натяжных барабанах (звездочках) устанавливают реле скорости, выключающее электродвигатель при обрыве тягового органа.

## § 46. Эскалаторы

Специальным видом цепного конвейера, предназначенного для транспортирования пассажиров с одного уровня на другой, являются *эскалаторы* (см. рисунок 281). Они представляют

собой наклонные конвейеры, несущим органом в которых являются специальные ступени 1, укрепленные на тяговых цепях 2. Каждая ступень имеет четыре направляющих ролика, перемещающихся по направляющим путям. Эскалаторы широко используются в метрополитенах и в общественных, торговых и административных зданиях. Опыт эксплуатации эскалаторов показывает, что скорость движения полотна может быть выбрана 0,5 - 1 м/с в зависимости от места установки эскалатора и от характера пассажиропотоков. Так, в метрополитене скорость принята 0,7 - 0,95 м/с, а в зданиях с небольшой высотой подъема 0,5 - 0,6 м/с. Большое внимание уделяется при проектировании эскалаторов вопросам регламентации замедлений при остановках и ускорения при пуске, так как эти параметры влияют на самочувствие пассажиров и на безопасность эксплуатации. При пуске эскалатора величина ускорения должна быть не больше  $0,6 \text{ м/с}^2$  в первый момент и  $0,75 \text{ м/с}^2$  в остальное время разгона. Устойчивость пассажиров на полотне эскалатора зависит главным образом от интенсивности изменения ускорения (замедления) по времени, т. е. от величины так называемой рывка, оказывающего физиологическое воздействие на пассажира.

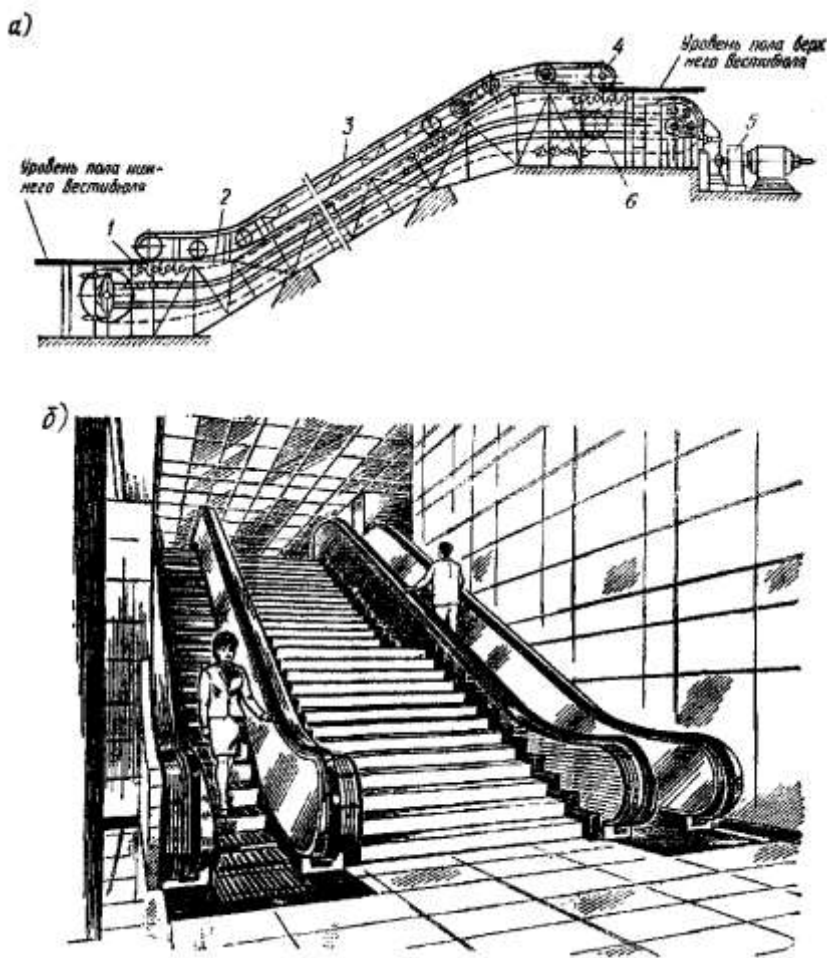


Рисунок 281 – Эскалатор:  
а – схема; б – общий вид

Количество пассажиров, перемещаемых в час (производительность эскалатора), определяется по зависимости:

$$Q = 3600 \frac{n \times v}{t_{cm}} \varphi,$$

где  $t_{cm}$  - шаг ступени, м;  $n$  - число пассажиров на одной ступени;  $v$  - скорость движения полотна эскалатора, м/с;  $\varphi$  - коэффициент заполнения полотна.

Хотя формула и показывает прямую пропорциональность производительности от скорости, но на самом деле изменение скорости приводит к изменению коэффициента заполнения полотна пассажирами. На основании опытных данных  $\varphi = 0,6(2 - v)$ .

Для отечественных эскалаторов угол наклона принят равным  $30^\circ$ . Как правило, эскалаторы работают в непрерывном режиме с большим коэффициентом использования в течение суток.

Поэтому к приводу эскалатора предъявляются повышенные требования в отношении прочности и износостойкости деталей.

Привод эскалатора 5 состоит из электродвигателя, передаточного механизма, рабочих и аварийных тормозов, соединительных муфт. Второй коней вала электродвигателя или входного вала передаточного механизма соединяется дополнительной передачей с устройством вспомогательного привода, предназначенного для приведения в движение эскалатора при ревизиях и при ремонтах.

В основу расчета привода и ходовой части эскалатора положен метод обхода трассы по участкам для случая работы эскалатора на подъем и на спуск (с нагрузкой и без нее).

Неотъемлемой частью эскалатора является поручневое устройство 3. Поручень представляет собой склеенную из полос высококачественного бельтинга ленту с загнутыми краями. Поверхность ленты с рабочей стороны покрыта слоем резины. На верхней (рабочей) ветви поручень движется по направляющим фасонного профиля. Ведущим блоком 4 поручневого устройства является концевой блок приводной станции, обод которого для лучшего сцепления с поручнем футеруется резиной. Натяжное устройство поручня 6 располагается на холостой ветви поручня и состоит из неподвижного огибного блока, натяжного блока, установленного на подвижной каретке, направляющей каретки и грузовой натяжки.

Эскалатор оборудуется рядом предохранительных устройств, останавливающих его в случае повреждения или угрозы повреждения, среди которых можно отметить:

- подъем ступеней перед гребенками Входа и выхода; обрыв или внезапную вытяжку поручня;
- увеличение скорости эскалатора на 25% от номинальной и внезапное изменение направления движения;
- потерю питания катушек электромагнитов рабочих тормозов или гидротолкателей, а также не включение тормозов при пуске.

Привод эскалатора должен быть оборудован одним или двумя одновременно и автоматически действующими *рабочими* тормозами нормально-замкнутого типа, расположенными на входном валу редуктора, и одним или двумя также одновременно и автоматически действующими *аварийными* тормозами, расположенными на главном приводном валу. Рабочие тормоза должны действовать при любом отключении электродвигателя главного или вспомогательного приводов, обеспечивая замедления, не превышающие определенные, регламентированные правилами Госгортехнадзора величины замедлений (см. таблицу 45), суммарным тормозным усилием, рассчитанным из условия удержания двойной эксплуатационной нагрузки  $q_2$  (без учета дополнительных усилий, создаваемых демпферами по окончании торможения).

Таблица 45 - Замедление полотна эскалатора при торможении

При торможении эскалатора	Замедление, м/с <sup>2</sup> , при работе эскалатора на	
	спуск	подъем
Рабочими тормозами с постоянным моментом	0,6	1,0
Аварийными тормозами с нарастающим тормозным моментом	2,0	-

Аварийные тормоза должны действовать при увеличении скорости лестничного полотна на 30% по отношению к номинальной скорости движения или при самопроизвольном изменении направления движения полотна, работающего на подъем, обеспечивая указанные замедления. Эти тормоза должны действовать автоматически при любом нарушении кинематической связи в приводе между валом двигателя и главным валом эскалатора и должны затормозить лестничное полотно при движении его на спуск.

Действительная погонная нагрузка на 1 м полотна эскалатора (даН/м):

$$q = q_1 \frac{AB}{t_{cm}} \varphi,$$

где  $q_1$  - нагрузка на 1 м<sup>2</sup> площади ступени, даН/мг;  $A$  - глубина ступени, м;  $B$  - ширина ступени, м;  $t_{cm}$  - шаг ступеней, м;  $\varphi$  - коэффициент заполнения полотна. По данным ВНИИПТМАШа,  $q_1 = 320$  даН/м<sup>2</sup>. И тогда при расчете рабочих тормозов эскалаторов эксплуатационная нагрузка 1 пор. м

лестничного полотна (даН/м):

$$q_1 = 195 \frac{AB(2 - v)}{t_{cm}}.$$

Пусковые и тормозные характеристики эскалаторов проверяются по максимальной нагрузке, равной

$$q_{э.м.} = 1,35q_1,$$

где 1,35 - коэффициент перегрузки.

Наиболее благоприятно сказывается на ощущениях пассажиров торможение в плавно нарастающим моментом в начале торможения, с некоторым постоянным тормозным моментом в средней части процесса и в плавно убывающим моментом к концу торможения. Практически при проектировании можно рекомендовать трапециевидную диаграмму изменения тормозного момента.



## ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ БЕЗ ТЯГОВОГО ОРГАНА

К этой группе транспортирующих устройств непрерывного транспорта относятся различные виды гравитационных устройств, качающиеся конвейеры, транспортирующие трубы и шнеки, пневматические устройства и т. п.

### § 47. Гравитационные устройства

В этих устройствах для транспортирования грузов используют силу тяжести. Простейшими гравитационными устройствами являются наклонная плоскость, желоб, труба, по которым скатывается транспортируемый груз. Угол наклона желоба определяется коэффициентом трения между его поверхностью и материалом и углом естественного откоса (см таблицу 33) Для начала движения материала необходимо, чтобы угол наклона был несколько больше угла трения (на 5 - 10°). Скорость движения материала по желобу зависит от угла наклона, коэффициента трения, характера груза и длины пути.

Если на наклонную плоскость с углом наклона  $\beta$  (см. рисунок 282) положить с начальной скоростью  $v_0$  частицу материала весом  $G$ , то кинетическая энергия этой частицы в крайнем нижнем положении возрастает на величину:

$$\frac{G}{g} = \frac{v^2 - v_0^2}{2},$$

где  $v$  - скорость в момент входа частицы в плоскости.

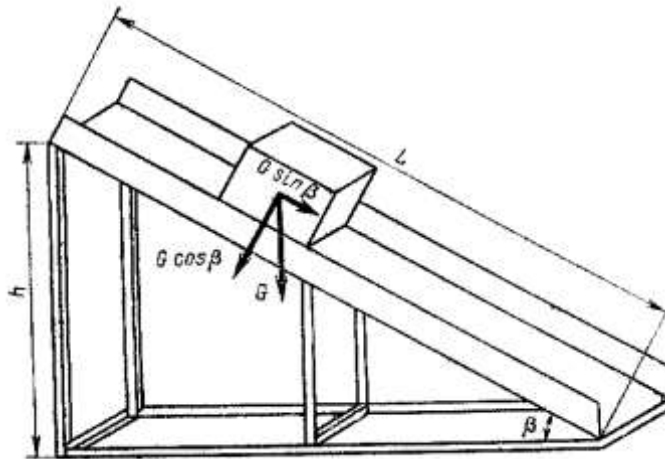


Рисунок 282 – Схема действия сил на наклонной плоскости

Ускоренное движение частицы по плоскости происходит под действием движущей силы, равной  $G \sin \beta$ . Движению препятствует сила трения между частицей и плоскостью  $f G \cos \beta$  где  $f$  - коэффициент трения. Работа этих сил на длине плоскости  $L$  равняется запасу кинетической энергии той же частицы:

$$\frac{G}{g} \frac{v^2 - v_0^2}{2} = G(\sin \beta - f \cos \beta)L.$$

Выражаем длину плоскости  $L$  через высоту ее подъема:

$$L = \frac{h}{\sin \beta}.$$

Проводя необходимые преобразования, находим выражение конечной скорости движения частицы материала в виде:

$$v = \sqrt{2g(1 - f \times \operatorname{ctg} \beta)h + v_0^2}.$$

В том случае, если высота  $h$  велика и разместить наклонную плоскость по одной прямой невозможно, ее заменяют спиральным спуском, в котором желоб оборачивается по винтовой линии вокруг вертикальной оси. Чтобы центробежная сила, возникающая при перемещении груза по спиральному спуску, не сбросила груз с его поверхности, наружную сторону спирали делают приподнятой относительно внутренней стороны на  $10 - 15^\circ$ .

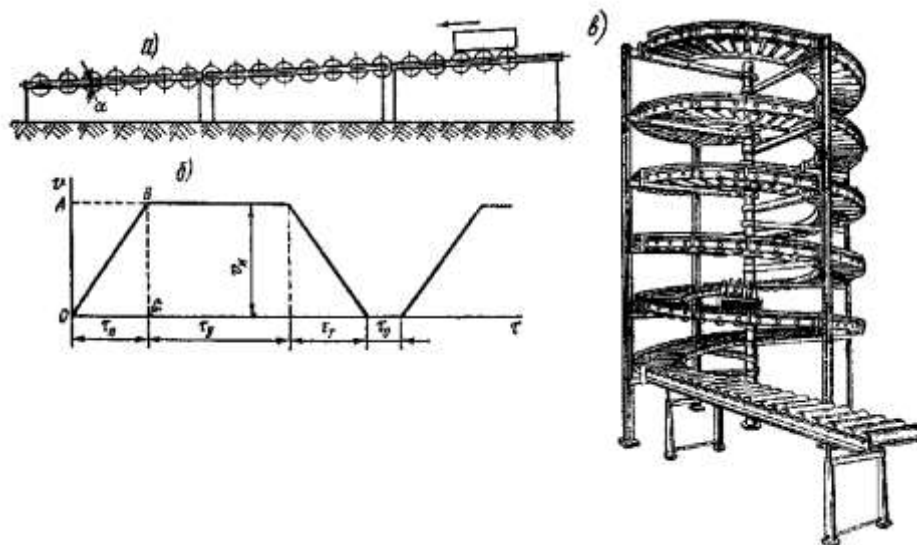


Рисунок 283 = Рольганг:

а – схема рольганга; б – изменение окружной скорости роликов рольганга; в – роликовый винтовой спуск

К гравитационным устройствам для транспортирования грузов относятся неприводные рольганги - это устройства, в которых наклонная плоскость образована из ряда роликов, установленных на раме. Обычно рольганги собираются из отдельных секций длиной по 2 - 3 м (см. рисунок 283, а). Конструкция роликов неприводных рольгангов аналогична конструкции поддерживающих роликов ленточных конвейеров (см рисунок 226). В ряде случаев цилиндрические ролики заменяются дисковыми роликами, устанавливаемыми на шарикоподшипниках на неподвижных осях. Такие ролики удобны при прохождении грузов по криволинейным в плане участкам. По рольгангам перемещаются либо отдельные штучные грузы без тары, либо массовые грузы, заключенные в тару. Для устойчивого движения груза по рольгангу шаг установки роликов принимается равным  $\frac{1}{3} - \frac{1}{4}$  длины перемещаемых грузов. Если нежелательны сотрясения грузов, то принимается меньший шаг. Угол наклона полотна рольганга выбирают в зависимости от вида и конструкции роликов. Полная сила сопротивления движению груза весом  $G$  на рольганге включает три составляющих (даН):

1 Сопротивление трения в цапфах роликов, приведенное к наружному диаметру ролика (при грузе, лежащем на  $i_1$  роликах):

$$F_1 = (G + G_p \times i_1) \frac{d}{D} f,$$

где  $G_p$ , - вес вращающихся частей ролика;  $f$  – коэффициент трения в подшипниках ролика;  $D$  - наружный диаметр ролика;  $d$  - диаметр цапфы оси ролика.

2 Сопротивление качению груза по роликам:

$$F_T = G \frac{2\mu}{D},$$

где  $\mu$  - коэффициент трения качения, см.

3 Сопротивление, возникающее вследствие скольжения груза по роликам и сообщения роликам кинетической энергии.

Ролики рольганга в начальный момент находятся в состоянии покоя. При накатывании на них груза их окружная скорость увеличивается <п нуля до номинального значения, равного  $v_n$  (см.

рисунок 283, б). После прохождения груза ролики под действием силы трения в опорах замедляют движение и при большом расстоянии между грузами могут даже остановиться. В первый период за время разгона ролика до номинальной скорости  $\tau_n$  происходит одновременное качение груза по ролику и его скольжение, так как скорость движения груза в этот период больше окружной скорости ролика.

Увеличение скорости ролика под действием постоянной силы трения скольжения от накатывающегося на ролик груза происходит по линейному закону. Эта сила трения в период ускорения равна произведению коэффициента трения скольжения (при движении)  $f$  на силу давления груза на ролик  $G_1$ , а работа силы трения скольжения на пути разгона (площадь  $OABC$ ) равна  $G_1 \times f \times v_H \times \tau_n$ . За это время каждая точка на окружности ролика проходит путь, равный  $\frac{1}{2} v_H \times \tau_n$  (площадь  $OBC$ ).

Следовательно, путь скольжения равен также  $\frac{1}{2} v_H \times \tau_n$  (площадь  $OAB$ ), т. е. половина всей энергии груза за период разгона ролика до номинальной скорости обращается в работу трения, а вторая половина - в кинетическую энергию ролика. Тогда полная работа груза (даН-м) равна удвоенной величине кинетической энергии ролика:

$$A = 2\psi \times G_p \frac{v_H^2}{2g},$$

Здесь коэффициент  $\psi = 0,8 - 0,9$  учитывает, что не вся масса ролика расположена на окружности диаметром  $D$ .

При  $i$  роликах, расположенных подлине рольганга  $L$ , соответствующее усилие сопротивления:

$$F_3 = \psi \times G_p \frac{v_H^2 \times i}{g \times L}.$$

Общее усилие сопротивления передвижению груза по горизонтальному рольгангу:

$$F = F_1 + F_2 + F_3 = \frac{G}{D} (f \times d + 2\mu) + G_p \left( i_1 \times f \frac{d}{D} + \psi \frac{v_H^2 \times i}{g \times L} \right).$$

Если рольганг наклонен под углом  $\alpha$  к горизонту, то соответствующие усилия сопротивления:

$$F_1 = (G \times \cos \alpha + G_p \times i_1) f \frac{d}{D};$$

$$F_2 = G \frac{2\mu}{D} \cos \alpha;$$

$$F_3 = \psi \times G_p \frac{v_H^2 \times i}{g \times L} \cos \alpha;$$

$$F = \frac{G \times \cos \alpha}{D} (f \times d + 2\mu) + \psi \frac{G_p \times v_H^2 \times i}{g \times L} \cos \alpha + G_p \times i_1 \times f \frac{d}{D}.$$

При установившемся движении груза по рольгангу момент движущей силы  $G \times \sin \alpha \times \frac{d}{D}$  равняется моменту силы сопротивления:

$$G \times \sin \alpha \frac{D}{2} = F \frac{D}{2}.$$

Отсюда тангенс угла наклона рольганга:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{F}{G \times \cos \alpha}.$$

Приняв  $\cos \alpha = 1$  вследствие малости угла  $\alpha$ , после преобразований получим:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{D} (f \times d + 2\mu) + \frac{G_p}{G} \left( \psi \frac{v_H^2}{g \times L} i + f \frac{d}{D} i_1 \right).$$

В случаях, когда перемещаемые грузы следуют непосредственно один за другим и ролики вращаются с постоянной угловой скоростью, работа груза, затрачиваемая на преодоление сил скольжения по ролику и на сообщение ролику кинетической энергии, равна нулю. При этом выражение тангенса угла наклона рольганга имеет вид:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{D} \left[ 2\mu + f \times d \left( 1 + \frac{G_p \times i}{G} \right) \right].$$

Таким образом, необходимый угол наклона рольганга зависит не только от типа груза, но и от режима загрузки рольганга. Для уменьшения угла наклона рольганга следует уменьшать массу роликов, потери на трение в их цапфах и увеличивать диаметр ролика. Обычно угол  $\alpha$  имеет значение от 2 до 7°, но при транспортировании неровных кип мягкого материала может достигать 12 - 14°. При спуске груза с большой высоты с целью экономии места применяют спиральные рольганги (см. рисунок 283, б), в которых полотно располагают по винтовой линии.

