

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ
ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ**

Б1.В.08 Детали машин и основы конструирования

Направление подготовки (специальность) 35.03.06. - Агроинженерия
Профиль образовательной программы Технические системы в агробизнесе
Форма обучения очная

СОДЕРЖАНИЕ

1.	Конспект лекций	3
1.1	Лекция № 1 Введение. Общие сведения о деталях машин	3
1.2	Лекция № 2 Прямозубые цилиндрические передачи	7
1.3	Лекция № 3 Косозубые цилиндрические передачи	12
1.4	Лекция № 4 Конические передачи	17
1.5	Лекция № 5 Червячные передачи	23
1.6	Лекция № 6 Планетарные передачи	27
1.7	Лекция № 7 Ремённые передачи	29
1.8	Лекция № 8 Цепные передачи	36
1.9	Лекция № 9 Валы и оси. Расчёт валов	41
1.10	Лекция № 10 Подшипники скольжения. Расчёт	44
1.11	Лекция № 11 Подшипники качения. Расчёт и подбор	50
1.12	Лекция № 12 Заклёпочные, клеевые, сварные соединения. Расчёт	55
1.13	Лекция № 13 Шпоночные, шлицевые соединения. Расчёт	60
1.14	Лекция № 14 Резьбовые соединения	61
1.15	Лекция № 15 Резьбовые соединения. Расчёт	65
1.16	Лекция № 16 Муфты для соединения валов. Глухие муфты. Жёсткие компенсирующие муфты. Упругие муфты Расчёт	67
1.17	Лекция № 17 Муфты трения. Самоуправляемые сцепные муфты. Обгонные муфты. Расчёт	72
1.18	Лекция № 18 Введение в курс ПТМ	77
1.19	Лекция № 19 Грузоподъемные машины	84
1.20	Лекция № 20 Грузозахватные приспособления	94
1.21	Лекция № 21 Элементы грузовых и тяговых устройств	97
1.22	Лекция № 22 Механизмы подъема груза	111
1.23	Лекция № 23 Механизмы передвижения и поворота кранов	118
1.24	Лекция № 24 Металлоконструкция кранов	128
1.25	Лекция № 25 Проектирование и расчет транспортирующих машин с тяговым органом	133
1.26	Лекция № 26 Проектирование и расчет транспортирующих машин без тягового органа	141
2.	Методические указания по выполнению лабораторных работ	148
2.1	Лабораторная работа № ЛР-1 Ознакомление с типовыми деталями машин	148
2.2	Лабораторная работа № ЛР-2 Сборка разборка зубчатого цилиндрического редуктора	150
2.3	Лабораторная работа № ЛР-3 Определение параметров и регулировка червячного редуктора	152
2.4	Лабораторная работа № ЛР-4 Испытание клиноременной передачи	157
2.5	Лабораторная работа № ЛР-5 Определение параметров цилиндрического зубчатого редуктора	160
2.6	Лабораторная работа № ЛР-6 Определение коэффициента полезного действия червячного редуктора	165
2.7	Лабораторная работа № ЛР-7 Определение приведённого коэффициента трения в подшипниках качения	169
2.8	Лабораторная работа № ЛР-8 Исследование подшипника скольжения	172
2.9	Лабораторная работа № ЛР-9 Определение коэффициента трения в резьбе и на торце гайки	176
2.10	Лабораторная работа № ЛР-10 Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей	180
2.11	Лабораторная работа № ЛР-11 Испытание клеммовых соединений	189
2.12	Лабораторная работа № ЛР-12 Испытание болтового соединения,	

работающего на сдвиг	192
2.13 Лабораторная работа № ЛР-13 Конструкция и расчёт на долговечность подшипников качения	195
2.14 Лабораторная работа № ЛР-14 Исследование полиспаста.....	207
2.15 Лабораторная работа № ЛР-15 Испытания ленточного тормоза	208
2.16 Лабораторная работа № ЛР-16 Испытание колодочного электромагнитного тормоза типа ТКТ	209
2.17 Лабораторная работа № ЛР-17 Исследование напряжённого резьбового соединения, нагруженного осевой силой	214
2.18 Лабораторная работа № ЛР-18 Изучение конструкции и принципа работы ручной тали	217
2.19 Лабораторная работа № ЛР-19 Изучение конструкции и принципа работы электротельфера.....	223
2.20 Лабораторная работа № ЛР-20 Изучение полиспастной системы и устройств крепления канатов.....	227
2.21 Лабораторная работа № ЛР-21 Гибкие органы грузоподъёмных машин.....	238
2.22 Лабораторная работа № ЛР-22 Изучение грузозахватных приспособлений грузоподъёмных машин.....	249
2.23 Лабораторная работа № ЛР-23 Изучение конструкции и принципа работы крюковых подвесок.....	259
2.24 Лабораторная работа № ЛР-24 Изучение конструкции остановов, ленточных и колодочных тормозов.....	263
2.25 Лабораторная работа № ЛР-25 Изучение конструкции транспортирующих машин с тяговым органом.....	273

1. КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

1. 1 Лекция № 1 (2 часа).

Тема: «Введение. Общие сведения о деталях машин»

1.1.1 Вопросы лекции:

1. Предмет курса детали машин и основы конструирования.
2. Роль машин в повышении производительности труда. Краткий исторический обзор. Роль отечественных механизмов и ученых.
3. Определение понятий: деталь, сборочная единица.
4. Основные задачи. Связь курса с другими дисциплинами.
5. Порядок проектирования машин.
6. Понятие о стандартизации и технологичности деталей машин.

1.1.2 Краткое содержание вопросов:

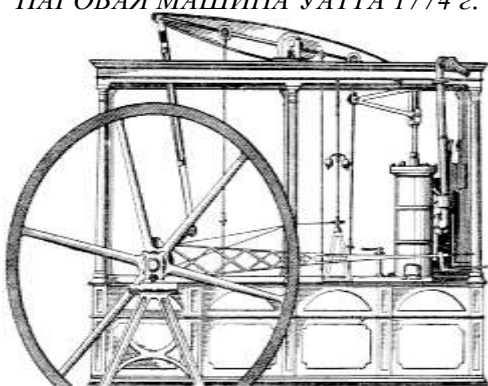
1. Предмет курса детали машин и основы конструирования.

Современное общество отличается от первобытного использованием машин.

Применение предметов, усиливающих возможности рук (палки, камни), и особенно освоение дополнительных источников энергии (костёр, лошадь) не только позволило человечеству выжить, но и обеспечило в дальнейшем победу над превосходящими силами природы.

Жизнь людей, даже самых отсталых племён, теперь немыслима без различных механических устройств и приспособлений (*греч. "механа" – хитрость*).

И хотя различные механические хитрости использовались уже в древнем Египте при строительстве пирамид, всерьёз говорить о применении машин можно лишь с эпохи промышленной революции XVIII века, когда изобретение паровой машины дало гигантский технологический рывок и сформировало современный мир в его нынешнем виде. Здесь важен энергетический аспект проблемы.



С тех же пор наметились основные закономерности устройства и функционирования механизмов и машин, сложились наиболее рациональные и удобные формы их составных частей - деталей. В процессе механизации производства и транспорта, по мере увеличения нагрузок и сложности конструкций, возросла потребность не только в интуитивном, но и в научном подходе к созданию и эксплуатации машин.

В ведущих университетах Запада уже с 30-х годов XIX века, а в Санкт-Петербургском университете с 1892 года читается самостоятельный курс "Детали Машин". Без этого курса теперь невозможна подготовка инженера-механика любой специальности.

2. Роль машин в повышении производительности труда. Краткий исторический обзор. Роль отечественных ученых.

Исторически сложившиеся в мире системы подготовки инженеров при всех национальных и отраслевых различиях имеют единую четырёхступенчатую структуру:

1. На младших курсах изучаются **ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ НАУКИ**, которые представляют собой системы знаний о наиболее общих законах и принципах нашего мира. Это - Физика, Химия, Математика, Информатика, Теоретическая механика, Философия, Политология, Психология, Экономика, История и т.п.

2. Далее изучаются ПРИКЛАДНЫЕ НАУКИ, которые изучают действие фундаментальных законов природы в частных областях жизни, таковыми являются Техническая термодинамика, Теория прочности, Материаловедение, Сопротивление материалов, Теория механизмов и машин, Прикладная механика, Вычислительная техника и т.п.
3. На старших курсах (3-й и выше) студенты приступают к изучению ОБЩЕТЕХНИЧЕСКИХ ДИСЦИПЛИН, таких как **НАШ КУРС**, а также "Основы стандартизации", "Технология обработки материалов" и т.п.; отраслевые различия здесь ещё сравнительно невелики.
4. Обучение завершается освоением СПЕЦИАЛЬНЫХ ДИСЦИПЛИН, которые и составляют квалификацию инженера соответствующей специальности.

При этом подлинно высококвалифицированным специалистом, способным решать конкретные инженерно-технические проблемы становится лишь тот, кто усвоит взаимосвязь и преемственность между фундаментальными, прикладными, общетехническими и специальными знаниями.

3. Определение понятий: деталь, сборочная единица.

Расположим понятия по степени сложности.

ДЕТАЛЬ – (*франц. detail – кусочек*) – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций (ГОСТ 2.101-68).

ЗВЕНО – группа деталей, образующая подвижную или неподвижную относительно друг друга механическую систему тел.

СБОРОЧНАЯ ЕДИНИЦА – изделие, составные части которого подлежат соединению на предприятии-изготовителе посредством сборочных операций (ГОСТ 2.101-68).

УЗЕЛ – законченная сборочная единица, состоящая из деталей общего функционального назначения.

МЕХАНИЗМ – система деталей, предназначенная для передачи и преобразования движения.

АППАРАТ – (*лат. apparatus – часть*) прибор, техническое устройство, приспособление, обычно некая автономно-функциональная часть более сложной системы.

АГРЕГАТ – (*лат. aggrego – присоединять*) унифицированный функциональный узел, обладающий полной взаимозаменяемостью.

МАШИНА – (*греч. "машина" – огромная, грозная*) система деталей, совершающая механическое движение для преобразования энергии, материалов или информации с целью облегчения труда. Машина характерна наличием источника энергии и требует присутствия оператора для своего управления. Проницательный немецкий экономист К. Маркс заметил, что всякая машина состоит из двигательного, передаточного и исполнительного механизмов.

АВТОМАТ – (*греч. "аутоматос" – самодвижущийся*) машина, работающая по заданной программе без оператора.

РОБОТ – (*чешск. robot – работник*) машина, имеющая систему управления, позволяющую ей самостоятельно принимать исполнительские решения в заданном диапазоне.

4. Основные задачи. Связь курса с другими дисциплинами.

Курс "**Детали машин и основы конструирования**" непосредственно опирается на курсы "**Сопротивление материалов**" и "**Теория механизмов и машин**", которыми, мы надеемся, студенты овладели в совершенстве. Кроме того, для успешного выполнения расчётно-графических работ и курсового проекта необходимы хорошие знания правил и приёмов курса "**Инженерная графика**".

5. Порядок проектирования машин.

Машины, как и другие изделия, изготавливаются только по проекту, который, в любом случае, является совокупностью графических и текстовых документов. Правила и порядок разработки, оформления и обращения этих документов устанавливается комплексом стандартов – Единой системой конструкторской документации (ЕСКД), разработанной в 70-е годы XX в.

Проектирование машин выполняют в несколько стадий, установленных ГОСТ 2.103-68. Для единичного производства это:

1. Разработка технического предложения по ГОСТ 2.118-73.
2. Разработка эскизного проекта по ГОСТ 2.119-73.
3. Разработка технического проекта по ГОСТ 2.120-73.
4. Разработка документации для изготовления изделия.
5. Корректировка документации по результатам изготовления и испытания изделия.

Стадии проектирования при серийном производстве те же, но только корректировку документации приходится повторять несколько раз: сначала для опытного экземпляра, затем для опытной партии, затем по результатам изготовления и испытаний первой промышленной партии.

В любом случае, приступая к каждому этапу конструирования, как и вообще к любой работе, необходимо чётко обозначить три позиции:

Исходные данные – любые объекты и информация, относящиеся к делу ("что мы имеем?").

Цель – ожидаемые результаты, величины, документы, объекты ("что мы хотим получить?").

Средства достижения цели – методики проектирования, расчётные формулы, инструментальные средства, источники энергии и информации, конструкторские навыки, опыт ("что и как делать?").

Деятельность конструктора-проектировщика обретает смысл только при наличии заказчика – лица или организации, нуждающихся в изделии и финансирующих разработку.

Теоретически заказчик должен составить и выдать разработчику Техническое Задание – документ, в котором грамотно и чётко обозначены все технические, эксплуатационные и экономические параметры будущего изделия. Но, к счастью, этого не происходит, поскольку заказчик поглощён своими ведомственными задачами, а, главное, не имеет достаточных навыков проектирования. Таким образом, инженер не остаётся без работы.

Работа начинается с того, что заказчик и исполнитель совместно составляют (и подписывают) Техническое Задание. При этом исполнитель должен получить максимум информации о потребностях, пожеланиях, технических и финансовых возможностях заказчика, обязательных, предпочтительных и желательных свойствах будущего изделия, особенностях его эксплуатации, условиях ремонта, возможном рынке сбыта.

Тщательный анализ этой информации позволит проектировщику правильно выстроить логическую цепочку "Задание – Цель – Средства" и максимально эффективно выполнить проект.

Разработка **Технического Предложения** начинается с изучения Технического Задания. Выясняются назначение, принцип устройства и способы соединения основных сборочных единиц и деталей. Всё это сопровождается анализом научно-технической информации об аналогичных конструкциях. Выполняются кинематический расчёт, проектировочные расчёты на прочность, жёсткость, износостойкость и по критериям работоспособности. Из каталогов предварительно выбираются все стандартные изделия – подшипники, муфты и т.п. Выполняются первые эскизы, которые постепенно уточняются. Необходимо стремиться к максимальной компактности расположения и удобства монтажа-демонтажа деталей.

На стадии **Эскизного Проекта** выполняются уточнённые и проверочные расчёты деталей, чертежи изделия в основных проекциях, прорабатывается конструкция деталей с целью их максимальной технологичности, выбираются сопряжения деталей, прорабатывается возможность сборки-разборки и регулировки узлов, выбирается система смазки и уплотнения. Эскизный проект должен быть рассмотрен и утверждён, после чего он становится основой для Технического Проекта. При необходимости изготавливаются и испытываются макеты изделия.

Технический Проект должен обязательно содержать чертёж общего вида, ведомость технического проекта и пояснительную записку. Чертёж общего вида по ГОСТ 2.119-73 должен дать сведения о конструкции, взаимодействии основных частей, эксплуатационно-технических характеристиках и принципах работы изделия. Ведомость Технического Проекта и Пояснительная Записка, как и все текстовые документы должны содержать исчерпывающую информацию о конструкции, изготовлении, эксплуатации и ремонте изделия. Они оформляются в строгом соответствии с нормами и правилами ЕСКД (ГОСТ 2.104-68; 2.105-79; 2.106-68).

Таким образом, проект приобретает окончательный вид – чертежей и пояснительной записки с расчётами, называемыми **рабочей документацией**.

6. Понятие о стандартизации и технологичности деталей машин.

Технологичность деталей машин в основном зависит от материала, формы и способа получения ее заготовки; требуемой точности изготовления и шероховатости обрабатываемых поверхностей. При проектировании всегда следует предпочитать детали цилиндрической или конической формы, как наиболее простые и дешевые для обработки.

Технологичность детали машины должна полностью соответствовать технологичности узла или машины, составной частью которой она является.

Технологичность детали машины в основном зависит от формы, материала и способа получения ее заготовки; от требуемой точности изготовления и шероховатости обрабатываемых поверхностей детали; от соответствия детали технологичности сборочной единицы машины или машины в целом.

Технологичность детали машины должна полностью соответствовать технологичности машины, составной частью которой она является.

Стандартизация, нормализация и унификация также относятся к основным требованиям *технологичности деталей машины*.

При изучении методов обработки рассмотрено оборудование и его технологические возможности, вопросы *технологичности деталей машин*, конструируемых с учетом методов их изготовления.

Для проектирования деталей машин требуется знание основ проектирования деталей машин, к которым относятся: основные критерии работоспособности, надежности и расчета деталей машин; выбор допускаемых напряжений и запасов прочности в машиностроении; стандартизация деталей машин; машиностроительные материалы; шероховатость поверхностей деталей машин; допуски и посадки; *технологичность деталей машин*

1. 2 Лекция № 2 (2 часа).

Тема: «Прямозубые цилиндрические передачи»

1.2.1 Вопросы лекции:

1. Предмет курса детали машин и основы конструирования.
2. Порядок проектирования деталей машин.
3. Классификация механических передач.
4. Геометрия и кинематика эвольвентных зубчатых передач.
5. Расчёт прямозубых цилиндрических передач на прочность

1.2.2 Краткое содержание вопросов:

1. Предмет курса детали машин и основы конструирования.

КЛАССИФИКАЦИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Не существует абсолютной, полной и завершённой классификации всех существующих деталей машин, т.к. конструкции их многообразны и, к тому же, постоянно разрабатываются новые.

Для ориентирования в бесконечном многообразии детали машин классифицируют на **типовые** группы по характеру их использования.

- ➔ **ПЕРЕДАЧИ** передают движение от источника к потребителю.
- ➔ **ВАЛЫ** и **ОСИ** несут на себе вращающиеся детали передач.
- ➔ **ОПОРЫ** служат для установки валов и осей.
- ➔ **МУФТЫ** соединяют между собой валы и передают вращающий момент.
- ➔ **СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ ДЕТАЛИ (СОЕДИНЕНИЯ)** соединяют детали между собой.
- ➔ **УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ** смягчают вибрацию и удары, накапливают энергию, обеспечивают постоянное сжатие деталей.
- ➔ **КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ** организуют внутри себя пространство для размещения всех остальных деталей, обеспечивают их защиту.

Рамки учебного курса не позволяют изучить все разновидности деталей машин и все нюансы проектирования. Однако знание, по крайней мере, типовых деталей и общих принципов конструирования машин даёт инженеру надёжный фундамент и мощный инструмент для выполнения проектных работ практически любой сложности.

2. Порядок проектирования деталей машин.

Машины, как и другие изделия, изготавливаются только по проекту, который, в любом случае, является совокупностью графических и текстовых документов. Правила и порядок разработки, оформления и обращения этих документов устанавливается комплексом стандартов – Единой системой конструкторской документации (ЕСКД), разработанной в 70-е годы XX в.

Проектирование машин выполняют в несколько стадий, установленных ГОСТ 2.103-68. Для единичного производства это:

Разработка технического предложения по ГОСТ 2.118-73.

Разработка эскизного проекта по ГОСТ 2.119-73.

Разработка технического проекта по ГОСТ 2.120-73.

Разработка документации для изготовления изделия.

Корректировка документации по результатам изготовления и испытания изделия.

Стадии проектирования при серийном производстве те же, но только корректировку документации приходится повторять несколько раз: сначала для опытного экземпляра, затем для опытной партии, затем по результатам изготовления и испытаний первой промышленной партии.

В любом случае, приступая к каждому этапу конструирования, как и вообще к любой работе, необходимо чётко обозначить три позиции:

Исходные данные – любые объекты и информация, относящиеся к делу ("что мы имеем?").

Цель – ожидаемые результаты, величины, документы, объекты ("что мы хотим получить?").

Средства достижения цели – методики проектирования, расчётные формулы, инструментальные средства, источники энергии и информации, конструкторские навыки, опыт ("что и как делать?").

Деятельность конструктора-проектировщика обретает смысл только при наличии заказчика – лица или организации, нуждающихся в изделии и финансирующих разработку.

Теоретически заказчик должен составить и выдать разработчику Техническое Задание – документ, в котором грамотно и чётко обозначены все технические, эксплуатационные и экономические параметры будущего изделия. Но, к счастью, этого не происходит, поскольку заказчик поглощён своими ведомственными задачами, а, главное, не имеет достаточных навыков проектирования. Таким образом, инженер не остаётся без работы.

Работа начинается с того, что заказчик и исполнитель совместно составляют (и подписывают) Техническое Задание. При этом исполнитель должен получить максимум информации о потребностях, пожеланиях, технических и финансовых возможностях заказчика, обязательных, предпочтительных и желательных свойствах будущего изделия, особенностях его эксплуатации, условиях ремонта, возможном рынке сбыта.

Тщательный анализ этой информации позволит проектировщику правильно выстроить логическую цепочку "Задание – Цель – Средства" и максимально эффективно выполнить проект.

Разработка **Технического Предложения** начинается с изучения Технического Задания. Выясняются назначение, принцип устройства и способы соединения основных сборочных единиц и деталей. Всё это сопровождается анализом научно-технической информации об аналогичных конструкциях. Выполняются кинематический расчёт, проектировочные расчёты на прочность, жёсткость, износостойкость и по критериям работоспособности. Из каталогов предварительно выбираются все стандартные изделия – подшипники, муфты и т.п. Выполняются первые эскизы, которые постепенно уточняются. Необходимо стремиться к максимальной компактности расположения и удобства монтажа-демонтажа деталей.

На стадии **Эскизного Проекта** выполняются уточнённые и проверочные расчёты деталей, чертежи изделия в основных проекциях, прорабатывается конструкция деталей с целью их максимальной технологичности, выбираются сопряжения деталей, прорабатывается возможность сборки-разборки и регулировки узлов, выбирается система смазки и уплотнения. Эскизный проект должен быть рассмотрен и утверждён, после чего он становится основой для Технического Проекта. При необходимости изготавливаются и испытываются макеты изделия.

Технический Проект должен обязательно содержать чертёж общего вида, ведомость технического проекта и пояснительную записку. Чертёж общего вида по ГОСТ 2.119-73 должен дать сведения о конструкции, взаимодействии основных частей, эксплуатационно-технических характеристиках и принципах работы изделия. Ведомость Технического Проекта и Пояснительная Записка, как и все текстовые документы должны содержать исчерпывающую информацию о конструкции, изготовлении, эксплуатации и ремонте изделия. Они оформляются в строгом соответствии с нормами и правилами ЕСКД (ГОСТ 2.104-68; 2.105-79; 2.106-68).

Таким образом, проект приобретает окончательный вид – чертежей и пояснительной записки с расчётами, называемыми **рабочей документацией**.

3. Классификация механических передач.

Передачи по принципу работы разделяются на:

- ➔ Передачи **зацеплением**:
 - ➔ с непосредственным контактом (зубчатые и червячные);
 - ➔ с гибкой связью (цепные, зубчато-ременные).
- ➔ Передачи **трением (сцеплением)** трущихся поверхностей):
 - ➔ с непосредственным контактом поверхностей (фрикционные);
 - ➔ с гибкой связью (ременные).

ПЕРЕДАЧИ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

Передают движение с помощью последовательно зацепляющихся зубьев.

ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Передают вращающий момент между параллельными валами.

Прямозубые колёса (около 70%) применяют при невысоких и средних скоростях, когда динамические нагрузки от неточности изготовления невелики, в планетарных, открытых передачах, а также при необходимости осевого перемещения колёс.

ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ



ПРЯМОЗУБАЯ;

КОСОЗУБАЯ;

ШЕВРОННАЯ;

ВНУТРЕННЯЯ.

Косозубые колёса (более 30%) имеют большую плавность хода и применяются для ответственных механизмов при средних и высоких скоростях.

Шевронные колёса имеют достоинства косозубых колёс плюс уравновешенные осевые силы и используются в высоконагруженных передачах.

Колёса внутреннего зацепления вращаются в одинаковых направлениях и применяются обычно в планетарных передачах.

Выбор параметров цилиндрических зубчатых передач обусловлен конструктивными и технологическими условиями.

Передаточное отношение U определяется соотношением угловых скоростей (ω) или частот вращения (n) ведомого и ведущего колёс $U = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2$.

Здесь и далее индексы 1 и 2 расставлены в порядке передачи механической энергии 1 - ведущее (шестерня), 2 - ведомое (колесо). Учитывая, что в зацепление входят колёса с одинаковым модулем (ГОСТ 9563-60), можно задавшись числом зубьев шестерни Z_1 найти число зубьев колеса

$$Z_2 = U \cdot Z_1.$$

Передаточное число U ограничено габаритами зубчатой передачи.

Его рекомендуется принимать в диапазоне от 2 до 6. Нормальный ряд значений U стандартизирован в ГОСТ 2185-66.

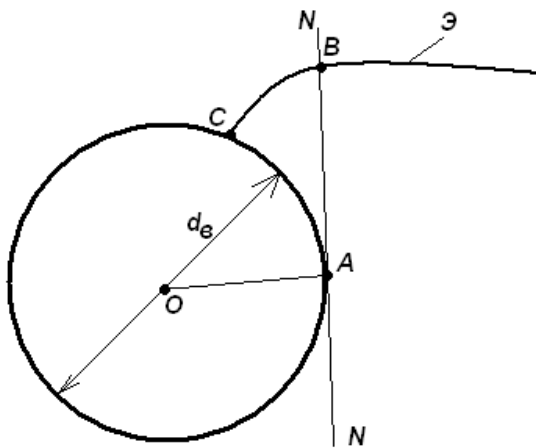
Ширина колеса задаётся обычно коэффициентом ширины $\Psi_a = b / A_w$, где b – ширина венца; A_w – межосевое расстояние (ГОСТ 2185-66).

4. Геометрия и кинематика эвольвентных зубчатых передач.

При работе зубчатой передачи зубья шестерни входят во впадины зубьев колеса и давят боковой (рабочей) поверхностью на них. Линии контакта при вращении колёс перемещаются от вершины к ножке зуба, при этом передаточное число должно оставаться постоянным в любой точке касания. Из множества профилей, удовлетворяющих этому требованию, наиболее распространены эвольвентные, которые просты и удобны в изготовлении. Профили зуба эвольвентного зацепления образуются двумя симметричными эвольвентами.

Эвольвентой называется кривая, которую описывает какая-либо точка, лежащая на прямой линии, перекатываемой по окружности без скольжения.

Перекатываемая прямая называется производящей прямой, а окружность, по которой перекатывается производящая прямая, – основной окружностью. Точка пересечения производящей прямой NN и линии центров называется полюсом зацепления. При $u = \text{const}$ полюс неподвижен.



d_g – диаметр основной окружности; NN – производящая прямая.

Единственный параметр эвольвенты, определяющий ее форму, – диаметр основной окружности d_g . С ростом d_g эвольвента становится более пологой и при $d_g \rightarrow \infty$ обращается в прямую линию. Поэтому профиль зуба рейки прямолинейный.

Профиль зуба по эвольвенте расположен вне основной окружности. Радиус кривизны эвольвенты в любой ее точке равен длине дуги $CA=AB$, центр кривизны эвольвенты всегда лежит на основной окружности (в точке A).

Образующая прямая NN нормальна к эвольвенте в любой точке (любая нормаль к эвольвенте является касательной к основной окружности).

Геометрические параметры эвольвентного зацепления

Геометрические термины, определения и обозначения зубчатых цилиндрических передач установлены по ГОСТ 16531-70.

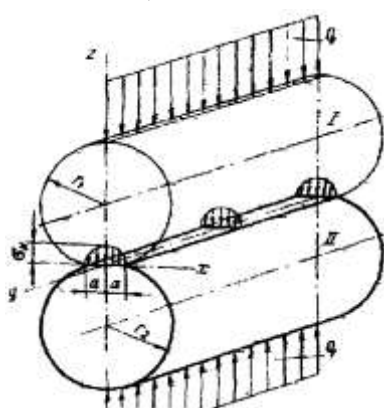
Критерии расчёта эвольвентных зубьев

Поскольку колёса в зацеплении взаимодействуют своими зубьями, то весьма часто в эксплуатации наблюдаются различные повреждения их рабочих поверхностей.

5. Расчёт прямозубых цилиндрических передач на прочность

Расчёт зубьев на контактную выносливость

СЖАТИЕ ЦИЛИНДРОВ



Аналитическими методами теории прочности можно получить точное решение для вычисления напряжений в контакте двух эвольвентных профилей. Однако это слишком усложнит задачу, поэтому на малой площадке контакта геометрия эвольвентных профилей корректно подменяется контактом двух цилиндров. Для этого случая используют формулу Герца-Беляева:

$$\sigma_{\kappa} = \sqrt{\frac{E_{np} q_n}{2\pi(1-\nu^2)\rho_{np}}} \leq [\sigma]_H^E.$$

Здесь E_{np} – приведённый модуль упругости материалов шестерни и колеса

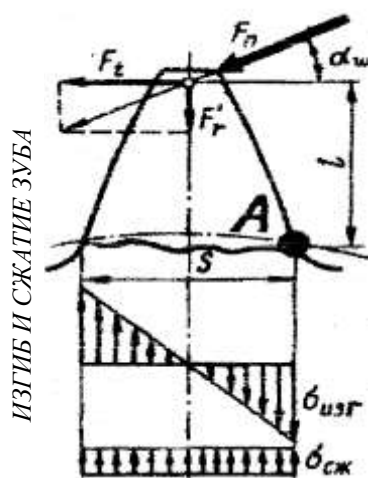
$$E_{np} = 2 E_1 E_2 / (E_1 + E_2),$$

ρ_{np} – приведённый радиус кривизны зубьев

$$1/\rho_{np} = 1/\rho_1 \pm 1/\rho_2, \quad \rho_{1,2} = 0,5d_{w1,2} \sin \alpha_w,$$

ν – коэффициент Пуассона, q_n – удельная погонная нормальная нагрузка, $[\sigma]_H^E$ – допускаемые контактные напряжения с учётом фактических условий работы.

Расчёт зубьев на контактную выносливость для закрытых передач (длительно работают на постоянных режимах без перегрузок) выполняют как проектировочный. В расчёте задаются передаточным отношением, которое зависит от делительных диаметров и определяют **межосевое расстояние** A_w (или модуль m), а через него и все геометрические параметры зубьев. Для открытых передач контактные дефекты не характерны и этот расчёт выполняют, как проверочный, вычисляя контактные напряжения и сравнивая их с допускаемыми.



Расчёт зубьев на изгиб

Зуб представляют как консольную балку переменного сечения, нагруженную окружной и радиальной силами (изгибом от осевой силы пренебрегают). При этом окружная сила стремится изогнуть зуб, вызывая максимальные напряжения изгиба в опасном корневом сечении, а радиальная сила сжимает зуб, немного облегчая его напряжённое состояние.

$\sigma_A = \sigma_{изг} A - \sigma_{сжатия} A$.

Напряжения сжатия вычитаются из напряжений изгиба.

Учитывая, что напряжения изгиба в консольной балке равны частному от деления изгибающего момента $M_{изг}$ на момент сопротивления корневой сечения зуба W , а

напряжения сжатия это сила F_r , делённая на площадь корневой сечения зуба, получаем:

$$\sigma_A = \frac{M_{изг}}{W} - \frac{F_r}{bS} = \frac{F_t}{b} \left(\frac{6l}{S^2} - \frac{tg\alpha_w}{S} \right) \frac{m}{m} = \frac{F_t}{bm} Y_H$$

Здесь b – ширина зуба, m – модуль зацепления, Y_H – коэффициент прочности зуба. Иногда используют понятие коэффициента формы зуба $Y_{FN} = 1 / Y_H$.

Таким образом, получаем в окончательном виде условие прочности зуба на изгиб: $\sigma_A = q_H Y_H / m \leq [\sigma] F_E$. Полученное уравнение решают, задавшись свойствами выбранного материала.

Допускаемые напряжения на изгиб (индекс F) и контактные (индекс H) зависят от свойств материала, направления приложенной нагрузки и числа циклов наработки передачи $[\sigma] F_E = [\sigma] F K_F K_{FC} / S_F$; $[\sigma] H_E = [\sigma] H K_H / S_H$.