Чтобы груз под действием центробежной силы не соскакивал с роликов, на поворотах ролики ставят наклонно или их делают коническими. Для передачи груза на большие расстояния при помощи непригодных рольгангов применяют системы рольгангов и коротких ленточных конвейеров — компенсаторов высоты, устанавливаемых в конце полотна рольганга и поднимающих груз на полотно следующего рольганга. В этом случае линии рольганга могут достигать протяженности в несколько километров.

Следует отметить, что в ряде отраслей промышленности, особенно в прокатных цехах металлургических заводов, рольганги используются не только как гравитационные устройства, но и как приводные. В этом случае ролики рольгангов приводятся во вращение от группового (см. рисунок 284) или индивидуального привода. Перемещение груза приводными рольгангами производится в большинстве случаев по горизонтали. В этом случае мощность привода приводного рольганга (кВт):

$$T = \left( c \frac{Q \times L}{367} + \frac{i \times G_p \times c_1 \times v}{102} \right) \frac{1}{\mu_m},$$

где  $Q$  - производительность конвейера, т/ч;  $L$  - длина транспортирования, м;  $G_p$  - вес вращающейся части ролика, даН;  $i$  - количество роликов на конвейере;  $v$  - скорость движения груза, м/с;  $\eta_m$  - к. п. д. приводного механизма;  $c$  - коэффициент сопротивления передвижению грузов, лежащих на конвейере;  $c = \frac{f \times d + 2\mu}{D}$ ;  $c_1$  - коэффициент сопротивления вращению роликов:  $c_1 = \frac{f \times d}{D}$ , где  $f$  - коэффициент трения подшипника (см. таблицу 23) при диаметре цапфы  $d$ ;  $\mu$  - коэффициент трения качения (см. таблицу 24).

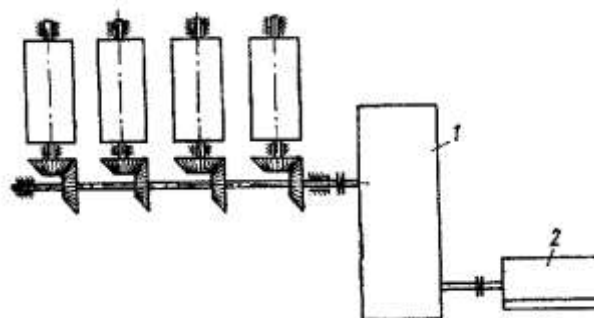


Рисунок 284 – Схема рольганга с групповым приводом:

1 – редуктор; 2 – двигатель

Для транспортирования деталей простой формы и небольшого размера (роликов, шариков, шпилек) весьма удобным является транспорт по трубопроводам, установленным между станками. Но уже при средних размерах деталей трубопроводы становятся громоздкими из-за необходимости увеличения радиусов закруглений. Поэтому транспортирование средних и крупных деталей

производится по открытым лоткам и на открытых конвейерах.

#### § 48. Качающиеся (инерционные и вибрационные) конвейеры

Большое применение в различных областях промышленности получили качающиеся конвейеры, применяемые для транспортирования всех видов насыпных грузов, кроме липких. Они используются обычно для перемещения груза на небольшие расстояния при малой и средней производительности. Они широко используются при транспортировке горячих, ядовитых, химически агрессивных грузов при обеспечении полной герметичности их перемещения, а также для транспортирования металлической стружки, смоченной эмульсией и маслом, горячей земли, выбитой из литейных форм, мелкого литья и других грузов. Качающийся конвейер представляет собой желоб, подвешенный или опертый на неподвижную раму. Желоб совершает колебательные движения, вследствие чего груз, находящийся в желобе, перемещается относительно желоба. Характер движения и его параметры определяются характером колебаний, совершаемых желобом.

Качающиеся конвейеры по режиму движения желоба и характеру движения груза подразделяются на *инерционные* (с переменным и постоянным давлением груза на желоб), в которых груз под действием силы инерции скользит по желобу, и на *вибрационные*, в которых груз отрывается от желоба и микробросками перемещается вдоль желоба. Вследствие ряда преимуществ в последнее время широко применяются вибрационные конвейеры.

*Качающийся конвейер с переменным давлением груза на желоб.* Такой конвейер состоит из стального желоба 1, совершающего колебательные движения на упругих стойках 2, изготовляемых из рессорно-пружинных сталей, под влиянием кривошипного механизма 3 (см. рисунок 285, а). Вследствие того что опорные стойки установлены наклонно к желобу, желоб с грузом при движении вперед несколько приподнимается, а при движении назад опускается. Направление движения груза зависит от того, в какую сторону от вертикали наклонены опорные стойки. Радиус кривошипа выбирается малым по сравнению с длиной шатуна и длиной опорных стержней, вследствие чего закон изменения скорости желоба от близок к синусоидальному (см. рисунок 285, б), а само движение желоба можно рассматривать как прямолинейное, направленное по нормали к опорным стержням. Ускорение желоба  $j_{ж}$  можно представить как геометрическую сумму вертикальной  $j_{ж,y}$  и горизонтальной  $j_{ж,x}$  составляющих. При ходе желоба вперед вертикальная составляющая ускорения направлена вверх (см. рисунок 286, а). При этом на частицу груза массой  $m$  действует вертикальная составляющая сила инерции  $mj_{ж,y}$ , прижимающая груз к желобу, и горизонтальная составляющая сила инерции  $mj_{ж,x}$ , стремящаяся передвинуть груз по желобу, а также сила трения  $F_{\phi}$ , направленная вдоль желоба в сторону движения желоба.

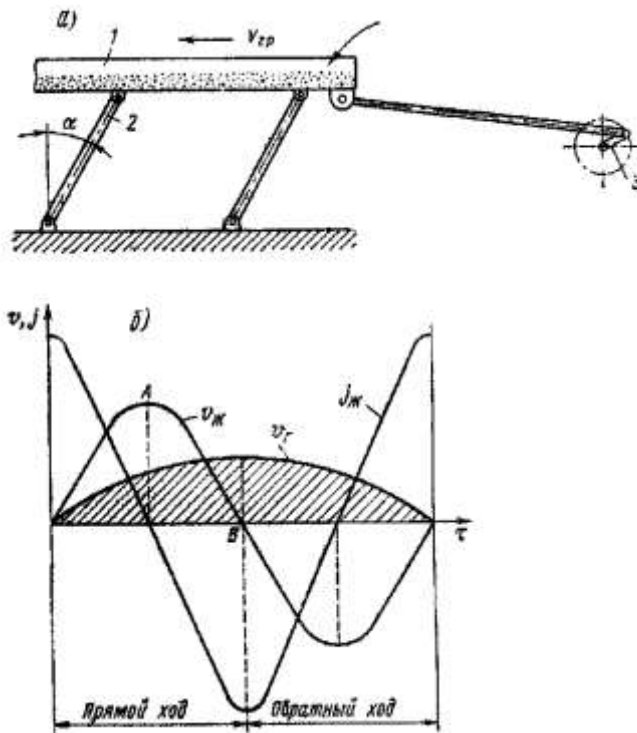


Рисунок 285 – Качающийся конвейер с переменным давлением груза на желоб:  
 а – схема; б – график изменения скорости груза  $v_T$ , желоба  $v_{ж}$  и ускорения желоба  $j_{ж}$

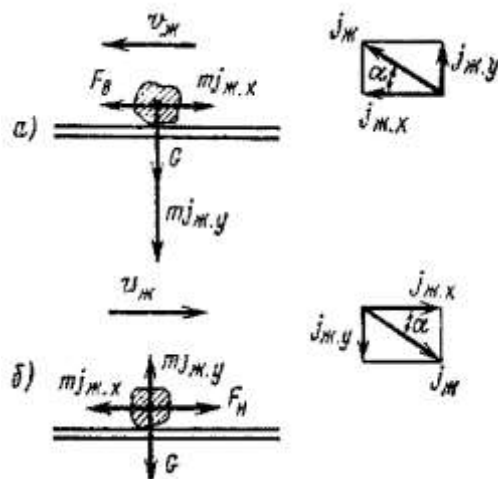


Рисунок 286 – Усилия, действующие на частицу груза при движении желоба вперед (а) и назад (б)

Для того чтобы частица груза перемещалась вперед даже в период замедления прямого хода желоба (участок  $AB$  на графике изменения скорости желоба, рисунок 285, б), сила трения  $F_B$  должна быть меньше горизонтальной составляющей силы инерции, т. е.:

$$f \times m(g + j_{ж,y}) < m \times j_{ж,x}$$

Так как:

$$j_{ж,x} = j_{ж} \times \cos \alpha \quad \text{и} \quad j_{ж,y} = j_{ж} \times \sin \alpha,$$

то условие обеспечения перемещения груза вперед отдельно от желоба примет вид:

$$j_{ж} > \frac{f \times g}{\cos \alpha - f \sin \alpha}$$

При обратном ходе желоба (см. рисунок 286, б), т. е. при его опускании, вертикальная составляющая силы инерции направлена вверх, уменьшая давление груза на желоб и силу трения  $F_B$  между грузом и желобом. Чтобы частица продолжала свое движение вперед и при обратном

ходе желоба, горизонтальная составляющая силы инерции должна быть больше силы трения при обратном ходе, т. е.:

$$m \times j_{ж.х} > f \times m(g - j_{ж.у}).$$

Движение груза по желобу должно быть таким, чтобы во все этапы движения желоба не происходил отрыв груза от желоба. Для этого должно быть обеспечено выполнение условия, чтобы давление груза на желоб было всегда больше нуля, т. е.  $m(g - j_{ж.у}) > 0$  или  $j_{ж.у} < g$ , т. е. вертикальная составляющая ускорения желоба должна быть всегда меньше ускорения свободного падения.

Обычно амплитуда колебания конвейеров с кривошипно-шатунным механизмом составляет 30 - 40 мм при числе циклов 300 - 400 в минуту. Упругие опорные стойки желоба устанавливаются под углом  $\alpha = 20 - 30^\circ$  с наклоном стоек относительно вертикали в сторону, обратную движению груза. Средняя скорость движения груза  $v_p$  обычно составляет 0,15 - 0,2 м/с. Для наклонных конвейеров с увеличением угла наклона желоба в сторону подъема скорость движения груза резко уменьшается и угол наклона не принимают более  $15^\circ$ . Высота слоя груза не принимается более 100 мм.

Мощность приводного двигателя конвейера определяется приближенно по формуле (кВт):

$$N = \frac{4 \times 10^{-4} \times Q \times L}{\eta \times \operatorname{tg} \alpha} \left( 6 \times 10^{-4} \frac{r \times n^2}{l} + 1 \right),$$

где  $n$  - частота колебаний в минуту;  $Q$  - производительность конвейера, т/ч;  $r$  - радиус кривошипа, мм;  $\eta = 0,8 - 0,85$  — к. п. д механизмов привода.

Качающиеся конвейеры с постоянным давлением груза на желоб. Эти конвейеры отличаются от конвейеров с переменным давлением тем, что желоб в них устанавливают на роликовых или шариковых опорах и он совершает продольное поступательно-возвратное движение под влиянием двухкривошипного механизма (см. рисунок 287). Этот механизм состоит из шарнирного четырехзвенника  $OABC$ , в котором кривошип  $OA$  вращается равномерно, а кривошип  $BC$ , вращающийся неравномерно, передает колебательное движение желобу 1 через тягу 2.

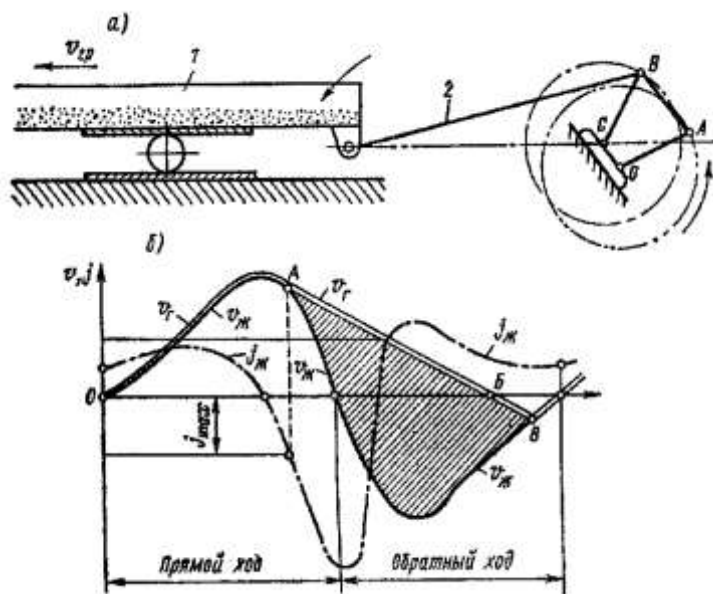


Рисунок 287 – Качающийся конвейер с постоянным давлением груза на желоб:  
а – схема; б – график изменения скорости груза  $v_r$ , желоба  $v_{ж}$  и ускорения желоба  $j_{ж}$

Если  $Q_{сп}$  - масса груза, находящегося в желобе, а  $f_0$  - коэффициент трения скольжения покоя между материалом и желобом, то ускорение, которое можно сообщить грузу желобом при их совместном движении:

$$j_{\max} = \frac{Q_{сп} \times g \times f_0}{Q_{сп}} = g \times f_0,$$

где  $Q_{cp} \times g \times f_0$  - наибольшая сила трения, возникающая между грузом и желобом.

Таким образом, если мгновенное ускорение желоба меньше или равно  $j_{max}$  то обеспечено совместное движение груза и желоба. В случае превышения мгновенным ускорением желоба этой величины происходит скольжение груза по желобу под действием силы инерции. При этом между грузом и желобом действует постоянная сила трения  $Q_{cp} \times g \times f$ , где  $f$  - коэффициент трения скольжения в движении. Следовательно, ускорение груза:

$$f_{cp} = \frac{Q_{cp} \times g \times f}{Q_{cp}} = g \times f = const.$$

На некоторой части прямого хода от точки  $O$  до точки  $A$  груз движется вместе с желобом, накапливая кинетическую энергию. В точке  $A$ , когда скорость желоба  $v_{жс}$  резко изменяется, а ускорение желоба  $j_{жс}$  достигает предельной величины, равной  $g \times f_0$ , нарушается условие, обеспечивающее совместное движение желоба и груза. Груз по инерции продолжает движение вперед и начинается скольжение груза по желобу с некоторым замедлением. В точке  $B$  скорость груза изменяет свое направление и груз движется назад со скольжением по желобу. В точке  $B$  скорости груза и желоба сравниваются и груз движется назад вместе с желобом без скольжения. Заштрихованная площадь диаграммы  $v - \tau$  (см. рисунок 287, б) определяет путь, пройденный грузом за один цикл движения желоба.

Производительность качающихся конвейеров определяют по формуле (т/ч):

$$Q = 3600S \times v \times \gamma_p,$$

где  $v$  - средняя скорость передвижения груза в желобе конвейера м/с;  $S = Bh$  - площадь сечения материала в желобе, м<sup>2</sup>;  $\gamma_p$  - насыпная масса груза, т/м<sup>3</sup>, в разрыхленном состоянии; принимается обычно равной  $0,8\gamma$  ( $\gamma$  - насыпная масса материала в обычном состоянии принимаемая по данным таблицы 32).

Высоту слоя материала в желобе  $h$  в среднем принимают равной 50 - 100 мм; коэффициент заполнения желоба обычно находится в пределах 0,5 - 0,6. Среднюю скорость передвижения груза в горизонтальном желобе принимают не выше 0,2 м/с. Амплитуда колебаний желоба обычно составляет 50 - 150 мм; частота колебаний 50 - 100 в минуту. Мощность привода качающегося конвейера с постоянным давлением груза на желоб можно ориентировочно определить по зависимости (кВт):

$$N = 0,0014Q_0,$$

где  $Q_0$  - масса материала и движущихся частей конвейера, кг. При необходимости в более точных расчетах определение мощности производят путем построения диаграмм действующих усилий и мощности за цикл работы конвейера. Вследствие ряда недостатков инерционных качающихся конвейеров, к которым следует отнести повышенный износ желоба из-за постоянного трения груза о его стенки и днище, высокие динамические нагрузки и неуравновешенность машины, они заменяются другими видами конвейеров.

Вибрационные конвейеры. Транспортирование груза с отрывом его от поверхности желоба используют в вибрационных конвейерах, в которых желоб или труба (см. рисунок 288) совершает колебания малой амплитуды (доли миллиметра) и высокой частоты (до 3000 в минуту). Желоб устанавливается на пружинных подвесках и соединяется с колеблющейся массой вибратора. В отличие от качающихся конвейеров, в которых груз скользит по желобу, не отрываясь от него, вибрационные конвейеры работают с такими ускорениями, вертикальная составляющая которых больше ускорения свободного падения. При этом частица груза отрывается от желоба и ее движение происходит в виде непрерывно следующих один за другим микрополетов (см. рисунок 289, б). При таком движении груз не крошится, не пылит и практически не изнашивает желоб.



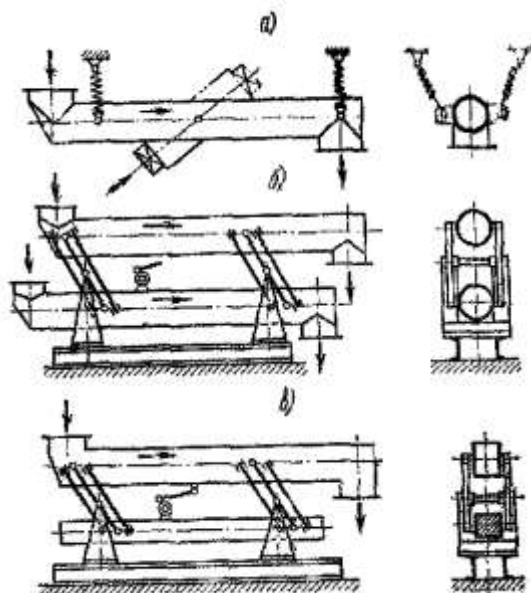


Рисунок 288 – Схемы вибрационных конвейеров:

а – однотрубный на пружинных подвесках с электровибратором; б – двухтрубный на упругих стойках с эксцентриковым вибратором; в – однотрубный на упругих стойках с эксцентриковым вибратором и уравновешивающей балкой

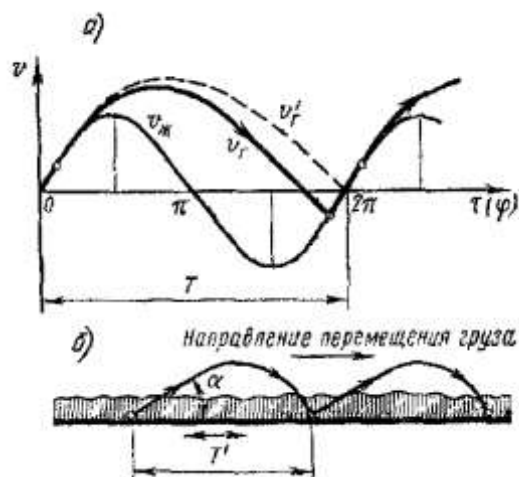


Рисунок 289 – Диаграмма движения груза на вибрационном конвейере:

а – диаграмма скорости желоба  $v_{ж}$  и груза  $v_{г}$ ; б – схема движения частицы груза

Наиболее эффективное транспортирование груза происходит в том случае, если в конце микрополета частица попадает на желоб в начале следующего периода колебаний желоба (пунктирная кривая  $v'_г$  на рисунке 289, а). Возбудителем колебаний являются инерционные, электромагнитные, эксцентриковые и поршневые (гидравлические и пневматические) вибраторы. Инерционные вибраторы применяются при средних частотах колебаний в тех случаях, когда при небольших габаритах и весе привода необходимо получить значительные по величине возмущающие силы.

К инерционным вибраторам относится вибратор с дебалансированным электродвигателем (см. рисунок 290, а).

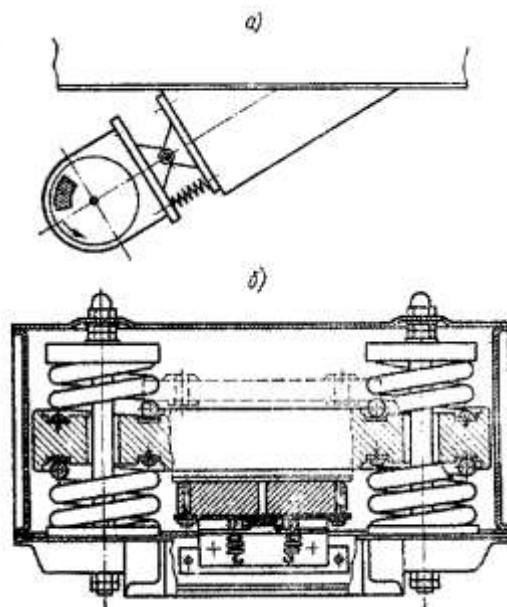


Рисунок 290 – Вибраторы:

а – с дебалансированным двигателем; б – электромагнитный

Большинство из конструкций этих типов вибраторов рассчитано на одну постоянную рабочую частоту, но имеются и вибраторы с регулируемой частотой. Величина возмущающей силы также может регулироваться. Благодаря меньшей частоте колебаний (1000 - 1500 в минуту) питатели с дебалансными вибраторами работают бесшумно. Наиболее совершенным видом являются электромагнитные (см. рисунок 290, в) вибраторы, служащие генератором гармонических колебаний (до 3000 в минуту). Они не имеют трущихся и быстроизнашивающихся деталей, имеют возможность плавного регулирования амплитуды колебаний, без прекращения работы установки, позволяют осуществить параллельное включение нескольких вибраторов на один объект и создают линейную направленность колебаний.

Усилие, создаваемое электромагнитным приводом:

$$P = m \times a \times \omega^2 (\gamma^2 - 1),$$

где  $\gamma = \frac{\omega_0}{\omega}$  отношение собственной частоты системы, приводимой в движение ( $\omega_0$ ), к частоте колебаний привода (вынужденная частота -  $\omega$ );  $a$  - амплитуда колебаний;  $m$  - масса, приводимая в движение.

Основными преимуществами вибрационных конвейеров являются:

- возможность транспортирования груза в условиях полной изоляции от окружающей среды в герметически закрытых трубах;
- отделение транспортируемого груза от соприкосновения с движущимися частями конвейера;
- возможность выполнения одновременно с транспортированием различных технологических операций - сушки, охлаждения, смешивания, грохочения и т. п.;
- малый износ несущего элемента (трубы или желоба) даже при транспортировании абразивных грузов;
- сравнительная простота конструкции машины;
- возможность промежуточной загрузки и разгрузки;
- малый расход энергии при установившейся работе.

К недостаткам этих конвейеров можно отнести значительное снижение производительности при транспорте по наклону вверх (за исключением специальных вертикальных вибрационных конвейеров) - примерно на каждый градус угла подъема производительность конвейера снижается на 3 - 5% (при подаче вниз по уклону производительность примерно в таком же соотношении повышается); малая долговечность упругих элементов и опорных подшипников привода (срок службы их обычно не превышает одного года); передача в некоторых случаях вибрационных нагрузок на опорные конструкции.

За последнее время получили широкое применение горизонтальные вибрационные конвейеры, выполненные по уравновешенной резонансной схеме (см. рисунок 288, б). Эти конвейеры состоят из двух труб или желобов, представляющих собой динамически уравновешенную систему. Движение труб производится со сдвигом по фазе на  $180^\circ$ , когда одна труба движется вперед, другая отклоняется назад, однако транспортируемый груз в обеих трубах всегда движется в одном заданном направлении. Механическая система, состоящая из желоба и пружин, настраивается в резонанс. Благодаря этому кривошипно-шатунный механизм в работе нагружен небольшими усилиями. При малых усилиях получают соответственно малые потери на трение и, следовательно, малые мощности привода. Это объясняется тем, что при установившемся колебательном движении резонансная система в случае отсутствия потерь может колебаться неограниченное время без поступления энергии извне, а при малых потерях эта система требует для поддержания такого движения лишь незначительных усилий.

Чтобы предотвратить передачу вибрационных нагрузок на несущие элементы здания, резонансные вибрационные конвейеры монтируют на пружинах или подвешивают на упругих подвесках. Исключение составляют уравновешенные системы с опорами, находящимися в центре колебаний. Такие конвейеры устанавливаются без фундаментов и без специальных креплений. Производительность вибрационных конвейеров достигает 200 т/ч, а длина транспортирования доходит до 80 м.

Точное определение мощности вибрационного конвейера является весьма сложной задачей вследствие трудности определения коэффициентов сопротивления. Для проектных расчетов ВНИИПТМАШ рекомендует определять мощность двигателя привода вибрационного конвейера на основе обобщенных коэффициентов расхода мощности на перемещение одной тонны груза на длину 1 м последующим формулам:

при длине  $L$  конвейера до 10 м:

$$N \approx \frac{C \times Q}{\eta} \left( K_1 \times L + \frac{H}{367} \right),$$

и при длине  $L$  более 10 м

$$N \approx \frac{C \times Q}{\eta} \left[ 10K_1 + (L - 10)K_2 + \frac{H}{367} \right],$$

где  $N$  - мощность приводного электродвигателя типа АОП (с повышенным пусковым моментом), кВт;  $Q$  - производительность конвейера, т/ч;  $H$  - высота подъема груза, м;  $\eta$  - коэффициент полезного действия механизмов привода;  $C$  - коэффициент транспортабельности груза, принимаемый для зернистых и кусковых грузов, обладающих хорошей и средней транспортабельностью (зерно, песок, уголь, шлак и т. п.),  $C = 1$  и для порошкообразных и пылевидных грузов, обладающих пониженной транспортабельностью (цемент, апатитовый концентрат, огарки и т. п.),  $C = 1,8 - 2$ ;  $K_1$  и  $K_2$  - коэффициенты удельной затраты мощности на транспортирование 1 т груза на длину 1 м (см. таблиц 46).

Таблица 46 - Значения коэффициентов удельной затраты мощности

Конструкция вибрационного конвейера	Расчетная производительность, т/ч	Величина коэффициентов	
		$K_1$	$K_2$
1	2	3	4
Подвесные конвейеры (одномасные) с центробежным приводом	От 5 до 50	0,006 – 0,007	-
	Более 50	0,005 – 0,0055	-
Опорные конвейеры (одномасные) с направляющими стойками-рессорами	От 5 до 50	0,007 – 0,0010	0,005 – 0,006
	Более 50	0,005 – 0,0055	0,0035 – 0,0045

Продолжение таблицы 46

1	2	3	4
Двухтрубные и однотрубные (двухмасные) уравновешенные	<i>С жестким шатунами</i>		

конвейеры с эксцентриковым приводом	От 5 до 50	0,010 – 0,012	0,008 – 0,010
	<i>С упругими шатунами</i>		
	От 5 до 50	0,0045 – 0,005	0,0035 – 0,004
	Более 50	0,004 – 0,005	0,003 – 0,0035

Для горизонтальных конвейеров ( $H = 0$ ), а также при транспортировании материала на спуск последний член приведенных формул падает.

Приведенные в таблице 46 большие значения коэффициентов  $K_1$  и  $K_2$  относятся к конвейерам меньшей из указанных значений производительности. Введение в расчетные формулы коэффициентов транспортабельности  $C$  обусловлено тем, что скорость транспортирования пылевидных грузов вибрационными конвейерами значительно (в 1,8 - 2 раза) меньше, чем для кусковых и зернистых грузов. Следовательно, для получения одной и той же необходимой производительности размер сечения трубы или желоба конвейера для транспорта пылевидных грузов получается большим, чем для грузов хорошей транспортабельности.

Наряду с горизонтальными виброконвейерами все более широкое применение получают вертикальные конвейеры, осуществляющие перемещение грузов по виброжелобу, идущему по винтовой линии вверх (см. рисунок 291). Для этого желобу придается возвратно-вращательное движение вокруг продольной оси и колебательное движение вдоль той же оси. Движение материала происходит, так же как и в горизонтальном желобе, посредством микрополетов, но при вертикальном транспортировании эти полеты идут не по прямой линии, а по непрерывно изменяющейся касательной, т. е. каждый новый микрополет изменяет направление своего движения в плане на некоторый угол, что и создает движение материала по спирали.

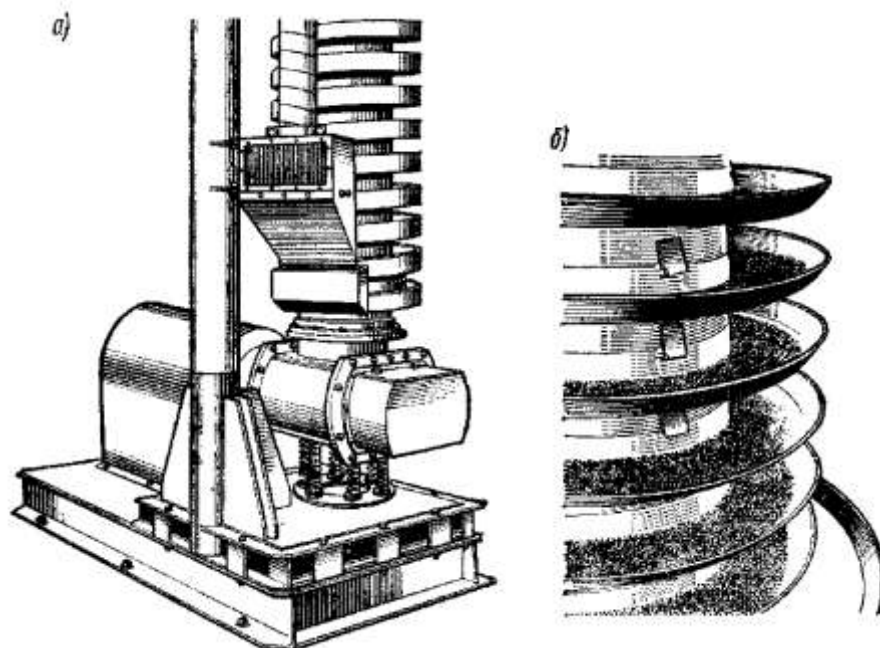


Рисунок 291 – Вертикальный вибрационный конвейер:  
а – установка привода; б – винтовой желоб

Вертикальные вибрационные конвейеры выпускаются с цилиндром диаметром 120 - 1000 мм. высотой 3 - 8 м, производительностью до 20 т/ч. Ограничение высоты транспортирования связано с увеличением веса колеблющейся массы, что заставляет применять более мощный и сложный привод.

Скорость транспортирования насыпных грузов вибрационным конвейером в значительной степени зависит от физико-механических свойств транспортируемого груза: его объемного веса, размера и формы частиц, влажности, упругих свойств, внутреннего трения и сцепления частиц; воздушной проницаемости и других факторов. Наибольшие скорости транспортирования имеют зернистые и кусковые грузы (песок, уголь, шлак, руда); значительно более низкие скорости имеют пылевидные грузы (шамот, доломит, цемент).

Влажность грузов, не обладающих липкостью или схватываемостью (например, песка,

апатита) в пределах примерно до 10%, не препятствует транспортированию, а создает более стабильный поток. При большей влажности скорость транспортирования резко понижается. Влажные липкие грузы (например, глину) транспортировать вибротранспортом нельзя. Скорости транспортирования грузов горизонтальными вибрационными конвейерами находятся в пределах 0,1 - 0,3 м/с и редко достигают 0,5 м/с для хорошо транспортирующихся грузов.

Угол наклона вибрационных конвейеров при транспорте на подъем кусковых, зернистых и некоторых порошкообразных грузов обычно не превышает 15° и иногда (для грузов с хорошей транспортабельностью) достигает 20°. Для пылевидных грузов (цемента), а также несортированных грузов с большим количеством (более 60%) пылевидных частиц угол наклона конвейера при транспортировании вверх на подъем обычно не превышает 5°, так как при больших углах транспортирование практически прекращается. Для некоторых пылевидных грузов с весьма мелкими, частицами (например, пыль из циклонов) транспортирование вверх по наклону невозможно. Величина амплитуды колебаний для конвейеров с электромагнитным вибратором обычно выбирается в пределах 0,1 - 2 мм в зависимости от производительности и длины транспортирования: для питателей и конвейеров с центробежным приводом - в пределах 0,5 - 5 мм и для конвейеров с эксцентриковым приводом - в пределах 3 - 12 мм. Максимальная длина транспортирования уравновешенным конвейером доходит до 100 м.

Сравнение горизонтальных вибрационных машин с другими транспортирующими машинами показывает, что вибрационные питатели значительно экономичнее и легче ленточных, качающихся и тарельчатых питателей. Вибрационные конвейеры значительно (в 3 - 4 раза) экономичнее и легче винтовых конвейеров. При транспортировании на средние расстояния (50 м и более) вибрационные конвейеры значительно уступают ленточным конвейерам, как по весу, так и по расходу энергии.

#### § 49. Винтовые конвейеры

*Винтовым конвейером* называют устройство, осуществляющее транспортирование материала по желобу при помощи вращающегося винта (см. рисунок 292). Винтовой конвейер состоит из неподвижного желоба 7, нижняя часть которого имеет форму полуцилиндра, закрытого сверху крышкой 9, приводного вала 5 с укрепленными на нем витками транспортирующего винта, концевых 2 и 6 и промежуточных опор 4, привода 1, загрузочного 5 и разгрузочного 9 устройств. Разгрузка горизонтального винтового конвейера может осуществляться в любом пункте через донные разгрузочные отверстия. Загрузка конвейеров производится через люки в крышке желоба.

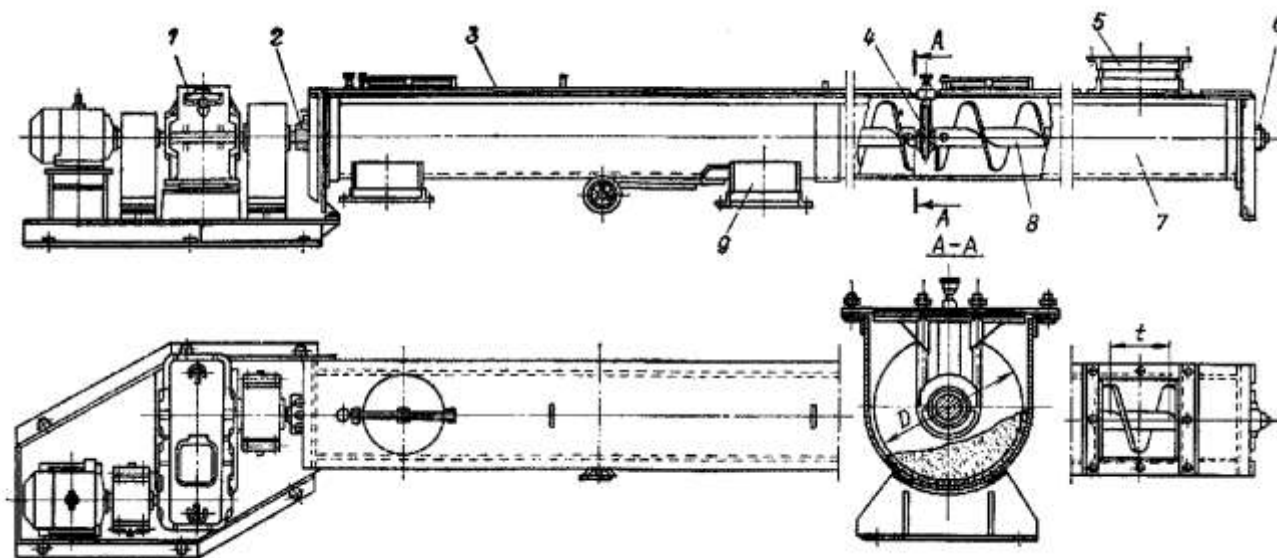


Рисунок 292 – Горизонтальный винтовой конвейер

При вращении винта груз перемещается витками винта по желобу. Витки винта изготовляют штамповкой из стального листа толщиной 4 - 8 мм, а затем приваривают к валу.

Различают винты сплошные, ленточные и фасонные. Сплошные винты (см. рисунок 293, а)

применяют при транспортировании сухих, порошкообразных, мелкозернистых и среднекусковых материалов. Ленточные винты (см. рисунок 293, б) применяются при транспортировании крупнокусковых или липких материалов. Лопастные и фасонные винты (см. рисунок 293, в) используют при перемещении слеживающихся материалов или для совмещения транспортных и технологических операций (смешивание, дробление, смачивание и т. п.). Винтовые конвейеры широко используются для транспортирования пылящих и горячих грузов, выделяющих вредные испарения и т. п., так как при этом легко обеспечивается герметизация трубопровода. Винтовые конвейеры применяются не только для перемещения груза по горизонтали, но и по наклонному и вертикальному желобам (см. рисунок 294). Высота подъема достигает до 15 м, производительность конвейера - до 50 т/ч. Горизонтальный винтовой конвейер (или специальный винтовой питатель, рисунок 294) создает снизу подпор груза. Разгрузка может производиться в любом месте вертикального желоба. При помощи винтового конвейера удобно транспортировать пылевидные, мелкозернистые и волокнистые материалы. Применять эти конвейеры для транспортирования крупнокусковых, абразивных или слипающихся грузов нецелесообразно.