Здесь $[\sigma] F$ и $[\sigma] H$ – соответственно пределы изгибной и контактной выносливости; S_F и S_H – коэффициенты безопасности, зависящие от термообработки материалов; K_{FC} учитывает влияние двухстороннего приложения нагрузки для реверсивных передач; K_F и K_H – коэффициенты долговечности, зависящие от соотношения фактического и базового числа циклов наработки. Фактическое число циклов наработки находится произведением частоты вращения колеса и срока его службы в минутах. Базовые числа циклов напряжений зависят от материала и термообработки зубьев.

Расчёт зубьев на изгиб для открытых передач (работают на неравномерных режимах с перегрузками) выполняют, как проектировочный. В расчёте задаются прочностными характеристиками материала и определяют модуль m , а через него и все геометрические параметры зубьев. Для закрытых передач излом зуба не характерен и этот расчёт выполняют, как проверочный, сравнивая изгибные напряжения с допускаемыми.

1. 3 Лекция № 3 (2 часа).

Тема: «Косозубые цилиндрические передачи»

1.3.1 Вопросы лекции:

1. Понятие об эквивалентном колесе.

2. Виды повреждений зубчатых колёс.
3. Расчёт косозубых цилиндрических передач на прочность.

1.3.2 Краткое содержание вопросов:

1. Понятие об эквивалентном колесе.

Особенности расчета косозубых колес

Вследствие наклонного расположения зубьев в косозубом зацеплении одновременно находится несколько пар зубьев, что уменьшает нагрузку на один зуб. Наклонное расположение зубьев увеличивает их прочность и жесткость на изгиб. Зубья входят в зацепление постепенно, что уменьшает динамические нагрузки. Все эти особенности учесть рудно, поэтому при расчёте на прочность косозубые передачи заменяют на эквивалентные прямозубые передачи, а в формулы вводят поправочные коэффициенты, учитывающие особенности этой передачи.

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_E \cdot \frac{K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV} \cdot F_t}{b \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$$

где Y_F – коэффициент формы зуба, который выбирают по эквивалентному числу зубьев

$$Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta};$$

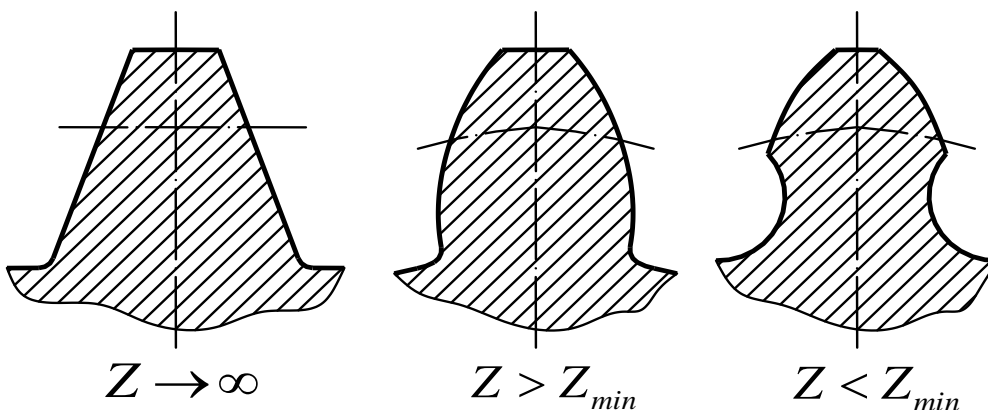
Y_β – коэффициент, учитывающий повышенную прочность косого зуба на изгиб $Y_\beta = 1 - \beta^0/140 \geq 0,7$;

$Y_\epsilon = 1/\epsilon_\alpha$ – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев;

ϵ_α – коэффициент торцового перекрытия;

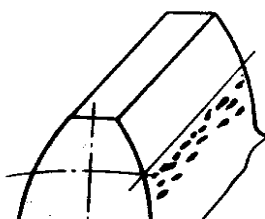
$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями.

Влияние числа зубьев на форму и прочность зуба



2. Виды повреждений зубчатых колёс.

Усталостное выкрашивание является наиболее серьёзным и распространённым дефектом поверхности зубьев даже для закрытых хорошо смазываемых и защищённых от загрязнения передач.

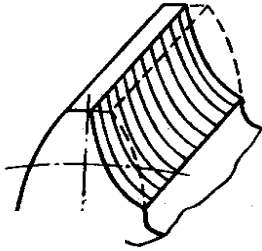


На рабочих поверхностях появляются небольшие углубления, которые затем превращаются в раковины. Выкрашивание носит

усталостный характер и вызвано контактными напряжениями, которые изменяются по отнулевому пульсирующему циклу. Выкрашивание приводит к повышению контактного давления и нарушению работы передачи. В открытых передачах поверхностные слои истираются раньше, чем в них появляются усталостные трещины, поэтому выкрашивание появляется весьма редко.

Для предупреждения выкрашивания необходимо повышать твёрдость материала термообработкой либо повышать степень точности передачи, а также правильно назначать размеры из расчёта на усталость по контактным напряжениям.

Абразивный износ является основной причиной выхода из строя передач при плохой смазке. Это, в первую очередь, открытые передачи, а также закрытые, но находящиеся в засорённой среде: в горных, дорожных, строительных, транспортных машинах. У изношенных передач повышаются зазоры в зацеплении и, как следствие, усиливаются шум, вибрация, динамические перегрузки; искажается форма зуба; уменьшаются размеры поперечного сечения, а значит и прочность зуба. Основные меры предупреждения износа – повышение твёрдости поверхности зубьев, защита от загрязнения,



применение специальных масел. В расчёте на контактную выносливость абразивный износ учитывается занижением допускаемых контактных напряжений.

Заедание происходит в высоконагруженных и высокоскоростных передачах. В месте контакта зубьев возникает повышенная температура, приводящая к молекулярному сцеплению металла с последующим отрывом. Вырванные частицы затем царапают трущиеся поверхности.

Обычно заедания происходят вследствие выдавливания масляной плёнки между зубьев при совместном действии высоких давлений и скоростей.

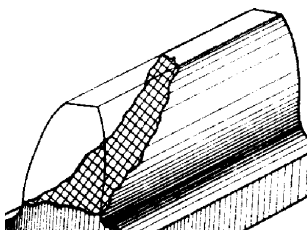
Меры предупреждения здесь те же, что и при абразивном износе. Рекомендуется также фланкирование зубьев, правильный выбор сорта масла и его охлаждение.

Другой, реже встречающийся, но не менее опасный вид поломок – **излом зуба**. Такая поломка связана с напряжениями изгиба, также имеющими отнулевой пульсирующий характер. Излом зуба может привести к весьма тяжким последствиям вплоть до разрушения валов и подшипников, а иногда и всего механизма. Для предупреждения излома проводится расчёт зуба по напряжениям изгиба. Такой расчёт для закрытых передач выполняется в качестве проверочного после расчёта на контактные напряжения. Для открытых передач, где высока вероятность случайных перегрузок, этот расчёт выполняется как проектировочный.

Усталостное выкрашивание, абразивный износ и заедание обусловлены **поверхностной прочностью**, а излом – **объёмной прочностью** зубьев.

Поскольку поверхностные повреждения – главный вид поломок для закрытых передач, то расчёт на контактную выносливость выполняют в качестве проектировочного; расчёт на изгиб – в качестве проверочного. Для открытых передач всё наоборот, т.к. режим работы временный или даже разовый, а перегрузки значительные.

3. Расчёт косозубых цилиндрических передач на прочность.



При расчете зубьев на изгиб влияние числа зубьев на прочность учитывают коэффициентом формы зуба $Y_F=f(Z)$ (для косозубых передач $Y_F=f(Z_v)$). Так как $Z_1 < Z_2$, то $Y_{F1} > Y_{F2}$ и $\sigma_{F1} > \sigma_{F2}$.

Если $[\sigma_{F1}] = [\sigma_{F2}]$, то расчет ведут по зубу шестерни. Если $HB_1 > HB_2$, то расчет ведут по тому колесу, для которого

$[\sigma_F]/Y_F$ минимально.

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}}.$$

Условие равнопрочности зубьев на изгиб:

Расчет цилиндрических зубчатых передач на контактную прочность зубьев
Основной причиной выхода из строя большинства зубчатых передач является усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев.

Чтобы избежать этого, зубья рассчитывают на выносливость рабочих поверхностей по контактными напряжениям. Расчет выполняют для зацепления в полюсе, т.к. выкрашивание начинается у полюсной линии. В качестве исходной принимают формулу Герца для определения контактных напряжений, возникающих при сжатии двух цилиндров, соприкасающихся по образующим. Расчет цилиндрических передач стандартизован *ГОСТ 21354-75*. При учебном проектировании в эти расчеты вводят ряд упрощений, мало влияющих на результаты. Приведем расчетные формулы без выводов, затем поясним входящие в формулы символы.

Проектный расчет:
$$a_{\omega} = K_a (U + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} \cdot T_2}{[\sigma_H]^2 U^2 \psi_{\omega}}}.$$

Проверочный расчет:

для косозубых передач:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_{\omega}} \cdot \sqrt{\frac{K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha} (U + 1)^3 \cdot T_2}{\psi_2 \cdot U^2}} \leq [\sigma_H];$$

для прямозубых передач:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_{\omega}} \sqrt{\frac{K_{HV} K_{H\beta} (U + 1)^3 \cdot T_2}{\psi_2 U^2}} \leq [\sigma_H].$$

где для прямозубых передач $K_a=49,5$, для косозубых передач $K_a= 43$;

$u= Z_2/Z_1$ – передаточное число редуктора;

$K^{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца;

$K^{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между

зубьями (для прямозубых передач $K^{H\alpha}=1$);

K_{HV} – динамический коэффициент;

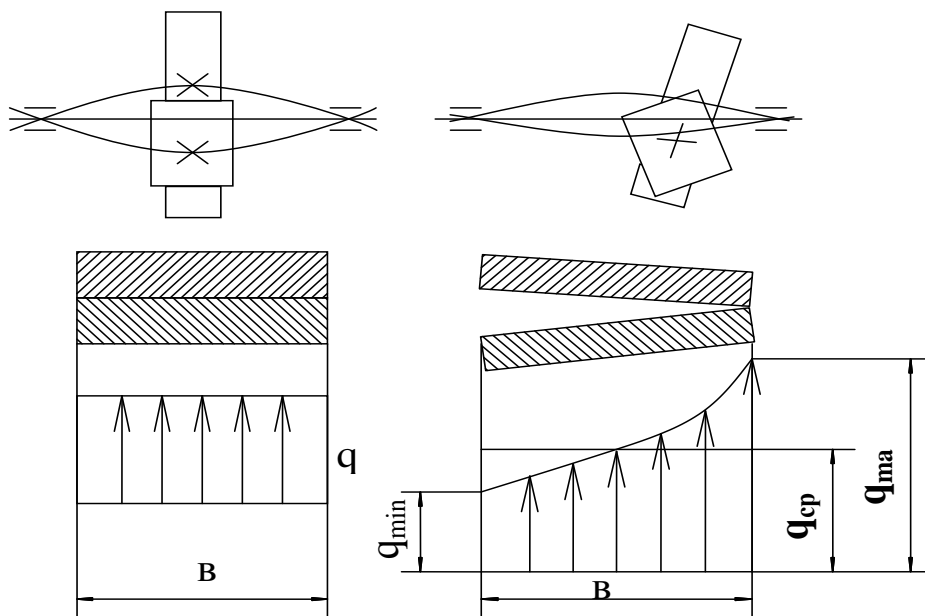
ψ_{ω} – коэффициент ширины зубчатого венца относительно межосевого расстояния,

$$\psi_{\omega} = \psi_2 / a_{\omega};$$

$[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение.

Коэффициент K^{β}

Неравномерность распределения нагрузки по ширине венца зависит от целого ряда факторов, как-то: деформации валов, корпуса, опор, а также от погрешностей изготовления передачи. Проследим это сложное явление на примере, учитывающем только прогиб валов.



На рисунке изображено взаимное расположение зубчатых колес при деформированных (утрировано) валах в случаях симметричного и несимметричного расположения колес относительно опор.

Из рисунка видно, что при симметричном расположении прогиб валов не вызывает перекаса зубчатых колес и, следовательно, почти не нарушает распределения нагрузки по

длине зуба. Это – самый благоприятный случай, при котором значение K^β можно

принимать равным $K^\beta = 1,0$.

При несимметричном и консольном расположении зубчатых колёс относительно опор из-за деформации валов колеса перекашиваются, нагрузка по ширине венца распределяется неравномерно.

Значения коэффициента K^β возрастают с увеличением коэффициента ширины колеса

относительно межосевого расстояния $\psi_{ba} = b/a^\omega$. Величину ψ_{ba} назначают в зависимости от твердости рабочих поверхностей, степени точности и расположения колес

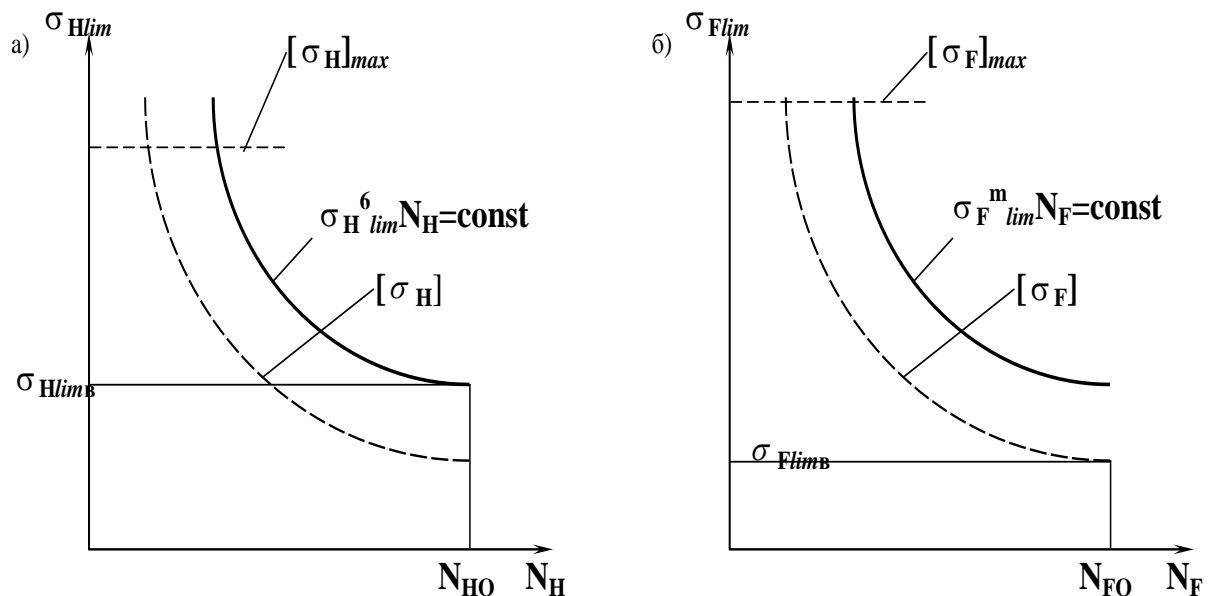
относительно опор. Для прямозубых передач $\psi_{ba} = 0,15 \dots 0,25$, для косозубых -

$\psi_{ba} = 0,25 \dots 0,4$.

Допускаемые напряжения

При расчете на усталостную прочность допускаемые контактные напряжения и

напряжения изгиба определяют и для колеса ($[\sigma_{H2}]$ и $[\sigma_{F2}]$), и для шестерни ($[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{F1}]$) по формулам, полученным на основе экспериментальных кривых усталостной прочности.



Кривые усталости, используемые для расчета допустимых напряжений в зубьях колес

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim B}}{S_H} K_{HL} \quad [\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim B}}{S_F} K_{FL} K_{FC};$$

где $\sigma_{\lim B}$ – предел выносливости, соответствующий базовому числу циклов напряжений N_o ;

S_H, S_F – коэффициенты безопасности (запаса прочности);

K_{HL}, K_{FL} – коэффициенты долговечности.

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N}}; \quad K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{FO}}{N}}; \quad N_{FO} = 4 \cdot 10^6;$$

N_o – базовое число циклов напряжений, $N_{HO} = 30 HB_{cp}^{2,4}$; $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$.

$N = 60 n L_h$ – число циклов перемены

напряжений за весь срок службы;

n – частота вращения колеса, мин^{-1} ;

m – показатель степени, $m = 6$ для зубьев из нормализованных и улучшенных сталей, $m = 9$ для зубьев из закаленных сталей.

L_h – срок службы передачи в часах.

$$\leq 350 HB: 1 \leq K_{HL} \leq 2,6; \quad 1 \leq K_{FL} \leq 2,08$$

При HB

K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки. При одностороннем приложении нагрузки $K_{FC} = 1$, при двухстороннем – $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$.

При кратковременных перегрузках требуется проверка по максимальным напряжениям:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T}} \leq [\sigma_H]_{\max};$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T} \leq [\sigma_F]_{\max};$$

где σ_H, σ_F – расчетные напряжения (изгибные или контактные), вызываемые расчетным, длительно действующим моментом T ;

σ_{Hmax} ; σ_{Fmax} — максимальные расчетные напряжения в зубьях при перегрузке моментом T_{max} ;
 $[\sigma_H]_{max}$; $[\sigma_F]_{max}$ — допускаемые максимальные напряжения на контактную и изгибную прочность.

1.4 Лекция № 4 (2 часа).

Тема: «Конические передачи»

1.4.1 Вопросы лекции:

1. Общие сведения о конических передачах.
2. Геометрия конических передач.
3. Понятие об эквивалентном колесе.
4. Расчёт конических передач на прочность.

1.4.2 Краткое содержание вопросов:

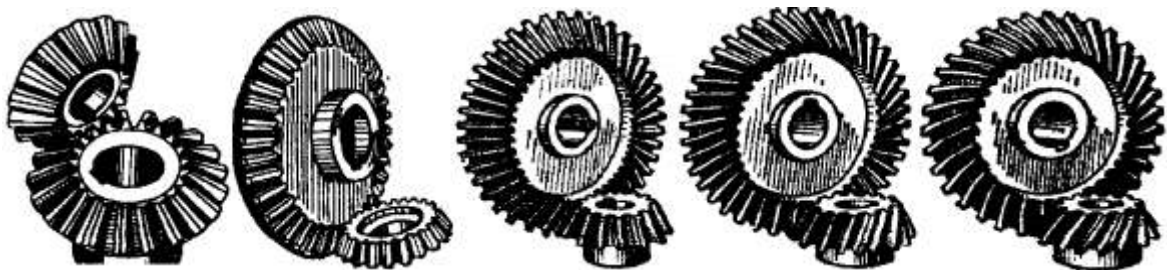
1. Общие сведения о конических передачах.

КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Передают вращающий момент между валами с пересекающимися осями (чаще всего под углом 90°). Их зубья бывают прямыми, косыми, круговыми и обычно имеют эвольвентный профиль.

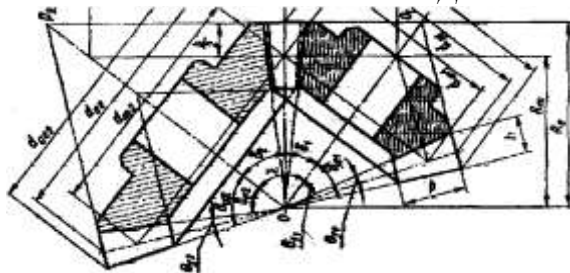
И хотя, конические колёса сложнее цилиндрических как по своей геометрии, так и в изготовлении, принципы силового взаимодействия, условия работы, а следовательно, и

КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ



методика расчёта аналогичны цилиндрическим.

СХЕМА КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ



Здесь мы рассмотрим только отличительные особенности расчёта конических колёс.

Сначала конструктор выбирает внешний окружной модуль m_{te} , из которого рассчитывается вся геометрия зацепления, в частности, нормальный модуль в середине зуба $m_{nm} = m_{te}(1 - 0,5 b/R_e)$,

где R_e — внешнее конусное расстояние.

Силы в конической передаче действуют аналогично цилиндрической, однако следует помнить, что из-за перпендикулярности осей радиальная сила на шестерне аналогична осевой силе для колеса и наоборот, а окружная сила при переходе от шестерни к колесу только меняет знак

$$\overline{F}_{r1} = -\overline{F}_{a2}; \quad \overline{F}_{r2} = \overline{F}_{a1}; \quad \overline{F}_{t1} = -\overline{F}_{t2}.$$

Прочностные расчёты конических колёс проводят аналогично цилиндрическим, по той же методике. Из условия контактной выносливости определяют внешний делительный диаметр d_{we} , из условия прочности на изгиб находят нормальный модуль в середине зуба

m_{nm} . При этом в расчёт принимаются воображаемые эквивалентные колёса с числами зубьев $Z_{э1,2} = Z_{1,2} / \cos \delta_{1,2}$ и диаметры $d_{э1,2} = m_{te} Z_{1,2} / \cos \delta_{1,2}$. Здесь Z_1, Z_2 , - фактические числа зубьев конических колёс. При этом числа $Z_{э1,2}$ могут быть дробными.

В эквивалентных цилиндрических колёсах диаметр начальной окружности и модуль соответствуют среднему сечению конического зуба, вместо межосевого расстояния берётся среднее конусное расстояние, а профили эквивалентных зубьев получают развёрткой дополнительного конуса на плоскость.

2. Геометрические расчёты конических передач.

Внешний окружной модуль $m_e = d_{e2}/Z_2$.

Угол делительного конуса колеса $\delta_2 = \arctg u$.

Угол делительного конуса шестерни $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$.

Внешний делительный диаметр шестерни $d_{e1} = m_{e1} \times Z_1$.

Внешнее конусное расстояние $R_e = 0,5 d_{e2} / \sin \delta_2$.

Ширина зубчатого венца $b = \Psi_{Re} \times R_e$.

Среднее конусное расстояние $R = R_e - 0,5 b$.

Средний окружной модуль $m = m_e R / R_e$.

Средний делительный диаметр шестерни $d_1 = m \times Z_1$.

Средний делительный диаметр колеса $d_2 = m \times Z_2$.

Внешняя высота зуба $h_e = 2,2 \times m_e$.

Внешняя высота головки зуба $h_{ae} = m_e$.

Внешняя высота ножки зуба $h_{fe} = 1,2 \times m_e$.

Угол ножки зуба $\theta_f = \arctg (h_{fe} / R_e)$.

Угол головки зуба $\theta_d = \theta_f$.

Внешний диаметр вершин зубьев шестерни $d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae} \times \cos \delta_1$.

Внешний диаметр вершин зубьев колеса $d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \times \cos \delta_2$.

3. Понятие об эквивалентном колесе.

В прямозубой передаче профиль зубьев конического колеса на среднем дополнительном конусе близок к профилю зубьев цилиндрического колеса с делительным диаметром d_v и числом зубьев Z_v

Делительный диаметр : $d_v = m_n Z_v$

Между делительными диаметрами существует связь: $d_v = d_m / \cos \delta = m_n Z / \cos \delta$

Из равенства $m_n Z_v = m_n Z / \cos \delta$ следует зависимость для определения эквивалентного числа зубьев: $Z_v = Z / \cos \delta$

т.е. фактическое коническое прямозубое колесо с числом зубьев Z можно в прочностных расчетах заменить на цилиндрическое с числом зубьев Z_v

Для передачи с круговым зубом профили зубьев конического колеса в нормальном сечении близки профилям зубьев эквивалентного цилиндрического прямозубого колеса.

Эквивалентное число зубьев Z_{vn} получают двойным приведением: конического колеса к цилиндрическому и кругового зуба к прямому зубу: $Z_{vn} = Z / (\cos \delta \cos^3 \beta_n)$

4. Расчёт конических передач на прочность.

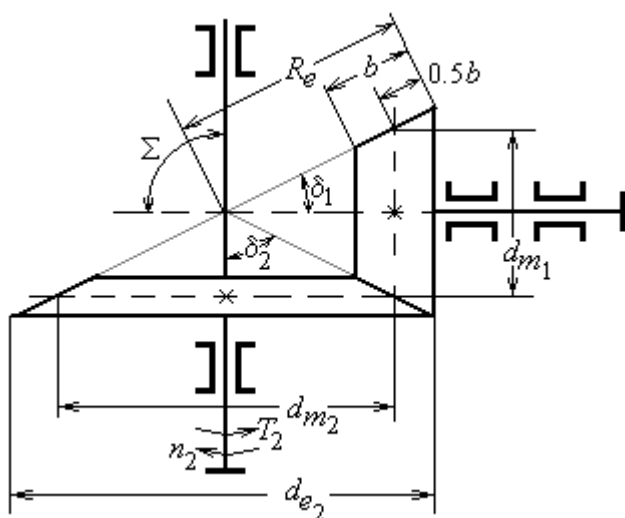


Рис. 2

Наибольшее применение в редукторостроении получили прямозубые конические колёса, у которых оси валов пересекаются под углом $\Sigma=90^\circ$ (рис. 2).

Проектный расчёт. Основной габаритный размер передачи - делительный диаметр колеса по внешнему торцу - рассчитывают по формуле [1] :

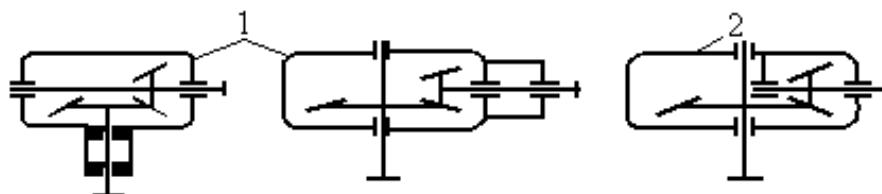
$$d_{e2} \geq 1,7 \cdot 3 \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot u_p}{0,85 \cdot [\sigma_H]^2 \cdot (1 - K_{be}) \cdot K_{be}}}$$

где $E_{\text{пр}}$ - приведённый модуль упругости, для стальных колёс $E_{\text{пр}} = E_{\text{стали}} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

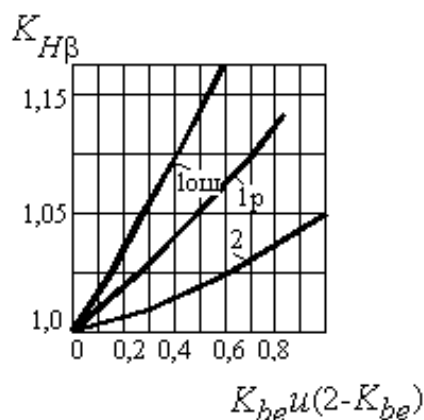
T_2 - вращающий момент на валу колеса, Н·мм (см.п.2.3);

$K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба, определяют по графикам на рис. 2.5.

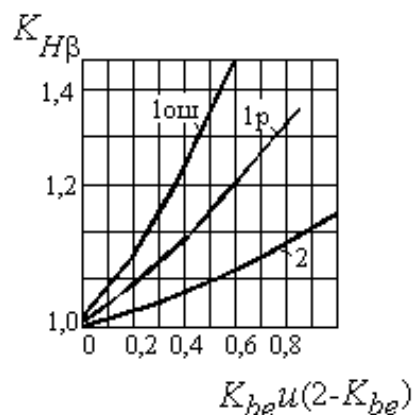
Здесь K_{be} - коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния, $K_{be} = b_w / R_e$. Рекомендуют принять $K_{be} \leq 0,3$. Меньшие значения назначают для неприрабатываемых зубчатых колёс, когда H_1 и $H_2 > 350$ HB или



a



б



в

$V > 15$ м/с .

Рис. 3

Наиболее распространено в редукторостроении значение $K_{\text{Be}} = 0,285$, тогда предыдущее выражение для определения делительного диаметра по внешнему торцу колеса принимает вид

$$d_{e2} \geq 2,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{\text{п}} \cdot T_2 \cdot K_{\text{H}\beta} \cdot u_{\text{п}}}{0,85 \cdot [\sigma_{\text{H}}]^2}},$$

где $u_{\text{п}}$ – расчетное передаточное число конической передачи.

Геометрический расчёт. Определяют диаметр шестерни по внешнему торцу

$$d_{l_{\text{п}}} = \frac{d_{l_{2\text{п}}}}{u_{\text{п}}}.$$

Число зубьев шестерни Z'_1 назначают по рекомендациям, представленным на рис.

3.

По значению Z'_1 определяют число зубьев шестерни:

$$z_1 = 1,6Z'_1 \text{ при } H1 \text{ и } H2 \leq 350 \text{ HB},$$

$$z_1 = 1,3Z'_1 \text{ при } H1 \geq 45 \text{ HRC и } H2 \leq 350 \text{ HB},$$

$$z_1 = Z'_1 \text{ при } H1 \text{ и } H2 \geq 45 \text{ HRC}.$$

Вычисленное значение z_1 округляют до целого числа.

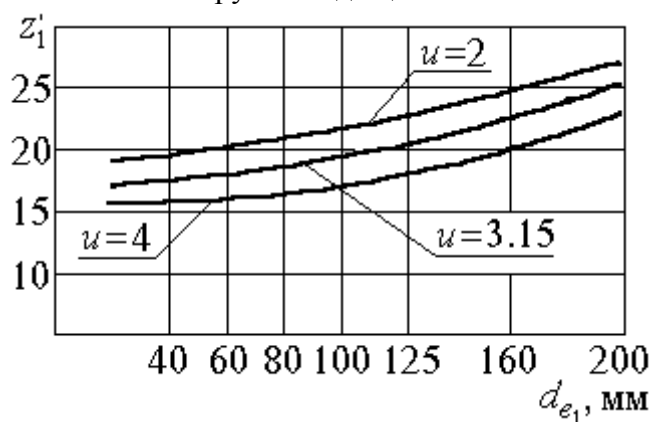


Рис.2.6

Определяют число зубьев колеса $z_2 = u \cdot z_1$.

Вычисленное значение z_2 округляют до целого числа. После этого необходимо уточнить:

- передаточное число передачи $u_{\text{ф}} = z_2 / z_1$,
- угол делительного конуса колеса $\delta_{2\text{ф}} = \arctg u_{\text{ф}}$,
- угол делительного конуса шестерни $\delta_{1\text{ф}} = 90 - \delta_{2\text{ф}}$,
- внешний окружной модуль $m_e = d_{e2} / z_2$.

Рекомендуется округлить m_e до стандартного значения $m_{e\phi}$ по ряду модулей: 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10. После этого уточняют величины диаметров $d_{e1\phi} = m_{e\phi} \cdot z_1$ и $d_{e2\phi} = m_{e\phi} \cdot z_2$.

Рассчитывают величину внешнего конусного расстояния передачи (рис.2.4)

$$R_e = \frac{d_{e2\phi}}{2 \cdot \sin \delta_{2\phi}}.$$

Рабочая ширина зубчатого венца колеса $b_w = K_{be} \cdot R_e$.

Полученное значение b_w округляют до ближайшего из ряда нормальных линейных размеров (табл. 2.5).

Определяют расчётный модуль зацепления в среднем сечении зуба

$$m_m = m_{e\phi} (1 - 0,5 b_w / R_e).$$

При этом найденное значение m_m не округляют!

Рассчитывают внешнюю высоту головки зуба $h_{ae} = m_{e\phi}$.

Внешнюю высоту ножки зуба определяют как $h_{fe} = 1,2 m_{e\phi}$.

Внешний диаметр вершин зубьев колёс рассчитывают по формуле

$$d_{ae1,2} = d_{e1,2} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_{1,2}.$$

Угол ножки зуба рассчитывают по формуле $\theta_f = \arctg(h_{fe} / R_e)$.

Проверочный расчёт. При расчёте на выносливость зубьев колёс по контактным напряжениям проверяют выполнение условия

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{пр} \cdot T_1 \cdot K_H}{0,85 \cdot d_{m1}^2 \cdot b_w \cdot \sin 2\alpha_w} \cdot \frac{\sqrt{u_\phi^2 + 1}}{u_\phi}} \leq [\sigma_H],$$

где $E_{пр}$ - приведённый модуль упругости, для стальных колёс $E_{пр} = E_{стали} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа ;

$$T_1 = \frac{T_2}{u_\phi \cdot \eta_{пер}};$$

T_1 - вращающий момент на шестерне, Н·мм,

здесь $\eta_{пер}$ - КПД передачи.