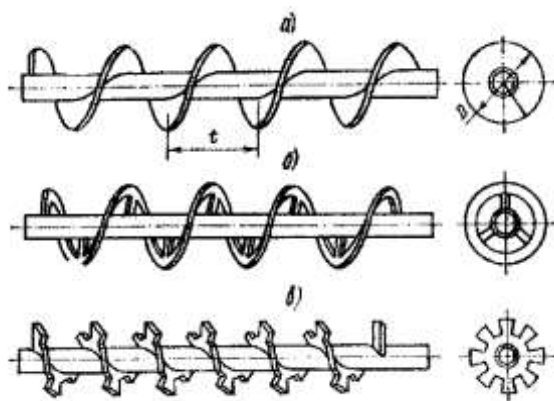


Рисунок 293 – типы винтов:

а – сплошной; б – ленточный; в – фасонный

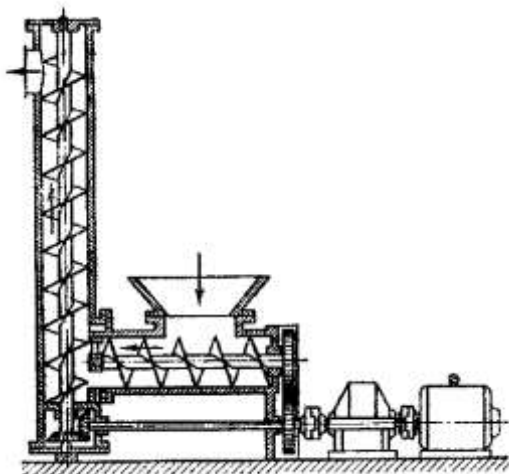


Рисунок 294 – Горизонтально-вертикальный винтовой конвейер

Желоб винтового конвейера обычно изготавливают из листового железа толщиной 2 - 8 мм. Шаг винта  $t = (0,5 - 1,0)D$ . Чем легче материал, тем шаг берут больше. Частота вращения винта зависит от вида транспортируемого груза и диаметра винта; она принимается тем большей, чем меньше насыпной вес и абразивные свойства грузов и чем меньше диаметр винта. Для тяжелых материалов частота вращения обычно около 50 об/мин, а для легких - до 150 об/мин. Диаметр винта  $D$  зависит от крупности кусков перемещаемого груза. Он должен быть в 12 раз и более больше размера кусков при транспортировании однородного по крупности материала и в 4 раза и более больше ■ максимального размера кусков при транспортировке несортированного (рядового) материала.

Площадь заполнения поперечного сечения желоба конвейера:

$$S = \varphi \frac{\pi \times D^2}{4},$$

где  $\varphi$  - коэффициент заполнения сечения желоба, принимаемый во избежание скопления материала у промежуточных подшипников значительно меньше единицы. Так, по нормальям ГПИ «Союзпроммеханизация» принимают следующие значения  $\varphi$  для грузов:

Тяжелых абразивных	0,125
Тяжелых малоабразивных	0,25
Легких малоабразивных	0,32
Легких неабразивных	0,4

Указанные значения коэффициента заполнения  $\varphi$  могут быть увеличены в 1,5 - 2 раза для коротких винтовых конвейеров, не имеющих промежуточных подвесных подшипников, мешающих транспортированию. При транспортировании легкосыпучих материалов приведенные значения  $\varphi$  рекомендуется снижать на 10 - 15%.

Производительность винтового конвейера со сплошным винтом (т/ч):

$$Q = 3600S \times v \times \gamma \times k,$$

где  $k$  - коэффициент снижения производительности при наклонном конвейере. Значения  $k$  для винтового конвейера в зависимости от угла  $\beta$  наклона желоба принимаются по следующим рекомендациям:

$\beta$ , град	0	5	10	15	20
$k$	1	0,9	0,8	0,7	0,65

Учитывая, что скорость транспортирования:

$$v = \frac{i \times n}{60}, \quad (71)$$

окончательно получим

$$Q = 3600\varphi \frac{\pi \times D^2}{4} \gamma \frac{i \times n}{60} k = 47\varphi \times \gamma \times i \times n \times D^2 \times k. \quad (72)$$

Максимальная частота вращения винта определяется по приближенным, установившимся в практике проектирования соотношениям, принимаемым равными  $n = \frac{60}{\sqrt{D}}$  - для легких

неабразивных материалов;  $n = \frac{45}{\sqrt{D}}$  - для тяжелых неабразивных материалов и  $n = \frac{30}{\sqrt{D}}$  - для

тяжелых абразивных материалов, где  $D$  - диаметр винта, м.

Потребную мощность на валу винта определяют по зависимости для горизонтального конвейера (кВт):

$$N_T = c_0 \frac{Q \times L}{367};$$

для наклонного конвейера:

$$N_H = \frac{Q \times H}{367} + c_0 \frac{Q \times L}{367}.$$

В этих формулах  $c_0$  - коэффициент сопротивления, определяемый эмпирически. Для таких грузов, как мука, древесные опилки, зерновые продукты,  $c_0 = 1,2$ ; для торфа, соды, угольной пыли, мела в порошке  $c_0 = 1,6$ ; для антрацита, воздушно-сухого бурого угля, орешкового угля, каменной соли и т. п.  $c_0 = 2,5$ ; для гипса, сухой глины в кусках и мелкой, формовочной земли, цемента, золы, извести, песка и т. п.  $c_0 = 4$ . Такие высокие значения коэффициента сопротивления объясняются наличием в конвейере значительного трения материала о желоб и о витки винта, приводящего к измельчению и истиранию материала. Кроме того, в винтовых конвейерах существуют дополнительные сопротивления вследствие скопления груза у промежуточных подшипниковых опор винта в желобе и вследствие интенсивного перемешивания груза. Поэтому не рекомендуется применять винтовой конвейер для материалов, измельчение которых снижает их качество.

При транспортировании сыпучих материалов производительность конвейера с ленточной спиралью примерно на 20 - 30% меньше конвейера со сплошной спиралью. Потребная мощность

конвейеров с ленточной спиралью примерно на 10% меньше мощности конвейера со сплошной спиралью. Длина винтовых конвейеров достигает 76 м, однако применение таких длинных конвейеров связано с большими эксплуатационными расходами.

Головной подшипник винта, расположенный со стороны, в которую происходит перемещение груза, обычно делается упорным, так как он воспринимает осевое усилие. При этом вал винта работает на растяжение, что позволяет использовать вал небольшого диаметра.

При сравнении винтового и ленточного конвейеров производительностью 30 т/ч установлено, что при длине 10 м общая величина эксплуатационных расходов в часе приблизительно одинакова; при длине 100 м расходы на винтовой конвейер увеличиваются вдвое по сравнению с расходами на ленточный конвейер.

*Транспортирующие трубы* (см рисунок 295), являющиеся разновидностью винтовых транспортеров, предназначаются для транспортирования горячих материалов, в также материалов, выделяющих вредные пары. В транспортирующей трубе по ее внутренним стенкам укрепляется спираль. Высота гребня спирали в транспортирующей трубе принимается обычно равной  $(0,2 - 0,3)D$ . При вращении трубы, устанавливаемой на роликах, на двухроликовых (см. рисунок 295) или на четырехроликовых (см. рисунок 296) опорах, в зависимости от размеров трубы материал, за один оборот трубы, перемещается на величину шага спирали. Так как при вращении трубы материал все время перемешивается и крошится, то транспортирующие трубы не применяют для перемещения материалов, которые не должны измельчаться.

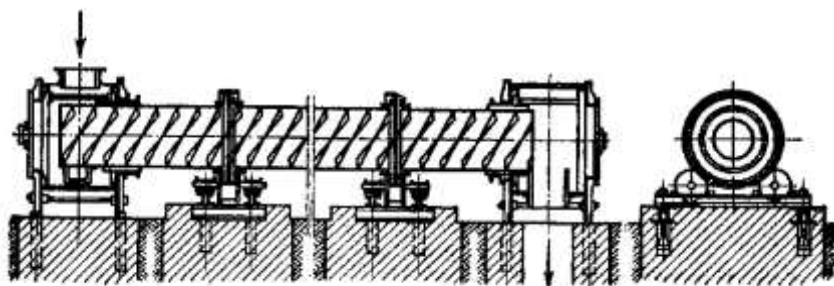
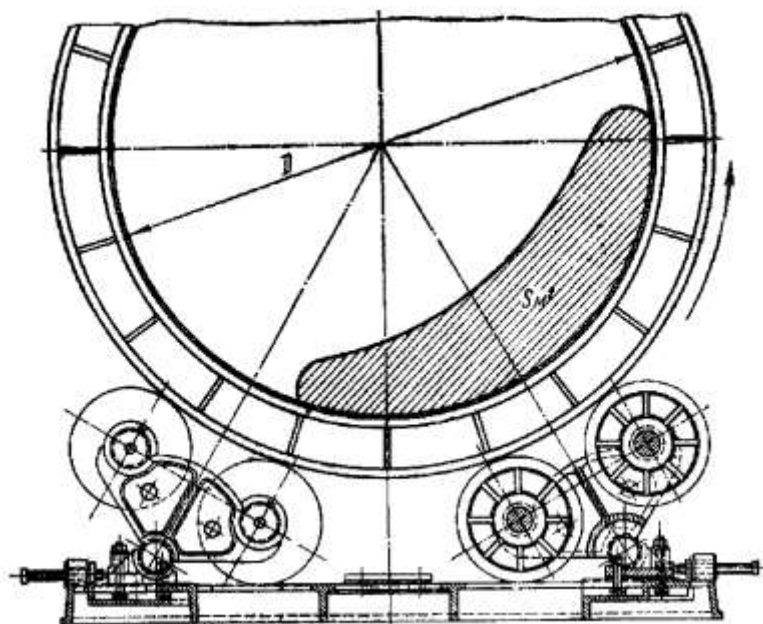


Рисунок 295 – Транспортирующая труба



296 – Установка трубы на четырех роликовых опорах

Транспортирующие трубы с винтовой спиралью могут быть установлены горизонтально или с небольшим наклоном вверх или вниз. Разновидностью конструкций этого типа являются трубы без спирали, устанавливаемые всегда с наклоном вниз по направлению движения груза и используемые в качестве технологических агрегатов для обжига, сушки, смешивания различных материалов. Транспортирующие трубы отличаются сравнительной простотой и надежностью кон-



струкции и возможностью создания герметичности процесса транспортирования. Однако они имеют большой собственный вес, большие габариты и высокий расход энергии.

Производительность транспортирующей трубы со спиралью определяется также по уравнению (72), а скорость транспортирования - по уравнению (71). Шаг винтовой линии  $t$  обычно принимается равным половине внутреннего диаметра трубы, а коэффициент  $\varphi$  заполнения сечения трубы с учетом снижения производительности при расположении трубы с уклоном вверх - по следующим рекомендациям:

Уклон трубы $\beta$ , град	0	5	10	20
Коэффициент $\varphi$	0,22 - 0,33	0,19	0,13	0,08

Частота оборотов трубы ограничена условием, чтобы материал не начал вращаться вместе с трубой, т. е. центробежная сила должна быть меньше силы тяжести:  $m \times \omega^2 \times r < m \times g$ , откуда  $\omega^2 \times r < g$  где  $\omega$  - угловая скорость;  $r = \frac{D}{2}$  - радиус трубы;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  - ускорение свободного падения.

После подстановки величин получаем  $n < 42 \frac{1}{\sqrt{D}}$ . В практике проектирования принимают л

$$n \approx (20 - 30) \frac{1}{\sqrt{D}}.$$

Потребная мощность определяется так же, как и для винтовых конвейеров, но значение коэффициента сопротивления  $c_0$  принимают на 15 - 20% выше, что объясняется более высоким значением массы вращающихся частей, чем в обычных винтовых конвейерах.

## § 50. Пневматические и гидравлические транспортные устройства

Пневматическим транспортированием называют транспортирование груза по трубам в смеси с воздухом или под давлением воздуха. В смеси с воздухом транспортируют главным образом порошкообразные, мелковолокнистые и зернистые материалы, и их транспортирование основано на сообщении грузу скорости движущимся потоком воздуха. Пневматические устройства для транспортирования в смеси с воздухом имеют большой диапазон производительности (до 400 т/ч), дальности транспортирования (до 2,14 км) и высоты транспортирования (до 100 м). В зависимости от способа создания движения воздуха по трубопроводам пневматические установки подразделяются на следующие типы:

а) *всасывающие установки*, работающие в результате образования в трубопроводе разрежения и всасывания в него атмосферного воздуха вместе с грузом (см. рисунок 297, а). Во всасывающем устройстве вакуум-насос 6 создает разрежение, благодаря которому воздух через сопло 1 вместе с грузом засасывается в трубопровод 2. В отделительной камере 3 происходит осаждение груза и воздух, содержащий мелкую пыль, проходит через фильтр 5. Очищенный воздух через вакуум-насос выбрасывается в атмосферу. Шлюзовые затворы 4 пропускают груз и препятствуют засосу воздуха из атмосферы. При работе всасывающей установки исключается пыление, что имеет польу при наличии неплотностей соединений трубопроводов. Их целесообразно применять при необходимости сбора груза разветвленным трубопроводом из нескольких пунктов погрузки к одному пункту разгрузки. Вследствие того что всасывающие пневматические установки не могут создать большого перепада давлений (разрежение практически не превышает 0,4 - 0,5 ат), они применяются главным образом для транспортирования легких сыпучих грузов на относительно малые расстояния - в основном для разгрузки железнодорожных вагонов и судов;

б) *нагнетающие установки*, работающие в результате нагнетания сжатого воздуха в трубопровод (см. рисунок 297, б). В установках этого типа компрессор 7 подает в воздухоотделитель 8 сжатый воздух, который проходит через воздухоотделитель 9 в трубопровод 2. Питатель 10 принудительно подает в трубопровод груз, который затем осаждается в отделителе 3, а воздух через фильтр 5 выходит в атмосферу. Эти устройства удобны для подачи груза от одного места погрузки в несколько мест разгрузки по разветвленному трубопроводу. Так как давление в трубопроводе может достигать 6 ат и более, то нагнетающие пневматические устройства могут применяться при

необходимости транспортирования тяжелых пылевидных и кусковых грузов и на большие расстояния;

в) смешанные установки транспортируют материал до места его перегрузки обычно всасывающим трубопроводом и далее до места выгрузки - нагнетательным. Эти устройства позволяют собирать груз из нескольких пунктов погрузки и подавать его в несколько пунктов разгрузки. В промышленности эти установки используются при большой длине транспортирования.

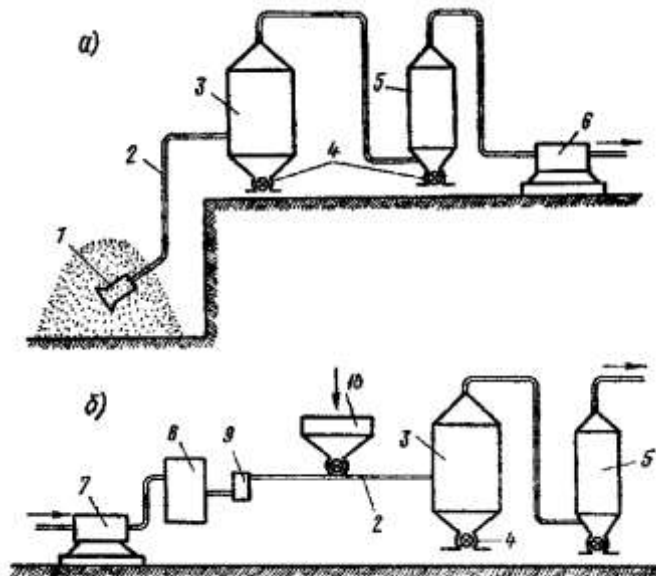


Рисунок 297 – Схемы пневматических транспортных установок

Устойчивое транспортирование груза в смеси с воздухом возможно лишь при наличии достаточной скорости транспортирующего воздуха. Для создания необходимого перепада давлений воздуха в трубопроводе в нагнетательных системах применяются компрессоры, воздуходувки и вентиляторы, а во всасывающих системах - вакуум-насосы и вентиляторы.

При создании перепада давлений в магистрали механическая смесь воздуха с материалом приобретает скорость. При этом возникают аэродинамические силы, достаточные для перемещения и воздуха, и сыпного груза. Транспортирование сыпного груза по трубопроводу возможно при скорости, превышающей скорость витания частиц в потоке воздуха. Под скоростью витания  $v_{вит}$  понимается такая скорость воздушного потока, при которой возникающая аэродинамическая сила, воздействующая на частицу груза, уравнивает силу тяжести этой частицы. При этом частица груза как бы повисает (витает) в трубопроводе. Скорость витания зависит как от веса частицы, так и от ее формы и определяется экспериментально с учетом аэродинамического коэффициента обтекания.

Пневматическое транспортирование грузов имеет следующие преимущества, обусловившие широкое внедрение этого вида транспортирования в различные области народного хозяйства:

- возможность транспортирования по сложной пространственной трассе и удобство расположения трубопроводов в любом направлении;
- совмещение транспортирования груза с технологическими операциями (сушка, отсос мелких фракций и т. п.),
- подача груза из нескольких мест к нескольким пунктам,
- высокая степень герметизации трубопроводов и отсутствие потерь груза;
- почти полная автоматизация процесса транспортирования.

Пневмотранспорт легко можно приспособить как к существующим, так и к вновь проектируемым производственным установкам.

Особо следует отметить, что применение пневмотранспорта позволяет снизить потери материала, улучшает условия труда и снижает численность обслуживающего персонала. К недостаткам же следует отнести:

- высокий расход энергии, достигающий 1 - 5 кВт×ч/т, превышающий в 10 - 16 раз расход энергии

при транспортировании механическим путем;

- повышенный износ элементов пневмоустройств, особенно при транспортировании абразивных грузов;

- необходимость тщательной очистки отработанного воздуха от пыли перед отводом его в атмосферу; невозможность транспортирования влажных, слеживающихся и липких грузов.

Давление воздуха в современных пневмоустановках высокого давления с камерными насосами достигает  $8 \text{ даН/см}^2$ . В настоящее время имеются пневмоустановки производительностью от нескольких килограммов до сотен тонн в час. Наибольшая дальность транспортирования доходит до 2 км.

Разновидностью пневматического транспортирования в смеси с воздухом является насыщение воздухом (аэрация) сухих, пылевидных материалов, например цемента, молотого угля, муки, пудры и др., вследствие чего они получают свойство текучести и могут перемещаться под действием силы тяжести по специальным желобам, имеющим весьма малый уклон.