K_H - коэффициент расчётной нагрузки, $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}$; коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ найден ранее по графикам рис.2.5.

K_{HV} - коэффициент динамической нагрузки, находят по табл. 2.7 с понижением на одну степень точности против фактической, назначенной по окружной скорости

$$V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60000}$$

в соответствии с рекомендациями (табл.2.6);

d_{m1} - делительный диаметр шестерни в среднем сечении зуба,

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1;$$

α_w - угол зацепления, $\alpha_w = 20^\circ$.

Далее проверяют зубья колёс на выносливость по напряжениям изгиба по формулам [1]:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{F1}}{0,85 \cdot b_w \cdot m_m} \leq [\sigma_F]_1 \quad \text{и} \quad \sigma_{F2} = \sigma_{F1} Y_{F2} / Y_{F1} \leq [\sigma_F]_2,$$

где F_t - окружное усилие в зацеплении, Н, $F_t = 2T_1 / d_{m1}$;

K_F - коэффициент расчётной нагрузки, $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}$. Здесь

$K_{F\beta} = 1 + 1,5 \cdot (K_{H\beta} - 1)$, а K_{FV} определяют по табл. 2.7 с понижением точности на одну степень против фактической.

$Y_{F1,2}$ - коэффициент формы зуба соответственно шестерни и колеса, находят по табл. 2.9 в зависимости от эквивалентного числа зубьев колёс

$$z_{V1,2} = z_{1,2} / \cos \delta_{\phi 1,2}.$$

1. 5 Лекция № 5 (2 часа).

Тема: «Червячные передачи»

1.5.1 Вопросы лекции:

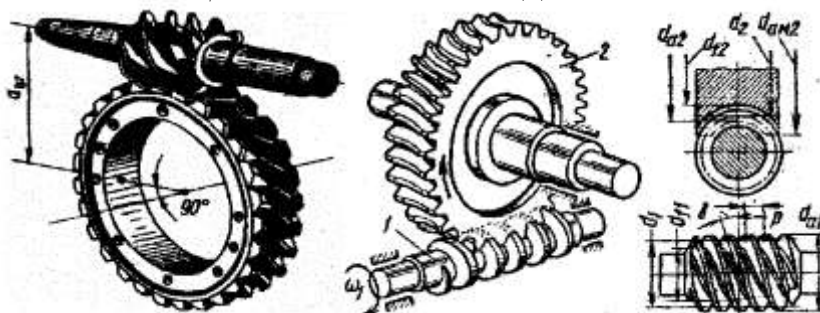
1. Общие сведения о червячных передачах.
2. Геометрия некорригированных червячных передач.
3. Скорость скольжения в червячной передаче.
4. Расчёт червячных передач на прочность.

1.5.2 Краткое содержание вопросов:

1. Общие сведения о червячных передачах.

Червячная передача имеет перекрещивающиеся оси валов, обычно под углом 90° . Она состоит из червяка – винта с трапецеидальной резьбой и зубчатого червячного колеса с зубьями соответствующей специфической формы.

КОНСТРУКЦИЯ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ



Движение в червячной передаче преобразуется по принципу винтовой пары. Изобретателем червячных передач считают Архимеда.

Достоинства червячных передач:

- + большое передаточное отношение (до 80);
- + плавность и бесшумность хода.

В отличие от эвольвентных зацеплений, где преобладает контактное качение, виток червяка скользит по зубу колеса. Следовательно, червячные передачи имеют «по определению» один фундаментальный недостаток: **высокое трение в зацеплении**. Это ведёт к низкому КПД (на 20-30% ниже, чем у зубчатых), износу, нагреву и необходимости применять дорогие антифрикционные материалы.

Кроме того, помимо достоинств и недостатков, червячные передачи имеют важное свойство: **движение передаётся только от червяка к колесу**, а не наоборот. Никакой вращающий момент, приложенный к колесу, не заставит вращаться червяк. Именно поэтому червячные передачи находят применение в подъёмных механизмах, например в

лифтах. Там электродвигатель соединён с червяком, а трос пассажирской кабины намотан на вал червячного колеса во избежание самопроизвольного опускания или падения. Это свойство не надо путать с реверсивностью механизма. Ведь направление вращения червяка может быть любым, приводя либо к подъёму, либо к спуску той же лифтовой кабины.

Передаточное отношение червячной передачи находят аналогично цилиндрической $U = n_1 / n_2 = Z_2 / Z_1$.

Здесь Z_2 – число зубьев колеса, а роль числа зубьев шестерни Z_1 выполняет число заходов червяка, которое обычно бывает равно 1, 2, 3 или 4.

Очевидно, что однозаходный червяк даёт наибольшее передаточное отношение, однако наивысший КПД достигается при многозаходных червяках, что связано с уменьшением трения за счёт роста угла трения.

Основные причины выхода из строя червячных передач:

✗ поверхностное выкрашивание и схватывание;



✗ излом зуба.

Это напоминает характерные дефекты зубчатых передач, поэтому и расчёты проводятся аналогично [44].

В осевом сечении червячная пара фактически представляет собой прямобочное реечное зацепление, где

радиус кривизны боковой поверхности «рейки» (винта червяка) ρ_1 равен бесконечности и, следовательно, приведённый радиус кривизны равен радиусу кривизны зуба колеса

$$\rho_{np} = \rho_2.$$

Далее расчёт проводится по формуле Герца-Беляева. Из проекторного расчёта находят осевой модуль червяка, а по нему и все геометрические параметры зацепления.

Особенность расчёта на изгиб состоит в том, что принимается эквивалентное число зубьев $Z_{экв} = Z_2 / \cos^3 \gamma$, где γ – угол подъёма витков червяка.

Вследствие нагрева, вызванного трением, червячные передачи нуждаются также и в тепловом расчёте. Практика показывает, что механизм опасно нагревать выше 95°C . Допускаемая температура назначается 65°C .

Уравнение для теплового расчёта составляется из баланса тепловой энергии, а именно: **выделяемое червячной парой тепло должно полностью отводиться в окружающую среду**

$$Q_{\text{выделяемое}} = Q_{\text{отводимое}}.$$

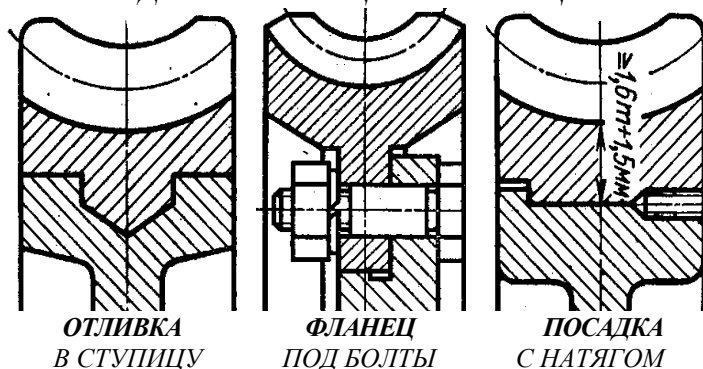
Решая это уравнение, находим температуру редуктора, передающего заданную мощность N

$$t = [860N(1-\eta)] / [K_T S(1-\Psi)] + t_o.$$

Где K_T – коэффициент теплоотдачи, S – поверхность охлаждения (корпус), t_o – температура окружающей среды, Ψ – коэффициент теплоотвода в пол.

В случае, когда расчётная температура превышает допускаемую, то следует предусмотреть отвод избыточной теплоты. Это достигается ребрением редуктора, искусственной вентиляцией, змеевиками с охлаждающей жидкостью в масляной ванне и т.д.

СОЕДИНЕНИЕ ВЕНЦА СО СТУПИЦЕЙ



Оптимальная пара трения это «сталь по бронзе». Поэтому при стальном червяке червячные колёса должны выполняться из бронзовых сплавов. Однако цветные металлы дороги и поэтому из бронзы выполняется лишь зубчатый венец, который

крепится на сравнительно дешёвой стальной ступице. Таким образом, червячное колесо – сборочная единица, где самые популярные способы крепления венца это либо центробежное литьё в кольцевую канавку ступицы; либо крепление венца к ступице болтами за фланец; либо посадка с натягом и стопорение винтами для предотвращения взаимного смещения венца и ступицы.

Крепление венца к ступице должно обеспечивать фиксацию как от проворота (осевая сила червяка = окружной силе колеса), так и от осевого «снятия» венца (окружная сила червяка = осевой силе колеса).

2. Геометрия некорригированных червячных передач.

Геометрические размеры червяка и колеса определяют по формулам, аналогичным формулам для зубчатых колес. В червячной передаче расчетным является осевой модуль червяка m , равный торцовому модулю червячного колеса. Значения осевого модуля червяка (в мм) выбирают из ряда: ...4; 5; 6,3; 8....

Основными геометрическими размерами червяка являются (рис. 4):

делительный диаметр, т.е. диаметр такого цилиндра червяка, на котором толщина витка равна ширине впадины:

$$d_1 = m q,$$

где: q – число модулей в делительном диаметре червяка или коэффициент диаметра червяка. С целью сокращения номенклатуры зуборезного инструмента значения q стандартизованы: 8; 10; 12,5; 16; 20...

расчетный шаг червяка:

$$P = \pi m,$$

ход витка:

$$P_h = P z_1,$$

где: z_1 – число витков червяка: 1, 2 или 4 ($z_1 = 3$ стандартом не предусмотрено);

угол профиля α : для эвольвентных, архимедовых и конволютных червяков $\alpha = 20^\circ$; для червяков, образованных тором, $\alpha = 22^\circ$;

диаметр вершин витков:

$$d_{a1} = d_1 + 2m,$$

диаметр впадин витков:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m,$$

делительный угол подъема линии витка(см. рис. 5):

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = P_h / (\pi d_1) = \pi m z_1 / (\pi m q) = z_1 / q,$$

длина нарезанной части: $-b_1$.

Для червяка в передаче со смещением дополнительно вычисляют:

диаметр начального цилиндра(начальный диаметр):

$$d_{w1} = m / (q + 2x),$$

где x – коэффициент смещения.

угол подъема линии витка на начальном цилиндре:

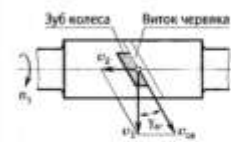
$$\operatorname{tg} \gamma_1 = z_1 / (q + 2x),$$

где x – коэффициент смещения.

3. Скорость скольжения в червячной передаче.

Для червячных передач характерна большая скорость скольжения $V_{ск}$ витков червяка по зубьям червячного колеса и неблагоприятное направление вектора скорости скольжения относительно линии контакта:

$$\vec{v}_{ск} = \vec{v}_1 - \vec{v}_2$$



Окружная скорость на начальном диаметре червяка:

$$v_1 = \frac{\pi d_w n_1}{6 \cdot 10^3}$$

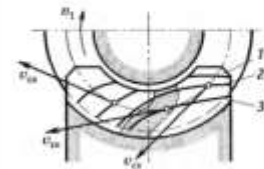
Окружная скорость на делительном диаметре колеса:

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{6 \cdot 10^3}$$

Скорость скольжения направлена вдоль витка червяка:

$$v_{ск} = \frac{v_1}{\cos \gamma_w}$$

Условие отсутствия заедания и интенсивного износа является существование режима жидкостного трения между витками червяка и зубьями колеса. Это условие выполняется при существовании в зоне контакта клиновидного зазора в направлении вектора скорости скольжения (взаимного перенесения трущихся поверхностей). При скольжении поверхностей вдоль линии контакта масляный клин образоваться не может.



В отличие от зубчатых передач в червячных передачах часть поверхности зуба колеса имеет зону, в которой скольжение происходит вдоль контактных линий. На рис. цифрами 1, 2 и 3 отмечены последовательные положения контактных линий в процессе зацепления и направления скорости скольжения $V_{ск}$ в некоторых точках. Зона, в которой направление $V_{ск}$ почти совпадает с направлением контактных линий, заштрихована.

4. Расчёт червячных передач на прочность.

В червячных передачах зубья червячного колеса рассчитывают на контактную прочность и прочность при изгибе. Кроме выкрашивания рабочих поверхностей зубьев в червячной передаче часто случается заедание, которое также зависит от величины контактных напряжений σ_n . Поэтому для всех червячных передач расчет по контактным напряжениям является проектировочным, определяющим размеры передачи, а расчет по напряжениям изгиба – проверочным.

Расчет червячной передачи по контактным напряжениям

В основу расчета по контактным напряжениям для червячных передач (также как и для всех зубчатых передач) положена **формула Герца**, характеризующая величину напряжений при контакте криволинейных поверхностей:

$$\sigma_n = (170q/z_2) \times \sqrt{\{K_H T_2 [(1 + z_2/q)/a_w]^3\}} \leq [\sigma_n].$$

Выразив из этой формулы межосевое расстояние a_w , получим формулу для проектировочного расчета червячной передачи:

$$a_w \geq (1 + z_2/q) \times \sqrt{\{K_H T_2 (170q/z_2 [\sigma_n])^2\}}.$$

При расчете задаются ориентировочным значением КПД редуктора, скорости скольжения в передаче, определяют вращающие моменты. По принятой величине скорости скольжения выбирают материал венца колеса и определяют допускаемое напряжение для этого материала. По заданному передаточному числу определяют число заходов червяка и число оборотов колеса:

$$u = z_2/z_1.$$

Полученное при расчете межосевое расстояние a_w округляют до стандартных значений, определяют геометрические параметры передачи и уточняют их до стандартных значений. После этого определяют усилие в зацеплении и проводят проверку зубьев колеса полученной передачи на изгибную прочность.

Расчет червячной передачи по напряжениям изгиба

Расчет зубьев колеса по напряжениям изгиба производится аналогично расчету цилиндрических косозубых колес. При этом применяются поправочные коэффициенты, учитывающие параметры червячной передачи и более высокую прочность зубьев червячного колеса из-за их дугообразной формы. Изгибная прочность зубьев червячного колеса в общем случае проверяется по формуле:

$$\sigma_F = 0,7Y_{F2}(F_t K_F / b_2 m) \leq [\sigma_F],$$

где K_F – коэффициент нагрузки, Y_F – коэффициент формы зуба, который выбирается из справочных таблиц по приведенному числу зубьев $z v_2 = z_2 / \cos \gamma$.

1. 6 Лекция № 6 (2 часа).

Тема: «Планетарные передачи»

1.6.1 Вопросы лекции:

1. Общие сведения о планетарных передачах.
2. Расчёт планетарных передач на прочность.
3. Требования сборки.

1.6.2 Краткое содержание вопросов:

1. Общие сведения о планетарных передачах.

Планетарные зубчатые передачи.

Планетарными называют передачи, имеющие зубчатые колёса с перемещающимися осями. Эти подвижные колёса подобно планетам.

Солнечной системы вращаются вокруг своих осей и одновременно перемещаются вместе с осями, совершая плоское движение, называются они сателлитами (лат. *satellitum* – спутник). Подвижные колёса катятся по центральным колёсам (их иногда называют солнечными колёсами), имея с ними внешнее, а с корончатым колесом внутреннее зацепление. Оси



сателлитов закреплены в водиле и вращаются вместе с ним вокруг центральной оси.

Планетарные передачи имеют ряд преимуществ перед обычными:

+ большие передаточные отношения при малых габаритах и массе;
+ возможность

сложения или разложения механической мощности;

+ лёгкое управление и регулирование скорости;

+ малый шум вследствие замыкания сил в механизме.

В планетарных передачах широко применяют внутреннее зубчатое зацепление с углом $\alpha_w = 30^\circ$.

Для обеспечения сборки планетарных передач необходимо соблюдать условие соосности (совпадение геометрических центров колёс); условие сборки (сумма зубьев центральных колёс кратна числу сателлитов) и соседства (вершины зубьев сателлитов не соприкасаются друг с другом).

Зубчатые колёса планетарных передач рассчитываются по тем же законам, что и колёса обычных цилиндрических передач.

2. Расчёт планетарных передач на прочность.

Расчет на прочность зубьев планетарных передач ведут по формулам обыкновенных зубчатых передач. Расчет выполняют для каждого зацепления. Например, в передаче, изображенной на рис. 12.1, необходимо рассчитать внешнее зацепление колес 1 и 2 и внутреннее -- колес 2 и 3. Так как модули и силы в этих зацеплениях одинаковы, а внутреннее зацепление по своим свойствам прочней внешнего, то при одинаковых материалах колес достаточно рассчитать только внешнее зацепление.

При определении допускаемых напряжений коэффициенты долговечности K_{H1} и K_{H2} находят по числу циклов N' перемены напряжений зубьев за весь срок службы при вращении колес только относительно друг друга.

Для центральной шестерни

$$N' = 573 c w_1' L_h \quad (10)$$

где $w_1' = w_1 - w_H$ -- относительная угловая скорость центральной шестерни;

w_1 и w_H -- угловые скорости центральной шестерни и водила.

Для сателлитов

$$N_2' = 573 w_2' L_h \quad (11)$$

где $w_2' = w_1 z_1 / z_2 a$ -- относительная угловая скорость сателлита. Межосевое расстояние планетарной прямозубой передачи пары колес внешнего зацепления (центральной шестерни с сателлитом) определяют по формуле:

$$a_w > 49,5 (i' + 1) K_c T_1 / c \phi_a i'(0) ' n K_{Hv} \quad (12)$$

где $u' = z_2 / z_1$ -- передаточное число рассчитываемой пары колес;

$K_c = 1, 1 \dots 1, 2$ -- коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами;

T_1 -- вращающий момент на валу центральной шестерни, Н*мм;

ϕ_a -- коэффициент ширины венца колеса. При $i' < 6,3$ принимают $\phi_a = 0,5$, а при $i' > 6,3$ $\phi_a = 0,4$.

Полученное значение a_w округляют до стандартного значения.

Ширина центрального (корончатого) колеса

$$B_3 = \phi_a a_w \quad (13)$$

Ширину венцов сателлитов и центральной шестерни принимают на 2...4 мм больше значения B_3 .

Делительный диаметр центральной шестерни

$$d_1 = 2 a_w / i' + 1 \quad (14)$$

Модуль зацепления

$$m = d_1 / z_1 \quad (15)$$

Полученный расчетом модуль округляют до ближайшего стандартного значений, а затем уточняют числа колес по формулам:

$$Z_1 = 2 a_w / m (i' + 1) \quad (16)$$

$$Z_2 = Z_1 i' \quad (17)$$

$$Z_3 = z_1 + 2 z_2 \quad (18)$$

с последующей проверкой условий сборки и соседства.

Окружную силу в зацеплении вычисляют по формуле

$$F_t = 2 K_c T_1 / c d_1 \quad (19)$$

Радиальную силу определяют, как в обычных передачах.

3. Требования сборки.

Особенности проектирования и расчёта планетарных передач связаны с наличием избыточных кинематических связей (нескольких сателлитов). Предельно возможное число сателлитов в одном планетарном ряду ограничивается **условием соседства**, которое гласит: *число сателлитов в планетарном ряду должно быть таким, чтобы соседние сателлиты не касались друг друга.*

Но в практике машиностроения число сателлитов редко принимают более шести в связи с трудностью обеспечения равномерного распределения нагрузки между ними при большом их количестве.

Второе необходимое условие существования планетарного ряда называется **условием соосности**. Суть его вытекает из необходимости соблюдения соосности центральных колёс, солнечного и эпицикла, и водила. Для простого планетарного ряда это условие выливается в равенство межосевых расстояний зацепления солнечного колеса с сателлитом a_{1-2} и зацепления сателлита с эпициклом a_{2-3} .

Разветвление потока мощности при передаче силовых нагрузок через сателлиты обуславливает необходимость принятия специальных мер для обеспечения равномерности распределения нагрузок между сателлитами. Причин неравномерной загрузки сателлитов может быть несколько: неточность изготовления зубчатых колёс, неодинаковость межосевого расстояния у разных сателлитов, перекос геометрических осей сателлитов (непараллельность осей сателлитов и главной оси передачи) и др. При необеспечении равномерного распределения нагрузки между сателлитами расхождение между её величиной у отдельных сателлитов может достигать до 70 %.

1. 7 Лекция № 7 (2 часа).

Тема: «Ремённые передачи»

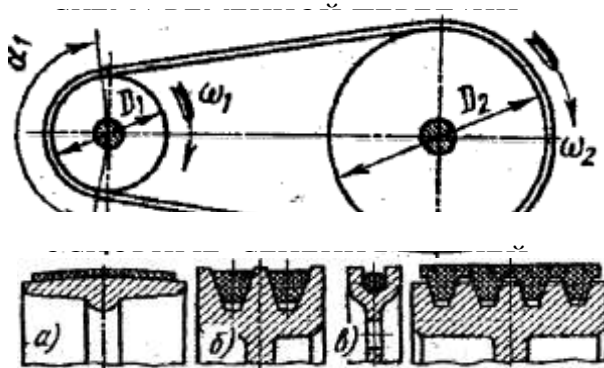
1.7.1 Вопросы лекции:

1. Общие сведения о ремённых передачах.
2. Классификация ремней.
3. Скольжение в ремённой передаче.
4. Кинематика и геометрия ремённых передач.
5. Напряжения и силы в ремне.

1.7.2 Краткое содержание вопросов:

1. Общие сведения о ремённых передачах.

Ремённые передачи применяются для привода агрегатов от электродвигателей малой и средней мощности; для привода от маломощных двигателей внутреннего сгорания.



Ремни имеют различные сечения:

- а) плоские, прямоугольного сечения;
- б) трапециевидные, клиновые;
- в) круглого сечения;
- г) поликлиновые.

Наибольшее распространение имеют плоские и клиновые ремни. Плоские ремни применяются как простейшие, с минимальными напряжениями изгиба, а клиновые имеют повышенную тяговую способность.

Клиновые ремни применяют по несколько штук, чтобы варьировать нагрузочную способность и несколько повысить надёжность передачи. Кроме того, один толстый ремень, поставленный вместо нескольких тонких будет иметь гораздо большие напряжения изгиба при огибании шкива.

В лёгких передачах благодаря закручиванию ремня можно передавать вращение между параллельными, пересекающимися, вращающимися в противоположные стороны валами. Это возможно потому, что жёсткость на кручение ремней вследствие их малой толщины и малого модуля упругости мала.

Достоинства ремённых передач:

- + передача движения на средние расстояния;
- + плавность работы и бесшумность;

- + возможность работы при высоких оборотах;
- + дешевизна.

Недостатки ременных передач:

- большие габариты передачи;
- неизбежное проскальзывание ремня;
- высокие нагрузки на валы и опоры из-за натяжения ремня;
- потребность в натяжных устройствах;
- опасность попадания масла на ремень;
- малая долговечность при больших скоростях.

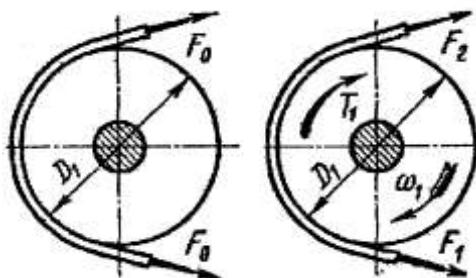
Основные критерии расчёта ременных передач:

- ➔ тяговая способность или прочность сцепления ремня со шкивом;
- ➔ долговечность ремня.

Если не будет выдержано первое условие, ремень начнёт буксовать, если не выполнить второе – ремень быстро разорвётся. Поэтому основным расчётом ременных передач является расчёт по тяговой способности. Расчёт на долговечность выполняется, как проверочный.

Для создания трения ремень надевают с предварительным натяжением F_0 . В покое или на холостом ходу ветви ремня натянуты одинаково. При передаче вращающего момента T_1 натяжения в ветвях перераспределяются: ведущая ветвь натягивается до силы F_1 , а натяжение ведомой ветви уменьшается до F_2 . Составляя уравнение равновесия моментов

СИЛЫ В ВЕТВЯХ РЕМНЯ



ХОЛОСТОЙ ХОД

С НАГРУЗКОЙ

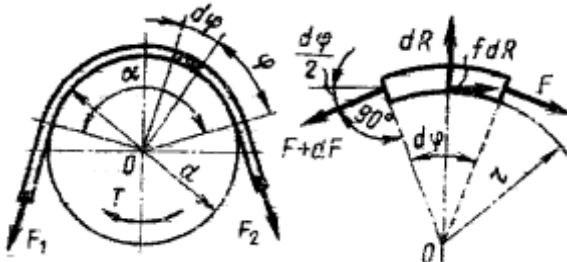
относительно оси вращения имеем $-T_1 + F_1 D_1/2 - F_2 D_2/2 = 0$ или $F_1 - F_2 = F_t$, где F_t – окружная сила на шкиве $F_t = 2T_1/D_1$.

Общая длина ремня не зависит от нагрузки [16], следовательно, суммарное натяжение ветвей остаётся постоянным: $F_1 + F_2 = 2F_0$. Таким образом, получаем систему двух уравнений с тремя неизвестными:

$$F_1 = F_0 + F_t/2; \quad F_2 = F_0 - F_t/2.$$

Эти уравнения устанавливают изменение натяжения ветвей в зависимости от нагрузки F_t , но не показывают нам тяговую способность передачи, которая связана с силой трения между ремнём и шкивом. Такая связь установлена Л.Эйлером с помощью дифференциального анализа.

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ СИЛ В РЕМНЕ



Рассмотрим элементарный участок ремня $d\phi$. Для него dR – нормальная реакция шкива на элемент ремня, fdR – элементарная сила трения. По условию равновесия суммы моментов

$$rF + rfdR - r(F + dF) = 0.$$

Сумма горизонтальных проекций сил:
 $dR - F \sin(d\phi/2) - (F + dF) \sin(d\phi/2) = 0.$

Отбрасывая члены второго порядка малости и помня, что синус бесконечно малого угла равен самому углу, Эйлер получил простейшее дифференциальное уравнение:

$$dF/F = f d\phi.$$

Интегрируя левую часть этого уравнения в пределах от F_1 до F_2 , а правую часть в пределах угла обхвата ремня получаем: $F_1 = F_2 e^{f\alpha}$.

Теперь стало возможным найти все неизвестные силы в ветвях ремня:

$$F_1 = F_t e^{f\alpha} / (e^{f\alpha} - 1); \quad F_2 = F_t / (e^{f\alpha} - 1); \quad F_0 = F_t (e^{f\alpha} + 1) / 2(e^{f\alpha} - 1).$$

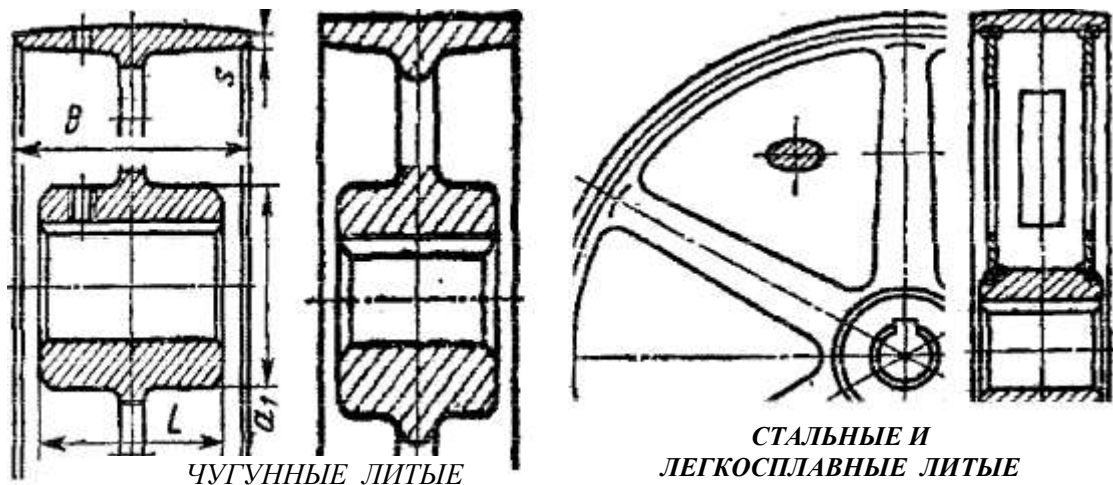
Полученные формулы устанавливают связь натяжения ремней с передаваемой нагрузкой F_t , коэффициентом трения f и углом обхвата α . Они позволяют вычислить минимальное предварительное натяжение ремня F_o , при котором уже станет возможной передача требуемого вращающего усилия F_t .

Нетрудно увидеть, что увеличение f и α улучшает работу передачи. На этом основаны идеи клиноременной передачи (повышается f) и натяжных роликов (повышается α).

При круговом движении ремня на него действует центробежная сила

$F_v = \rho S v^2$, где S - площадь сечения ремня. Центробежная сила стремится оторвать ремень от шкива и тем самым понижает нагрузочную способность передачи.

ПЛОСКОРЕМЕННЫЕ ШКИВЫ



В ремне действуют следующие напряжения:

- ➔ предварительное напряжение (от силы натяжения F_o) $\sigma_o = F_o / S$;
- ➔ "полезное" напряжение (от полезной нагрузки F_t) $\sigma_n = F_t / S$;
- ➔ напряжение изгиба $\sigma_u = \delta E / D$ (δ – толщина ремня, E – модуль упругости ремня, D – диаметр шкива);
- ➔ напряжения от центробежных сил $\sigma_v = F_v / S$.

Наибольшее суммарное напряжение возникает в сечении ремня в месте его набегания на малый шкив $\sigma_{\max} = \sigma_o + \sigma_n + \sigma_u + \sigma_v$.

При этом напряжения изгиба не влияют на тяговую способность передачи, однако являются главной причиной усталостного разрушения ремня.

Силы натяжения ветвей ремня (кроме центробежных) воспринимаются опорами вала. Равнодействующая нагрузка на опору $F_r \approx 2 F_o \cos(\beta/2)$. Обычно эта радиальная нагрузка на опору в 2 ... 3 раза больше передаваемой ремнём вращающей силы.

Шкивы плоскоременных передач имеют: обод, несущий ремень, ступицу, сажаемую на вал и спицы или диск, соединяющий обод и ступицу.

Шкивы обычно изготавливают чугунами литыми, стальными, сварными или сборными, литыми из лёгких сплавов и пластмасс. Диаметры шкивов определяют из расчёта ременной передачи, а потом округляют до ближайшего значения из ряда **R40** (ГОСТ 17383-73*). Ширину шкива выбирают в зависимости от ширины ремня.

Во избежание сползания ремня их рабочие поверхности делают выпуклыми. Шероховатость $R_z \leq 10 \text{ мкм}$.

Чугунные шкивы применяют при скоростях до $30 \div 45 \text{ м/с}$. Шкивы малых диаметров до 350 мм имеют сплошные диски, шкивы больших диаметров – ступицы эллиптического переменного сечения. Стальные сварные шкивы применяют при скоростях $60 \div 80 \text{ м/с}$. Шкивы из лёгких сплавов перспективны для быстроходных передач до 100 м/с .

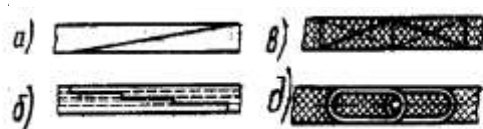
Плоские ремни должны обеспечивать:

- прочность при переменных напряжениях;
- износостойкость;
- высокое трение со шкивами;
- малую изгибную жёсткость.

Этим условиям удовлетворяют высококачественная кожа и синтетические материалы (резина), армированные белтинговым тканевым (ГОСТ 6982-54), полимерным (капрон, полиамид С-6, каучук СКН-40, латекс) или металлическим кордом. Применяются прорезиненные тканевые ремни (ГОСТ 101-54), слоистые нарезные ремни с резиновыми прослойками, послойно и спирально завёрнутые ремни. В сырых помещениях и агрессивных средах применяют ремни с резиновыми прокладками [32].

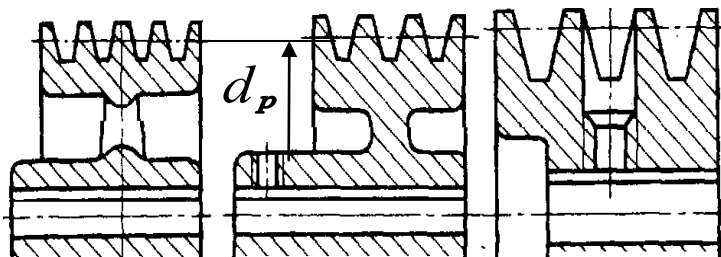
Ремни выпускают конечными и поставляют в рулонах.

СОЕДИНЕНИЯ КОНЦОВ РЕМНЯ



предварительно в отверстия и после прессования обжимают концы ремней (д).

КЛИНОРЕМЕННЫЕ ШКИВЫ



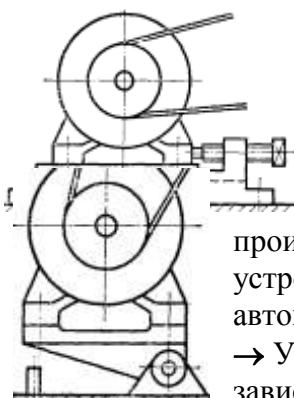
ремня со шкивом угол канавки назначают в зависимости от диаметра шкива.

Клиноременные шкивы выполняют из тех же материалов, что и плоскоременные. Известны сборные шкивы из стальных тарелок.

Быстроходные шкивы требуют балансировки.

Материалы клиновых ремней в основном те же, что и для плоских. Выполняются прорезиненные ремни с тканевой обёрткой для большего трения, кордотканевые (многослойный корд) и кордошнуровые ремни (шнур, намотанный по винтовой линии), ремни с несущим слоем из двух канатиков. Иногда для уменьшения изгибных напряжений применяют гофры на внутренней и наружных поверхностях ремня. Клиновые ремни выпускают бесконечными (кольца). Угол клина ремня 40° .

Натяжение ремня существенно влияет на долговечность, тяговую способность и к.п.д. передачи. Чем выше предварительное натяжение ремня F_0 , тем больше тяговая способность и к.п.д., но меньше долговечность ремня. Натяжение ремня в передачах осуществляется:



→ Устройствами периодического действия, где ремень натягивается винтами. Ремень периодически подтягивается по мере вытяжки. Требуется систематическое наблюдение за передачей, иначе возможно буксование и быстрый износ ремня.

→ Устройствами постоянного действия, где натяжение создаётся грузом, весом двигателя или пружиной. Часто натяжение происходит за счёт массы двигателя на качающейся плите. К таким устройствам относятся натяжные ролики. Натяжение ремня автоматически поддерживается постоянным.

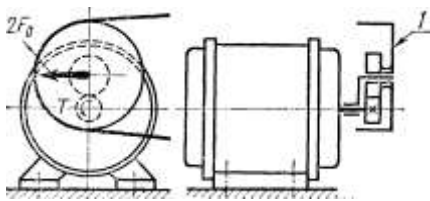
→ Устройствами, автоматически регулирующими натяжение в зависимости от нагрузки с использованием сил и моментов, действующих

в передаче. Шків 1 установлен на качающемся рычаге, который также

ольшое влияние на работу передачи, особенно при ения следует учитывать рекомендации

а) способ соединения – склеивание, которое срезу (а), для слоёных по ступенчатой сшивку встык жильными струнами (в,г). ся проволочные спирали, которые

У шкивов клиноременных передач рабочей поверхностью являются боковые стороны клиновых канавок. Диаметр, по которому определяют расчётную длину ремня, называют расчётным диаметром, по ГОСТ 20898-75 он обозначается d_p . По этому же ГОСТу для правильного контакта



является осью ведомого колеса зубчатой передачи. Натяжение ремня $2F_0$ равно окружной силе на шестерне и пропорционально передаваемому моменту.

2. Классификация ремней.

По форме поперечного сечения ремня: плоскоременные (поперечное сечение ремня имеет форму плоского вытянутого прямоугольника, рис. 1а); клиноременные (поперечное сечение ремня в форме трапеции, рис. 1б); поликлиноременные (ремень снаружи имеет плоскую поверхность, а внутренняя, взаимодействующая со шкивами, поверхность ремня снабжена продольными гребнями, выполненными в поперечном сечении в форме трапеции, рис. 1г); круглоременные (поперечное сечение ремня имеет форму, рис. 1в); зубчатоременная (внутренняя, контактирующая со шкивами, поверхность плоского ремня снабжена поперечными выступами, входящими в процессе работы передачи в соответствующие впадины шкивов, фото ниже).

Наибольшее применение в машиностроении имеют клиновые и поликлиновые ремни. Передачу круглым резиновым ремнем (диаметром 3...12 мм) применяют в приводах малой мощности (настольные станки, приборы, бытовые машины и т. п.).

Разновидностью ременной передачи является зубчатоременная, в которой передача мощности осуществляется зубчатым ремнем путем зацепления зубцов ремня с выступами на шкивах. Этот тип передач является промежуточным между передачами зацеплением и передачами трением. Зубчатоременная передача не требует значительного предварительного натяжения ремня и не имеет такого недостатка, как скольжение ремня, которое присуще всем прочим ременным передачам.

Клиноременную передачу в основном применяют как открытую. Клиноременные передачи обладают большей тяговой способностью, требуют меньшего натяжения, благодаря чему меньше нагружают опоры валов, допускают меньшие углы обхвата, что позволяет применять их при больших передаточных отношениях и малому расстоянию между шкивами.

Клиновые и поликлиновые ремни выполняют бесконечными и прорезиненными. Нагрузку несет корд или сложенная в несколько слоев ткань.

Клиновые ремни выпускают трех видов: нормального сечения, узкие и широкие. Широкие ремни применяются в вариаторах.

Поликлиновые ремни – плоские ремни с высокопрочным кордом и внутренними продольными клиньями, входящими в канавки на шкивах. Они более гибкие, чем клиновые, лучше обеспечивают постоянство передаточного числа.

Плоские ремни обладают большой гибкостью, но требуют значительного предварительного натяжения ремня. Кроме того, плоский ремень не так устойчив на шкиве, как клиновый или поликлиновый.

3. Скольжение в ременной передаче.

Скольжение ремня. В ременной передаче возникают два вида скольжения ремня по шкиву: упругое — неизбежное при нормальной работе передачи и буксование — при перегрузке.

В процессе обегания ремнем ведущего шкива натяжение его падает от F_1 до F_2 . Ремень укорачивается и отстает от шкива — возникает упругое скольжение. На ведомом шкиве происходит аналогичное скольжение, но здесь натяжение ремня возрастает от F_2 до F_1 , он удлиняется и опережает шкив. Упругое скольжение ремня происходит не на всей дуге обхвата, а лишь на части ее — дуге скольжения α_c , которая всегда располагается со стороны сбегания ремня со шкива. Длина дуги скольжения определяется условием равновесия окружной силы $F_t = F_1 - F_2$ и сил трения на этой дуге.

Со стороны набегания ремня на шкив имеется дуга покоя α_n , на которой сила в ремне не меняется, оставаясь равной натяжению набегающей ветви, и ремень движется вместе со шкивом без скольжения. Сумма дуг α_c и α_n равна дуге обхвата α .

Скорости прямолинейных ветвей v_1 и v_2 равны окружным скоростям шкивов, на которые они набегают. Потеря скорости $v_1 - v_2$ определяется скольжением на ведущем шкиве, где направление скольжения не совпадает с направлением движения шкива (см. мелкие стрелки на дуге α_c , рис. 17.5).

Таким образом, упругое скольжение ремня неизбежно в ременной передаче, оно возникает в результате разности натяжений ведущей и ведомой ветвей. Упругое скольжение приводит к снижению скорости, следовательно, к потере части мощности, а также вызывает электризацию, нагревание и изнашивание ремня, сокращая его долговечность.

По мере роста силы F_t уменьшается дуга покоя α_n , следовательно, уменьшается и запас сил трения. При значительной перегрузке дуга скольжения α_c достигает дуги обхвата α и ремень скользит по всей поверхности касания с ведущим шкивом, т. е. буксует. При буксовании ведомый шкив останавливается, к.п.д. передачи падает до нуля.

4. Кинематика и геометрия ремённых передач.
Межосевое расстояние a ременной передачи определяет в основном конструкция привода машины. Рекомендуемые значения межосевого расстояния (см. рис. 3):

- для плоскоремённых передач:

$$a \geq 1,5(d_1 + d_2);$$

- для клиноремённых и поликлиноремённых передач:

$$a \geq 0,55(d_1 + d_2) + h;$$

где:

d_1, d_2 — диаметры ведущего и ведомого шкивов передачи;
 h — высота сечения ремня.

Расчетная длина ремня L_p равна сумме длин прямолинейных участков и дуг обхвата шкивов:

$$L_p = 2a + 0,5\pi(d_2 + d_1) + 0,25(d_2 - d_1)^2/a.$$

По найденному значению из стандартного ряда принимают ближайшую большую расчетную длину ремня L_p . При соединении концов длину ремня увеличивают на 30...200 мм.

Межосевое расстояние a в ременной передаче для окончательно установленной длины ремня определяют по формуле:

$$a = [2L_p - \pi(d_2 + d_1)]/8 + \sqrt{\{[2L_p - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8\pi(d_2 - d_1)^2\}}/8.$$

Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma.$$

Из треугольника O_1BO_2 (рис. 3)

$$\sin \gamma = BO_2/O_1O_2 = (d_2 - d_1)/2a.$$

Практически γ не превышает $\pi/6$, поэтому приближенно принимают $\sin \gamma = \gamma$ (рад), тогда:

$$\gamma = (d_2 - d_1)/2a \text{ (рад)} \text{ или } \gamma^\circ = 180^\circ(d_2 - d_1)/2\pi a.$$

Следовательно,

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ(d_2 - d_1)/a.$$

Для плоскоремённых передач рекомендуют $\alpha_1 \geq 150^\circ$, для клиноремённых и поликлиновых передач $\alpha_1 \geq 110^\circ$.

Передаточное отношение ременной передачи:

$$u = i = d_2/d_1(1 - \xi),$$

где: ξ — коэффициент скольжения в передаче, который при нормальной работе равен $\xi = 0,01 \dots 0,02$.

Приближенно можно принимать $u = d_2/d_1$; $\xi = (v_1 - v_2)/v_1$.

5. Напряжения и силы в ремне.

Различают следующие виды напряжений в ремне: *напряжение предварительного натяжения, полезное напряжение, напряжение изгиба ремня и напряжение от действия центробежных сил.*

В совокупности все эти напряжения вызывают *суммарные напряжения в ремне*, которые при работе ременной передачи по длине ремня распределяются неравномерно (см. рис. 1).

Напряжение предварительного натяжения ремня

Напряжение σ_0 возникает из-за необходимости придавать ремню предварительное натяжение, чтобы обеспечить его сцепление со шкивами за счет сил трения. В состоянии покоя или при холостом ходе каждая ветвь ремня натянута силой F_0 , следовательно,

$$\sigma_0 = F_0/A, \text{ где } A - \text{площадь поперечного сечения ремня.}$$

Полезное напряжение

Отношение окружной силы (*полезной нагрузки*) F_t к площади поперечного сечения ремня называют полезным напряжением σ_t (на рис. 1 полезное напряжение выделено синим цветом):

$$\sigma_t = F_t/A.$$

Так как $F_t = F_1 - F_2$, то полезное напряжение σ_t является разностью напряжений в ведущей и ведомой ветвях ремня при рабочем ходе на малой скорости (*пока не сказывается влияние центробежных сил*), т. е.

$$\sigma_t = \sigma_1 - \sigma_2.$$

Напряжения σ_1 в ведущей и σ_2 в ведомой ветвях от сил F_1 и F_2 с учетом сделанных ранее определений могут быть рассчитаны по формулам:

$$\sigma_1 = F_1/A = F_0/A + 0,5F_t/A = \sigma_0 + \sigma_t/2;$$

$$\sigma_2 = F_2/A = F_0/A - 0,5F_t/A = \sigma_0 - \sigma_t/2.$$

Величина σ_t определяет тяговую способность ременной передачи.

Напряжение изгиба в ремне

Напряжение изгиба σ_u (на рис. 1 напряжения изгиба выделены красным цветом) возникает в ремне при огибании им шкивов. В местах набегания ремня на шкивы и сбегания ремня не происходит резких скачков напряжений (см. рис. 1), так как радиус кривизны ремня изменяется постепенно.

По закону Гука $\sigma_u = \varepsilon E$, где $\varepsilon = y_{\max}/r$ – *относительное удлинение волокон на наружной стороне ремня при изгибе.*

Согласно рис ..., $y_{\max} = 0,5\delta$ и $r = 0,5(d + \delta) \approx 0,5d$.
Тогда

$$\sigma_u = \delta E/d,$$

где δ – *толщина ремня; E – модуль продольной упругости материала ремня; d – расчетный диаметр шкива.*

Из формулы (3) следует, что наибольшее напряжение изгиба в ремне возникает на малом шкиве диаметром d_1 (см. рис. 1). Обычно по соображениям компактности передачи стремятся принимать небольшие значения d_1 . Однако при этом возникают большие напряжения изгиба σ_u , которые могут в несколько раз превышать все другие напряжения.

На практике значение напряжения изгиба ремня σ_u ограничивают минимально допустимым для каждого вида ремня значением диаметра малого (*обычно - ведущего*) шкива d_1 .

Напряжение изгиба, изменяясь по отнулевому циклу, является главной причиной усталостного разрушения ремня. На тяговую способность ременной передачи оно не влияет.

Напряжение от центробежной силы

Во время работы передачи участки ремня, огибающие шкивы, совершают криволинейное движение по дуге окружности. В результате на них действуют центробежные силы, вызывающие соответствующие напряжения в ремне.

Напряжение от центробежной силы σ_v (на рис. 1 напряжение от центробежной силы выделено зеленым цветом) может быть определено по формуле:

$$\sigma_v = F_v/A \quad (4)$$

Суммарное напряжение в ремне

Наибольшее напряжение в ремне определяется, как сумма напряжений от каждого силового фактора, вызывающего их:

$$\sigma_{max} = \sigma_{u1} + \sigma_1 + \sigma_v = \sigma_{u1} + \sigma_0 + \sigma_1/2 + \sigma_v.$$

Напряжение изгиба обычно значительно превышает все другие составляющие наибольшего(суммарного) напряжения в ремне.

Максимальное напряжение действует в поперечном сечении ремня в месте его набегания на малый шкив и сохраняет свою величину на всей дуге покоя α_n

1. 8 Лекция № 8 (2 часа).

Тема: «Цепные передачи»

1.8.1 Вопросы лекции:

1. Общие сведения о цепных передачах.
2. Классификация цепей их устройство.
3. Параметры цепных передач.
4. Расчёт цепных передач по удельному давлению.

1.8.2 Краткое содержание вопросов:

1. Общие сведения о цепных передачах.

Цепная передача состоит из ведущей и ведомой звездочек и цепи, охватывающей звездочки и зацепляющейся за их зубья. Применяют также цепные передачи с несколькими ведомыми звездочками. Кроме перечисленных основных элементов, цепные передачи включают натяжные устройства, смазочные устройства и ограждения.

Цепь состоит из соединенных шарнирами звеньев, которые обеспечивают подвижность или "гибкость" цепи.

Цепные передачи могут выполняться в широком диапазоне параметров. Широко используют цепные передачи в сельскохозяйственных и подъемно-транспортных машинах, нефтебуровом оборудовании, мотоциклах, велосипедах, автомобилях. Цепные передачи применяют: а) при средних межосевых расстояниях, при которых зубчатые передачи требуют промежуточных ступеней или паразитных зубчатых колес, не вызываемых необходимостью получения нужного передаточного отношения; б) при жестких требованиях к габаритам или в) при необходимости работы без проскальзывания (препятствующего применению клиноременных передач).

Кроме цепных приводов, в машиностроении применяют цепные устройства, т. е. цепные передачи с рабочими органами (ковшами, скребками) в транспортерах, элеваторах, экскаваторах и других машинах.

К достоинствам цепных передач относят: 1) возможность применения в значительном диапазоне межосевых расстояний; 2) меньшие, чем у ременных передач, габариты; 3) отсутствие скольжения; 4) высокий КПД; 5) малые силы, действующие на валы, так как нет необходимости в большом начальном натяжении; 6) возможность легкой замены цепи; 7) возможность передачи движения нескольким звездочкам.

Вместе с тем цепные передачи не лишены недостатков: 1) они работают в условиях отсутствия жидкостного трения в шарнирах и, следовательно, с неизбежным их износом, существенным при плохом смазывании и попадании пыли и грязи; износ шарниров приводит к увеличению шага звеньев и длины цепи, что вызывает необходимость применения натяжных устройств; 2) они требуют более высокой точности установки валов, чем клиноременные передачи, и более сложного ухода — смазывания, регулировки; 3) передачи требуют установки в картерах; 4) скорость движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек, не постоянна, что вызывает колебания передаточного отношения, хотя эти колебания небольшие

2. Классификация цепей их устройство.

Цепи, применяемые в машиностроении, по характеру выполняемой ими работы подразделяют на две группы: приводные и тяговые. Цепи стандартизованы, их производят на специализированных заводах. Выпуск только приводных цепей в СССР превышает 80 млн. м в год. Ими оснащается ежегодно более 8 млн. машин.

В качестве приводных применяют роликовые, втулочные и зубчатые цепи. Для них характерны малые шаги (для уменьшения динамических нагрузок) и износоустойчивые шарниры (для обеспечения долговечности).

Основными геометрическими характеристиками цепей являются шаг и ширина, основной силовой характеристикой — разрушающая нагрузка, устанавливаемая опытным путем. В соответствии с международными стандартами применяют цепи с шагом, кратным 25,4 мм (т. е. ~ 1 дюйму)

В СССР изготавливают следующие приводные роликовые и втулочные цепи по ГОСТ 13568—75*:

ПРЛ — роликовые однорядные нормальной точности;

ПР — роликовые повышенной точности;

ПРД — роликовые длиннозвенные;

ПВ — втулочные;

ПРИ — роликовые с изогнутыми пластинами,

а также роликовые цепи по ГОСТ 21834—76* для буровых установок (в быстроходных передачах).

Роликовые цепи — это цепи со звеньями, каждое из которых выполнено из двух пластин, напрессованных на валики (наружные звенья) или на втулки (внутренние звенья). Втулки надеты на валики сопряженных звеньев и образуют шарниры. Наружные и внутренние звенья в цепи чередуются.

Втулки, в свою очередь, несут ролики, которые входят во впадины между зубьями на звездочках и сцепляются со звездочками. Благодаря роликам трение скольжения между цепью и звездочкой заменяется трением качения, что уменьшает износ зубьев звездочек. Пластины очерчивают контуром, напоминающим цифру 8 и приближающим пластины к телам равного сопротивления растяжению.

Валики (оси) цепей выполняют ступенчатыми или гладкими.

Концы валиков расклепывают, поэтому звенья цепи неразъемны. Концы цепи соединяют соединительными звеньями с закреплением валиков шплинтами или расклепыванием. В случае необходимости использования цепи с нечетным числом звеньев применяют специальные переходные звенья, которые, однако, слабее, чем основные; поэтому обычно стремятся применять цепи с четным числом звеньев.

При больших нагрузках и скоростях во избежание применения цепей с большими шагами, неблагоприятных в отношении динамических нагрузок, применяют многорядные цепи. Их составляют из тех же элементов, что и однорядные, только их накладки имеют увеличенную длину. Передаваемые мощности и разрушающие нагрузки многорядных цепей почти пропорциональны числу рядов.

Характеристики роликовых цепей повышенной точности ПР приведены в табл. 1.

Роликовые цепи нормальной точности ПРЛ стандартизованы в диапазоне шагов 15,875.. .50,8 и рассчитаны на разрушающую нагрузку на 10...30% меньше, чем у цепей повышенной точности.

Длиннозвенные роликовые цепи ПРД выполняют в удвоенном шаге по сравнению с обычными роликовыми. Поэтому они легче и дешевле обычных. Их целесообразно применять при малых скоростях, в частности, в сельскохозяйственном машиностроении.

Втулочные цепи ПВ по конструкции совпадают с роликовыми, но не имеют роликов, что удешевляет цепь и уменьшает габариты и массу при увеличенной площади проекции шарнира. Эти цепи изготавливают с шагом только 9,525 мм и применяют, в частности, в

мотоциклах и в автомобилях (привод к распределительному валу). Цепи показывают достаточную работоспособность.

Роликовые цепи с изогнутыми пластинами ПРИ набирают из одинаковых звеньев, подобных переходному звену (см. рис. 12.2, е). В связи с тем, что пластины работают на изгиб и поэтому обладают повышенной податливостью, эти цепи применяют при динамических нагрузках (ударах, частых реверсах и т. д.).

В обозначении роликовой или втулочной цепи указывают: тип, шаг, разрушающую нагрузку и номер ГОСТа (например, *Цепь ПР-25,4-5670 ГОСТ 13568 -75**). У многорядных цепей в начале обозначения указывают число рядов.

Зубчатые цепи (табл. 2) - это цепи со звеньями из наборов пластин. Каждая пластина имеет по два зуба со впадиной между ними для размещения зуба звездочки. Рабочие (внешние) поверхности зубьев этих пластин (поверхности контакта со звездочками, ограничены плоскостями и наклонены одна к другой под углом вклинивания α , равным 60°). Этими поверхностями каждое звено садится на два зуба звездочки. Зубья звездочек имеют трапециевидный профиль.

Пластины в звеньях раздвинуты на толщину одной или двух пластин сопряженных звеньев.

В настоящее время в основном изготавливают цепи с шарнирами качения, которые стандартизованы (ГОСТ 13552—81*).

Для образования шарниров в отверстия звеньев вставляют призмы с цилиндрическими рабочими поверхностями. Призмы опираются на лыски. При специальном профилировании отверстий пластин и соответствующих поверхностей призм можно получить в шарнире практически чистое качение. Имеются экспериментальные и эксплуатационные данные о том, что ресурс зубчатых цепей с шарнирами качения во много раз выше, чем цепей с шарнирами скольжения.

Во избежание бокового сползания цепи со звездочек предусматривают направляющие пластины, представляющие собой обычные пластины, но без выемок для зубьев звездочек. Применяют внутренние или боковые направляющие пластины. Внутренние направляющие пластины требуют проточки соответствующей канавки на звездочках. Они обеспечивают лучшее направление при высоких скоростях и имеют основное применение. Достоинствами зубчатых цепей по сравнению с роликовыми являются меньший шум, повышенная кинематическая точность и допускаемая скорость, а также повышенная надежность, связанная с многопластинчатой конструкцией. Однако они тяжелее, сложнее в изготовлении и дороже. Поэтому они имеют ограниченное применение и вытесняются роликовыми цепями.

Тяговые цепи подразделяют г. а три основных типа: пластинчатые по ГОСТ 588—81*; разборные по ГОСТ 589 85; круглозвенные (нормальной и повышенной прочности) соответственно по ГОСТ 2319—81.

Пластинчатые цепи служат для перемещения грузов под любым углом к горизонтальной плоскости в транспортирующих машинах (конвейерах, подъемниках, эскалаторах и др.). Они обычно состоят из пластин простой формы и осей со втулками или без втулок; для них характерны

большие шаги, так как боковые пластины часто используют для закрепления полотна транспортера. Скорости движения цепей этого типа обычно не превышают 2...3 М/С.

Круглозвенные цепи используют в основном для подвеса и подъема грузов.

Существуют специальные цепи, передающие движение между звездочками с взаимно перпендикулярными осями. Валики (оси) двух соседних звеньев такой цепи взаимно перпендикулярны.

3. Параметры цепных передач.

Мощности, для передачи которых применяют цепные передачи, изменяются в диапазоне от долей до сотен киловатт, в общем машиностроении обычно до 100 кВт. Межосевые расстояния цепных передач достигают 8 м.

Частоты вращения звездочек и скорость ограничиваются величиной силы удара, возникающей между зубом звездочки и шарниром цепи, износом и шумом передач. Наибольшие рекомендуемые и предельные частоты вращения звездочек приведены в табл. 3. Скорости движения цепей обычно не превышают 15 м/с, однако в передачах с цепями и звездочками высокого качества при эффективных способах смазывания достигают 35 м/с. Средняя скорость цепи, м/с,

$$V = znP / (60 \cdot 1000)$$

где z — число зубьев звездочки; n — стота ее вращения, мин^{-1} ; P — цепи, мм.

Передаточное отношение определяют из условия равенства средней скорости цепи на звездочках:

$$z_1 n_1 P = z_2 n_2 P$$

Отсюда передаточное отношение, понимаемое как отношение частот вращения ведущей и ведомой звездочек,

$$U = n_1 / n_2 = z_2 / z_1,$$

где n_1 и n_2 — частоты вращения ведущей и ведомой звездочек, мин^{-1} ; z_1 и z_2 — числа зубьев ведущей и ведомой звездочек.

Передаточное отношение ограничивается габаритами передачи, углами обхвата и числами зубьев. Обычно $u \leq 7$. В отдельных случаях в тихоходных передачах, если позволяет место, $u \leq 10$.

Числа зубьев звездочек. Минимальные числа зубьев звездочек ограничиваются износом шарниров, динамическими нагрузками, а также шумом передач. Чем меньше число зубьев звездочки, тем больше износ, так как угол поворота звена при набегании цепи на звездочку и сбегании с нее равен $360^\circ / z$.

С уменьшением числа зубьев возрастают неравномерность скорости движения цепи и скорость удара цепи о звездочку. Минимальное число зубьев звездочек роликовых цепей в зависимости от передаточного отношения выбирают по эмпирической зависимости

$$z_{1\min} = 29 - 2u^{1/3}$$

В зависимости от частоты вращения $z_{1\min}$ выбирают при высоких частотах вращения $z_{1\min} = 19 \dots 23$; средних $17 \dots 19$, а при низких $13 \dots 15$. В передачах зубчатыми цепями $z_{1\min}$ больше на $20 \dots 30\%$.

По мере износа цепи ее шарниры поднимаются по профилю зуба звездочки от ножки к вершине, что приводит в конечном счете к нарушению зацепления. При этом предельно допустимое увеличение шага цепи тем меньше, чем больше число зубьев звездочки.

Поэтому максимальное число зубьев ограничивают при использовании роликовых цепей величиной $100 \dots 120$, а зубчатых $120 \dots 140$.

Предпочтительно выбирать нечетное число зубьев звездочек (особенно малой), что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует равномерному износу. Еще более благоприятно, с точки зрения износа, выбирать число зубьев малой звездочки из ряда простых чисел.

Расстояние между осями звездочек и длина цепи. Минимальное межосевое расстояние a_{\min} (мм) определяют из условий:

отсутствия интерференции (т. е. пересечения) звездочек

$$a_{\min} > 0,5(De_1 + De_2)$$

где De_1 и De_2 — наружные диаметры звездочек;

чтобы угол обхвата цепью малой звездочки был больше 120° , т. е. угол наклона каждой ветви к оси передачи был меньше 30° . А так как $\sin 30^\circ = 0,5$, то $a_{\min} > d_2 - d_1$.

Оптимальные межосевые расстояния

$$a = (30 \dots 50) P.$$

Обычно межосевые расстояния рекомендуют ограничивать величиной

$$A_{\max} = 80P$$

Потребное число звеньев цепи W определяют по предварительно выбранному межосевому расстоянию a , шагу P и числам зубьев звездочек z_1 и z_2 :

$$W = (z_1 + z_2)/2 + 2a/P + ((z_2 - z_1)/2p)^2 P/a;$$

полученное значение W округляют до ближайшего целого (желательно четного) числа.

Эта формула выводится по аналогии с формулой для длины ремня и является приближенной. Первые два члена формулы дают требуемое число звеньев при $z_1 = z_2$, когда ветви цепи параллельны, третий член учитывает наклон ветвей.

Расстояние между осями звездочек по выбранному числу звеньев цепи (без учета провисания цепи) следует из предыдущей формулы.

Цепь должна иметь некоторое провисание во избежание повышенной нагрузки от силы тяжести и радиального биения звездочек.

Для этого межосевое расстояние уменьшают на $(0,002 \dots 0,004) a$.

Шаг цепи принят за основной параметр ценной передачи. Цепи с большим шагом имеют большую несущую способность, но допускают значительно меньшие частоты вращения, они работают с большими динамическими нагрузками и шумом. Следует выбирать цепь с минимально допустимым для данной нагрузки шагом. Обычно $a/80 \leq P \leq a/25$; уменьшить шаг зубчатых цепей при конструировании можно, увеличив ее ширину, а для роликовых цепей - применив многорядные цепи.

4. Расчёт цепных передач по удельному давлению

В соответствии с основным критерием работоспособности ценных передач износостойкостью шарниров цепи несущая способность цепных передач может быть определена согласно условию, по которому давление в шарнирах не должно превышать допустимого в данных условиях эксплуатации.

В расчетах ценных передач, в частности в учете условий эксплуатации, связанных с величиной пути трения, удобно использовать простейшую степенную зависимость между давлением p и путем трения $Pm = C$, где C в данных ограниченных условиях может рассматриваться как постоянная величина. Показатель m зависит от характера трения; при нормальной эксплуатации передач с хорошей смазкой m около 3 (в условиях скудной смазки m колеблется от 1 до 2).

Допустимая p о л е з н а я с и л а, которую может передавать цепь с шарниром скольжения,

$$F = [p] \cdot A / K_z;$$

здесь $[p]$ — допустимое давление, МПа, в шарнирах для средних эксплуатационных условий (табл. 12.4); A - проекция опорной поверхности шарнира, мм^2 , равная для роликовых и втулочных цепей $d \cdot B_{\text{вн}}$, d — диаметр валика; $B_{\text{вн}}$ - ширина внутреннего звена (см. табл. 12.1)]; K_z - коэффициент эксплуатации.

Коэффициент эксплуатации K_z , может быть представлен в виде произведения частных коэффициентов:

$$K_z = K_d K_a K_n K_{\text{рег}} K_{\text{см}} K_{\text{реж}} K_t.$$

Коэффициент K_d учитывает динамичность нагрузки; при спокойной нагрузке $K_d = 1$; при нагрузке с толчками 1,2...1,5; при сильных ударах 1,8. Коэффициент K_a учитывает длину цепи (межосевое расстояние); очевидно, что чем длиннее цепь, тем реже при прочих равных условиях каждое звено входит в зацепление со звездочкой и тем меньше износ в шарнирах; при $a = (30 \dots 50)P$ принимают $K_a = 1$; при $a < 25P$ $K_a = -1,25$, при $a = (60 \dots$

$80)P$ $K_a = 0,9$. Коэффициент K_n учитывает наклон передачи к горизонту; чем больше наклон передачи к горизонту, тем меньше допустимый суммарный износ цепи; при наклоне линии центров звездочек под углом к горизонту до 45° $K_n = 1$; при наклоне под углом γ более 45° $K_n = 0,15 \cdot \gamma$. Коэффициент $K_{\text{рег}}$ учитывает регулировку передачи; для передач с регулировкой положения оси одной из звездочек $K_{\text{рег}} = 1$; для передач с натяжными звездочками или нажимными роликами $K_{\text{рег}} = 1,1$; для передач с нерегулируемыми осями звездочек $K_{\text{рег}} = 1,25$. Коэффициент $K_{\text{см}}$ учитывает характер смазывания; при непрерывном смазывании в масляной ванне или от насоса $K_{\text{см}} = 0,8$, при регулярном капельном или внутришарнирном смазывании $K_{\text{см}} = 1$, при периодическом смазывании 1,5. Коэффициент $K_{\text{реж}}$ учитывает режим работы передачи; при

односменной работе $K_{реж}=1$. Коэффициент K_t учитывает температуру окружающей среды, при $-25^{\circ}<T<150^{\circ}C$ принимают $K_t=1$; при экстремальных условиях $K_t>1$.