Закрытый пневможелоб (см. рисунок 298) состоит из наклонного лотка 5 с отдельными секциями. Каждая секция желоба состоит из верхнего и нижнего корыт, штампованных из листовой стали и соединенных болтами. В нижнем корыте 8 по всей длине желоба уложены пористые плитки 7. В верхней части желоба на плитках располагается материал, загружаемый через течку 4 из бункера 3. В нижнюю часть желоба подводится воздух под небольшим избыточным давлением, равным  $(3 - 5) \cdot 10^4 \text{ Па}$ . Подача воздуха осуществляется вентилятором 1 по гибкому шлангу 2. Воздух, проходя через поры плиток, разделяется на множество микроструек, которые пронизывают материал и аэрируют его. При наличии небольшого уклона ( $4 - 10^\circ$ ) в сторону транспортирования аэрированный материал течет как жидкость. Аэрирующий воздух очищается в плоских матерчатых фильтрах 6, расположенных в верхней части желоба, и уходит в атмосферу.

При одинаковых условиях (производительность, длина) мощность, необходимая для транспортирования материала пневможелобом, в 5 - 8 раз меньше, чем при транспортировании, винтовым или конвейером другого типа. Существующие конструкции пневможелобов имеют производительность до 200 т/ч и более с дальностью транспортирования до 40 м и более.

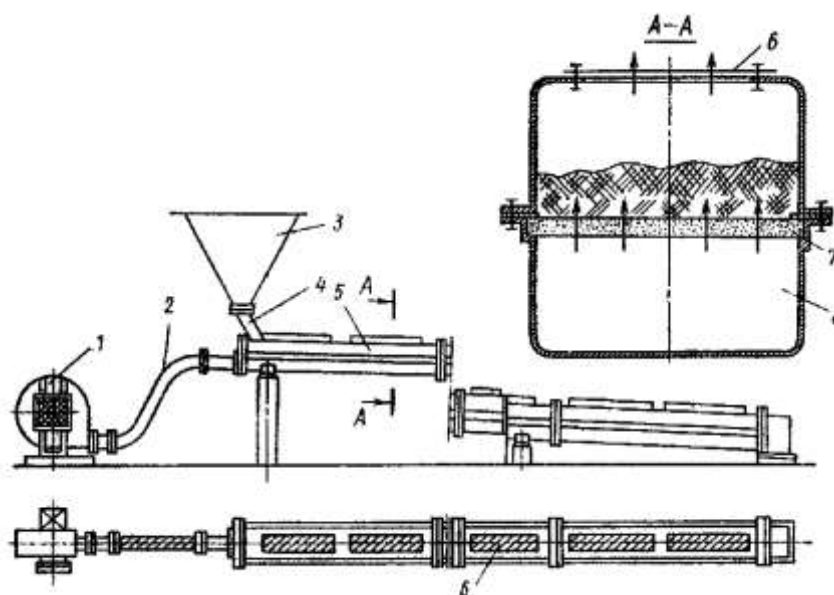


Рисунок 298 – Схема пневматического желоба

Расход воздуха при транспортировании составляет примерно  $100 - 130 \text{ м}^3/\text{ч}$  на  $1 \text{ м}^2$  поверхности пористой перегородки. Важным условием бесперебойного течения материала является поддержание насыщенности груза воздухом на всем участке движения. Для обеспечения такого движения достаточно изменить объемную массу материала при помощи насыщения его воздухом на 15 - 35%; при этом трение частиц друг о друга заменяется трением частиц о воздух.

По закрытым пневможелобам обычно перемещаются горячие материалы при температуре примерно  $135^\circ\text{C}$ , а при наличии специальных пористых плит (керамических) - при температуре до  $530^\circ\text{C}$ . Транспортирование грузов насыщенным воздухом позволяет создать весьма простые и

дешевые установки, обладающие герметичностью, отсутствием движущихся и изнашивающихся частей, малым расходом энергии, большой производительностью, малыми габаритами. Недостатком является необходимость для транспортирования груза уклона желоба вниз, что ограничивает возможную длину транспортирования. За последние годы намечается тенденция к применению пневматического транспорта с малым расходом воздуха и весьма высокой концентрацией смеси, особенно выгодного при транспортировании на короткие расстояния и на вертикальных участках трассы.

В таких пневмоподъемниках (см. рисунок 299) материал движется при малых скоростях воздуха, и для обеспечения движения его в начале трубопровода достаточно создать давление воздуха, несколько большее веса столба смеси материала и воздуха. Пневмоподъемник состоит из резервуара 2, в который введен начальный участок транспортного трубопровода 1. В нижней части резервуара имеется воздушная камера 4 со встроенной пористой перегородкой 3 и трубопроводом 5 для подачи сжатого воздуха. Подача материала в резервуар производится через загрузочное устройство 6, снабженное коническим клапаном. Для приема транспортируемого материала установлен бункер-отделитель 7, над которым для очистки воздуха смонтирован рукавный фильтр 8.

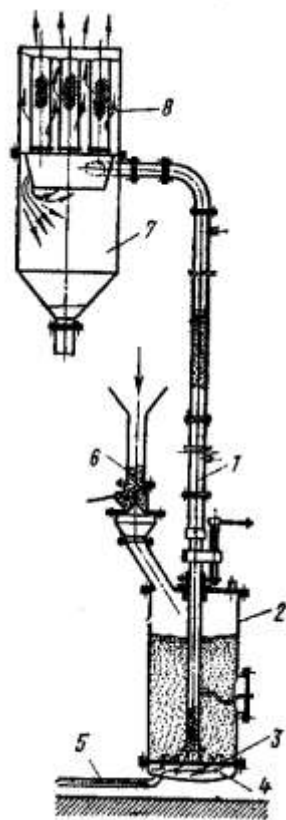


Рисунок 299 – Пневматический подъемник для сыпучих материалов

Под давлением воздуха по трубам транспортируются и штучные грузы, помещенные в специальные калиброванные патроны диаметром 60 - 200 мм, снабженные уплотнениями, уменьшающие утечку воздуха между патроном и стенкой трубы. Такие транспортирующие устройства нашли широкое применение в почтовых и телеграфных учреждениях, в банках и магазинах, в металлургии для передачи в лаборатории образцов для анализов и т. п.

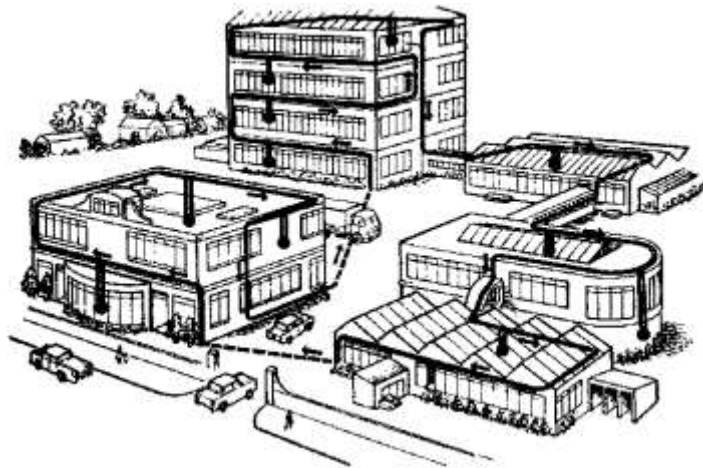


Рисунок 300 – Система для пневматического транспорта почты

Так, на рисунке 300 представлена пневматическая система для перемещения почты, состоящая из одинарного кольцевого воздухопровода с ответвленными от него 45 станциями, между которыми имеется постоянная связь. Письма и документы транспортируются в патронах со скоростью 32 - 48 км/ч. Обслуживающего персонала при этом не требуется, так как патроны направляются к станции назначения автоматически при помощи головки с номерным диском, смонтированной в концевой части корпуса патрона. Действие головки основано на том, что вмонтированный в патрон пружинящий язычок при проходе по трубе вибрирует с определенной частотой. Каждому указанному на диске номеру 1,;ответствует звук определенной тональности. Около каждой станции установлен микрофон, связанный с усилительным устройством, соответствующим настройке язычка в головке патрона. Когда микрофон улавливает издаваемый приближающимся патроном звук той же частоты, он приводит в действие электронное реле, воздействующее на отклоняющее устройство, и патрон направляется к разгрузочному пункту соответствующей станции.

К системе трубопроводных конвейеров относится также и получающий все большее применение гидравлический транспорт, где насыпной груз перемещается в смеси с водой по трубам. Смесь груза с водой называется пульпой. Существуют следующие схемы перемещения пульпы:

1 - *самотечная схема*, при которой пульпа перемещается по желобам с небольшим (0,02 - 0,06) уклоном в сторону движения;

2 - *напорная схема* (см. рисунок 301, а), в которой пульпа всасывается землесосом 3 из приемного устройства 1 и по трубопроводу 4 подается на обезвоживающее сито 6, с которого материал поступает в приемный бункер 7, а вода стекает в отстойник 8. Насосом 5 вода по трубопроводу 2 возвращается в приемное устройство 1. В этой схеме возможно транспортирование не только по горизонтали, но и с подъемом вверх;

3 - *смешанная схема* (см. рисунок 301,б), в которой пульпа в пределах цеха перемещается самотеком по желобу 10 и попадает в приемник 12 эжекторного гидроэлеватора 13. В напорное сопло гидроэлеватора в помощь насоса высокого давления 11 подается вода, которая вместе с пульпой проходит через диффузор в трубопровод 9.

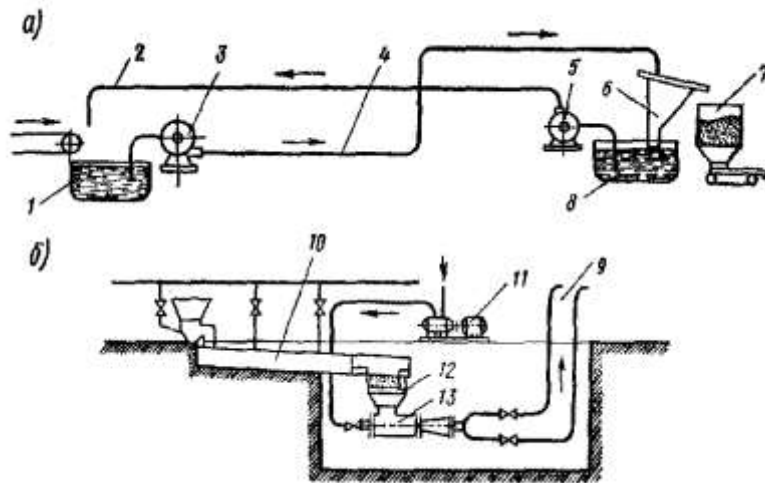


Рисунок 301 – Схема гидравлического транспортирования

Наиболее широкое применение гидравлический транспорт получает при добыче полезных ископаемых с дальнейшим мокрым обогащением, а также при производстве вскрышных работ. Так, в США имеется система гидравлического транспортирования угля на тепловую электростанцию с протяженностью трассы 173,8 км и производительностью 150 т/ч.

Преимуществами гидротранспорта являются возможность транспортирования на большие расстояния без перегрузок по сложной трассе с подъемами под любым углом и по вертикали, значительные производительности, отсутствие механического оборудования на трассе трубопровода, простота эксплуатации и полная автоматизация, совмещение транспортирования в некоторыми технологическими процессами. Однако ограничения по виду и характеристикам перемещаемых материалов и по их крупности, интенсивный износ трубопроводов и частей механизмов, входящих в контакт с пульпой, и повышенный расход энергии несколько сужают области применения гидравлического транспорта.

Гидравлические транспортные системы могут быть открытыми и закрытыми. В открытой системе вода используется один раз и затем отводится в водоем. При этом расходуется большое количество воды и требуются очистные устройства для очистки воды перед сбросом ее в водоем. В закрытой системе предусматривается возврат воды в цепь для повторного использования. При этом отпадает необходимость в сложных очистных устройствах. Мощность, затрачиваемая гидротранспортной установкой на перемещение материала (кВт):

$$N = \gamma_0 \frac{V \times H}{367 \eta \times \mu},$$

где  $\gamma_0$  - плотность воды (1 кг/л);  $V$  - объемная производительность, м<sup>3</sup>/ч;  $H$  - полный напор в установке, равный сумме потерь напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах, м;  $\eta$  - к. п. д. центробежного насоса;  $\mu$  - коэффициент насыщения, т. е. отношение объемного количества материала к полному количеству гидросмеси:

$$\mu = \frac{1}{1 + \beta},$$

где  $\beta$  - отношение объемного количества воды к количеству материала.

Необходимо стремиться к тому, чтобы коэффициент  $\mu$  был возможно больше, так как увеличение удельного веса, например, от 1,1 до 1,2 соответствует повышению производительности в два раза, а абсолютные затраты мощности при этом за счет увеличения напора возрастают всего на 9%. Обычно транспортирование производится при консистенции пульпы, соответствующей критической скорости, при которой гидросмесь перемещается с наибольшей возможной консистенцией без осадка материала в горизонтальных трубах.

При проведении комплексной механизации технологического процесса очень часто работу конвейеров, подающих груз непрерывным потоком, увязывают с работой машин периодического действия. В этом случае для накапливания материала, подающегося конвейером, применяют бункера (сосуды различной формы), емкость которых выбирают такой, чтобы путем использования материала, накопленного в бункере, можно было устранить неравномерность в подаче и расходе груза. Обычно бункер состоит из двух геометрических тел: верхнего - призматического или цилиндрического и нижнего - суживающегося книзу к выпускному отверстию в виде конуса или пирамиды. Бункеры изготавливают из листового металла, дерева, бетона и т. п. Форма их стенок и размеры отверстия истечения должны обеспечить бесперебойную разгрузку материала без создания возможности сводообразования материала в бункере. Иногда в бункерах для улучшения истечения материала применяют специальные шуровочные устройства или устанавливают вибраторы.

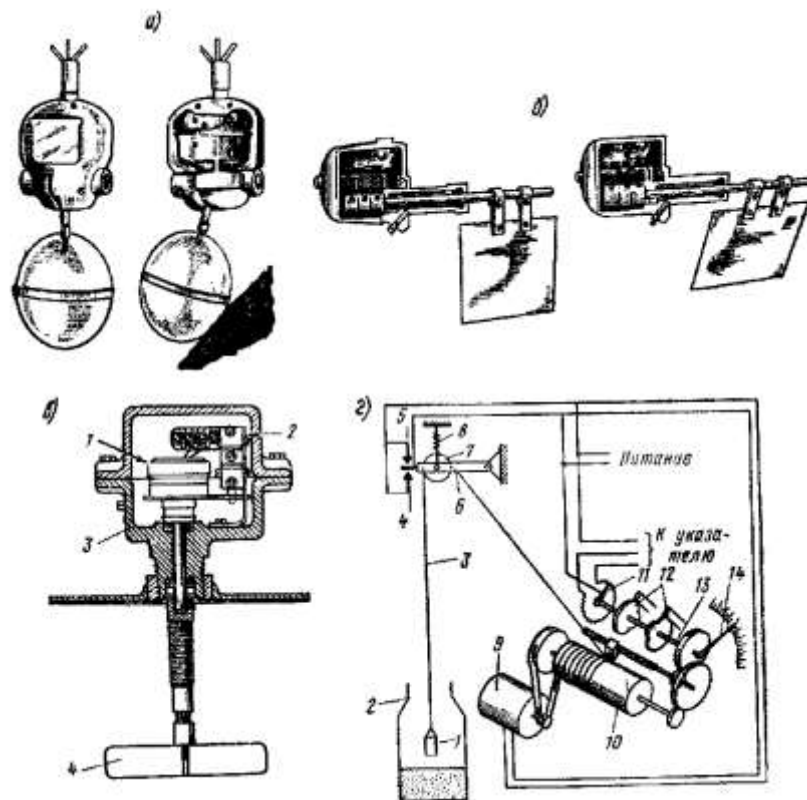


Рисунок 302 – Указатели уровня материала в бункере:

а – шарнирно-шарикового типа; б – шарнирно-лопастного типа; в – лопастного типа; г – с грузовым щупом

Для определения уровня материала, находящегося в бункере, применяются указатели уровня, оборудованные дистанционной системой передачи показаний. Весьма распространены указатели шарнирного и поворотного типа (см. рисунок 302, а, б), состоящие из шарика или лопасти, соединенных с конечным выключателем, установленным в корпусе. При заполнении бункера материал отклоняет шарик или лопасть от вертикального положения, что приводит к размыканию контакта выключателя и включению светового или звукового сигнала.

Другой тип указателя уровня приведен на рисунке 302, в. Он состоит из маломощного, развивающего малое число оборотов двигателя 1, соединенного с валом, на конце которого укреплены лопасти 4. Когда уровень материала в бункере поднимается до вращающейся лопасти, то двигатель останавливается, что вызывает срабатывание микровыключателя 2, управляющего сигнальным устройством. Вся электроаппаратура размещена в герметическом корпусе 3, что позволяет использовать указатель и для работы со взрывоопасными грузами. При веденные конструкции указателей дают сигнал только при полном заполнении бункера, но не показывают, сколько материала остается в бункере.

Конструкция указателя (см. рисунок 302, е), показывающая непрерывно уровень материала в бункере, состоит из щупа 1, подвешенного к концу каната 5 и опущенного в бункер 2. Канат 3 проходит через блок 7, укрепленный на рычаге 6, удерживаемом пружиной 8, и наматывается на

барабан 10, вращаемый от электродвигателя 9. Вал барабана соединен зубчатыми передачами с валом управления 13, на котором укреплены стрелка 14 указателя уровня и кулачки 12, связанные с электроконтактами, определяющими крайние положения щупа, и потенциометр 11, обеспечивающий дистанционную передачу сигналов. Если щуп не соприкасается с материалом, то нагрузка пружины 8, пропорциональная весу щупа, приводит к перемещению рычага 6 между контактами 4 и 5, что приводит к включению двигателя 9 и опусканию щупа на материал; после этого нагрузка на пружину 8 уменьшается и - двигатель 9 останавливается. При ослаблении каната 3, когда щуп ложится на материал, контакт 5 замыкается и двигатель включается на подъем щупа. Таким образом, щуп все время находится около поверхности материала в бункере, что позволяет держать под постоянным контролем уровень материала.