При оценке значения коэффициента эксплуатации $K_{э}$ необходимо хотя бы ориентировочно учитывать стохастический (случайный) характер ряда влияющих на него параметров.

Если по расчету значение коэффициента $K_{э}>2...3$, то нужно принять конструктивные меры по улучшению работы передачи.

Приводные цепи проектируют на основе геометрического подобия, поэтому площадь проекции опорной поверхности шарнира для каждого размерного ряда цепей можно представить в виде $A=cP^2$, где c — коэффициент пропорциональности, $c>0,25$ для однорядных цепей, кроме цепей, не входящих в закономерный размерный ряд: ПР-8-460; ПР-12,7-400-1 и ПР. 12,7-900-2 (см. табл. 12.1).

Допустимая сила F цепи с m рядами

$$F = cP^2 [p]_{о\text{тр}} / K_{э},$$

где m — коэффициент рядности цепи, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рядам:

$$m = 1 \dots 2 \dots 3$$

$$m, = 1 \dots 1,7 \dots 2,5$$

Допустимый момент ($H^*_{м}$) на малой звездочке

$$T_1 = Fd_1/2 \cdot 10^3 = Fp z_1/2 \cdot 10^3$$

Отсюда шаг цепи

$$p = 18,5^3 \sqrt{T_1 K_{э}} / (c z_1 m [p]_{о}).$$

Ориентировочное значение шага однорядной цепи (мм)

$$p = (12,8 \dots 13,5)^3 \sqrt{T_1 / z_1}$$

где коэффициент 12,8 — для цепей ПР, а коэффициент 13,5 — для цепей ПРЛ, T_1 — момент, $H^*_{м}$.

Подбор цепных передач производят в следующем порядке. Сначала определяют или выбирают число зубьев малой звездочки и проверяют число зубьев большой. Затем задаются шагами цепи с учетом частоты вращения малой звездочки по табл. 12.3 или предварительно определяют шаг по одной из приведенных выше формул, в частности, задавшись ориентировочным значением $K_{э}$.

Затем в порядке проверочного расчета определяют момент на малой звездочке, который может передавать цепь, и сопоставляют его с заданным. Обычно эти расчеты делают при нескольких, близких к оптимальным сочетаниям параметров и выбирают оптимальный вариант.

Долговечность цепей наиболее реально оценивать по методу подобия на основе установленного из опыта эксплуатации или испытаний ресурса передачи принимаемой за эталонную. Этот ресурс по И. И. Ивашкову умножается на отношение уточненных корректирующих коэффициентов для эталонной и рассчитываемой передач.

Корректирующие коэффициенты:

по твердости шарниров при работе со смазкой и загрязнением абразивами: поверхности без термообработки 2, при объемной закалке 1, при цементации 0,65;

по давлению в шарнирах ($p/p'_{о}$), где при непрерывной смазке $x = 1,5 \dots 2,5$, при периодической смазке без загрязнения абразивами $x = 1$, то же с абразивным загрязнением при объемной закалке $x = 0,6$;

по условию работы при смазывании маслом: без абразивного загрязнения 1, в абразивной среде 10... 100;

по характеру смазывания: периодическое нерегулярное 0,3, регулярное 0,1, в масляной ванне 0,06 и т. д.

Передачи зубчатыми цепями с шарнирами качения подбирают по фирменным данным или же полуэмпирическим зависимостям из критерия износостойкости.

При определении коэффициента эксплуатации K_ε допускается ограничиваться учетом коэффициента угла наклона K_n и при $u > 10$ м/с коэффициента влияния центробежных сил $K_v = 1 + 1,1 \cdot 10^{-3} v^2$

1. 9 Лекция № 9 (2 часа).

Тема: «Валы и оси. Расчёт валов»

1.9.1 Вопросы лекции:

1. Общие сведения о валах и осях.
2. Расчёт валов на прочность.
3. Конструктивные и технологические мероприятия по повышению выносливости валов.

1.9.2 Краткое содержание вопросов:

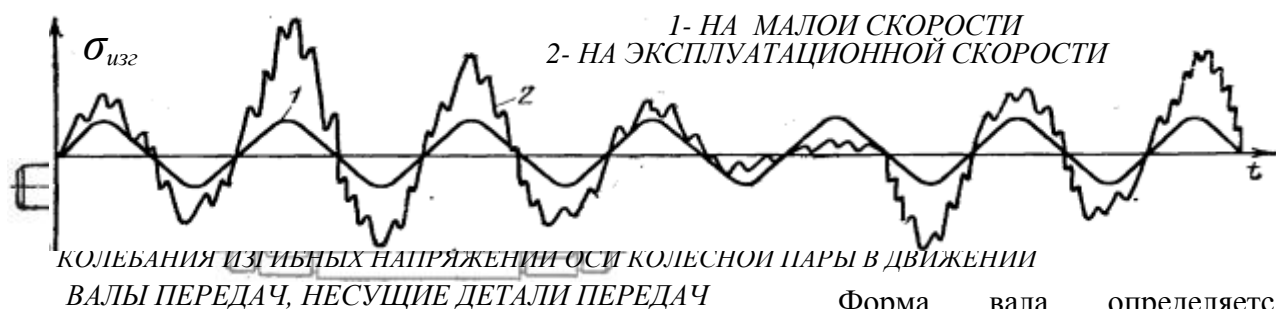
1. Общие сведения о валах и осях.

Колёса передач установлены на специальных продолговатых деталях круглого сечения. Среди таких деталей различают оси и валы.

Ось – деталь, служащая для удержания колёс и центрирования их вращения. **Вал** – ось, передающая вращающий момент.

Не следует путать понятия "ось колеса", это деталь и "ось вращения", это геометрическая линия центров вращения.

Формы валов и осей весьма многообразны от простейших цилиндров до сложных коленчатых конструкций. Известны конструкции гибких валов, которые предложил шведский инженер Карл де Лаваль ещё в 1889 г.



Форма вала определяется распределением изгибающих и крутящих моментов по его длине.

Правильно спроектированный вал представляет собой балку равного сопротивления.

Валы и оси вращаются, а следовательно, испытывают знакопеременные нагрузки, напряжения и деформации. Поэтому поломки валов и осей имеют усталостный характер.

Причины поломок валов и осей прослеживаются на всех этапах их "жизни".

1. На стадии проектирования – неверный выбор формы, неверная оценка концентраторов напряжений.
2. На стадии изготовления – надрезы, забоины, вмятины от небрежного обращения.
3. На стадии эксплуатации – неверная регулировка подшипниковых узлов.

Для работоспособности вала или оси необходимо обеспечить:

→ объёмную прочность (способность сопротивляться $M_{изг}$ и $M_{крут}$);

- ➔ поверхностную прочность (особенно в местах соединения с другими деталями);
- ➔ жёсткость на изгиб;
- ➔ крутильную жёсткость (особенно для длинных валов).

Все валы в обязательном порядке рассчитывают **на объёмную прочность**.

Схемы нагружения валов и осей зависят от количества и места установки на них вращающихся деталей и направления действия сил. При сложном нагружении выбирают две ортогональные плоскости (например, фронтальную и горизонтальную) и рассматривают схему в каждой плоскости. Рассчитываются, конечно, не реальные конструкции, а упрощённые расчётные модели, представляющие собой балки на шарнирных опорах, балки с заделкой и даже статически неопределимые задачи [7].

При составлении расчётной схемы валы рассматривают как прямые бруссы, лежащие на шарнирных опорах. При выборе типа опоры полагают, что деформации валов малы и, если подшипник допускает хотя бы небольшой наклон или перемещение цапфы, его считают шарнирно-неподвижной или шарнирно-подвижной опорой. Подшипники скольжения или качения, воспринимающие одновременно радиальные и осевые усилия, рассматривают как шарнирно-неподвижные опоры, а подшипники, воспринимающие только радиальные усилия, - как шарнирно-подвижные.

2. Расчёт валов на прочность.

Расчёт вала на объёмную прочность выполняют в три этапа.

I. Предварительный расчёт валов

Выполняется на стадии проработки Технического Задания, когда известны только вращающие моменты на всех валах машины. При этом считается, что вал испытывает только касательные напряжения кручения

$$\tau_{кр} = M_{вр} / W_p \leq [\tau]_{кр},$$

где W_p - полярный момент сопротивления сечения.

Для круглого сечения: $W_p = \pi d^3 / 16$, $[\tau]_{кр} = 15 \div 20 \text{ Н/мм}^2$.

Условие прочности по напряжениям кручения удобно решать относительно диаметра вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{вр}}{0,2[\tau]_{кр}}}.$$

Это – минимальный диаметр вала. На всех других участках вала он может быть только больше. Вычисленный минимальный диаметр вала округляется до ближайшего большего из нормального ряда. Этот диаметр является исходным для дальнейшего проектирования.

II. Уточнённый расчёт валов

На данном этапе учитывает не только вращающий, но и изгибающие моменты. Выполняется на этапе эскизной компоновки, когда предварительно выбраны подшипники, известна длина всех участков вала, известно положение всех колёс на валу, рассчитаны силы, действующие на вал.

Чертятся расчётные схемы вала в двух плоскостях. По известным силам в зубчатых передачах и расстояниям до опор строятся эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и фронтальной плоскостях. Затем вычисляется суммарный изгибающий момент

$$M_{изг_{сум}} = \sqrt{M_{zy}^2 + M_{xy}^2}.$$

Далее рассчитывается и строится эпюра эквивалентного "изгибающе-вращающего" момента

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\text{изг}_{\text{сим}}}^2 + \alpha M_{\text{вр}}^2},$$

где $\alpha = 0,75$ или 1 в зависимости от принятой энергетической теории прочности, принимаемый большинством авторов равным 1 .

Вычисляется эквивалентное напряжение от совместного действия изгиба и кручения $\sigma_{\text{экв}} = M_{\text{экв}} / W_p$.

Уравнение также решается относительно минимального диаметра вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,2[\tau]}}.$$

Или то же самое для сравнения с допускаемыми нормальными напряжениями:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1[\sigma]}}.$$

Полученный в уточнённом расчёте минимальный диаметр вала принимается окончательно для дальнейшего проектирования.

3. Конструктивные и технологические мероприятия по повышению выносливости валов.

Выполняется как проверочный на стадии рабочего проектирования, когда практически готов рабочий чертёж вала, т.е. известна его точная форма, размеры и все концентраторы напряжений: шпоночные пазы, кольцевые канавки, сквозные и глухие отверстия, посадки с натягом, галтели (плавные, скруглённые переходы диаметров).

При расчёте полагается, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные напряжения кручения – по отнулевому пульсирующему циклу.

Проверочный расчёт вала на выносливость по существу сводится к определению фактического коэффициента запаса прочности n , который сравнивается с допускаемым

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n] = 1,5 \div 2.$$

Здесь n_{σ} и n_{τ} - коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma} \sigma_a / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} \sigma_m}, \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau} \tau_a / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} \tau_m},$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала вала при изгибе и кручении с симметричным циклом; k_{σ} и k_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении, учитывающие галтели, шпоночные канавки, прессовые посадки и резьбу; ε_{σ} и ε_{τ} – масштабные коэффициенты диаметра вала; σ_a и τ_a – амплитудные значения напряжений; σ_m и τ_m – средние напряжения цикла ($\sigma_m = 0$, $\tau_m = \tau_a$); ψ_{σ} и ψ_{τ} – коэффициенты влияния среднего напряжения цикла на усталостную прочность зависят от типа стали.

Вычисление коэффициентов запаса прочности по напряжениям подробно излагалось в курсе "Сопротивление материалов", в разделе "Циклическое напряжённое состояние".

Если коэффициент запаса оказывается меньше требуемого, то сопротивление усталости можно существенно повысить, применив поверхностное упрочнение: азотирование, поверхностную закалку токами высокой частоты, дробеструйный наклёп, обкатку роликами и т.д. При этом можно получить увеличение предела выносливости до 50% и более.

1. 10 Лекция № 10 (2 часа).

Тема: «Подшипники скольжения. Расчёт»

1.10.1 Вопросы лекции:

1. Общие сведения о подшипниках скольжения.
2. Подшипниковые материалы.
3. Трение в опорах.
4. Расчёт по удельному давлению.

1.10.2 Краткое содержание вопросов:

1. Общие сведения о подшипниках скольжения.

Валы и оси поддерживаются специальными деталями, которые являются опорами. Название "подшипник" происходит от слова "шип" (*англ. shaft, нем. zapfen, голл. shiffen – вал*). Так раньше называли хвостовики и шейки вала, где, собственно говоря, подшипники и устанавливаются.

Назначение подшипника состоит в том, что он должен обеспечить надёжное и точное соединение вращающейся (вал, ось) детали и неподвижного корпуса. Следовательно, главная особенность работы подшипника – трение сопряжённых деталей.

По характеру трения подшипники разделяют на две большие группы:

- ➔ подшипники скольжения (трение скольжения);
- ➔ подшипники качения (трение качения).

Основным элементом таких подшипников является вкладыш из антифрикционного материала или, по крайней мере, с антифрикционным покрытием. Вкладыш устанавливают (вкладывают) между валом и корпусом подшипника [43].

Трение скольжения безусловно больше трения качения, тем не менее, достоинства подшипников скольжения заключаются в многообразных областях использования:

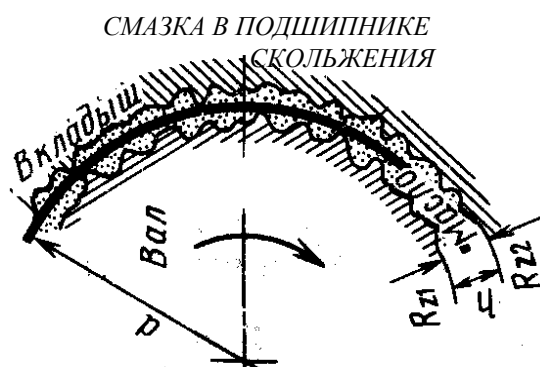
- + в разъёмных конструкциях (см. рисунок);
- + при больших скоростях вращения (газодинамические подшипники в турбореактивных двигателях при $n > 10\,000$ об/мин);
- + при необходимости точного центрирования осей;
- + в машинах очень больших и очень малых габаритов;
- + в воде и других агрессивных средах.

Недостатки таких подшипников – трение и потребность в дорогих антифрикционных материалах.

Кроме того, подшипники скольжения применяют во вспомогательных, тихоходных, малоответственных механизмах.

Характерные дефекты и поломки подшипников скольжения вызваны трением:

- ✗ температурные дефекты (заедание и выплавление вкладыша);
- ✗ абразивный износ;
- ✗ усталостные разрушения вследствие пульсации нагрузок.



толщиной не более 4 мм, выполненных из стальной полосы и алюминиево-оловянного сплава АО 20-1.

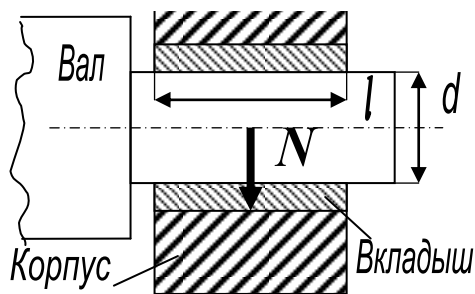
Большинство радиальных подшипников имеет цилиндрический вкладыш, который, однако, может воспринимать и осевые нагрузки за счёт галтелей на валу и закругления кромок вкладыша. Подшипники с коническим вкладышем применяются редко, их

При всём многообразии и сложности конструктивных вариантов подшипниковых узлов скольжения принцип их устройства состоит в том, что между корпусом и валом устанавливается тонкостенная втулка из антифрикционного материала, как правило, бронзы или бронзовых сплавов, а для малонагруженных механизмов из пластмасс. Имеется успешный опыт эксплуатации в тепловозных дизелях М753 и М756 тонкостенных биметаллических вкладышей

используют при небольших нагрузках, когда необходимо систематически устранять ("отслеживать") зазор от износа подшипника для сохранения точности механизма.

Для правильной работы подшипников без износа поверхности цапфы и втулки должны быть разделены слоем смазки достаточной толщины. В зависимости от режима работы подшипника в нём может быть:

СХЕМА РАСЧЁТА ПОДШИПНИКА



→ **жидкостное трение**, когда рабочие поверхности вала и вкладыша разделены слоем масла, толщина которого больше суммы высот шероховатости поверхностей; при этом масло воспринимает внешнюю нагрузку, изолируя вал от вкладыша, предотвращая их износ. Сопротивление движению очень мало;

→ **полужидкостное трение**, когда неровности вала и вкладыша могут касаться друг друга и в этих местах происходит их схватывание и отрыв частиц вкладыша. Такое трение приводит к абразивному износу даже без попадания пыли извне.

Обеспечение режима жидкостного трения является основным критерием расчёта большинства подшипников скольжения. При этом одновременно обеспечивается работоспособность по критериям износа и заедания.

Критерием прочности, а следовательно, и работоспособности подшипника скольжения являются контактные напряжения в зоне трения или, что, в принципе, то же самое – контактное давление. Расчётное контактное давление сравнивают с допускаемым $p = N / (l \cdot d) \leq [p]$. Здесь N – сила нормального давления вала на втулку (реакция опоры), l – рабочая длина втулки подшипника, d – диаметр цапфы вала.

Иногда удобнее сравнивать расчётное и допускаемое произведение давления на скорость скольжения. Скорость скольжения легко рассчитать, зная диаметр и частоту вращения вала.

$$pV = \frac{NV}{ld} = \frac{2\pi \cdot ndN}{60ld \cdot 2} = \frac{Nn\pi}{60l} \leq [pV] = 2 \div 10 \frac{Hm}{мм^2сек}.$$

Произведение давления на скорость скольжения характеризует тепловыделение и износ подшипника. Наиболее опасным является момент пуска механизма, т.к. в покое вал опускается ("ложится") на вкладыш и при начале движения неизбежно сухое трение.

2. Подшипниковые материалы.

Материалы выбирают с учетом работы в паре со стальными шейками вала, которые как правило закаливают. Предъявляются требования: низкий коэффициент трения в паре со сталью, быть износостойкими, обладать высоким сопротивлением усталости.

Работоспособность подшипника скольжения зависит от твердости шеек валов, поэтому их, как правило, закаливают.

К подшипниковым материалам представляют комплексные требования, соответствующие основным критериям работоспособности подшипников скольжения. Они должны иметь низкий коэффициент трения в паре со стальной шейкой вала, быть износостойкими и обладать высоким сопротивлением усталости.

Первому критерию удовлетворяют антифрикционные металлические, металлокерамические и некоторые неметаллические материалы.

К металлическим материалам, наиболее распространенным в машиностроении, относят: антифрикционный чугун, бронзу (оловянистую и безоловянистую) и цинковые сплавы.

Антифрикционный чугун. Применяют в тихоходных, умеренно нагруженных подшипниках с постоянной смазкой. Допускаемые удельные давления $[p]$ на рабочую поверхность подшипника зависят от окружной скорости шейки вала (скорости скольжения) и марки чугуна (АСЧ-1, АСЧ-2, АСЧ-3, АЧК-2). Для обеспечения

износостойкости шеек вала необходимо выбирать марку чугуна для подшипника так, чтобы его твердость была ниже на 20...40НВ по сравнению с материалом цапф.

- Антифрикционный чугун – применяют в тихоходных, умеренно нагруженных подшипниках с постоянной смазкой. Допускаемое удельное давление на рабочую поверхность подшипника зависит от окружной скорости шейки вала (скорости скольжения) и марки чугуна. Марку чугуна выбирают так, чтобы его твердость НВ была на 20...40НВ ниже, чем у цапф.

Марка	Твердость НВ	[p], МПа	v, м/с	[pv], МПа· м/с
АСЧ - 1	180 ... 240	0,05 ... 9,0	2,0 ... 0,2	0,1 ... 1,8
АСЧ - 2	190 ... 229	0,1 ... 6,0	3,0 ... 0,75	0,3 ... 4,5
АСЧ - 3	160 ... 191	0,1 ... 6,0	3,0 ... 0,75	0,3 ... 4,5
АЧК - 2	167 ... 197	0,5 ... 12,0	5,0 ... 1,0	2,5 ... 12,0

Бронзы.Лучшими антифрикционными свойствами характеризуются оловянистые, особенно оловянисто-фосфористые (БрО10Ф1) бронзы. Их применяют для изготовления вкладышей опор, несущих спокойную нагрузку при высокой скорости скольжения (но они имеют высокую стоимость и по механической прочности уступают некоторым безоловянистым бронзам, особенно алюминиевым и свинцовым).

Алюминиевые бронзы, содержащие железо имеют высокую прочность и износостойкость, но могут вызвать повышенный износ шейки вала, если твердость ее не выше твердости вкладыша.

Свинцовистые бронзы имеют большую ударную вязкость, вкладыши из них выдерживают значительные знакопеременные и ударные нагрузки.

-Бронзы – лучшими антифрикционными свойствами обладают оловянистые бронзы и особенно оловянисто-фосфористые (БрО10Ф1). Применяют для производства вкладышей опор, несущих спокойную нагрузку при высокой скорости скольжения, но они имеют высокую стоимость и по прочности уступают безоловянистым бронзам (алюминиевые, свинцовые).

Алюминиевые бронзы, содержащие железо – высокая прочность, износостойкость, при твердости шейки вала выше твердости вкладыша.

Свинцовистые бронзы – имеют высокую ударную вязкость, выдерживают значительные знакопеременные нагрузки.

Марка	[p], МПа	v, м/с	[pv], МПа·м/с	Область применения
Бр.О10Ф1	15	1	15	Подшипники скольжения машин, работающих с постоянной нагрузкой. Подшипники скольжения редукторов, транспортеров, центробежных насосов. Подшипники скольжения машин, работающих с переменной и ударной нагрузками.
Бр.О4Ц4С17	10	4	10	
Бр.АЖС-4л	15	4	12	
Бр.АЖС7-1,5-1,5	25	8	20	
Бр.С-30	25	12	30	

Безоловянные алюминиевые сплавы типа АСМ. Имеют отличные антифрикционные свойства, но при высоких скоростях скольжения недостаточное сопротивление задиру, чувствительны к загрязнению масла, имеют повышенный коэффициент линейного расширения.

Алюминиево-оловянистые и цинковые сплавы: А09-2, А09-2Б (литье, биметалл); А09-1, А020-1 (прокат, биметалл) с повышенным сопротивлением усталости. Сплавы обеспечивают оптимальную структуру и способны в режимах масляного голодания образовывать на поверхности шеек вала защитную пленку из олова.

Алюминиево-оловянистые (А09-2, А09-2Б литье, биметалл и А09-2, А020-1 прокат, биметалл) с повышенным сопротивлением усталости - обеспечивают оптимальную структуру и способны при масляном голодании образовывать защитную пленку из олова. **ЦАМ10-5** (10%Al, 5%Cu, остальное Zn), **ЦАМ9-1,5** – хорошие антифрикционные свойства, высокая износостойкость, недефицитность исходных материалов, простота изготовления. Применяют вместо баббитов и бронз. **ЦАМ9-1,6** – высокая износостойкость, изготавливают биметаллические вкладыши.

Цинковые сплавы – (ЦАМ10-5, ЦАМ9-1,5) – антифрикционные свойства, высокая износостойкость, недефицитные исходные материалы (применяют вместо баббитов и бронз, делают биметаллические вкладыши).

Металлокерамические материалы. Удовлетворительно работают при плохой смазке. Имеют пористую структуру с объемом пор 15...35% (вакуумная пропитка горячим маслом). Железографитовые вкладыши, содержат до 3% графита (остальное железо), устанавливают на тихоходных валах в трудно доступных для смазки местах (самосмазывающиеся подшипники, могут длительное время работать получая масло из пор). Режимы работы при спокойной нагрузке и 20...25% пористости

V, м/с	0,1	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
[p], МПа	15	7,0	6,5	6,0	5,5	4,5	3,5	1,8	0,8

Эти подшипники обеспечивают низкий коэффициент трения (0,04...0,05), сохраняют свои антифрикционные свойства в широком диапазоне температур (до 1000⁰С), характеризуются высокой теплопроводностью и коррозионной стойкостью.

Неметаллические материалы.

1. Пластмассы:

- металлофторопласт – допускают большие удельные давления до 350 МПа; широкий интервал температур от -200⁰С до +280⁰С, но при температуре выше 120⁰С нагрузочная способность снижается, а при 280⁰С достигает половины первоначальной величины.
- текстолит – работают при температуре не выше 80⁰С;
- полиамиды – малый коэффициент трения (0,1...0,15), стойкость к истиранию
- капрон – применяют где требуется низкий коэффициент трения (0,1...0,15). Рабочая температура не более 120⁰С.

К недостаткам пластмассовых подшипников относим: разбухание в воде, малая теплопроводность, большая упругая деформация.

Применяют при эксплуатации в пыльной среде; эффективно работают в опорах с возвратно-поступательным движением.

2. Древесные слоистые пластики имеют хорошую износостойкость. В качестве смазки используют жидкие минеральные масла, воду, эмульсию, пластичные смазочные материалы.

3. Древесные подшипники изготавливают из прессованных брусков березы, бука, дуба с с пропиткой пластическими смолами. Допускают небольшие удельные нагрузки (до 10 МПа) при $v < 1$ м/с.

4. Резина применяют для облицовки методом горячей вулканизации рабочих поверхностей вкладышей подшипников водяных насосов и машин работающих с водяной смазкой

3. Трение в опорах.

Трение в подшипнике определяет износ и нагрев подшипника, а также его КПД. Таким образом, величина работы трения является основным показателем работоспособности подшипника.

В зависимости от толщины слоя смазочного материала различают жидкостное и полужидкостное трение

При жидкостном трении рабочая поверхность вала и вкладыша разделены слоем масла, толщина h которого больше суммы высот R_z неровностей поверхности, т.е.

$$h > R_{z \text{ цапфа}} + R_{z \text{ подшипник}}$$

Масло воспринимает внешнюю нагрузку, предотвращая соприкосновение рабочих поверхностей т.е. их износ. Сопротивление движению в этом случае определяется только внутренним трением в смазочной жидкости.

Величина коэффициента жидкостного трения располагается в пределах от 0,001 до 0,005. (эта величина может быть меньше коэффициента трения качения).

При полужидкостном трении в подшипнике будет смешанное одновременно жидкостное и сухое. Полужидкостное трение сопровождается износом трущихся поверхностей.

Самый благоприятный режим – режим жидкостного трения. Образование режима жидкостного трения является основным критерием расчета подшипников скольжения.

Исследование режима жидкостного трения в подшипниках основано на гидродинамической теории смазки. Эта теория базируется на решениях дифференциальных уравнений гидродинамики вязкой жидкости (Навье-Стокса), которые связывают давление, скорость и сопротивление вязкому сдвигу.

Рассмотрим две пластины, залитые маслом и нагруженные силой P . Под действием силы Q , пластина А движется относительно Б со скоростью V

Если скорость мала, пластина А выжимает смазку с пластины Б, поверхности соприкасаются - полужидкостное трение.

С увеличением скорости скольжения пластина А поднимается в масляном слое и принимает наклонное положение (водные лыжи). Между пластинами образуется сужающийся зазор. Протекание масла через этот зазор сопровождается образованием давления P которое уравновешивает внешнюю нагрузку.

Переход к режиму жидкостного трения происходит при некоторой скорости называемой критической $V_{кр}$. Таким образом, для работы подшипника в режиме жидкостного трения необходима подъемная сила создаваемая давлением жидкого смазочного материала. Существует два способа создания “ поддерживающего ” давления: статический (гидростатический) и гидродинамический.

В гидростатических подшипниках давление в поддерживающем слое смазочного материала создают насосом, подающим смазочный материал в зазор между цапфой и подшипником. Гидростатические подшипники требуют для нормальной работы сложной гидросистемы, чтобы осуществлять подачу масла в зону высокого гидравлического давления (под цапфу).

подавляющее большинство опор с жидкостным трением работает в условиях гидродинамического режима. В радиальных подшипниках клиновидная форма зазора

образуется за счет смещения центров цапфы вала и вкладыша. При угловой скорости $\omega > \omega_{кр}$ цапфа всплывает в масле и несколько смещается в сторону вращения. С увеличением угловой скорости увеличивается толщина разделяющего масляного слоя h .

Это происходит вследствие эксцентрического расположения цапфы в подшипнике. Под нагрузкой торцевые зазоры между цапфой и подшипником оказываются снизу меньшими, чем сверху. В результате переменный расход через зазор смазочного материала приводит к появлению требуемого давления и подъемной силы. Давление определяется зазором, радиальной силой и вязкостью материала.

4. Расчёт по удельному давлению.

Подшипники скольжения чаще всего выходят из строя вследствие абразивного изнашивания или заедания. В машинах, где подшипники воспринимают большие ударные и вибрационные нагрузки, возможно усталостное разрушение рабочего слоя вкладышей. Условный расчет подшипников скольжения проводят для подшипников, работающих в условиях граничного трения, когда трущиеся поверхности гарантированно не разделены слоем смазочного материала, а на рабочей поверхности вкладыша имеется лишь тонкая масляная пленка, которая может разрушиться. Этот расчет проводят для обеспечения износостойкости и отсутствия заедания. Для подшипников жидкостного трения производят специальный расчет, основанный на гидродинамической теории смазывания. Интенсивность изнашивания зависит от давления между цапфой и вкладышем, материалов, из которых они изготовлены, стойкости масляной пленки и долговечности сохранения смазывающих свойств масла. Условный расчет подшипников скольжения производят по среднему давлению p_c между цапфой и вкладышем и по произведению этого давления на окружную скорость скольжения цапфы v , т. е. по параметру $p_c v$. Расчет по среднему давлению p_c гарантирует невыдавливаемость смазочного материала и представляет собой расчет на износостойкость, а расчет по $p_c v$ обеспечивает нормальный тепловой режим и отсутствие заеданий. Условие нормальной работоспособности подшипников скольжения и подпятников в условиях граничного трения: [] $p_c \leq p_c$, (1) $p_c v$ [$p_c v$] $c \leq c$, (2) где p_c — действительное среднее давление между цапфой и вкладышем (или пятой); v — окружная скорость цапфы; $[p_c]$ — допускаемое давление и $[p_c v]$ — допускаемое значение критерия (можно выбирать по табл. 1). Условный расчет для подшипников, работающих в условиях граничного трения, является основным, его выполняют в большинстве случаев как проверочный, а для подшипников жидкостного трения — как ориентировочный. Таблица 1. Допускаемые значения давления $[p_c]$ и критерия $[p_c v]$ для подшипников скольжения и подпятников

Материал цапфы и вкладыша	$[p_c]$, МПа	$[p_c v]$, с	
Сталь по чугуну 2-4	1-3	Сталь по бронзе БрО6Ц6СЗ 4-6	4-6
Сталь закаленная по бронзе БрА9Ж4 15-20	18-12	Сталь по антифрикционному чугуноу АЧК-1, АЧК- 2 при $v = 0,2$ м/с	9 1,8
То же, при $v = 2$ м/с	0,05 0,1	Сталь по антифрикционному чугуноу АЧК-1, АЧК- 2 при $v = 1$ м/с	12 12
То же, при $v = 5$ м/с	0,5 2,5	Сталь закаленная по баббиту 6-10	12-25

Среднее рабочее давление между цапфой и вкладышем (рис. 12) определяют по формуле $p = F_r / (d l) c = r$, (3) где F_r — радиальная нагрузка на подшипник; d — диаметр цапфы; l — длина цапфы; $d l$ — проекция опорной поверхности на диаметрально плоскость. Рис. 12. Расчетная площадь смятия подшипника

Расчетная окружная скорость цапфы $v = (\omega d) / 2$ (4) где ω — угловая скорость цапфы; d — ее диаметр. Среднее рабочее давление под пятой (рис. 8, б) $\pi d d K \psi F p c 4 () 2 0 2 0 - =$ (5) где F_a — осевая нагрузка; d и d_0 — диаметры пяты; $K = 0,8...0,9$ — коэффициент, учитывающий уменьшение опорной поверхности из-за наличия смазочных канавок. Расчетная окружная скорость вала $R_{пр} v = \omega$, (6) где ω — заданная угловая скорость вала; $2 0 2 3 0 3 3 1 d d d d R_{пр} - - -$ — приведенный радиус; d и d_0 — диаметры пяты

1. 11 Лекция № 11 (2 часа).