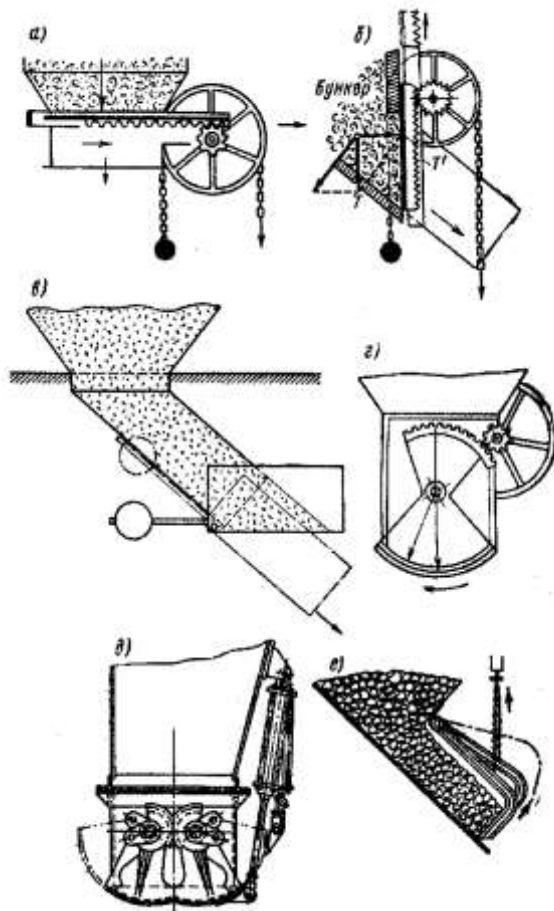


Рисунок 303 – Бункерные затворы:

а – плоский горизонтальный; б – плоский вертикальный; в – клапанный; г – односекторный; д – двухсекторный; е - рычажный

Для открывания и закрывания выпускных отверстий бункеров и регулирования истечения груза из них применяют бункерные затворы различного типа - с ручным или механическим приводом (см. рисунок 303). В плоских затворах отверстие истечения груза из бункера перекрывают плоской задвижкой, что иногда приводит к защемлению кусков груза при закрывании и требует значительного усилия для передвижения задвижки. В лотковых (клапанных) затворах отверстие истечения перекрывают клапаном, шарнирно укрепленным под отверстием бункера. Эти затворы не защемляют грузов, но имеют весьма большие габариты по высоте. Секторные затворы по сравнению с плоскими затворами требуют значительно меньшего усилия для открывания и закрывания отверстия истечения. Конструктивной разновидностью секторного затвора является рычажный затвор, состоящий из тяжелых рычагов, каждый из которых подвешен на цепи. При опускании цепи, опускающиеся заостренные рычаги проникают в толщу материала и перекрывают отверстие истечения.



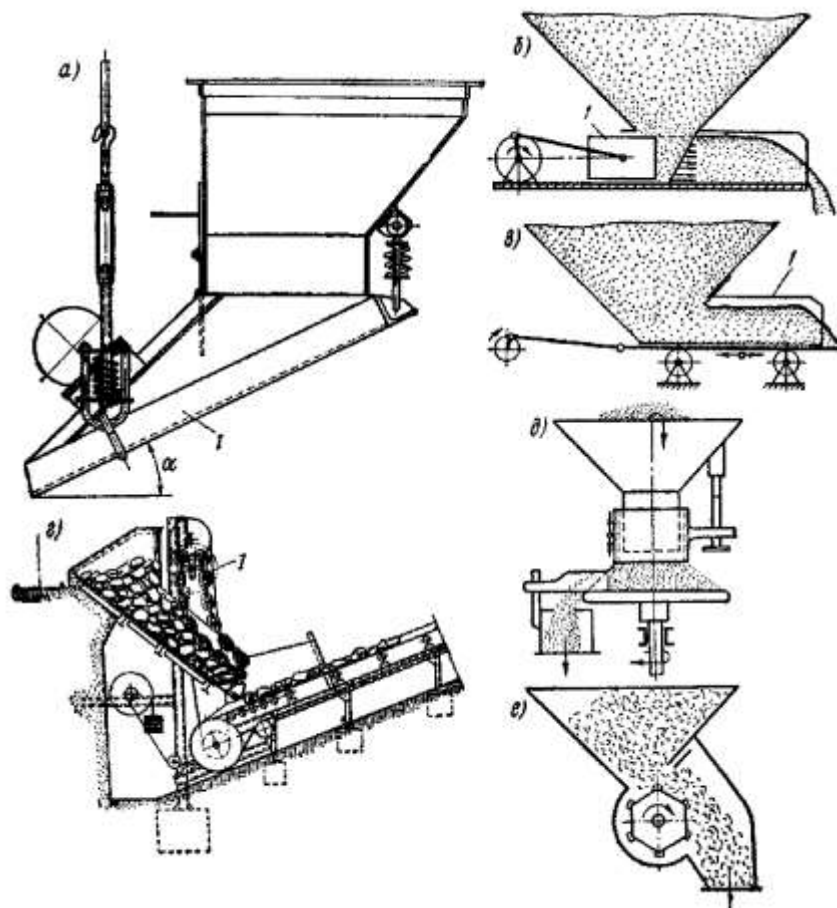


Рисунок 304 – Питатели:

а, б, в – колебательного движения; г – непрерывного движения; д, г – вращающиеся

Для равномерной и непрерывной подачи груза из бункера на транспортное устройство применяются специальные питатели. Очень часто питатели представляют собой короткий ленточный или пластинчатый цепной конвейер, инерционный или вибрационный конвейер, винтовой конвейер. Однако находят применение и специальные конструкции питателей, из которых можно отметить следующие:

- 1) *вибрационный лотковый питатель* (см. рисунок 304, а), представляющий собой лоток 1 с вибратором, подвешенный на пружинах под отверстием истечения бункера. Регулировкой винтовых стяжек можно установить необходимый угол наклона  $a$ , соответствующий заданной производительности при данном материале;
- 2) *плунжерный питатель* (см. рисунок 304, б) с плунжером 7, имеющим возвратно-поступательное движение;
- 3) *качающийся питатель* (см. рисунок 304, в), осуществляющий подачу материала вследствие возвратно-поступательного движения желоба 1;
- 4) *цепной питатель* (см. рисунок 304, в), имеющий несколько бесконечных сварных цепей, огибающих приводные блоки 1 или барабан и прижимающих собственным весом материал к лотку и тем самым препятствующих движению материала. При вращении блоков 1 движущаяся цепь увлекает за собой материал. Этот питатель находит применение главным образом для подачи крупно кусковых материалов;
- 5) *тарельчатые* (см. рисунок 304, д) и *барабанные* (см. рисунок 304, г) питатели, осуществляющие подачу груза путем вращения рабочего органа (диска или барабана).

## КОМПЛЕКСНАЯ МЕХАНИЗАЦИЯ И АВТОМАТИЗАЦИЯ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ГРУЗОВ

### § 52. Управление работой подъемно-транспортных машин

Вопросам рационального управления подъемно-транспортными машинами уделяется большое внимание, так как система управления оказывает существенное влияние на производительность машины, на ее долговечность, и на условия работы обслуживающего персонала.

В большинстве случаев управление кранами производится из кабин управления, прикрепленных к металлоконструкции крана или тележки. В зависимости от типа, назначения и условий работы крана конструктивное выполнение кабин может быть различным - от самых элементарных до весьма сложных. Конструкция кабины управления и пульта управления, обзор поля действия оказывают существенное влияние на производительность крана и на работоспособность крановщика.

На кранах небольшой грузоподъемности, работающих с невысокими скоростями и в ненапряженном режиме, в помещении с чистым воздухом и нормальной температурой, можно ограничиться весьма простой открытой кабиной (см. рисунок 305, б). Для кранов, работающих на открытом воздухе, а также в загазованных цехах и в цехах с повышенной температурой, применяются закрытые кабины, снабженные устройствами для отопления и вентиляции (см. рисунок 305, а), а иногда и герметические кабины (см. рисунок 305, в), оборудованные установками для кондиционирования воздуха, обеспечивающими постоянство температуры воздуха внутри кабины в пределах 22 - 26° С при температуре окружающей среды, изменяющейся до +75°С.

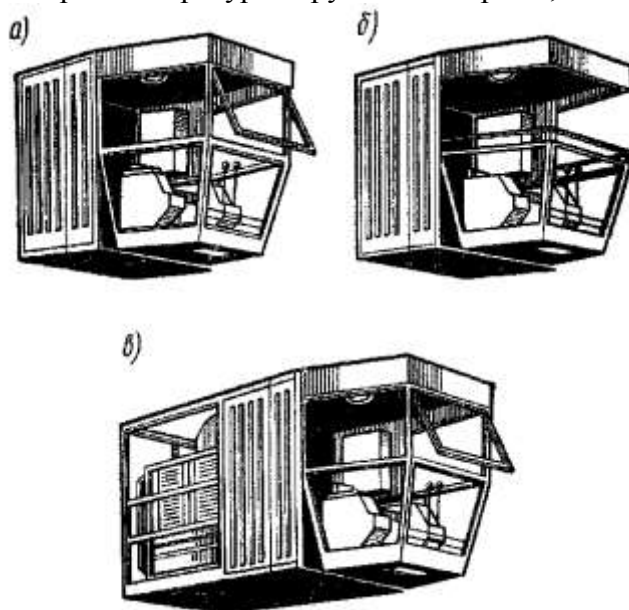


Рисунок 305 – Кабины управления кранами:  
а – закрытая; б – открытая; в – с кондиционером

Основные размеры кабины: высота от пола до любой выступающей точки на потолке (светильника, ручки люка и т. п.) не менее 1,8 м, ширина пола 1,1 м и длина пола 2,0 м. В потолке закрытой кабины для выхода на рабочую площадку крана необходимо предусмотреть люк размером 0,5×0,5 м. В открытой кабине должен быть выдержан размер от пола до верхней кромки ограждения не менее 1 м. Дверь для входа, в кабину может быть распашной (открывающейся внутрь кабины) или раздвижной и должна быть оборудована запирающимся из кабины запором.

Создание комфортных условий достигается в зависимости от конкретных условий работы открытыми или закрытыми кабинами. Кабины должны быть оборудованы при необходимости

отопителями, вентиляторами, кондиционерами, искусственным освещением и т. п.

Расположение кабины на кране, а также ее остекление и расположение аппаратов управления должны быть такими, чтобы с места управления можно было наблюдать за грузозахватным органом и грузом в течение всего цикла работы машины. Общий обзор крановщика, сидящего в кресле, должен быть от горизонтали, проведенной на уровне глаз, вверх от 0 до 60°, вниз от 0 до 90° и от вертикали, проведенной перед лицом смотрящего вперед крановщика, - вправо и влево от 0 до 135°. Увеличение обзорности сверх указанных пределов достигается поворотом и наклоном туловища крановщика.

На электрических кранах мостового типа и на консольных кранах кабины располагаются под металлоконструкцией моста и соединяются с ней лестницей (см. рисунки 16 и 18). На башенных кранах предусматриваются выносные кабины, прикрепляемые к башне крана.

Кабины управления оборудуются пультами управления (см. рисунок 306) либо с командоконтроллерами, либо с силовыми контроллерами. Пульта с командоконтроллерами занимают минимальное пространство в кабине, что обеспечивает хороший обзор и создает удобство крановщику. Пульта с силовыми контроллерами более громоздки, ограничивают обзорность и создают неудобства в посадке крановщика. Однако они обеспечивают непосредственное управление приводами механизмов крана, тогда как командоконтроллеры требуют промежуточных громоздких, тяжелых и дорогих магнитных станций.

Рычаги командоконтроллеров управления механизмами подъема и передвижения тележки расположены соответственно в правом и левом подлокотниках кресла (см. рисунок 306, а). Педаль рычага командоконтроллера движения моста находится на полу (см. рисунок 306, б) и управляется правой ногой, т. е. для каждой руки и ноги крановщика предусмотрена только одна определенная операция, что уменьшает утомляемость крановщика и делает управление механизмами более четким и безошибочным.

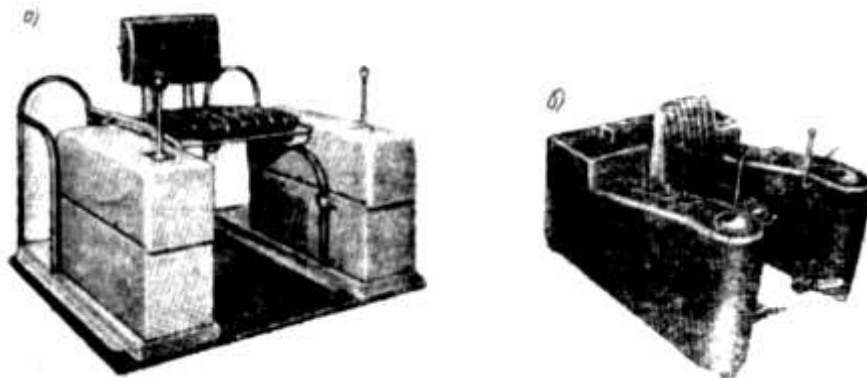


Рисунок 306 – Пульта управления

Необходимость повышения производительности подъемно-транспортных машин, улучшения условий работы обслуживающего персонала, повышения надежности и долговечности работы элементов машины обусловили создание новых, более совершенных систем управления машинами и частичной или полной автоматизации их работы. Подача сигналов крановщику голосом или условными знаками недостаточно надежна, особенно в производствах, где шум, дым, пар или пыль мешают наблюдению.

В ряде случаев, например при монтажных работах, с крупногабаритными изделиями, а также при разгрузке трюмов судов, из кабины крана нельзя видеть положение крюка и груза, а связь между крановщиком и рабочим, находящимися в непосредственной близости от груза, затруднена. В металлургическом производстве, при работе со взрывоопасными материалами, а также при работе с веществами, выделяющими вредные для здоровья человека газы, пары или радиоактивные излучения, нельзя находиться около груза.

Одним из средств улучшения управления грузоподъемными машинами является передача сигналов по телефону или по радио. В этом случае возможность ошибки резко снижается, а точность проведения работ увеличивается. Развитие радиоэлектронной техники привело к созданию дистанционного управления механизмами кранов. В этом случае широко применяется так называемое управление с пола, когда механизмами крана управляют с пульта управления,

расположенного в отдалении от крана.

Пульт управления может быть стационарным или переносным. Применение переносного пульта дистанционного управления повышает точность монтажно-сборочных и перегрузочных работ, так как обслуживающий персонал может находиться в непосредственной близости от транспортируемого объекта. Современная полупроводниковая аппаратура позволяет создать весьма легкие и портативные переносные пульта управления, не затрудняющие оператора при его перемещении. Дистанционное управление является также необходимым и в тех случаях, когда по условиям работы обслуживающий персонал должен находиться в отдалении от транспортируемого груза. При дистанционном управлении становится возможным осуществление управления одним оператором несколькими машинами с одного пульта управления.

Дистанционное управление осуществляется либо при помощи пульта управления, соединенного с машиной проводами, либо при помощи радиосигналов. Первый способ находит более широкое применение, так как он обеспечивает повышенную надежность и при применении переменного тока звуковой частоты позволяет передавать по одним и тем же проводам сигналы различной частоты к различным исполнительным механизмам. В диапазоне от 200 до 10 000 Гц по одному проводу можно передавать сигналы примерно на 20 частотах без взаимного влияния сигналов и появления помех. При необходимости в большом удалении пульта управления от места работы, а также при перемещении машины на значительные расстояния, когда применение системы проводов становится неудобным, применяется беспроволочное управление механизмами при помощи радио, при котором командоаппаратом на вход радиопередатчика подаются команды в виде комбинаций импульсов тональной частоты.

Радиопередатчик преобразует импульсы тональной частоты в импульсы радиочастоты и передает их по радиоканалу. Радиоприемник принимает эти сигналы, преобразует их в сигналы тональной частоты, усиливает и подает на вход приемника телеуправления. В приемнике телеуправления сигналы тональной частоты выделяются соответствующими полосовыми фильтрами, детектируются и заставляют срабатывать соответствующее приемное реле. Контакты этих реле управляют схемой дешифратора. Дешифратор расшифровывает команды и при этом срабатывает одно из реле, управляющих работой электропривода магнитных станций.

Радиоаппаратура для управления работой кранов на расстоянии состоит из пульта управления массой примерно 3 кг (рис 307), легко переносимого человеком, и приемной аппаратуры, установленной на кране. Пульт управления состоит из передатчика и блока генераторов командных частот с командоаппаратом. Каждому механизму крана соответствует определенная рукоятка на пульте управления. Так, перемещение рукоятки 7 вверх или вниз приводит к включению механизма подъема соответственно на подъем или спуск груза. Рукоятка 2 управляет движением моста крана; рукоятка 4 - движением тележки; рукоятка 5 - включением подъемного электромагнита. При нажатии кнопки 6 включается сигнальный звонок на кране; выключение тумблера 3 приводит к обесточиванию всего крана. Разработанная система управления дает возможность регулирования скорости двигателей механизмов. В последних моделях пульта управления антенна 1 передатчика закладывается в лямки прибора, что делает передвижение оператора еще более свободным. При управлении по радио весьма удобным является применение телевизионных камер, значительно расширяющих поле зрения, так как по экрану телевизора можно наблюдать за перемещением груза.



Рисунок 307 – Пульт управления работой крана по радио

Автоматизация многих отраслей промышленности требует обязательного осуществления автоматического управления подъемно-транспортными машинами. В основном автоматизация идет по линии автоматизации управления электроприводом и междуагрегатным транспортом. В настоящее время в ряде научно-исследовательских институтов (например, в институте автоматики и телемеханики АН СССР, ВНИИПТМАШе и др.) и заводов страны проводятся исследования автоматической следящей системы регулирования скорости различных механизмов подъемно-транспортных машин, схем автоматического торможения, ведутся работы по созданию автоматических устройств, повышающих безопасность работы кранов, — ограничителей грузоподъемности и путей перемещения, противоугонных устройств и т. п., а также работы по совершенствованию телеуправления и автоматического адресования грузов и по созданию автоматических грузозахватных приспособлений.

Степень автоматизации работы подъемно-транспортной машины может быть весьма различной. Для грузоподъемных машин она большей частью ограничивается автоматизацией выполнения отдельных операций их работы. Так, например, широко автоматизируются процессы разгона и торможения механизмов, процессы регулирования скоростей движения, уменьшения скорости движения перед остановкой, а также остановка машин в определенном заданном месте. Необходимо отметить, что без обеспечения автоматизации процессов разгона и торможения, а также регулирования скорости практически невозможно осуществить и дистанционное управление подъемно-транспортными машинами.

Даже автоматизация некоторых процессов работы грузоподъемной машины приводит к значительному повышению ее производительности, так как плавное автоматическое уменьшение скорости перед остановкой и обеспечение точной посадки груза позволяет в несколько раз увеличить скорость перемещения груза и пустого крюка, что приводит к уменьшению необходимого числа грузоподъемных машин, уменьшению количества обслуживающего персонала, повышению срока службы машины, облегчению труда рабочих.

Полная автоматизация работы подъемно-транспортной машины, требующая строгой ритмичности работы всего производства, хорошей организации рабочих мест и особой четкости ведения работы, осуществляется при автоматизации всего технологического процесса, составной частью которого является работа данной подъемно-транспортной машины. В этом случае широко применяются различные типы машин непрерывного транспорта, различные устройства для загрузки и разгрузки тележек, конвейеров, станков и т. п. Загрузка и разгрузка нескольких линий конвейеров, загрузка и разгрузка бункерных устройств и т. д. могут производиться почти без участия человека.

Обслуживающий персонал осуществляет лишь наблюдение за работой системы.

Возможно, применение полностью автоматизированной работы грузоподъемной машины отдельно без наличия автоматизации всего технологического процесса. Так, например, уже осуществляют полностью автоматизированную работу перегрузочных мостов; грейферных кранов, работающих по перегрузке сыпучих грузов, прибывающих на баржах; пассажирских и грузовых

лифтов, работающих по определенному графику, и т. п.