Тема: «Подшипники качения. Расчёт и подбор»

1.11.1 Вопросы лекции:

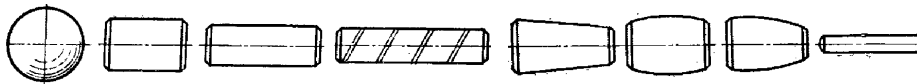
1. Общие сведения о подшипниках качения.
2. Классификация подшипников качения.
3. Расчёт на долговечность.
4. Определение приведённой нагрузки.
5. Подбор подшипников качения.

1.11.2 Краткое содержание вопросов:

1. Общие сведения о подшипниках качения.

Принцип их конструкции заключается в наличии между валом и корпусом группы одинаковых круглых тел, называемых телами качения.

ТЕЛА КАЧЕНИЯ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ПОДШИПНИКАХ



Это могут быть или шарики, или ролики (короткие толстые либо длинные

иглообразные), или конические ролики, или бочкообразные, или даже спиралевидные пружины. Обычно подшипник выполняется как самостоятельная сборочная единица, состоящая из наружного и внутреннего колец, между которыми и помещены тела качения. Тела качения во избежание ненужного контакта друг с другом и равномерного распределения по окружности заключены в специальную кольцообразную обойму – сепаратор (лат. *Separatum* – разделять).

В некоторых конструкциях, где приходится бороться за уменьшение радиальных габаритов, применяются т.н. "бескольцевые" подшипники, когда тела качения установлены непосредственно между валом и корпусом. Однако нетрудно догадаться, что такие конструкции требуют сложной, индивидуальной, а, следовательно, и дорогой сборки-разборки.

Достоинства подшипников качения:

- + низкое трение, низкий нагрев;
- + экономия смазки;
- + высокий уровень стандартизации;
- + экономия дорогих антифрикционных материалов.

Недостатки подшипников качения:

- высокие габариты (особенно радиальные) и вес;
- высокие требования к оптимизации выбора типоразмера;
- слабая виброзащита, более того, подшипники сами являются генераторами вибрации за счёт даже очень малой неизбежной разноразмерности тел качения.

2. Классификация подшипников качения.

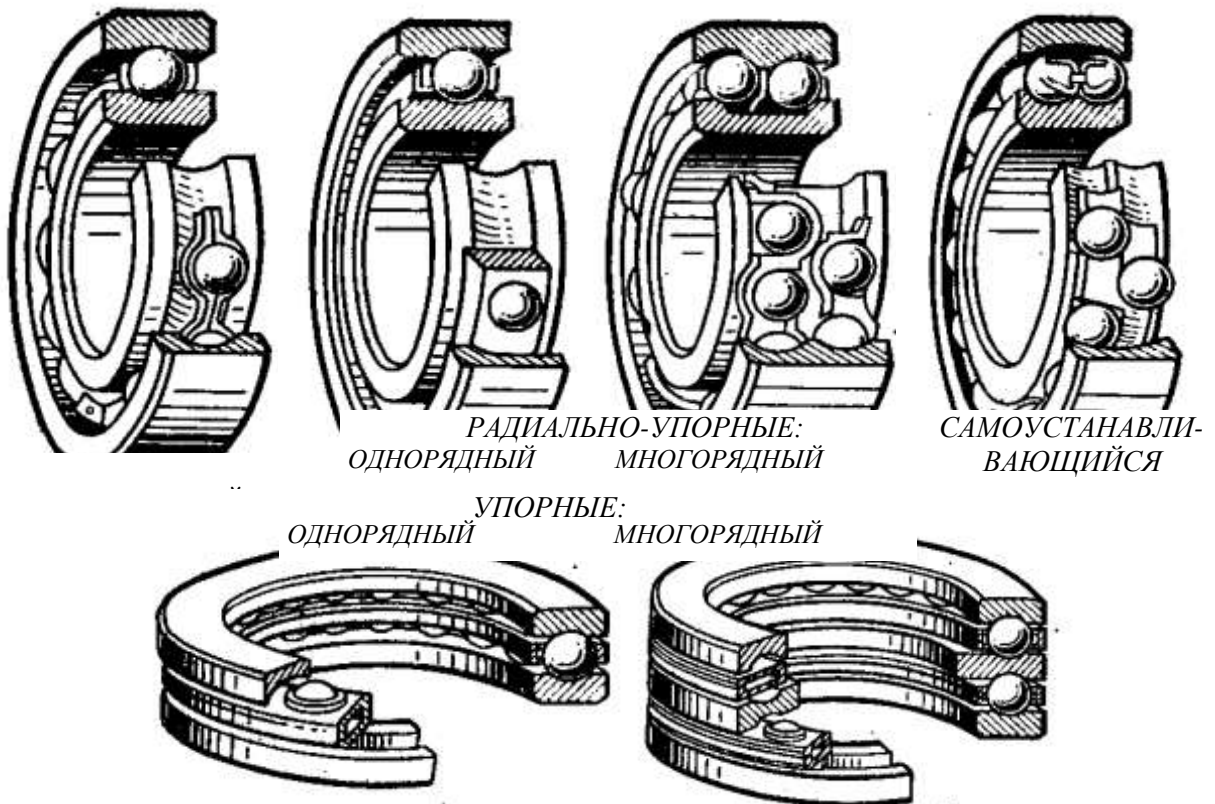
Подшипники качения классифицируются по следующим основным признакам:

- ➔ форма тел качения;
- ➔ габариты (осевые и радиальные);
- ➔ точность выполнения размеров;
- ➔ направление воспринимаемых сил.

По форме тел качения подшипники делятся на:

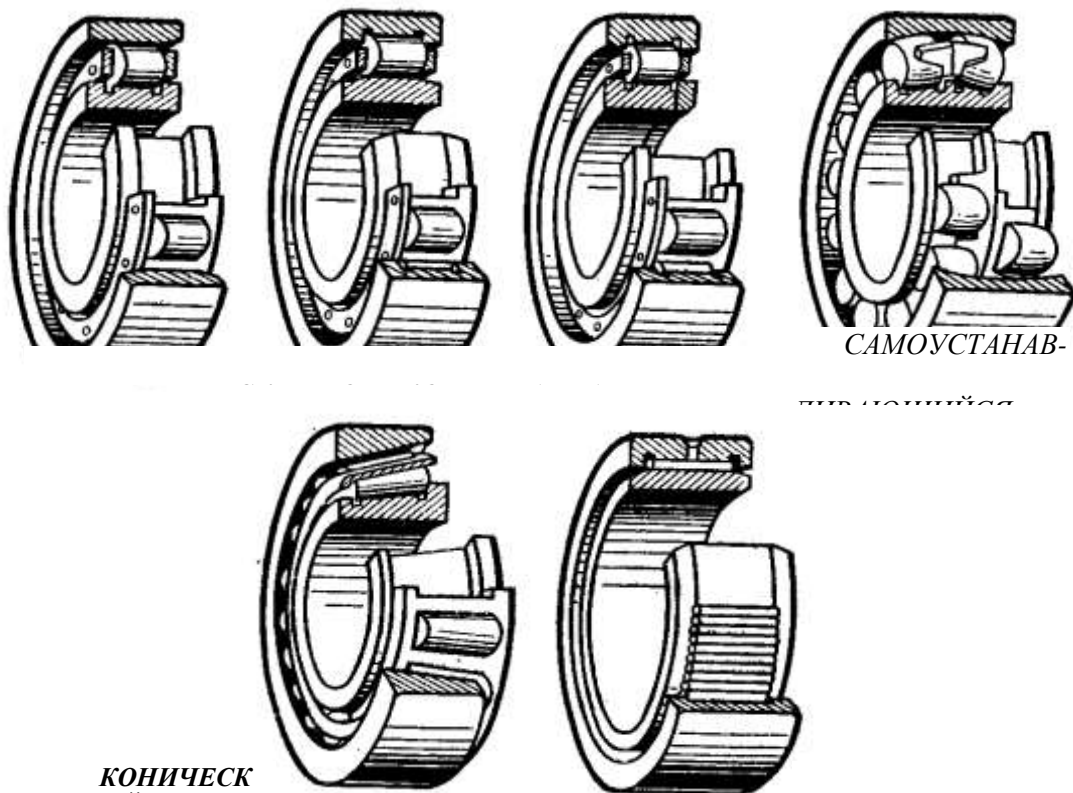
- ➔ **Шариковые** (быстроходны, способны к самоустановке за счёт возможности некоторого отклонения оси вращения);

ШАРИКОВЫЕ ПОДШИПНИКИ



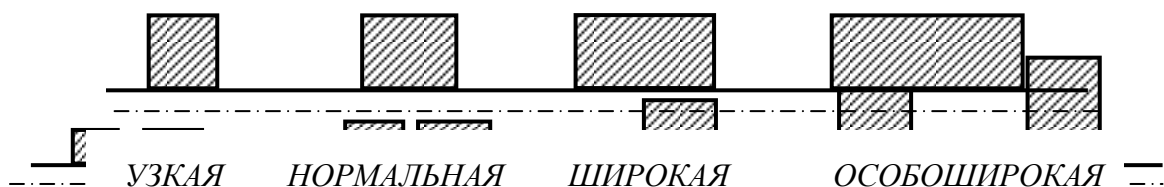
➔ **Роликовые** – конические, цилиндрические, игольчатые (более грузоподъемны, но из-за точно фиксированного положения оси вращения не способны самоустанавливаться, кроме бочкообразных роликов).

РОЛИКОВЫЕ ПОДШИПНИКИ



По радиальным габаритам подшипники сгруппированы в семь серий:

По осевым габаритам подшипники сгруппированы в четыре серии:



2 СВЕРХЛЁГКИЕ 2 ОСОБОЛЁГКИЕ ЛЁГКАЯ СРЕДНЯЯ

По классам точности подшипники различают следующим образом:

- ➔ "0" – нормального класса;
- ➔ "6" – повышенной точности;
- ➔ "5" – высокой точности;
- ➔ "4" – особовысокой точности;
- ➔ "2" – сверхвысокой точности.

При выборе класса точности подшипника необходимо помнить о том, что "чем точнее, тем дороже".

По воспринимаемым силам все подшипники делятся на четыре группы. Вычислив радиальную F_r и осевую F_a реакции опор вала, конструктор может выбрать:

➔ **Радиальные** подшипники (если $F_r \ll F_a$), воспринимающие только радиальную нагрузку и незначительную осевую. Это цилиндрические роликовые (если $F_a = 0$) и радиальные шариковые подшипники.

➔ **Радиально-упорные** подшипники (если $F_r > F_a$), воспринимающие большую радиальную и меньшую осевую нагрузки. Это радиально-упорные шариковые и конические роликовые с малым углом конуса.

➔ **Упорно-радиальные** подшипники (если $F_r < F_a$), воспринимающие большую осевую и меньшую радиальную нагрузки. Это конические роликовые подшипники с большим углом конуса.

➔ **Упорные подшипники**, "подпятники" (если $F_r \ll F_a$), воспринимающие только осевую нагрузку. Это упорные шариковые и упорные роликовые подшипники. Они не могут центрировать вал и применяются только в сочетании с радиальными подшипниками.

Материалы подшипников качения назначаются с учётом высоких требований к твёрдости и износостойкости колец и тел качения.

Здесь используются шарикоподшипниковые высокоуглеродистые хромистые стали ШХ15 и ШХ15СГ, а также цементируемые легированные стали 18ХГТ и 20Х2Н4А.

Твёрдость колец и роликов обычно **HRC 60 ÷ 65**, а у шариков немного больше – **HRC 62 ÷ 66**, поскольку площадка контактного давления у шарика меньше. Сепараторы изготавливают из мягких углеродистых сталей либо из антифрикционных бронз для высокоскоростных подшипников. Широко внедряются сепараторы из дюралюминия, металлокерамики, текстолита, пластмасс.

3. Расчёт на долговечность.

Главная особенность динамики подшипника – знакопеременные нагрузки.

Циклическое перекачивание тел качения может привести к появлению усталостной микротрещины. Постоянно прокатывающиеся тела качения вдавливают в эту микротрещину смазку. Пульсирующее давление смазки расширяет и расшатывает микротрещину, приводя к **усталостному выкрашиванию** и, в конце концов, к поломке кольца. Чаще всего ломается внутреннее кольцо, т.к. оно меньше наружного и там, следовательно, выше удельные нагрузки. Усталостное выкрашивание – основной вид выхода из строя подшипников качения.

В подшипниках также возможны статические и динамические перегрузки, разрушающие как кольца, так и тела качения.

Следовательно, при проектировании машины необходимо определить, во-первых, количество оборотов (циклов), которое гарантированно выдержит подшипник, а, во-вторых - максимально допустимую нагрузку, которую выдержит подшипник.

Вывод: работоспособность подшипника сохраняется при соблюдении двух критериев:

→

Долговечность.

→

Грузоподъёмность.

Расчёт номинальной долговечности подшипника

Номинальная долговечность это число циклов (или часов), которые подшипник должен проработать до появления первых признаков усталости. Существует эмпирическая (найденная из опыта) зависимость для определения номинальной долговечности $L_n = (C/P)^\alpha$, [млн. оборотов],

где C – грузоподъёмность, P – эквивалентная динамическая нагрузка, $\alpha = 0,3$ для шариков, $\alpha = 0,33$ для роликов.

Номинальную долговечность можно вычислить и в часах

$$L_h = (10^6 / 60 n) L_n, \text{ [часов]},$$

где n – частота вращения вала.

Грузоподъёмность это постоянная нагрузка, которую группа идентичных подшипников выдержит в течение одного миллиона оборотов. Здесь для радиальных и радиально упорных подшипников подразумевается радиальная нагрузка, а для упорных и упорно-радиальных - центральная осевая нагрузка. Если вал вращается медленнее одного оборота в минуту, то речь идёт о статической грузоподъёмности C_0 , а если вращение быстрее одного оборота в минуту, то говорят о динамической грузоподъёмности C . Величина грузоподъёмности рассчитывается при проектировании подшипника, определяется на экспериментальной партии подшипников и заносится в каталог.

4. Определение приведённой нагрузки.

Эквивалентная динамическая нагрузка это такая постоянная нагрузка, при которой долговечность подшипника та же, что и при реальных условиях работы. Здесь для радиальных и радиально упорных подшипников подразумевается радиальная нагрузка, а для упорных и упорно-радиальных - центральная осевая нагрузка.

Эквивалентная динамическая нагрузка вычисляется по эмпирической формуле

$$P = (V X F_r + Y F_a) K_B K_T,$$

где F_r, F_a – радиальная и осевая реакции опор;

V – коэффициент вращения вектора нагрузки ($V = 1$ если вращается внутреннее кольцо, $V = 1,2$ если вращается наружное кольцо)

X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, зависящие от типа подшипников, определяются по справочнику;

K_B – коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамических условий работы ($K_B = 1$ для передач, $K_B = 1,8$ для подвижного состава),

K_T – коэффициент температурного режима (до 100°C $K_T = 1$).

5. Подбор подшипников качения.

Выполняют расчет подшипников на долговечность по усталостному выкрашиванию и на предотвращение возникновения пластических деформаций.

При постоянном режиме расчет подшипников ведут по эквивалентной динамической нагрузке с учетом характера и направления действующих сил. Принимают такую

эквивалентную нагрузку, при которой обеспечивается та же долговечность подшипника, что и в действительных условиях нагружения.

Для радиальных и радиально-упорных

$$P = (XVF_r + YF_a) K_\delta K_T, \quad (4.1)$$

где F_r, F_a – соответственно радиальная и осевая нагрузки на подшипник, Н;

X, Y – коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузок;

V – коэффициент вращения: при вращении внутреннего кольца $V = 1$, наружного – $V = 1,2$;

K_δ – коэффициент безопасности: $K_\delta = 1$ при спокойной нагрузке, $K_\delta = 2,5 \dots 3$ при сильных ударах;

K_T – температурный коэффициент, при нагреве подшипникового узла до 125°C $K_T = 1$.

Грузоподъемность подшипников характеризуется базовой динамической грузоподъемностью C и базовой статической грузоподъемностью C_0 .

Под базовой динамической грузоподъемностью подшипника понимают радиальную или осевую нагрузку, которую он может выдержать при долговечности в 1 млн. оборотов. Базовой считают долговечность при 90-процентной надежности.

Расчетная долговечность выражается числом его оборотов L (в миллионах) или часов работы L_H , при которых на рабочих поверхностях у 90 % подшипников из партии не должно появляться признаков усталости металла (выкрашивания, отслаивания).

Долговечность подшипника определяют по эмпирическим зависимостям:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad \text{и} \quad L_H = \frac{10^6 L}{60n}, \quad (4.2)$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника, кН;

P – динамическая эквивалентная нагрузка, кН;

p – показатель степени, равный 3 для шарикоподшипников и $10/3$ для роликоподшипников;

n – частота вращения подшипника, мин^{-1} .

Подбор подшипников. В конструкциях самолета, в отличие от конструкций в машиностроении, шарикоподшипники работают, как правило, с небольшими скоростями вращения. Поэтому их подбирают не по допускаемым нагрузкам и по сроку службы, а по разрушающим нагрузкам. Заделка подшипников осуществляется сплошной завальцовкой обкатыванием шариком без проточки и с проточкой в детали, обжатие пуансоном – без проточки в детали в шести или восьми точках, обжатие пуансоном – в шести и восьми точках по специальной проточке в детали, установкой пружинных упорных колец – в специальную канавку в детали.

Вид заделки зависит от предела прочности материала и от диаметра подшипника и берется по ГОСТ. Посадки под подшипники также задаются ГОСТ.

1. 12 Лекция № 12 (2 часа).

Тема: «Заклёпочные, клеевые, сварные соединения. Расчёт»

1.12.1 Вопросы лекции:

1. Общие сведения о соединениях.
2. Заклёпочные соединения. Расчёт на прочность.
3. Сварные соединения. Расчёт на прочность.

1.12.2 Краткое содержание вопросов:

1. Общие сведения о соединениях.

Детали объединяются в машину посредством соединений.

Соединения состоят из соединительных деталей и прилегающих частей соединяемых деталей, форма которых подчинена задаче соединения. В отдельных конструкциях специальные соединительные детали могут отсутствовать. Все соединения делятся на:

➔ **Неразъёмные**, разборка которых возможна лишь при разрушении соединяющих или соединяемых деталей;

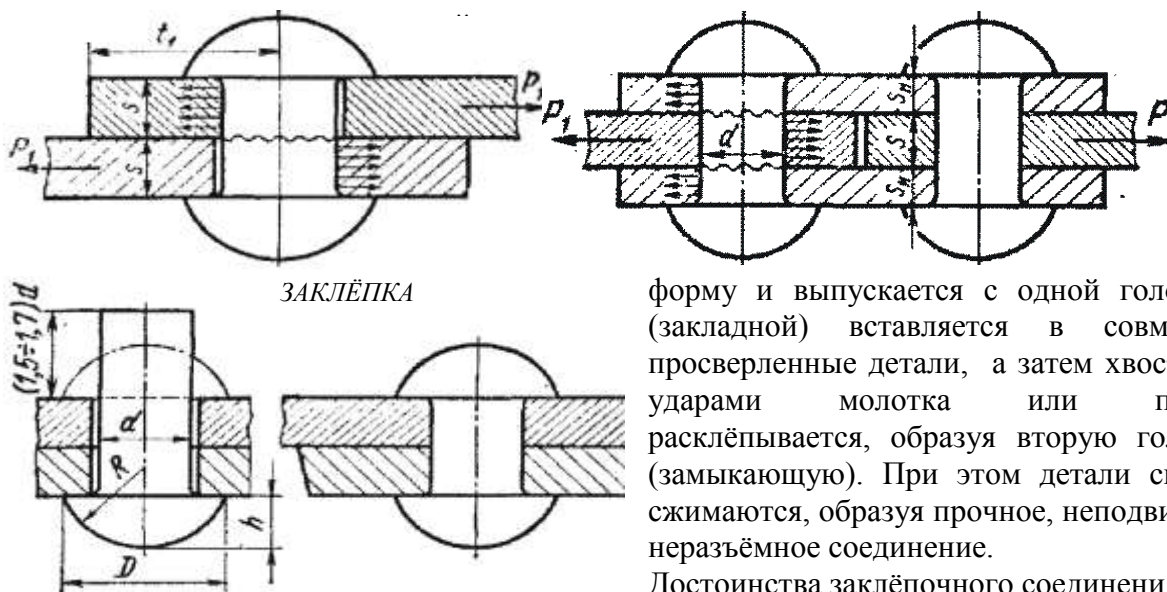
➔ **Разъёмные**, позволяющие разборку без разрушения.

Выбор типа соединения определяет конструктор.

2. Заклёпочные соединения. Расчёт на прочность.

Заклёпочные соединения

Образуются с помощью специальных деталей – заклёпок. Заклёпка имеет грибообразную



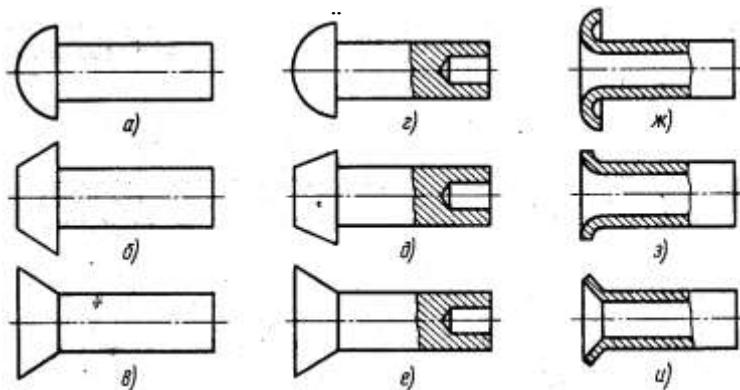
форму и выпускается с одной головкой (закладной) вставляется в совместно просверленные детали, а затем хвостовик ударами молотка или прессы расклёпывается, образуя вторую головку (замыкающую). При этом детали сильно сжимаются, образуя прочное, неподвижное неразъёмное соединение.

Достоинства заклёпочного соединения:

- + соединяют не свариваемые детали (*AI*);
- + не дают температурных деформаций;
- + детали при разборке не разрушаются.

Недостатки заклёпочного соединения:

детали ослаблены отверстиями;



- высокий шум и ударные нагрузки при изготовлении;
- повышенный расход материала.

Заклёпки изготавливают из сравнительно мягких материалов: Ст2, Ст3, Ст10, Ст15, латунь, медь, алюминий. Заклёпки стандартизованы и выпускаются в разных модификациях.

➔ Сплошные с полукруглой

головкой (а) ГОСТ 10299-80, 14797-85 для силовых и плотных швов;

➔ Сплошные с плоской головкой (б) ГОСТ 14801-85 для коррозионных сред;

➔ Сплошные с потайной головкой (в) ГОСТ 10300-80, 14798-85 для уменьшения аэро- и гидросопротивления (самолёты, катера);

➔ Полупустотелые (г,д,е) ГОСТ 12641-80, 12643-80 и пустотелые (ж,з,и) ГОСТ 12638-80, 12640-80 для соединения тонких листов и неметаллических деталей без больших нагрузок.

Заклёпки испытывают сдвиг (срез) и смятие боковых поверхностей. По этим двум критериям рассчитывается диаметр назначаемой заклёпки. При этом расчёт на срез – проектировочный, а расчёт на смятие – проверочный.

Здесь и далее имеем в виду силу, приходящуюся на одну заклёпку.

При одной плоскости среза диаметр заклёпки:

$$d_{\text{закл}} \geq \sqrt{4P/(\pi[\tau]_{\text{срез}})}.$$

При двух плоскостях среза (накладки с двух сторон):

$$d_{\text{закл}} \geq \sqrt{2P/(\pi[\tau]_{\text{срез}})}.$$

Напряжения смятия на боковых поверхностях заклёпки $\sigma_{\text{см}} = P/Sd \leq [\sigma]_{\text{см}}$,

где S – толщина наименьшей из соединяемых деталей. При проектировании заклёпочных швов как, например, в цистернах, необходимо следить, чтобы равнодействующая нагрузок приходилась на центр тяжести шва.

Следует симметрично располагать плоскости среза относительно линии действия сил, чтобы избежать отрыва головок.

Кроме того, необходимо проверять прочность деталей в сечении, ослабленном отверстиями.

3. Сварные соединения. Расчёт на прочность.

Не имеют соединяющих деталей. Выполняются за счёт местного нагрева и диффузии (перемешивания частиц) соединяемых деталей. Создают, практически, одну целую, монолитную деталь. Весьма прочны, т.к. используют одну из самых могучих сил природы – силы межмолекулярного сцепления.

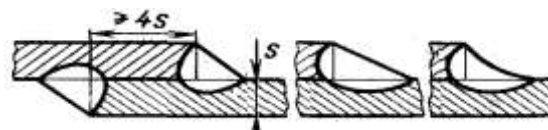
Сварку (дуговую электросварку) изобрел в 1882 году российский инженер Н.И. Бенардос. С тех пор технология процесса значительно усовершенствована. Прочность сварного шва теперь практически не отличается от монолита, освоена сварка всех конструкционных материалов, включая алюминий и неметаллы.

Сварные соединения (швы) по взаимному расположению соединяемых элементов делятся

ГРУППЫ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ



1. СТЫКОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ



2. НАХЛЁСТОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ



3. ТАВРОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ ("Т")



4. УГЛОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

на следующие группы:

Для сварки характерна высокая экономичность: малая трудоёмкость; сравнительная дешевизна оборудования; возможность автоматизации; отсутствие больших сил, как, например, в кузнечно-прессовом производстве; отсутствие больших объёмов нагретого металла, как, например, в литейном производстве. Однако говорить обо всех этих достоинствах имеет смысл только при хорошо налаженном и организованном технологическом процессе сварки.

Недостатки сварки состоят в том, что при низком качестве шва возникают температурные повреждения материала, кроме того, из-за неравномерности нагрева возникает коробление деталей. Это устраняется либо привлечением квалифицированного (высокооплачиваемого) сварщика, либо применением автоматической сварки, а также специальными приспособлениями, в которых деталь фиксируется до полного остывания.

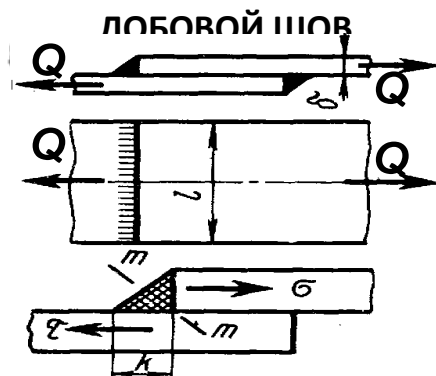
Общее условие проектирования сварных соединений – обеспечение равнопрочности шва и свариваемых деталей.

Расчёт на прочность сварных швов

По ориентации относительно приложенных сил различают:

- ➔ лобовые швы – перпендикулярные силам;
- ➔ фланговые швы – параллельны силам;
- ➔ косые швы – под углом к силам.

Эти виды швов в различных сочетаниях применяются разных соединениях.



Соединения встык обычно выполняются лбовыми швами. При качественной сварке соединения разрушаются не по шву, а в зоне температурного влияния. Поэтому рассчитываются на прочность по сечению соединяемых деталей без учёта утолщения швов. Наиболее частые случаи – работа на растяжение и на изгиб.

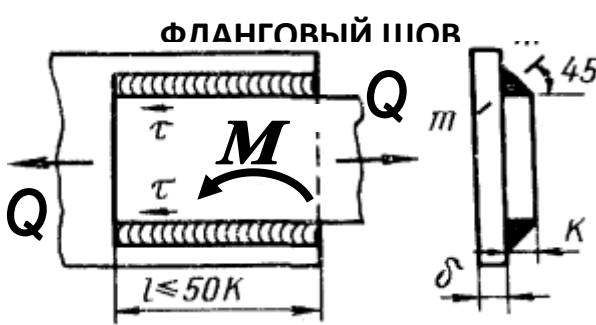
Напряжения растяжения: $\sigma_{\text{раст}} = Q / S = Q / b\delta \leq [\sigma^{\text{раст}}]_{\text{шва}}$.

$\leq [\sigma^{\text{изг}}]_{\text{шва}}$.

Допускаемые напряжения шва $[\sigma^{\text{раст}}]_{\text{шва}}$ и $[\sigma^{\text{изг}}]_{\text{шва}}$ принимаются в размере 90% от соответствующих допускаемых напряжений материала свариваемых деталей.

Соединения внахлёстку выполняются лбовыми, фланговыми и косыми швами.

Лобовые швы в инженерной практике рассчитывают только по касательным напряжениям. За расчётное сечение принимают биссектрису $m-m$, где обычно наблюдается разрушение. Расчёт только по касательным напряжениям не зависит от угла приложения нагрузки.



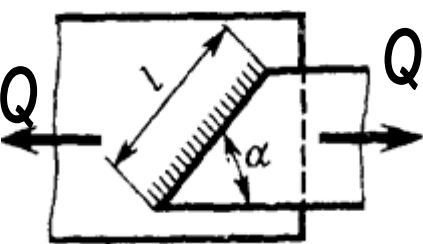
При этом $\tau = Q / (0,707 k l) \leq [\tau']_{\text{шва}}$.

Фланговые швы характерны неравномерным распределением

напряжений, поэтому их рассчитывают по средним касательным

напряжениям. При действии растягивающей силы касательные напряжения равны:

КОСОЙ ШОВ



$$\tau = Q / (2 * 0,707 \delta l) \leq [\tau']_{шва}$$

При действии момента: $\tau = M / (0,707 k \delta l) \leq [\tau']_{шва}$

Если швы несимметричны, то нагрузка на фланговые швы распределяется по закону рычага $Q_{1,2} = Q l_{1,2} / (l_1 + l_2)$, где l_1 и l_2 — длины швов.

вы рассчитывают по
ощим нагрузкам, а
швов назначают
льно этим нагрузкам.
касательные напряжения в швах
 $\tau_{1,2} = Q_{1,2} / (1,414 \delta l_{1,2}) \leq [\tau']_{шва}$

Косые швы рассчитываются аналогичным образом. Нагрузка Q раскладывается на проекции в продольном и нормальном направлениях к шву, а далее выполняются расчёты лобового и флангового швов.

Комбинированные лобовые и фланговые швы рассчитывают на основе принципа распределения нагрузки пропорционально несущей способности отдельных швов. При действии силы Q касательные напряжения равны:

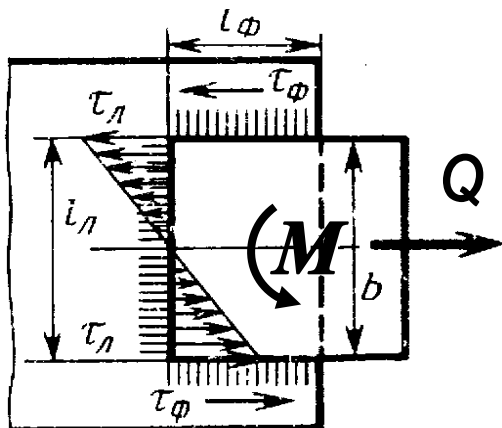
$$\tau_Q = Q / [0,707 k (2l_\phi + l_\lambda)] \leq [\tau']_{шва}$$

Если действует момент M , то

$$\tau_M = M / [0,707 k l_\lambda (l_\phi + l_\lambda / 6)] \leq [\tau']_{шва}$$

При совместном действии силы и момента касательные напряжения складываются $\tau = \tau_M + \tau_Q \leq [\tau']_{шва}$

КОМБИНИРОВАННЫЙ ШОВ



разделкой кромок (а), либо угловым без разделки кромок (б). При нагружении изгибающим моментом и силой прочность соединения оценивают:

для стыкового шва (а) по нормальным напряжениям

$$\sigma = 6M / (b \delta^2) + Q / (l \delta) \leq [\sigma^{раст}]_{шва}$$

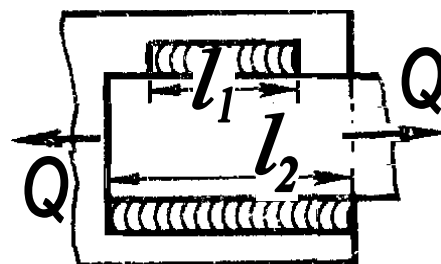
для углового шва (б) по касательным напряжениям

$$\tau = 6M / (1,414 l^2 k) + Q / (1,414 l k) \leq [\tau']_{шва}$$

Тавровые и угловые швы соединяют элементы в перпендикулярных плоскостях.

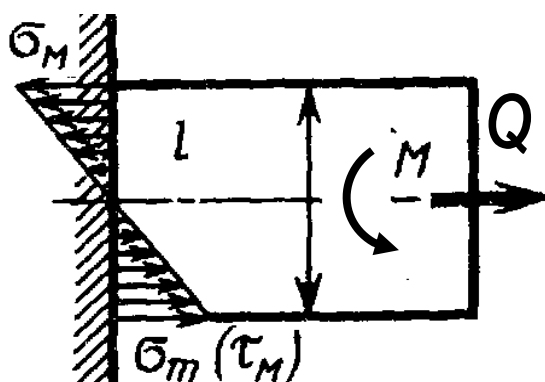
Выполняются либо стыковым швом с

НЕСИММЕТРИЧНЫЕ ШВЫ



В любом случае для расчёта самых сложных сварных швов сначала необходимо привести силу и момент к шву и распределить их

ТАВРОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ



пропорционально несущей способности (длине) всех простых участков. Таким образом, любой сложный шов сводится к сумме простейших расчётных схем.

1. 13 Лекция № 13 (2 часа).

Тема: «Шпоночные, шлицевые соединения. Расчёт»

1.13.1 Вопросы лекции:

1. Шпоночные соединения. Расчёт на прочность.
2. Шлицевые соединения. Расчёт на прочность.

1.13.2 Краткое содержание вопросов:

1. Шпоночные соединения. Расчёт на прочность.

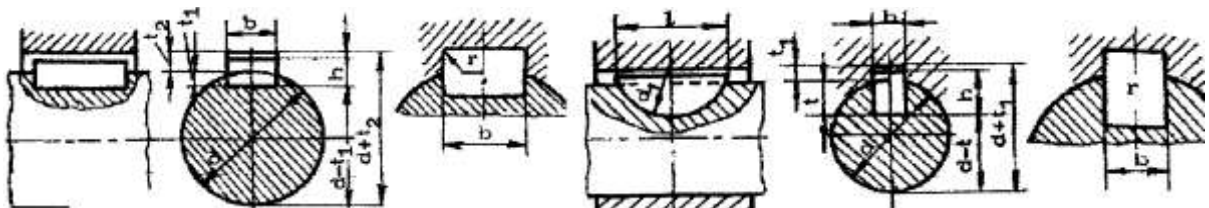
Передают вращающий момент между валом и колесом. Образуются посредством шпонки, установленной в сопряжённые пазы вала и колеса.

Шпонка имеет вид призмы, клина или сегмента, реже применяются шпонки других форм.

Шпоночные соединения:

ШПОНКИ ПРИЗМАТИЧЕСКИЕ

ШПОНКИ СЕГМЕНТНЫЕ

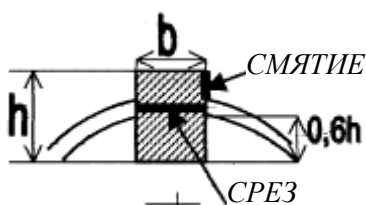


- + просты, надёжны;
- + удобны в сборке-разборке;
- + дешёвы.

Шпонки, однако:

- ослабляют сечение валов и ступиц колёс;
- концентрируют напряжения в углах пазов;
- нарушают центрирование колеса на валу (для этого приходится применять две противоположные шпонки).

Шпоночные соединения могут быть:



→ ненапряжёнными, выполняемыми призматическими или сегментными шпонками. Они передают момент только боковыми гранями;

→ напряжёнными, выполняемыми клиновыми шпонками. Они передают момент за счёт сил трения по верхним и нижним граням.

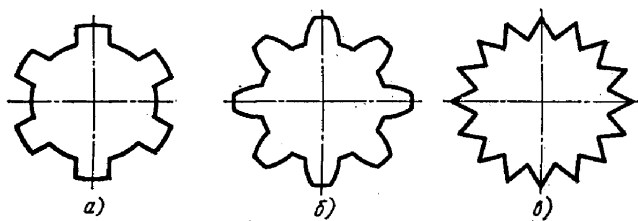
Шпонки всех основных типов стандартизованы.

Для призматических шпонок стандарт указывает ширину и высоту сечения. Глубина шпоночного паза в валу принимается как **0,6** от высоты шпонки. Призматические и сегментные шпонки всех форм испытывают смятие боковых поверхностей и срез по средней продольной плоскости:

$$\sigma_{\text{смят}} = M_{\text{вращ}} / (0,2hdl) \leq [\sigma]_{\text{смят}}; \quad \tau_{\text{срез}} = 2M_{\text{вращ}} / (dbl) \leq [\tau]_{\text{срез}},$$

здесь h – высота сечения шпонки, d – диаметр вала, b – ширина сечения шпонки, l – рабочая длина шпонки (участок, передающий момент).

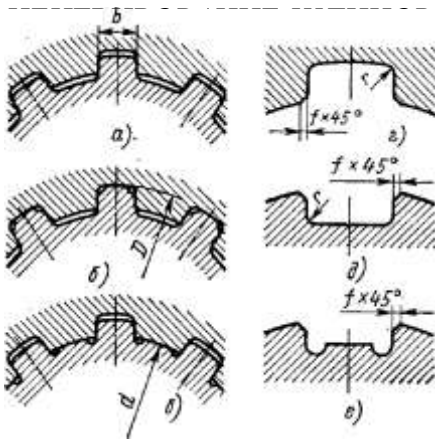
Исходя из статистики поломок, расчёт на смятие проводится как проектный. По известному диаметру вала задаются стандартным сечением призматической



шпонки и рассчитывают её рабочую длину.

Расчёт на срез – проверочный. При невыполнении условий прочности увеличивают рабочую длину шпонки.

2. Шлицевые соединения. Расчёт на прочность.



Образуются выступами на валу, входящими в сопряжённые пазы ступицы колеса. Как по внешнему виду, так и по динамическим условиям работы шлицы можно считать многошпоночными соединениями. Некоторые авторы называют их зубчатыми соединениями.

В основном используются прямобочные шлицы (а), реже встречаются эвольвентные (б) ГОСТ 6033-57 и треугольные (в) профили шлицов.

Прямобочные шлицы могут центрировать колесо по боковым поверхностям (а), по наружным поверхностям (б), по внутренним поверхностям (в).

В сравнении со шпонками шлицы:

- + имеют большую несущую способность;
- + лучше центрируют колесо на валу;
- + усиливают сечение вала за счёт большего момента инерции ребристого сечения по сравнению с круглым;
- требуют специального оборудования для изготовления отверстий.

Основными критериями работоспособности шлицов являются:

- ➔ сопротивление боковых поверхностей смятию (расчёт аналогичен шпонкам);
- ➔ сопротивление износу при фреттинг-коррозии (малые взаимные вибрационные перемещения).

Смятие и износ связаны с одним параметром – контактным напряжением (давлением) $\sigma_{см}$. Это позволяет рассчитывать шлицы по обобщённому критерию одновременно на смятие и контактный износ. Допускаемые напряжения $[\sigma]_{см}$ назначают на основе опыта эксплуатации подобных конструкций.

Для расчёта учитывается неравномерность распределения нагрузки по зубьям

$$\sigma_{см} = 8M_{вращ} / (Zhld_{ср}) \leq [\sigma]_{см},$$

где Z – число шлицов, h – рабочая высота шлицов, l – рабочая длина шлицов, $d_{ср}$ – средний диаметр шлицевого соединения. Для эвольвентных шлицов рабочая высота принимается равной модулю профиля, за $d_{ср}$ принимают делительный диаметр.

Условные обозначения прямобочного шлицевого соединения составляют из обозначения поверхности центрирования D , d или b , числа зубьев Z , номинальных размеров $d \times D$ (а также обозначения полей допусков по центрирующему диаметру и по боковым сторонам зубьев). Например, $D 8 \times 36 H7/g6 \times 40$ означает восьмишлицевое соединение с центрированием по наружному диаметру с размерами $d = 36$ и $D = 40$ мм и посадкой по центрирующему диаметру $H7/g6$.

1. 14 Лекция № 14 (2 часа).

Тема: «Резьбовые соединения»

1.14.1 Вопросы лекции:

1. Общие сведения о резьбовых соединениях.
2. Классификация резьб.
3. Основные параметры резьбы.
4. Винты. Основные типы крепежных винтов.
5. Основные типы гаек.

1.14.2 Краткое содержание вопросов:

1. Общие сведения о резьбовых соединениях.

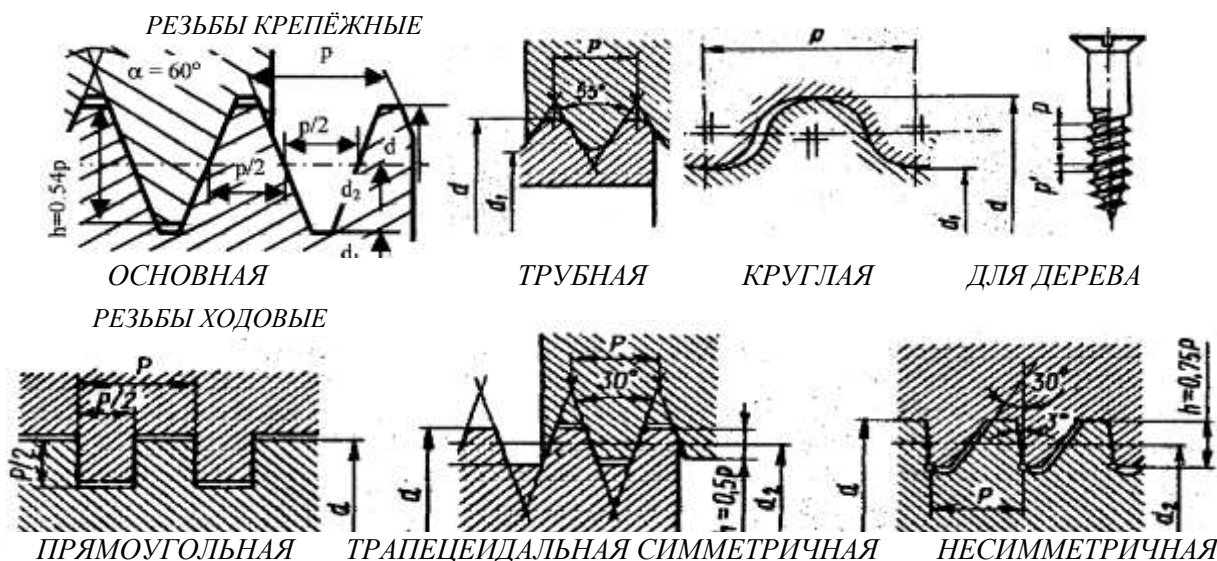
Являются наиболее совершенным, а потому массовым видом разъёмных соединений. Применяются в огромном количестве во всех машинах, механизмах, агрегатах и узлах.

Основные детали соединения имеют наружную либо внутреннюю винтовую нарезку (резьбу) и снабжены огранёнными поверхностями для захвата гаечным ключом.

Болт – длинный цилиндр с головкой и наружной резьбой. Проходит сквозь соединяемые детали и затягивается гайкой (а) – деталью с резьбовым отверстием. Винт – внешне не отличается от болта, но завинчивается в резьбу одной из соединяемых деталей (б). Шпилька – винт без головки с резьбой на обоих концах (в).

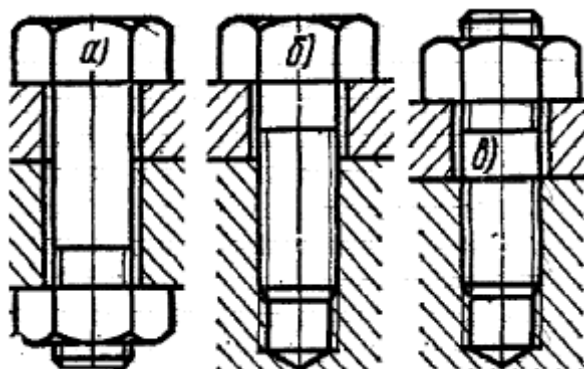
Резьбовые соединения различают по назначению на:

➔ **резьбы крепёжные** для фиксации деталей (основная – метрическая с треугольным профилем, трубная – треугольная со скруглёнными вершинами и впадинами, круглая, резьба винтов для дерева) должны обладать самоторможением для надёжной фиксации;



резьбы ходовые для винтовых механизмов (прямоугольная, трапецеидальная

РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ



симметричная, трапецеидальная несимметричная упорная) должны обладать малым трением для снижения потерь.

Конструкции винтов и гаек весьма многообразны.

Для малонагруженных и декоративных конструкций применяются винты и болты с коническими и сферическими головками (как у заклёпок), снабжёнными линейными или крестообразными углублениями для затяжки отвёрткой. Для соединения деревянных и пластмассовых деталей

применяют шурупы и саморезы – винты со специальным заострённым хвостовиком. Болты и гайки стандартизованы. В их обозначении указан наружный диаметр резьбы. Резьбовые соединения имеют ряд существенных достоинств:

- + высокая надёжность;
- + удобство сборки-разборки;
- + простота конструкции;
- + дешевизна (вследствие стандартизации);
- + технологичность;
- + возможность регулировки силы сжатия.

Недостатки резьбовых соединений:

- концентрация напряжений во впадинах резьбы;
- низкая вибрационная стойкость (самоотвинчивание при вибрации).

Это серьёзные недостатки, однако, их можно свести к минимуму и, практически, полностью исключить. Это делается посредством правильного проекторочного расчёта и специальных мер стопорения, называемых на техническом языке "контровка". Известны следующие виды стопорения.

2. Классификация резьб.

Резьбы классифицируются по различным признакам:

1. по форме профиля резьбы:
 1. треугольные;
 2. прямоугольные;
 3. трапецеидальные;
 4. упорные;
 5. круглые;
2. по форме основной поверхности:
 1. цилиндрические;
 2. конические (коническую резьбу применяют для плотных соединений труб, масленок, пробок и т. п.)
3. по направлению винтовой линии:
 1. правые;
 2. левые;
4. по числу заходов:
 1. однозаходные;
 2. многозаходные (P - шаг резьбы, P_n -ход резьбы; z -число заходов; $P_n = P \cdot z$);
5. по назначению:
 1. крепежные;
 2. ходовые;
6. по форме профиля:
 1. метрические с треугольным профилем (основные крепежные резьбы);
 2. трубные (треугольные со скругленными вершинами и впадинами);
 3. круглые;
 4. прямоугольные (основные ходовые резьбы);
 5. трапецеидальные симметричные;
 6. упорные.

3. Основные параметры резьбы.

К основным параметрам резьбы относятся (рис. 1): диаметр резьбы (винта и гайки): наружный d, D ; средний d_2, D_2 ; внутренний d_1, D_1 ; профиль резьбы – это профиль выступа и канавки резьбы в плоскости ее осевого сечения; угол профиля α – угол между смежными боковыми сторонами резьбы осевого сечения; рабочая высота профиля h , по которой соприкасаются витки винта и гайки; шаг резьбы p – расстояние по линии, параллельной

оси резьбы между средними точками ближайших одноименных боковых сторон профиля резьбы, лежащими в одной осевой плоскости по одну сторону от оси резьбы. 4. Винты. Основные типы крепежных винтов.

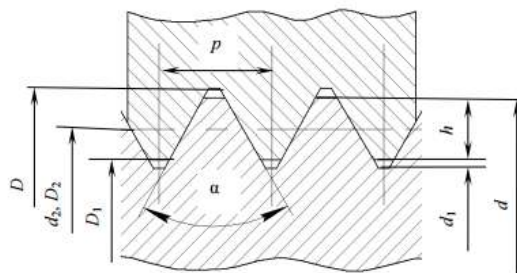


Рис. 1

4. Винты. Основные типы крепежных винтов.

Винты крепежные

Включают в свой ассортимент крепеж с полной и неполной метрической резьбой стержня. По типу головки классифицируются на крепежные винты:

- с цилиндрической головкой (шестигранный шлиц, инбус);
- с цилиндрической головкой (плоский шлиц);
- с потайной головкой (крестообразный шлиц);
- с потайной головкой (шестигранный шлиц), винт-конфирмат;
- с полукруглой головкой и пресс-шайбой (крестообразный шлиц);
- с полуцилиндрической головкой (крестообразный шлиц).

Кроме крепежных выпускаются также установочные винты, которые служат для фиксации взаимного расположения деталей крепежного узла относительно друг друга.

Как выбрать винт

Чтобы правильно выбрать крепеж, необходимо уточнить: его предназначение (сборка оборудования, замена пришедших в негодность, эстетичность внешнего вида и т.д.); внешние факторы (климатические условия, воздействие статических и динамических нагрузок); требования по надежности, доступности и защите от повреждений крепежного узла; количество и размеры крепежных винтов каждого вида.

- шестигранник (с внутренним шестигранником) по DIN 912 или ГОСТ 11738 применяют для креплений усиленной прочности, в труднодоступных местах, в условиях воздействия динамических нагрузок.
- с полукруглой головкой и пресс-шайбой по DIN 967 или ГОСТ 11644 отлично подходит для креплений тонких листов к металлическим каркасам. Винт с пресс-шайбой не деформирует листовые материалы в точках креплений и увеличивает контактную поверхность между листами и конструкцией.
- стяжка (конфирмат, мебельный винт) используют для сборки элементов корпусной мебели, конструкций из ДСП, ЛДСП, дерева и фанеры. Прочен, надежен. Для закручивания необходим шестигранный ключ. Тип шлица – инбус. Требуется заранее подготовленного отверстия с посадочным местом для потайной головки.
- с полуцилиндрической головкой по DIN 7985 или ГОСТ 17473 пригодится для навешивания и крепления листового металла к металлической конструкции. Создает эстетичный внешний вид.
- с потайной головкой (соответствует DIN 965 или ГОСТ 17475) устанавливают в случаях прикрепления утолщенных листовых материалов к металлическим каркасам. Требуется подготовки в листе отверстия с фаской для размещения плоскости торца потайной головки на уровне плоскости листа. Хорошо обеспечивает эстетичность внешнего вида. Желательно отсутствие динамической нагрузки.
- с цилиндрической головкой и плоским шлицем хорошо применять для обычных крепежных узлов, где нет высоких требований к прочности и эстетичности.

5. Основные типы гаек.

Гайки различают по форме и по размерам:

Гайки шестигранные с нормальным и уменьшенным размером под ключ, высокие и низкие (рисунок 4, а).

Гайки прорезные (рисунок 4, б) и гайки корончатые (рисунок 4, в) с прорезью под шпинты.

Гайки круглые с прорезями под ключ (рисунок 4, г) применяются, главным образом, для закрепления деталей на валах.

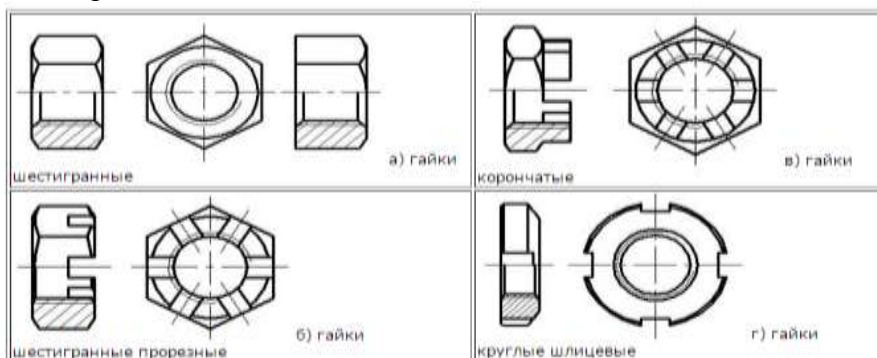


Рисунок 4 – Типы гаек

1. 15 Лекция № 15 (2 часа).

Тема: «Резьбовые соединения. Расчёт»

1.15.1 Вопросы лекции:

1. Зависимость между осевой силой на винте и крутящим моментом, приложенным к винту.
2. Момент трения на опорной поверхности гайки.
3. Коэффициент полезного действия винтовой пары. Самоторможение.
4. Расчёт винта нагруженного осевой силой.
5. Определение усилий в затянутом резьбовом соединении при осевом симметричном нагружении.

1.15.2 Краткое содержание вопросов:

1. Зависимость между осевой силой на винте и крутящим моментом, приложенным к винту.

Расчет незатянутого болта при действии осевой силы

Стержень незатянутого и продольно нагруженного болта (*винта, шпильки*) работает только на растяжение. Пример конструкции такого крепежного соединения приведен на *рисунке* 1, 2.

Подобные нагрузки испытывают крюки грузоподъемных машин и механизмов, поскольку они не закрепляются жестко в блоках и суппортах, что позволяет грузозахватным органам вращаться вокруг оси.

Рассматривая стержень болта, как продольно нагруженный круглый брус диаметром d , определим действующие в его сечениях напряжения, вызываемые продольной силой F :

$$\sigma_p = F/A = 4F/\pi d^2 \quad (\text{здесь } A = \pi d^2/4 - \text{площадь сечения болта}),$$

откуда можно определить минимальный диаметр болта, способный выдержать допускаемое напряжение.

Проектировочный расчет для незатянутого резьбового соединения выполняют по формуле:

$$d_p \geq \sqrt[3]{4F/\pi[\sigma_p]},$$

где: d_0 – минимальный расчетный диаметр болта; F – внешняя осевая (продольная) сила.

Расчет затянутого болта, нагруженного внешней растягивающей силой

Для обеспечения плотности стыка и жесткости соединения болты (винты, шпильки) затягивают. В затянутом резьбовом соединении полная нагрузка на болт составляет:

$$F_\delta = F_0 + \chi F,$$

где: F_0 – сила предварительной затяжки; χ – коэффициент внешней нагрузки, учитывающий, какая часть внешней нагрузки при совместной деформации болта и деталей стыка приходится на болт;

$\chi = 0,2 \dots 0,3$ – при соединении деталей без прокладки,
 $\chi = 0,4 \dots 0,5$ – при соединении деталей с упругой прокладкой (резина, картон и т. п.).

Затянутый болт растянут и скручен за счет трения в резьбе и под головкой болта. Эквивалентное напряжение в стержне по гипотезе видоизменения определяется по формуле:

$$\sigma_\delta = \sqrt{(\sigma_p)^2 + 3(\tau_k)^2}.$$

Для метрической резьбы $\sigma_\delta = 1,3\sigma_p$. Расчет болта при совместном действии растяжения и кручения сводится к расчету на растяжение по увеличенной растягивающей силе.

2. Момент трения на опорной поверхности гайки.

Момент трения T_τ на торце гайки вычисляют, принимая, что равнодействующая сил трения приложена по среднему диаметру кольцевой опорной поверхности с наружным диаметром, равным размеру под ключ a , и внутренним диаметром, равным диаметру отверстия под винт d_0 .

$$T_\tau = F f_\tau d_{cp} / 2 = F f_\tau (a + d_0) / 4,$$

f_τ – коэффициент трения на торце гайки.

$$T_{зав} = F [0,5 d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1) + f_\tau (a + d_0) / 4].$$

3. Коэффициент полезного действия винтовой пары. Самоторможение.

В передаче винт – гайка скольжения потери возникают в резьбе и в опорах. Потери в резьбе составляют главную часть. Они зависят от профиля резьбы, ее заходности, материала винтовой пары, точности изготовления, шероховатости контактирующих поверхностей и вида смазки.

В общем случае КПД передачи определяется по формуле:

$$\eta_{в.пер.} = \eta_{он} \times \eta_{резьбы} = \eta_{он} \times \operatorname{tg} \psi / \operatorname{tg}(\psi + \varphi),$$

где $\eta_{он}$ – коэффициент, учитывающий потери в опорах (при опорах на подшипниках качения $\eta_{он} = 0,98$).

4. Расчёт винта нагруженного осевой силой.

Напряжения растяжения от силы затяжки:

$$\sigma_p = 4 \cdot F / \pi d_1^2.$$

Напряжения кручения от момента в резьбе:

$$\sigma_{кр} = T_p / W_p = 0,5 F_{зат} \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \rho^1) / 0,2 d_1^3.$$

Прочность винта определяют по эквивалентному напряжению:

Вычисления показывают, что для стандартных резьб $\sigma_{экр} = 1,3\sigma$. Это позволяет рассчитывать прочность винтов по упрощенной формуле:

$$\sigma_{экр} = 1,3 F_{зат} / (\pi d_1^2 / 4).$$

Тогда для проектировочного расчета

5. Определение усилий в затянутом резьбовом соединении при осевом симметричном нагружении.

В этом случае каждый из z болтов предварительно затянут силой $F_{\text{зат}2}$, т.е. весь стык нагружен силой $zF_{\text{зат}2}$. Напряжения сжатия на стыке при этом:

$$\sigma_{\text{зат}} = zF_{\text{зат}2} / A_{\text{ст}},$$

где $A_{\text{ст}}$ – площадь стыка, мм^2 , (рис. 2.15).

Отрывающая сила F_z разгружает стык на величину $(1 - c) F_z$. Напряжения сжатия $\sigma_{\text{зат}}$ на стыке уменьшатся на $\sigma_F = (1 - c)F_z / A_{\text{ст}}$.

Наибольшие напряжения от изгиба стыка моментом M действуют в точках A и B . С учетом податливостей элементов соединения $\sigma_M = 10^3(1 - c) M / W_{\text{ст}}$,

1. 16 Лекция № 16 (2 часа).

Тема: «Муфты для соединения валов. Глухие муфты. Жёсткие компенсирующие муфты. Упругие муфты. Расчёт»

1.16.1 Вопросы лекции:

1. Классификация муфт.
2. Фланцевые муфты.
3. Кулачковые, дисковые, зубчатые муфты.
4. Упругие втулочно-пальцевые муфты.
5. Упругие муфты с торообразной оболочкой.

1.16.2 Краткое содержание вопросов:

1. Классификация муфт.

Муфты - это устройства для соединения валов и передачи между ними вращающего момента.

Муфты могут передавать вращающий момент и валам, и другим деталям (колёсам, шкивам и т.д.). Соединяют соосные и несоосные валы. Муфты существуют потому, что всегда есть некоторая несоосность, перекосы, взаимная подвижность валов. Конструкции муфт весьма разнообразны. Простейшая муфта сделана из куса ниппельной трубочки и соединяет вал электромоторчика с крыльчаткой автомобильного омывателя стекла. Муфты турбокомпрессоров реактивных двигателей состоят из сотен деталей и являются сложнейшими саморегулирующимися системами.

Группы муфт различают по их физической природе.

- ➔ Муфты механического действия.
- ➔ Муфты электрического (электромагнитного) действия.
- ➔ Муфты гидравлического или пневматического действия.

Классы муфт различают по режиму соединения валов.

- ➔ Нерасцепляемые (постоянные, соединительные) – соединяют валы постоянно, образуют длинные валы.
- ➔ Управляемые – соединяют и разъединяют валы в процессе работы, например, широко известная автомобильная муфта сцепления.
- ➔ Самодействующие – срабатывают автоматически при заданном режиме работы.
- ➔ Прочие.

Основная характеристика муфты – передаваемый вращающий момент.

Существенные показатели – габариты, масса, момент инерции.

Муфта, рассчитанная на передачу определённого вращающего момента, выполняется в нескольких модификациях для разных диаметров валов. Муфты – автономные узлы, поэтому они легко стандартизируются.

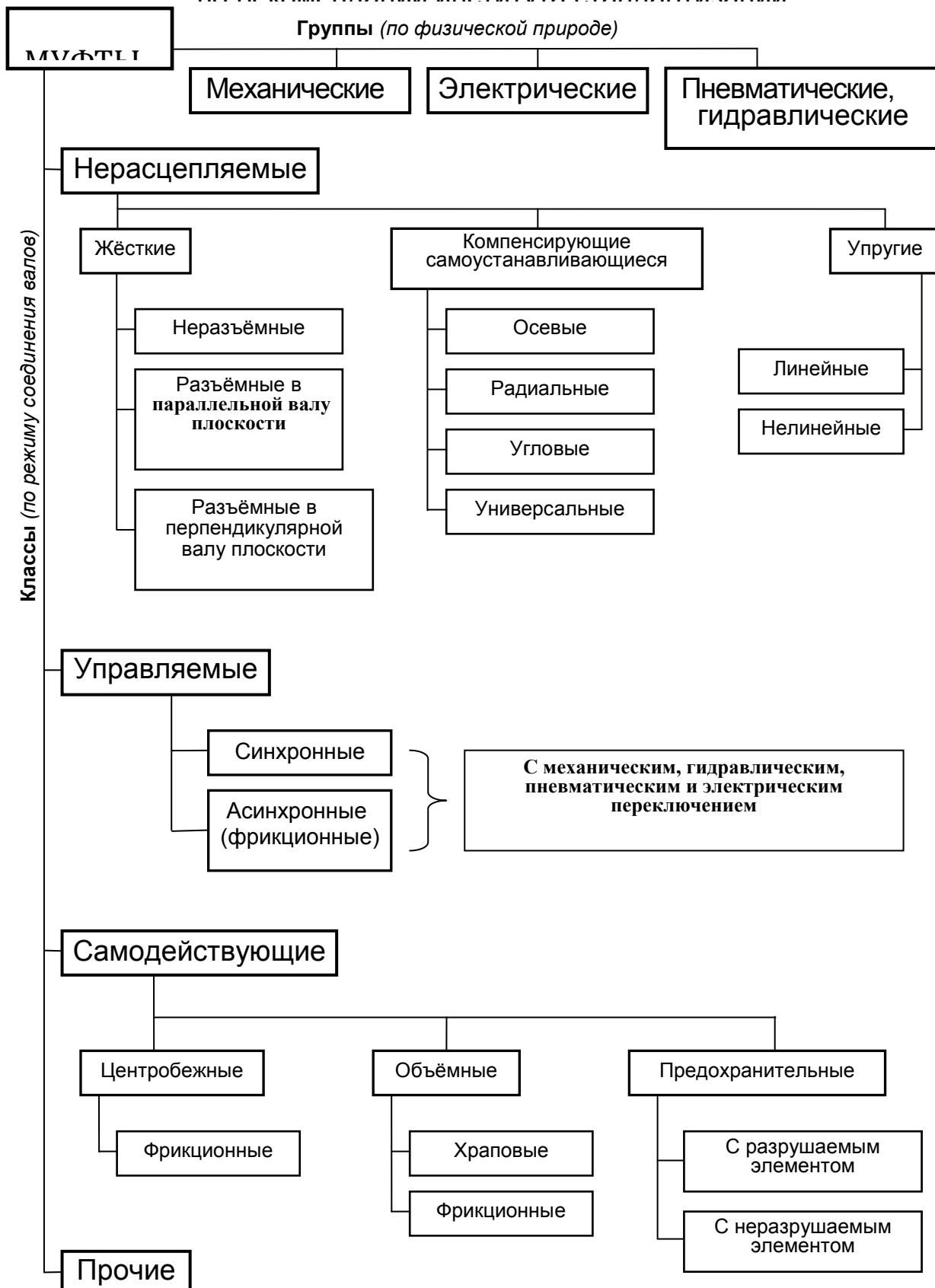
Муфты рассчитывают по их критериям работоспособности:

- прочности при циклических и ударных нагрузках,
- износостойкости,
- жёсткости.