Автоматизация работы пассажирских лифтов открывает большие возможности повышения их производительности. Для этого используют так называемое собирательное управление одним или группой лифтов, сосредоточенных в одном здании, при котором собирают и регистрируют все распоряжения, поступающие от вызывных кнопок. Система автоматического управления автоматически распределяет все поступившие вызовы между всеми лифтами и выполняет их в наиболее рациональной последовательности, а после выполнения этих распоряжений лифты автоматически возвращаются на место основной стоянки.

Такое управление позволяет получить выигрыш во времени более чем в два раза по сравнению с обычной системой одиночных вызовов. В часы наибольшей загрузки лифтов можно обеспечить их автоматическую работу по заданной программе; при этом некоторые лифты обслуживают определенные зоны и часть пути проходят без остановки. Система автоматического управления лифтами может включать в себя также грузовой индикатор, связанный с настилом пола кабины. В этом случае лифт начинает движение, если кабина загружена не менее чем на 80% номинальной грузоподъемности. Если же нагрузка меньше этой величины, то лифт включается только по истечении определенного отрезка времени.

В ряде случаев возможна автоматическая работа подъемно-транспортных машин, управляемых счетно-решающими устройствами. Необходимо иметь в виду, что автоматизация процесса работы подъемно-транспортных машин и осуществление дистанционного управления ими требуют повышения надежности работы различных предохранительных устройств (конечных выключателей, устройств, ограничивающих грузоподъемность, т. п.).

Программное управление, т. е. автоматическая работа машины по заданной программе, необходимо в случаях, когда из-за вредности производства (наличие газов, мыли, радиоактивных веществ, высокой температуры и т. д.) недопустимо пребывание человека вблизи различных машин и аппаратов, осуществляющих технологический процесс, а также там, где напряженность производственного цикла настолько велика, что не может контролироваться непосредственно человеком.

Для осуществления программного управления применимы различные способы. Простейшим из способов программного управления является введение программы путем установки электромеханических выключателей, действующих поочередно по мере выполнения тех или иных технологических операций. В ряде случаев этот способ может быть дополнен применением задатчика программы - автоматического командоаппарата, действующего в функции времени. Этот способ программирования удобен и надежен, если не приходится часто менять программу работы и не меняются резко условия работы.

Если же условия работы и программа должны меняться, то этот способ программирования оказывается недостаточно совершенным даже для осуществления полуавтоматической работы. Например, трудно осуществить программную работу портальных кранов с механизмами поворота, работа которых зависит от силы и направления ветра, состояния тормозов и т. д. В большинстве случаев не удастся обойтись без серьезного усложнения схемы, без введения различного рода обратных связей и следящих систем.

Другим способом программирования является задание программы записью на магнитную ленту. Наряду с некоторыми преимуществами, к которым относятся простота перестройки программы, возможность записи и передачи командного кода по одной физической линии и по радио и т. д., эта система в простейшем виде не лишена недостатков. Например, появляется нарастающая ошибка, которую необходимо корректировать при помощи обратной связи (корректировка по пути, в функции выполнения технологических операций, непрерывная корректировка при помощи специальных устройств и т. д.).

Способ задания программы перфокартами целесообразен, если могут быть заданы типичные программы работы, не требующие корректировки. Важное значение при использовании перфокарт имеет способ считывания информации, которую несут перфокарты. Применительно к подъемно-транспортным машинам могут быть использованы как механические способы считывания, так и электромеханические (путевые переключатели), индуктивные (использующие изменение магнитного сопротивления) и фотоэлектрические.

Электрические и фотоэлектрические способы программирования являются наиболее

прогрессивными, так как они позволяют записать большое число различных сигналов при небольших размерах перфокарт и считывающих устройств и используют современные технические средства. Перевод крана на автоматическую работу по заданной программе целесообразен тогда, когда кран выполняет ряд следующих друг за другом операций, например, если кран выполняет работу по перегрузке сыпучих грузов, работает по завалке мартеновских печей, подаче штучных грузов из цеха на склад или со склада на погрузку.

Введение программного управления приводит к увеличению производительности как самого крана, так и обслуживаемого им участка, позволяет улучшить условия работы механизмов и электрооборудования кранов, позволяет уменьшить число рабочих. Все это дает определенный технико-экономический эффект. Программа работы крана составляется с учетом требований технологического процесса и должна обеспечить достаточно длительный период работы без вмешательства человека. Задача выбора программы сводится к разбивке всей программы технологического цикла на ряд отдельных программ, выполняемых последовательно одна за другой. Отдельная программа выполняется автоматически после подачи соответствующего пускового импульса. Затем кран останавливается и оператор должен задать новую программу и дать новый пусковой импульс. Программа должна задаваться не только в функции времени, так как при длительном периоде работы происходит неизбежное накопление ошибок в пути тележки и моста, особенно в периоды их неустановившегося движения. Поэтому программа должна содержать в себе и определенные задания положения рабочих элементов крана. Можно программировать работу и отдельных механизмов кранов и других подъемно-транспортных машин. В этом случае предусматривается лишь частичное программирование работы машины.

Все более широкое применение находит автоматическое адресование транспортируемых грузов, т. е. отправка грузов на заданное место, автоматически выполняемое при помощи электрических или электромеханических устройств. Автоматическое адресование значительно уменьшает число рабочих, занятых на транспортировке, и ускоряет процесс доставки груза к месту назначения. Наиболее часто автоматическое адресование используется при применении подвесных цепных конвейеров толкающего типа.

Применяются две принципиально различные схемы адресования. В первой системе подача сигнала на перевод той или иной стрелки производится с центрального пульта при помощи следящего устройства. В этом случае каждая тележка, выходящая на приводной участок пути, при прохождении контрольного пункта отмечается, и при дальнейшем ее движении в соответствии с заданной программой следящее устройство готовит путь для этой тележки. Сама тележка при этом не несет на себе никаких адресующих устройств.

Во второй системе маршрут следования тележки закладывается в кодированном виде в адресующее устройство, смонтированное на тележке. В этом случае тележка сама подготавливает себе путь. Естественно, что на сложных трассах возможно совмещение обеих схем адресования. Выбор системы автоматического адресования тесно связан с организацией производства в целом и методом его управления. В настоящее время наибольшее применение имеет вторая система адресования.

В простейшей электромеханической контактной системе автоматического адресования (см. рисунок 308) подвеска грузовой тележки имеет горизонтальную или вертикальную траверсу (адресоноситель) с отверстиями, в которые в определенном порядке вручную вставляются штифты или автоматически выдвигаются при помощи адресователя. При наличии адресователей у рабочего места устанавливается отдельный пульт с кнопками, число которых соответствует числу адресов, куда направляются грузы с данного рабочего места. При нажатии на кнопку штифты автоматически, при помощи системы электромагнитов и кулачков, устанавливаются в нужное положение. Эти штифты в определенном месте движения тележки воздействуют на соответствующие кулачки выключателей приемного («считывающего») устройства, управляющего приводом путевой стрелки.

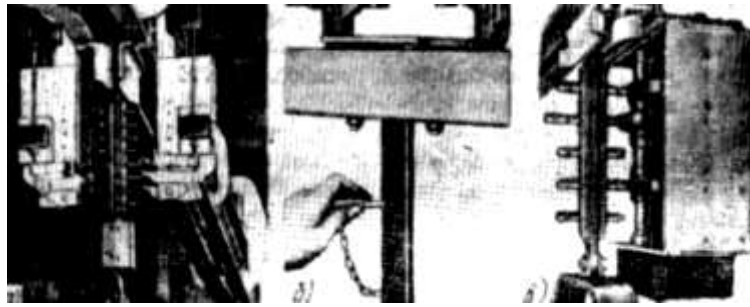


Рисунок 308 – Система адресования переставными штифтами:

а – подвеска тележки с адресоносителем; б – установка штифтов вручную; в – автоматическая установка штифтов кулачками

Комбинация положений штифтов на траверсе тележки и конечных выключателей у стрелки обеспечивает каждой тележке с грузом определенный адрес перемещения. Обычно комбинации состояются из одного, двух, трех и четырех штифтов при их общем количестве в 4 - 12 шт. Так, например, комбинация двух штифтов из десяти дает 45 адресов. При большом количестве стрелок устройство данного типа получается сложным и недостаточно надежным.

Значительно большее количество адресов может обеспечить клавишная система автоматического адресования грузов, имеющая также возможность переадресования люлек с грузом на любой рабочей позиции. Эта система также рекомендуется в тех случаях, когда каждое считывающее устройство настраивается только на один адрес. Если же считывающее устройство должно иметь возможность настройки на считывание нескольких различных адресов, то применяется флажковая система автоматического адресования, имеющая такую же емкость, как и клавишная.

Наиболее рациональной системой автоматического адресования является способ с применением в качестве носителя информации перфокарты, а в качестве элемента считывания - фотоспротивления. На перфокарте при помощи отверстий или возданий выпуклостей написаны команды. Каждый пункт остановки или перевода стрелок имеет свой собственный адрес, на который настраивается считывающее устройство. Если мимо проходит тележка в перфокартой, на которой записан адрес этого пункта, то срабатывает соответствующая аппаратура и направляет тележку в требуемом направлении, осуществляя остановку или другие операции.

Перфокарта изготавливается из картона, пластмассы или из металлического листа толщиной 0,8 - 1,0 мм в износостойким покрытием в рабочей стороны. Размеры перфокарты зависит от общего числа команд, количества операций, числа пунктов остановки и т. п., а также от величины отверстий, пробиваемых на перфокарте. Система автоматического адресования легко увязывается с автоматическим учетом числа деталей, узлов, тележек и готовых изделий, для чего применяются электронные быстродействующие регистрирующие и счетно-регистрирующие устройства. Результаты учета оформляются буквопечатающими аппаратами и различными счетчиками

При работе башенных строительных кранов, основным назначением которых при монтаже полносборных зданий является не только подача конструкций к месту установки, но и точная их установка, применяется комбинированная система управления, объединяющая в себе два устройства: для управления краном по заранее заданной программе и для дистанционного управления краном - программно-дистанционное управление. При этой системе операции по доставке деталей со склада (или непосредственно с транспортных средств) на здание осуществляются автоматически посредством системы адресований и программного управления двигателями, а точное позиционирование обеспечивается управлением по радио на малых (ползучих) скоростях подъема и опускания груза.

### § 53. Применение подъемно-транспортных машин в поточном производстве и автоматических линиях

Высокие темпы развития народного хозяйства и все увеличивающийся рост грузооборота требуют постоянного совершенствования средств и методов перемещения и складирования грузов на базе широкого внедрения комплексной механизации и автоматизации всех технологических



процессов и ликвидации тяжелого ручного труда. Особое внимание обращается на осуществление мероприятий по комплексной механизации наиболее трудоемких процессов в основных отраслях народного хозяйства.

Погрузочно-разгрузочные, транспортные в складские работы на современных промышленных предприятиях являются одним из основных факторов, образующих себестоимость продукции, поэтому в механизации и автоматизации этих работ имеются огромные возможности по снижению себестоимости продукции и повышению производительности труда. Известно, что на одну технологическую операцию, как правило, приходится до 10 - 15 различных транспортных операций « основными и вспомогательными грузами, а на 1 т готовой продукции в различных производствах требуется израсходовать до 10 - 15 т различного сырья (иногда до 100 т и более).

Практически стоимость многих полезных ископаемых (руда, уголь, флюсы и др.) определяется стоимостью промышленного транспорта (до 80 - 85% по всем экономическим показателям). На крупных предприятиях металлургии и машиностроения экономическая составляющая по транспорту к основному производству достигает 40 - 60% и даже на заводах точного машиностроения, легкой и пищевой промышленности не снижается менее 15 - 20%.

Уровень механизации и автоматизации транспортных работ в машиностроении до настоящего времени часто все еще недопустимо низок. Пели учесть, что в общей трудоемкости изготовления таких машин, как автомобили и тракторы, трудоемкость транспортных и складских операций составляет около 12 - 15%, то становится ясной острота этой проблемы.

Комплексная механизация транспортных к погрузочно-разгрузочных работ представляет собой рациональное сочетание различных транспортирующих машин и устройств, работающих совместно с технологическим оборудованием на всем протяжении грузопотока от первой до последней технологической операции, включающее в себя основные и вспомогательные участки производства и транспорта. Труд рабочего в этом случае сводится к управлению машинами и наблюдению за их работой.

Высшей ступенью комплексной механизации является комплексная автоматизация производства или отдельных его участков. При комплексной автоматизации работа всего комплекса транспортирующих и технологических машин происходит автоматически при помощи различного рода устройств автоматического управления. Участие человека в этом случае выражается в установлении программы работ всего комплекса, настройке машин и приборов управления и контролю за их работой.

Комплексная механизация и автоматизация погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ позволяет высвободить значительное количество рабочей силы, занятой на вспомогательных работах, и приносит существенный технико-экономический эффект. Одним из показателей, характеризующих состояние механизации и автоматизации производственных процессов, является уровень механизации, выраженный в процентах. Определить уровень механизации - значит установить соотношение между достигнутым состоянием механизации и тем состоянием, которое было бы при выполнении всех работ только вручную, т. е. когда уровень механизации равен нулю. Для этой цели можно использовать следующую формулу:

$$\psi = \left(1 - \frac{q_1}{q_2}\right) k \times 100\%,$$

где  $\psi$  - уровень механизации, %;  $q_1$  - норма выработки (в принятых единицах измерения) в единицу рабочего времени при ручной работе;  $q_2$  - норма выработки (в принятых единицах измерения) в единицу рабочего времени при механизированных работах;  $k$  - коэффициент удельного значения объема механизированных работ  $A_{мех}$  в общем объеме работ  $A_{общ}$ , определяемый по формуле:

$$k = \frac{A_{мех}}{A_{общ}};$$

$1 - \frac{q_1}{q_2}$  - коэффициент, характеризующий степень механизации ручного труда.

При определении средней нормы выработки рабочего при механизированном способе следует исходить из существующих условий и применяемых средств механизации, а не из их технических возможностей. При определении коэффициента  $k$  необходимо иметь в виду, что в

объем механизированных работ в каждом отдельном случае включаются работы, выполняемые при помощи машин, механизмов, агрегатов, установок и специальных устройств. Конкретная экономия от механизации погрузочно-разгрузочных и транспортных работ на отдельных предприятиях зависит от фактических уровней механизации до и после проведения мероприятий, капитальных затрат на осуществление механизации и фактических стоимостей переработки грузов. Следует иметь в виду, что эффективность механизации погрузочно-разгрузочных и транспортных работ в весьма значительной степени зависит от правильного выбора вида и типоразмера подъемно-транспортного оборудования, а также от самой схемы механизации.

Современная организация машиностроительного производства, особенно крупносерийного и массового, характеризуется для внутризаводского транспорта наличием большого количества технологических переделов, в связи с чем внутризаводские перевозки значительно превышают внешние грузоперевозки. Коэффициент переработки грузов, представляющий собой отношение внутренних грузоперевозок к внешним, в машиностроении достигает значительных величин и составляет для различных отраслей машиностроения 2,83 - 8,7.

В связи с увеличением объемов производства неизмеримо возрастает роль подъемно-транспортной техники как основного средства механизации погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ. Структуры грузооборота машиностроительных заводов значительно отличаются друг от друга и требуют применения для механизации внутризаводских перевозок различных схем механизации и разнообразных подъемно-транспортных машин и механизмов от простейших средств малой механизации до автоматизированных транспортных систем, работающих по заданной программе. Механизация и автоматизация производства является выгодным и эффективным путем повышения производительности труда и технического прогресса.

В поточном производстве погрузочно-разгрузочные и транспортные операции являются связующими звеньями между отдельными технологическими операциями, обеспечивающими непрерывность процесса производства. Более того, подъемно-транспортное оборудование перерастает рамки подсобного оборудования и приобретает функции регулятора производственного процесса предприятия в целом. На современном машиностроительном заводе подъемно-транспортное оборудование влияет на размещение технологического оборудования, последовательность и соответствующую группировку процессов производства и определяет ритм работы предприятия на всех этапах производства - от складских и заготовительных операций до отгрузки продукции и отходов производства.

В настоящее время осуществлена:

- комплексная механизация на многих участках основного производства машиностроительных заводов с массовым и крупносерийным производством,
- на предприятиях черной и цветной металлургии, в угольной и химической промышленности, в пищевой,
- легкой и других отраслях промышленности крупносерийные и массовые производства в основном механизуются средствами непрерывного транспорта.

Для индивидуального и мелкосерийного производства характерно применение средств прерывного (циклического) действия, главным образом универсального типа. Однако и в этих производствах на отдельных технологических процессах находят применение поточные и автоматические линии.

Механизация погрузочно-разгрузочных и складских работ, а также межцехового транспорта осуществляется комплексно, с внедрением частичной или полной автоматизации управления средствами механизации. Механизация межцехового транспорта развивается благодаря широкому внедрению подвесных конвейеров с автоматизированной загрузкой и разгрузкой; подвесных толкающих конвейеров с автоматизированным адресованием грузов; электропогрузчиков с подъемной платформой и с различными типами механических захватных органов. Для механизации погрузочно-разгрузочных и транспортных работ на складах кроме различных типов кранов и погрузчиков с автоматическими и полуавтоматическими захватными органами создаются машины и механизмы для разгрузки платформ, полувагонов и закрытых железнодорожных вагонов.

Для лучшего использования объемов крытых складов со штучными грузами широко применяются штабелирующие мостовые краны и малогабаритные погрузчики в сочетании со специализированной унифицированной тарой для многоярусного хранения грузов.

Механизация погрузочно-разгрузочных и транспортных операций на складах машиностроительных заводов в настоящее время осуществляется преимущественно при помощи мостовых, железнодорожных, автомобильных и козловых кранов, кран-балок, подвесных однорельсовых путей, аккумуляторных и ручных тележек. Дальнейшая механизация складских работ на машиностроительных заводах должна производиться в направлении более широкого применения наряду с кранами различных типов, авто и электропогрузчиков со сменными грузозахватывающими органами, легких самоходных гидроэлектрических тележек, управляемых с пола, а также механизмов для разгрузки сыпучих и кусковых грузов с железнодорожных платформ.

В крытых складах штучных грузов широко внедряются штабелирующие мостовые краны (подвесные штабелеры) и малогабаритные электропогрузчики в сочетании со специализированной и универсальной тарой, приспособленной для многоярусного хранения. Перспективны разборные стеллажи, позволяющие изменять компоновку вклада.

Одним из более эффективных способов комплексной механизации погрузочно - разгрузочных, складских работ и межцехового транспорта являются контейнерные и пакетные перевозки грузов на поддонах при помощи универсальных или специальных подъемно-транспортных машин.

На современных машиностроительных заводах в среднем примерно 30% внешнего грузооборота составляют шихтовые и формовочные материалы для литейных цехов, поэтому механизация погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ с этими грузами имеет очень большое значение в правильной и рациональной организации заводских грузопотоков. Наиболее высокая степень механизации достигнута в литейных цехах с крупносерийным и массовым характером производства, в большинстве которых осуществлена комплексная механизация всех грузопотоков. В некоторых литейных цехах этого типа осуществлена автоматизированная подача формовочных смесей в бункера, транспортировка залитых форм и опок на участках выбивки, пол у автоматизирована загрузка вагранок шихтой и др. В литейных цехах многих заводов землеприготовительные установки представляют по существу автоматически действующие системы, в которых ручное обслуживание транспортных установок производится лишь в двух-трех узлах (при подаче в смешивающие бегуны компонентов, входящих в формовочные смеси, при направлении готовых смесей на формовочные участки и при распределении формовочных материалов и готовых смесей по бункерам).

Загрузка вагранок шихтой производится автоматизированными наклонными скиповыми подъемниками. Все больше применяются пневматические установки для транспортирования сыпучих материалов, подвесные толкающие конвейеры, позволяющие распределять грузы по заданным адресам и передавать их с одного конвейера на другой без перегрузки, вибрационные конвейеры и питатели, используемые на транспортировании земли и отливок после выбивки, горячего литья, на выдаче из бункеров кокса, известняка и других материалов.

Механизация внутрицехового транспорта в кузнечных, кузнечнопрессовых и термических цехах с крупносерийным и массовым производством осуществляется преимущественно конвейерными установками, а в цехах с мелкосерийным и индивидуальным характером производства - широким внедрением местных подъемно-транспортных механизмов, кантователей, механизмов для посадки в печи и выгрузки из печей заготовок и слитков, оснащением грузоподъемных машин автоматическими и полуавтоматическими захватами, а также более широким применением конвейеров для межоперационной передачи заготовок и изделий. В кузнечнопрессовых цехах большое внимание уделяется внедрению манипуляторов и посадочных машин, а также механизации операций по установке и съему штампов.

В механических и механосборочных цехах с крупносерийным и массовым производством механизация внутрицехового транспорта производится главным образом благодаря широкому внедрению поточных и автоматических линий, допускающих их переналадку, различных конвейерных установок с заменой части существующих средств механизации более совершенными и надежными в эксплуатации. В этих цехах находят широкое применение подвесные толкающие, легкие и с двухшарнирной цепью конвейеры, сборочные конвейеры, монорельсовые системы со стыкующимися кран-балками, многоопорные подвесные кран-балки и другие машины.

В механических цехах индивидуального мелкосерийного производства механизация проводится при помощи поточных линий, различных машин и механизмов для механизации

межоперационной передачи и съема со станков деталей и приспособлений, а также путем применения отдельных конвейерных установок, замены средств напольного транспорта с ручной загрузкой и разгрузкой на средства с механизированной загрузкой и разгрузкой. Так, например, для подачи деталей к группе фрезерных станков используется монорельсовый путь (см. рисунок 309). Детали после их загрузки на каретки в пункте Л передаются при помощи стрелок на один из трех путей, ведущих к станкам. Передвижение кареток к станкам происходит по монорельсу с уклоном  $1^\circ$ . Около каждого станка имеются станции для спуска и подъема деталей. После обработки детали по наклонным путям перемещаются к пункту E, где оператор снимает их и пустые каретки направляет на обратную линию а к загрузочному пункту A.

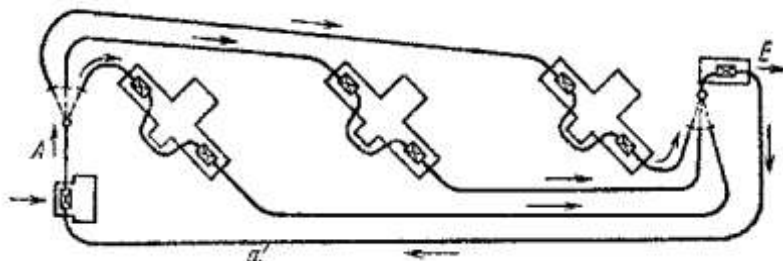


Рисунок 309 – Монорельсовый путь для подачи деталей к станкам

Для внутрицехового и межцехового транспорта штучных грузов на предприятиях массового и крупносерийного производства весьма перспективными являются подвесные толкающие конвейеры с автоматическим адресованием грузов. Применение их позволяет значительно сократить количество вспомогательных рабочих за счет автоматизации распределения грузов по рабочим местам и складам.

Особую роль и значение приобретают в современном производстве механизация и автоматизация погрузочно-разгрузочных и перегрузочных работ на стыках технологических линии. Целесообразность применения того или иного типа транспортирующей машины предопределяется возможностью механизировать и автоматизировать загрузку и разгрузку конвейера. Это особенно относится к транспортированию штучных грузов в машиностроении.

Большое место в комплексной механизации погрузочно-разгрузочных работ и складирования грузов занимают автопогрузчики, заменяющие ручной труд, резко повышающие производительность труда и снижающие затраты на перемещение грузов. Во многих случаях комплексную механизацию перемещения и складирования грузов можно осуществлять при помощи одних автопогрузчиков либо в сочетании их с другими подъемно-транспортными средствами. Так на рисунке 310 приведена схема комплексной механизации перемещения и складирования пакетированных грузов в морском порту с применением автопогрузчиков для механизации трюмных работ, подачи грузов на склад, штабелирования их и подачи грузов в железнодорожные вагоны для дальнейшего транспортирования. В ряде случаев наряду с автопогрузчиками используют также различные типы кранов и кран-балок.

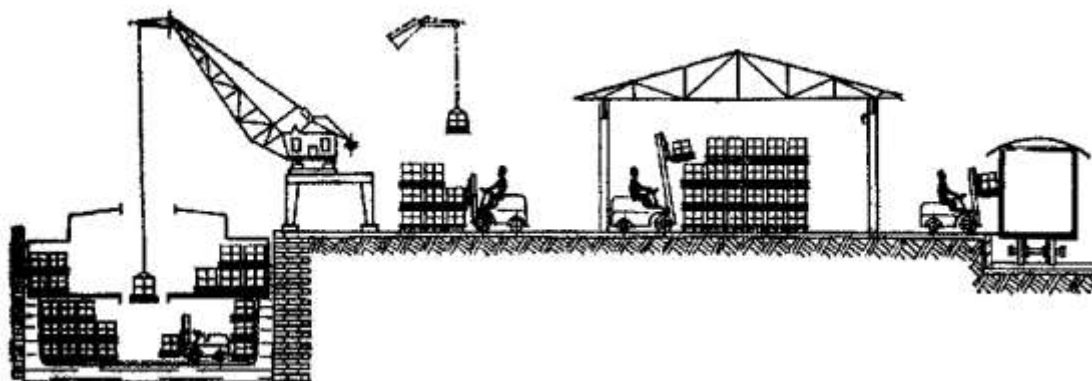


Рисунок 310 – Схема комплексной механизации транспортирования грузов в морском порту

В качестве примера комплексной механизации технологических процессов можно

рассмотреть механизацию транспортирования и подготовки стружки к переработке (см. рисунок 311). Вопрос механизации уборки и вывозки стружки из механических цехов имеет весьма большое значение. Ежегодно на машиностроительных заводах страны уходит в стружку до 5 млн. т металла.

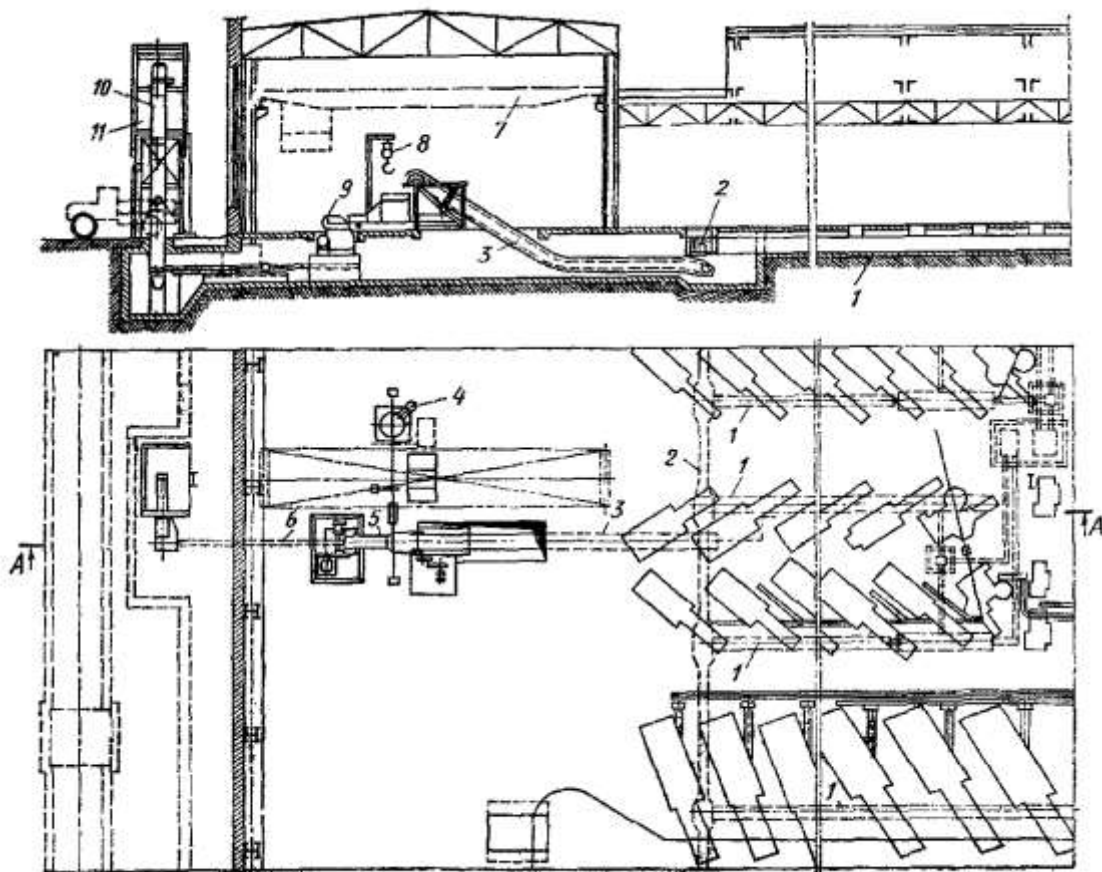


Рисунок 311 – Схема механизации уборки стружки

Процесс уборки стружки весьма трудоемок и создает опасность травмирования. В процессе механической обработки изделий на автоматической линии стружка собирается линейными штанговыми конвейерами 1, проходящими под линией станков, и попадает на магистральный штанговый конвейер 2, собирающий стружку со всех линейных конвейеров. С магистрального конвейера 2 пластинчатым конвейером 3 стружка подается в подвесную центрифугу 4. После отделения масла стружка ершовым конвейером-питателем 5 подается в стружко-дробилку 9, откуда раздробленная стружка инерционным конвейером 6 и цепным элеватором 10 подается в бункер 11 для отгрузки на транспортные средства. Для производства вспомогательных работ отделение стружко-дробилки оборудовано мостовым краном 7 и электроталью 8.

Поточные линии в цехах современных автомобильных, тракторных и других заводов массового производства являются переходным этапом к организации полностью автоматизированного производства, которое требует осуществления жесткого ритма работы и бесперебойной работы всех звеньев потока. Нарушение нормальной работы одного элемента автоматической линии приводит к остановке всей линии и снижению ее производительности. Поэтому оборудование и аппаратура, применяемые в автоматических линиях, должны обладать повышенной надежностью; весь поток должен разбиваться на несколько самостоятельных участков с установкой между участками бункеров-запасников, позволяющих обеспечить нормальную работу линии на время ликвидации повреждения на одном из участков.

Способ транспортирования в поточном производстве зависит от вида производства, размеров, конфигурации изделий и полуфабрикатов и от вида технологического процесса. В некоторых случаях транспортирование может быть непрерывным и ритм производства определяется скоростью транспортирования (текстильное производство, химические процессы и т. п.). В

других случаях транспортирование осуществляется с помощью циклически действующего транспорта, когда перерывы в транспортировании необходимы как для Производства обработки, так и для совершения подготовительных операций (закрепление изделия, установка его, разворот в необходимое положение и т.д.). В этом случае темп производства определяется тем наибольшим временем, которое требуется для выполнения операций обработки на одном из механизмов, входящих в состав потока, - длительность этой операции устанавливает темп всей линии. Может быть и такое сочетание работы транспортных средств, когда непрерывно работающая конвейерная система связана с циклически работающим транспортным устройством.

Для создания автоматически действующих линий станков необходимо автоматизировать весь процесс обработки и перемещения деталей от станка к станку и создать согласованную работу всех звеньев линии. При решении этой задачи основная роль отводится транспортирующим устройствам, которые в общем случае состоят из загружающих, разгружающих, транспортирующих и ориентирующих механизмов.

В современном машиностроительном производстве для сокращения продолжительности технологических и транспортных операций используется их совмещение. В результате получают все большее применение такие транспортно-технологические машины, как сборочные и литейные конвейеры, заливочные площадки и т. п. В этих условиях значительно возрастает роль подъемно-транспортного оборудования, как оборудования основного производства.

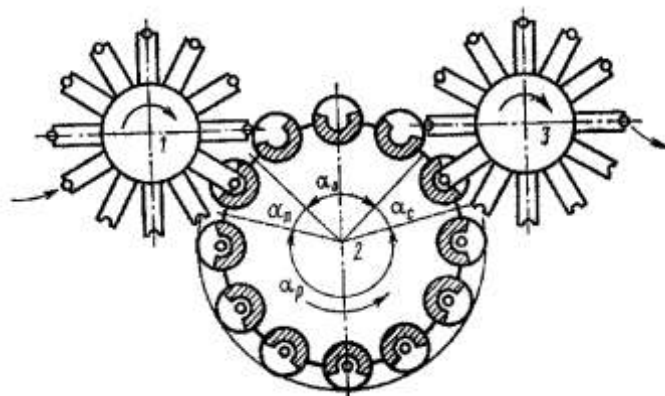


Рисунок 312 – Схема автоматической линии роторного типа

Примером современной транспортно-технологической машины являются автоматические роторные линии. Изделия с транспортного питающего ротора 1 (см. рисунок 312) подаются в сектор питания  $a_n$  на рабочем роторе 2 и подвергаются контролю положения заготовок перед обработкой. В рабочем секторе  $a_c$  производится технологическая операция над деталями. В секторе  $a_0$  обработанные детали выдаются из рабочего ротора в транспортный приемный ротор 3 и передаются на следующий транспортный или рабочий ротор. В секторе  $a_0$  рабочего ротора 2, в котором нет изделия, производится контроль состояния инструмента, съем и замена его новым и контроль положения инструмента после замены.

Роторные линии позволяют осуществить комплексную автоматизацию производства, состоящего из различных технологических операций при обеспечении высокой производительности. Роторная машина представляет собой группу рабочих орудий, совершающих непрерывное транспортное движение вместе с предметами обработки и выполняющих все необходимые технологические движения в процессе транспортного движения.

Основное свойство машин этого класса состоит в том, что их производительность не зависит от продолжительности технологических операций. Операция может выполняться в течение нескольких шагов, промежутки же времени, через который роторная машина выдает очередное изделие, т. е. темп машины, определяется временем перемещения ротора на величину шага между инструментами. Роторные машины позволяют всегда иметь одинаковую производительность на всех операционных машинах, предназначенных для объединения в общую линию. Для этого необходимо только запроектировать их с соответственно различными количествами орудий (с большим, количеством орудий на продолжительных операциях и с меньшим - на кратковременных).

В Советском Союзе разработано и применяется большое количество разнообразных автоматических линий для обработки различных деталей.

Автоматические линии резко повышают производительность производство. Так, для обработки блока цилиндров на заводе им. Лихачева обычным способом требовалось 52 станка (из них 32 многошпиндельных и 20 универсальных). Применение автоматической линии позволило при добавлении пяти шпиндельных головок отказаться от использования 20 универсальных станков. затрата времени на обработку одного блока сократилась более чем в 9 раз.

Наиболее полное развитие автоматизация находит на заводах-автоматах. Так, например, завод по изготовлению поршней является полностью автоматизированным поточным производством, где автоматизированы не только производственные операции, но и контроль за правильностью их выполнения. Технологический процесс начинается с подачи алюминиевых чушек со склада и заканчивается отправкой на склад упакованных готовых поршней.

Весь завод обслуживается квалифицированными наладчиками, устраняющими возможные неисправности автоматической линии. Производительность такого автоматического завода в 9 раз превышает производительность хорошо налаженных неавтоматизированных заводов массового производства. Себестоимость продукции здесь в три раза ниже, чем на самом рентабельном производстве.

## ЛИТЕРАТУРА

- 1 Александров М. П. Тормоза подъемно-транспортных машин. - М.: Машиностроение, 1976.
- 2 Борисов Ю. М., Соколов М. М. Электрооборудование подъемно-транспортных машин. - М.: Машиностроение, 1971.
- 3 Вайнсон А. А. Подъемно-транспортные машины. - М.1 Машиностроение, 1975.
- 4 ВНИИПТМАШ. Расчеты крановых механизмов и их деталей. - М. Машиностроение, 1971.
- 5 Госгортехнадзор СССР. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. - М.: Металлургия, 1970.
- 6 Госгортехнадзор СССР. Правила устройства и безопасной эксплуатации лифтов. - М.: Недра, 1971.
- 7 Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. Л.: Машиностроение, 1976.
- 8 Грузоподъемные машины. Под ред. Александрова М. П. - М.: Высшая школа, 1973.
- 9 Дукельский А. И. Портовые грузоподъемные машины. - М.: Транспорт, 1970.
- 10 Ерофеев П. И. Предохранительные и сигнализационные устройства кранов. - М.: Машиностроение. 1970.
- 11 Зерцалм Л. И., Певзнер Б. И. Краны-штабелеры. - М.: Машиностроение, 1968.
- 12 Казак С, А, Динамика мостовых кранов. - М.: Машиностроение, 1968.
- 13 Конвейерные ленты, Каталог-справочник. Под ред. Томчина Л. Б. - М. ЦНИИТЭНЕФТЕМЛШ, 1969.
- 14 Машины непрерывного транспорта. Под ред. Плавинского В. И. - М. Машиностроение, 1969.
- 15 Меклер А. Г. Автоматизация подъемно-транспортных машин. - М, Машиностроение, 1967.
- 16 Парницкий А. Б., Шабашов А. И., Лысяков А. Г, Мостовые краны общего назначения. - М.. Машиностроение, 1979.
- 17 Погрузочно-разгрузочные машины и складское оборудование промышленных предприятий. Под ред. Немец Я. Л. - М.: Машиностроение, 1970.
- 18 Подъемно-транспортные машины: Атлас конструкций. Под ред. Александрова М. П. и Решетова Д. И, - М.: Аишнстроение, 1973.
- 19 Руденко И. Ф., Александров М. П., Лысяков А. Г. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. - М.: Машиностроение, 1971.
- 20 Спиваковский А. О. Дьячков В. К. Транспортирующие машины - М. Машиностроение 1968
- 21 Спиваковский А. О., Бржезовский С. И., Дьячков В. К. и др. Транспортирующие машины: Атлас конструкции. - М.: Машиностроение, 1969.
- 22 Справочник по кранам. Под ред. Дукельского А. И. Ч. 1 и 2. - М. Машиностроение, 1971 и 1973.
- 23 Таубер Б. А. Грейферные механизмы. - М. Машиностроение, 1967.
- 24 Ушаков П. Н., Бродский М. П. Краны и лифты промышленных предприятий: Справочник. - М. Металлургия, 1974.