На практике муфты подбираются из каталога по величине передаваемого момента $M = M_{Вала}K$, где $M_{Вала}$ – номинальный момент, определённый расчётом динамики механизма, K – коэффициент режима работы: $K = 1 \div 1,5$ – спокойная работа, лёгкие машины; $K = 1,5 \div 2$ – переменные нагрузки, машины среднего веса (поршневые компрессоры); $K = 2 \div 6$ – ударные нагрузки, большие массы (прессы, молоты). Для двигателей транспортных машин K завышают на $20 \div 40 \%$ в зависимости от числа цилиндров.

КЛАССИФИКАЦИЯ МУФТ

по рекомендации института стандартизации



2. Фланцевые муфты.

Для соединения соосных цилиндрических валов и передачи вращающего момента без уменьшения динамических нагрузок: стальными муфтами - от 16 до 40000Нм при окружной скорости на наружном диаметре до 70м/с ;чугунными муфтами - от 8 до 20000Нм при окружной скорости до 35 м/с, климатических исполнений У и Т для категорий 1-3; климатических исполнений УХЛ и О для категории 4 по ГОСТ 15150-69. Фланцевая муфта состоит из двух полумуфт 1 соединенных болтами 3,4,5.

Для передачи вращающего момента используют шпоночные или шлицевые соединения. Вращающий момент передаётся за счёт сил трения между фланцами, а когда болты вставлены без зазора, то также и болтами. В тяжёлых машинах полумуфты приваривают к валам.

Эти муфты называют иногда поперечно-свертными. Для лучшего центрования фланцев на одной полумуфте делают круговой выступ, на другой — выточку того же диаметра или предусматривают центрующее кольцо.

3. Кулачковые, дисковые, зубчатые муфты.

Муфта кулачковая общемашиностроительного применения предназначена для передачи крутящего момента путем соединения (геометрического замыкания) соосных валов. Кулачковая муфта относится к типу сцепных управляемых муфт. Проще говоря, муфта предназначена для присоединения электродвигателя к приборным механизмам. Соединяет валы, приобретающие в рабочем процессе незначительные перекосы и смещения осей. Упругий элемент (венец) позволяет компенсировать незначительные осевые, радиальные и угловые смещения.

Преимущества

Особенности конструкции кулачковой муфты обеспечивают работу ее несущих элементов на сжатие, что значительно увеличивает допустимые эксплуатационные нагрузки на узел в целом. Специальный профиль кулачков и упругий материал зубчатого венца позволяют компенсировать незначительное смещение валов (возникающее при монтаже или тепловом расширении в процессе работы), а также обеспечивают эффективное гашение крутильных колебаний. Кулачковая муфта способна передавать значительный крутящий момент, отличаясь при этом компактностью, малым весом и низким моментом инерции. Кулачковая муфта гарантирует передачу мощности с погашением крутильных колебаний и со смягчением ударов, которые появляются в результате неравномерной работы двигателя.

Муфта кулачковая представляет собой две полумуфты (деталь 1 на рис. 1), с внутренних сторон оснащенные кулачками. Профиль кулачка может иметь треугольную или трапециевидную форму. В пространство между кулачками устанавливается специальный эвольвентный зубчатый венец (деталь 2 на рис. 1), посредством которого кулачки входят во взаимное зацепление при замыкании полумуфт в рабочем положении. При необходимости передачи движения в обе стороны две полумуфты закрепляются на валах и остаются неподвижными, а вращение им придает подвижная полумуфта, которая может перемещаться по шлицам или шпонке к одной из неподвижных. В зависимости от направления вращения подвижная полумуфта будет придавать движение одной из неподвижных полумуфт.

Материал изготовления

Для изготовления кулачковой муфты применяется сталь с пределом прочности на разрыв не ниже $220 \cdot 10^4$ Па. По желанию заказчика возможен индивидуальный расчет и изготовление муфты из иных материалов (с пределом прочности не ниже $220 \cdot 10^4$ Па). Варианты исполнения и подбор кулачковой муфты Для обеспечения безаварийной работы и длительного срока службы муфты важно правильно определить ее параметры. Подобрать нужную муфту – исходя из конкретных нагрузок и габаритных размеров оборудования заказчика помогут наши специалисты.

При использовании муфты кулачковой в составе силовых приводов, подверженных крутильным колебаниям (дизельные двигатели, насосы, поршневые компрессоры, электрогенераторы и т.п.), необходимо произвести расчет исходя из номинального крутящего момента и размера вала с целью обеспечения долговечности и безотказной работы узла.

Наша компания без труда выполнит для вас подобный расчет и определит необходимые параметры кулачковой муфты.

Во время включения фрикционной муфты неизбежно проскальзывание трущихся поверхностей, сопровождающееся выделением теплоты. Поэтому фрикционные материалы, применяемые в муфтах, должны быть износостойкими и теплостойкими. Прочность сцепления в муфте зависит от коэффициента трения и его стабильности при изменении скорости скольжения, давления и температуры.

Условие работоспособности (т.е. отсутствия пробуксовывания) фрикционной муфты записывается так:

$$M_{тр} \geq KT,$$

где $M_{тр}$ – момент трения на полумуфтах; $K = 1,25 \dots 1,5$ – коэффициент запаса сцепления; T – вращающий момент, передаваемый муфтой (произведение KT называют *расчетным вращающим моментом*).

Момент трения:

$$M_{тр} = fQR_{ср},$$

где f – коэффициент трения скольжения; Q – осевая сила; $R_{ср} = (D + D_1)/4$ – средний радиус рабочей поверхности дисков.

Осевая сила, необходимая для включения муфты:

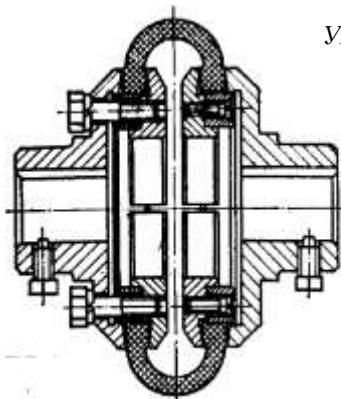
$$Q \geq 4KT/f(D + D_1).$$

Для уменьшения силы Q можно увеличить коэффициент трения f , для чего один диск облицовывают накладкой из фрикционного материала, например, металлокерамики или асбофрикционного материала. Такие муфты работают всухую. Диски делают из стали или чугуна.

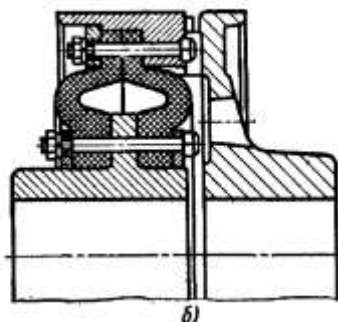
Фрикционные тела муфт, работающих со смазкой, чаще всего изготавливают из закаленной стали или один диск делают из чугуна либо облицовывают текстолитом или металлокерамикой.

Муфта зубчатая, это универсальная разновидность компенсирующих муфт. З и состоит из 2х зубчатых колес жестко закрепленных на валах и составного цилиндрического барабана. На зубчатых колесах нарезаны наружные эвольвентные зубья а на цилиндрическом барабане - внутренние, во впадины которых входят зубья внешнего зацепления. Для придания наружным и внутренним зубьям равнопрочности кривые впадин делают сферическими и бочкообразными.

4. Упругие втулочно-пальцевые муфты.



УПРУГАЯ МУФТА



Предназначены главным образом для смягчения (амортизации) ударов, толчков и вибрации. Кроме того, допускают некоторую компенсацию смещений валов.

Главная особенность таких муфт – наличие металлического или неметаллического упругого элемента. Способность упругих муфт противостоять ударам и вибрации значительно повышает

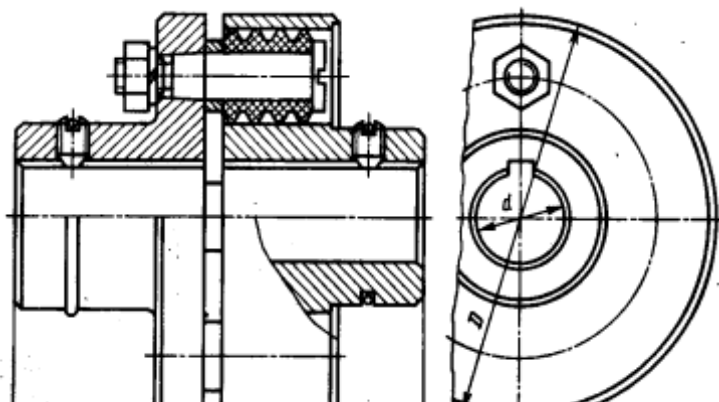
долговечность машин.

Муфта с упругой торообразной оболочкой может, фактически, рассматриваться, как упругий шарнир Гука. Она способна компенсировать значительные неточности монтажа валов.

Лёгкий монтаж, демонтаж и замена упругого элемента. Допускаются радиальные смещения $1 \div 5 \text{ мм}$, осевые $2 \div 6 \text{ мм}$, угловые $1,5 \div 2^\circ$, угол закручивания $5 \div 30^\circ$.

Несущая способность (и прочность) муфт зависит от крепления оболочки к фланцам.

Стандартизованы муфты с неразрезной упругой оболочкой в диапазоне моментов $2 \div 2500 \text{ кГм}$.



УПРУГО-ВТУЛОЧНО-ПАЛЬЦЕВАЯ МУФТА (МУВП)

Широкое применение находит упругая втулочно-пальцевая муфта ("МУВП").

Здесь нет необходимости крепить резину к металлу, легко заменять упругие элементы при износе.

В этих муфтах момент передаётся через пальцы и насаженные на

них упругие элементы в форме колец или гофрированных втулок. Такие муфты легки в изготовлении, просты в конструкции, удобны в эксплуатации и поэтому получили широкое применение, особенно для передачи вращения от электродвигателя.

Муфты нормализованы в размерах $16 \div 150 \text{ мм}$ и моментах $3,2 \div 1500 \text{ кГм}$.

К сожалению, радиальные и угловые смещения существенно снижают срок службы упругих элементов и повышают нагрузки на валы и опоры.

Муфты рассчитывают по допускаемым давлениям между пальцами и упругими втулками

$$P = 2 M_{\text{ср}} / (z D d l) \leq [p],$$

где z – число пальцев, d – диаметр пальца, l – длина упругого элемента, D – диаметр расположения осей пальцев. Допускаемое давление обычно 30 кГ/см^2 .

Пальцы муфты рассчитывают на изгиб.

5. Упругие муфты с торообразной оболочкой.

Муфта с торообразной оболочкой предназначена для передачи вращения между механизмами, которые подвергаются действию довольно значительных вибрационных, ударных и динамических нагрузок. Этот вид муфты прекрасно компенсирует радиальное смещение валов до $4,5 \text{ мм}$, они имеют высокие демпфирующие свойства, и характеризуются простотой конструкции и большим сроком эксплуатации - 10 лет. Муфта обеспечивает электро и шумоизоляцию узлов привода, и применяется в механизмах, в которых трудно обеспечить соосность валов, при ударных и переменных нагрузках. Такие высокоэластичные муфты широко применяются в насосных установках, в приводах рольгангов прокатных станов, строительно-дорожных машин, бурильных станках, а также в силовых приводах судов речного и морского флота, вспомогательных приводах тепловозов и электровозов.

Так же бесспорным преимуществом муфты с торообразной оболочкой является возможность замены эластичного элемента, без демонтажа муфты.

1. 17 Лекция № 17 (2 часа).

Тема: «Муфты трения. Самоуправляемые сцепные муфты. Обгонные муфты. Расчёт»

1.17.1 Вопросы лекции:

1. Классификация по форме рабочих поверхностей и механизмам управления.

2. Расчетные формулы.
3. Предохранительные муфты со срезными штифтами.
4. Особенности конструкций и расчет.
5. Обгонные муфты. Конструкции и расчет.
6. Центробежные муфты.

1.17.2 Краткое содержание вопросов:

1. Классификация по форме рабочих поверхностей и механизмам управления.
Расчетные формулы.

Рабочие поверхности дисков выполняют из фрикционных материалов, которые должны обладать:

- высоким коэффициентом трения и малым его изменением с изменением температуры, давления на рабочей поверхности и скорости скольжения;
- хорошим сопротивлением изнашиванию;
- теплостойкостью, т.е. способностью выдерживать высокие температуры без разрушения и с сохранением нужных свойств.

В сухих муфтах в основном применяют фрикционные пары:

1. закаленная сталь по металлокерамике, образованной нанесением и спеканием под давлением смеси порошков меди, железа, графита, свинца и др.;
2. закаленная сталь по фрикционным накладкам, выполненным на основе термореактивных смол с необходимыми ингридиентами.

В муфтах со смазкой в основном применяют фрикционные пары:

1. закаленная сталь по металлокерамике;
2. закаленная сталь по стали;
3. бронза по закаленной стали или чугуну.

Данные по средним значениям коэффициентов трения и допускаемым давлениям фрикционных пар можно найти в справочной литературе [32].

При приближенных расчетах муфт определяют:

1. Расчетный вращающий момент на муфте

$$T_p = \square \cdot T_c \cdot F \cdot f \cdot D_{cp} / (2 \cdot z) ,$$

где $D_{cp} = (D_1 + D_2) / 2$ – средний диаметр рабочей поверхности дисков, T_c – максимальный вращающий момент нагружающий муфту, z – число пар поверхностей трения, f – коэффициент трения, F – сила сжатия фрикционных дисков, \square – коэффициент запаса сцепления. [32].

2. Давление p на рабочей поверхности дисков (чем больше давление тем больший вращающий момент передает муфта, однако тем быстрее изнашивается фрикционное покрытие дисков)

$$p = 4F / \pi \cdot (D_1^2 - D_2^2) \pi [p],$$

где $[p]$ – допускаемое давление [32].

3. Число пар поверхностей трения

$$z = 2T_{тр} / (\pi \cdot f \cdot \pi \cdot [P] \cdot D_{ср}^3 \cdot K_z),$$

где $\pi = (D_1 - D_2) / (2D_{ср})$ (обычно $\pi = 0,1 - 0,35$), K_z – коэффициент влияния числа дисков на силу включения муфты [32] (учитывает трение выступающих частей диска о направляющие пазы полумуфт).

Кроме рассмотренных типов муфт сцепления существует большое количество других муфт сцепления [32].

Довольно часто фрикционные муфты сцепления применяют в качестве тормозов.

2. Предохранительные муфты со срезными штифтами. Особенности конструкций и расчет.

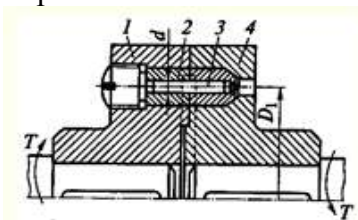
Применяется, когда по роду работы машины перегрузки могут возникнуть лишь случайно.

В качестве разрушающегося элемента используется штифт. В момент срабатывания штифт разрушается, и предохранительная муфта разъединяет кинематическую цепь. Вращающий момент между полумуфтами передается через штифт.

Условия среза:

Расчет муфты сводится к расчету штифта на срез

Допускаемое напряжение среза принимают равным пределу прочности материала на срез.



1,4 – полумуфты, 3 – срезной штифт, 2 – закаленные втулки

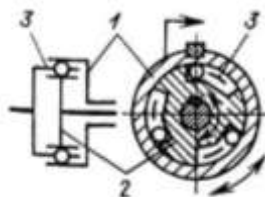
3. Обгонные муфты. Конструкции и расчет.

Роликовые обгонные муфты (свободного хода), передающие вращающий момент возникающими силами трения при заклинивании роликов, классифицируют:

1. По конструкции — на I, II, III исполнения.



Рис. 1. Муфты, передающие вращение в одном направлении



2. Муфты, передающие медленное вращение в одном направлении и ускоренное вращение в двух направлениях:

1 – обойма; 2 – ступица; 3 – поводковая вилка

Муфты исполнения I и II (рис. 2) состоят из трех основных элементов: обоймы (звено 1), ступицы (звено 2) и роликов (три — для исполнения I и пять — для исполнения II). При вращении одного из звеньев ролики автоматически вкатываются в клиновую щель и заклиниваются, связывая этим оба звена в одно целое.

Муфты исполнения III имеют еще один элемент — поводковую вилку (звено 3, рис. 3), которая может принудительно выталкивать ролики из клиновой щели, осуществляя при этом реверсирование ступицы.

По принципу действия.

Группа 1. Муфты, передающие вращение в одном направлении.

Эти муфты (см. рис. 2) связывают две кинематические цепи. От звена 1 на звено 2 (звено 1 — ведущее) вращение передается только в одном направлении — по часовой стрелке (заклинивание).

Звену 2 можно сообщить ускоренное вращение в том же направлении от другого источника, вызвав этим отсоединение его на ходу от звена 1 (обгон — расклинивание). Если ведущим является звено 2, то направление его вращения, а следовательно, и вращение ведомого звена 1 будет обратным.

Группа II. Муфты, передающие медленное вращение в одном направлении и ускоренное вращение в двух направлениях.

От звена 1 (см. рис. 3) на звено 2 (звено 1 — ведущее) вращение передается только в одном направлении — по часовой стрелке (заклинивание). Звено 3 при этом увлекается звеном 2 (вхолостую).

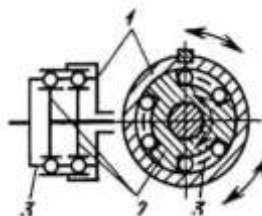


Рис. 3. Муфты, передающие медленное и ускоренное вращение в двух направлениях

Звено 3, связанное с самостоятельным источником движения, может сообщить звену 2 ускоренное вращение как в одну, так и в другую сторону, вызвав этим отсоединение его (на ходу) от звена 1.

При вращении по часовой стрелке (в сторону вращения ведущего звена) произойдет расклинивание роликов (обгон), а звено 3 увлечет за собой звено 2. При вращении против часовой стрелки звено 3 вытолкнет ролики из клиновой щели и увлечет за собой звено 2.

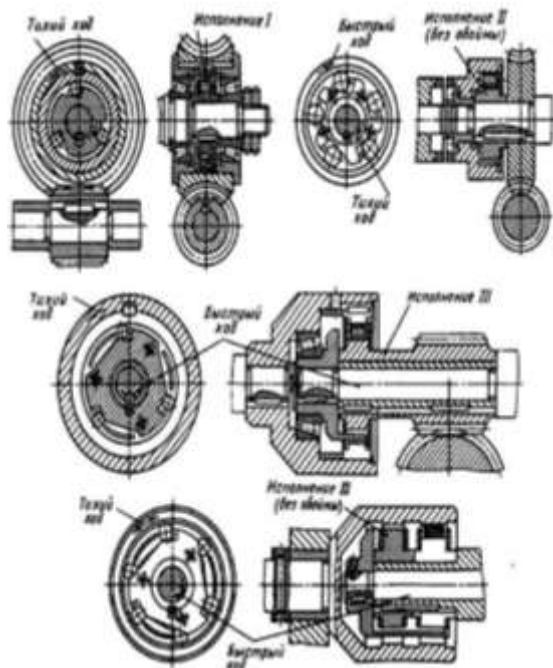


Рис. 4. Примеры встройки обгонных муфт

Муфты этой группы работают только при ведущем звене 1.

Группа III. Муфты, передающие медленное и ускоренное вращение в двух направлениях (рис. 4); они могут быть получены установкой двух муфт с поводковой вилкой (исполнение III) в следующих положениях:

- а) зубцы звеньев 2 направлены в разные стороны;
- б) оси муфт повернуты одна относительно другой на некоторый угол.

С ведущего звена 1 на звенья 2 вращение может передаваться как в одну, так и в другую сторону. В зависимости от направления вращения звена 1 заклинивается то одна, то другая муфта.

Звено 3 может сообщать звеньям 2 ускоренное вращение также в обе стороны, выталкивая ролики одного звена муфты и расклинивая ролики другого звена, увлекая при этом звенья за собой.

4. Центробежные муфты.

Муфта с эксцентриковыми роликами обладает следующими преимуществами по сравнению с роликовой муфтой свободного хода: простотой выполнения рабочих поверхностей полумуфт; повышенной несущей способностью из-за существенного увеличения числа роликов; большим радиусом кривизны рабочих поверхностей роликов, что уменьшает герцевские контактные напряжения.

грузоподъемностью, являются результатом постепенного развития этих машин в течение долгого времени. Еще в глубокой древности, за 4000 лет до нашей эры, древнекитайская культура знала применение простейших грузоподъемных устройств - рычагов и полиспастов, используемых для подъема воды из колодцев и при возведении сооружений.

Аналогичные устройства для поднятия и перемещения больших тяжестей были известны и народам Ближнего Востока. Строительные работы, связанные с поднятием и перемещением больших тяжестей с использованием грузоподъемных механизмов, производились, например, при сооружении египетских пирамид. Так, пирамида Хеопса, сооруженная в XXVII в. до нашей эры, имела высоту 147 м и сложена из 2,5 млн. известняковых блоков массой от 2 до 30 т. Сложной технической задачей являлась установка плит Баальбекской террасы, находящейся на территории современного государства Ливан, имеющих длину до 20 м, сечение 4,8 x 4,2 м и массу более 1000 т. В античный период при строительстве храма Зевса в Гелиополисе во II в. до н.э. были установлены колонны из порфира массой до 360 т; в храме Артемиды в Эфесе использованы мраморные балки длиной до 90 м. Первыми средствами, облегчающими ручной труд, были рычаги, катки и наклонные плоскости. Проведение крупных строительных работ при таких средствах механизации требовало привлечения громадного количества людей. Так, на строительстве пирамиды Хеопса, продолжавшемся более 20 лет, было постоянно занято около 100 тыс. человек. Рычажные подъемники - прототипы современных стреловых кранов - использовались для подъема воды. Еще за 22 века до нашей эры начали применять и простейшие ворота с ручным приводом (рис. 1). В VII в. до н.э. появились блоки, а во II в. до н.э. ворота с червячной, цевочной и зубчатыми передачами с ручным приводом. К I веку до н. э. в Древнем Риме последующее усовершенствование подъемных механизмов привело к созданию поворотных подъемных кранов. Конструкция такого крана ограничивалась креплением на прочных деревянных брусках, способных поворачиваться на катках в разные стороны. Максимальная высота подъема груза таким механизмом достигала 12 метров. Также римляне стали основателями самого первого лифта - клетёвого подъёмника. В эпоху средневековья, в XI-XIII вв., дальнейшее совершенствование техники переместилось на территорию Западной Европы, где в связи с развитием торговли, мореплавания и горно-металлургической промышленности началось быстрое развитие грузоподъемных машин и расширилась область их применения. Появились первые прототипы современных кранов, имевшие ручной привод и привод от топчачьих колес. Вначале эти краны изготовлялись из дерева и только для осей и крюков применялась сталь. В XIV- XV вв. стала активно развиваться механика, что подстегнуло к совершенствованию конструкций грузоподъемников. С появлением лебёдок и полиспастов появилась возможность поднимать грузы большего веса, с большей скоростью затрачивая на работу меньше усилий. Благодаря соединению ворота с полиспастом или блоком появилось множество разнообразных конструкций похожих на поворотные и переносные краны. В XIV-XV вв. европейцы начали создавать стреловые, поворотные и цепные краны на деревянной основе с конным приводом через топчачи. Такие краны были более похожи на современные, чем все ранее созданные устройства. С глубокой древности известны и машины непрерывного транспортирования, сначала в виде водоподъемных колес и скребковых лотков, а затем в виде ковшовых подъемников (рис. 2) - прототипов современных элеваторов, приводившихся в движение силой течения воды или вручную. В 1860 г. создан первый кран с паровым двигателем. В 80-х годах XIX в. начали применяться краны с электрическими двигателями. Большая заслуга в деле развития подъемно- транспортной техники принадлежит России. Еще в XI в. для подъема тяжестей при возведении Софийского собора в Новгороде строители пользовались сложными системами полиспастов, дающими существенный выигрыш в силе и превосходившими по своим техническим возможностям устройства, применявшиеся в Западной Европе. В 1677 г. на колокольню Московского Кремля подняли Большой Успенский колокол массой 130 т. Подъем колокола проводился с помощью рычагов, полиспаста и ворота. Для облегчения подъема колокол соединен

цепями с противовесом, что было оригинальным решением, облегчавшим труд. В XVIII в. на металлургических заводах на Урале, Алтае и в Забайкалье применялось большое количество разнообразного подъемно-транспортного оборудования для загрузки доменных печей, откатки вагонеток и др. В 1764 г. русский механик Е. Г. Кузнецов соорудил многоковшовый цепной водоподъемник, впоследствии им же переоборудованный для подъема руды и породы. Большой вклад в развитие механизации горнорудных работ внес замечательный русский гидротехник и механизатор К. Д. Фролов (1726-1800), работавший на Змеиногорском руднике на Алтае. В 1768 г. он применил грандиозную для того времени комплексную установку для подъема руды и удаления воды из шахт, приводимую в действие давлением воды. В 1769 г. с помощью оригинального устройства проведено перемещение на большое расстояние камня размером 15х9х7 м и массой более 1000 т, использованного скульптором Фальконе в качестве основания памятника Петру I. Его перемещали по медным шарам, уложенным в обшитых медными листами желобах (первый прототип шарикоподшипника). Перемещение осуществлялось с помощью воротов и полиспастов. В 1832 г. в Петербурге перед Зимним дворцом установлена Александровская колонна массой более 600 т с помощью деревянных лесов и 60 воротов, каждый из которых приводился в движение 16 рабочими. В 1834 г. с помощью канатов, полиспастов и воротов была осуществлена доставка и установка 48 колонн Исаакиевского собора в Петербурге - масса каждой колонны примерно 100 т. Процесс установки колонн был разработан настолько четко, что длительность установки одной колонны составляла в среднем всего 105 мин. Долгое время в России не занимались систематическим изучением и обобщением опыта развития подъемно-транспортных машин. И только в 80-х годах XX столетия проф. И. А. Вышнеградский (1831 - 1895) впервые создал курс подъемно-транспортных машин. В 1882 г. вышла работа проф. Н. П. Петрова, систематизирующая и обобщающая опыт механизированной перегрузки грузов. Большой вклад в развитие подъемно-транспортного машиностроения внесли проф. Н.И. Самусь, издавший в 1886 г. "Курс подъемных машин" с атласом, и Л. З. Ратковский, преподаватель Петербургского политехнического института и заведующий отделом подъемных машин и металлических конструкций Путиловского завода, издавший в 1907- 1910гг. ряд книг под общим названием "Подъемные краны". Начало производства отечественных подъемно-транспортных машин относится к 1900 г., когда впервые были построены краны на Брянском, Краматорском и Путиловском заводах. При этом первыми появились мостовые, а затем и железнодорожные краны общего назначения. В 1913 г. годовой выпуск кранов на Брянском и Краматорском заводах составлял 70 шт. Такое производство не могло удовлетворить запросы развивающейся промышленности. Большая часть машин ввозилась из-за границы или изготавливалась на заводах, расположенных в России, но принадлежащих иностранцам. После 1917 г. в России были созданы условия для быстрого развития отечественного подъемно-транспортного машиностроения, развития механизации тяжелых и трудоемких работ, механизации и автоматизации производства. Подъемно-транспортное машиностроение выделилось в самостоятельную область машиностроения. Были созданы специализированные заводы по выпуску подъемно - транспортного оборудования (Одесский завод Январского восстания, Новокраматорский завод Ленина, Харьковский завод Ленина, Ленинградский завод Кирова, Уральский завод Оржоникидзе). Вместе с расширением материальной базы подъемно-транспортного машиностроения росли и крепились кадры конструкторов. Первый советский автокран увидел свет в 1934 году. Тогда же были созданы и первые в стране мачтово-стреловые и гусеничные краны, агрегаты на тракторном шасси. Еще спустя несколько лет (в 1937 году) в России начали производить башенные краны, а затем (через десять лет, в 1947) – и пневматические конструкции. В 1924 г. в МГТУ им. Баумана по инициативе заслуженного деятеля науки и техники РСФСР, доктора технических наук, проф. Л.Г. Кифера была впервые создана кафедра, готовящая специалистов подъемно-транспортного машиностроения, ставшая родоначальником большого количества специализированных кафедр этого профиля. Были

созданы специализированные научно-исследовательские, проектно- конструкторские и технологические организации, занимающиеся вопросами создания новой подъемно-транспортной техники, разработкой нормативной документации (стандартов, методических и руководящих документов и т.п.), такие как, например, АО ВНИИПТМАШ, являющийся головным научно- исследовательским институтом по кранам мостового типа, порталным, консольным, железнодорожным, а также по электроталям; АО ВНИИСТРОЙДОРМАШ - головной научно-исследовательский институт по стреловым самоходным кранам общего назначения и кранам-манипуляторам; СКТБК - специализированное конструкторско-технологическое бюро башенного краностроения и другие специализированные организации. Большой вклад в развитие подъемно-транспортного машиностроения внесли профессора Л.Г. Кифер, И. И. Абрамович, О. А. Спиваковский, А. И. Дукельский, П. С. Козьмин и др. Проф. Л.Г. Кифер впервые организовал подготовку инженеров по специальности "Подъемно-транспортные машины и оборудование" в МГТУ им. Баумана. В созданном им и проф. И. И. Абрамовичем учебнике "Грузоподъемные машины" с атласом конструкций обобщен отечественный и зарубежный опыт построения грузоподъемных машин первой половины XX в. В соответствии с функциями, выполняемыми подъемно-транспортными машинами, их классифицируют на грузоподъемные, транспортирующие и погрузочно-разгрузочные. Грузоподъемные машины предназначены для перемещения отдельных штучных грузов большой массы по произвольной пространственной трассе, включающей вертикальные, наклонные и горизонтальные участки, циклическим методом, при котором периоды работы перемежаются с периодами пауз. Они могут выполнять и монтажные операции, связанные с подъемом и точной установкой монтируемых элементов и оборудования, а также поддержанием их на весу до закрепления в проектное положение. Грузоподъемные машины для периодического вертикального или близкого к нему подъема-опускания грузов и людей (пассажиров)— подъемники (лифты) — отличаются тем, что в них площадка или кабина, в которой размещаются грузы или (и) пассажиры, движется в жестких направляющих. Транспортирующие машины предназначены для перемещения непрерывным потоком массовых однотипных, преимущественно навалочных грузов по определенной, обычно линейной трассе, которая может иметь горизонтальные и наклонные, а также вертикальные участки. Транспортирующие машины можно применять на сборочно-монтажных операциях при изготовлении различных по сложности изделий, использовать для перемещения людей (эскалаторами, пассажирскими конвейерами, подъемниками непрерывного действия). Погрузочно-разгрузочные машины предназначены для разгрузки материалов, полуфабрикатов и изделий с транспортных средств и из складов и погрузки их в транспортные средства — железнодорожный подвижной состав, на суда и др. Их отличительной особенностью является наличие захватывающего (зачерпывающего) органа. Погрузочно-разгрузочные машины применяют для перегрузки любых грузов, но в горном деле — преимущественно сыпучих навалочных грузов (угля, разрушенных руд, сыпучих материалов). Особой разновидностью погрузочно-разгрузочных машин являются погрузочные и монтажные манипуляторы, выполняемые в виде прикрепленного к основанию многозвеньевого жесткого стрелового оборудования, отдельные звенья которого управляются гидроцилиндрами, а на свободном конце снабженного поворотным в двух или более плоскостях управляемым грузозахватом. Манипуляторы, рабочий процесс которых запрограммирован и осуществляется автоматически, являются объектом робототехники.

Специфической разновидностью подъемно-транспортного оборудования, иногда используемого в горном деле (особенно на карьерах и открытых складах) является канатно — кабельные краны, подвесные канатные дороги (кольцевые и маятниковые).

Необходимо отметить, что отдельные подъемно-транспортные машины выполняют одновременно с транспортными и технологические функции, например при перемещении винтовыми конвейерами бетона и раствора осуществляется и их перемешивание. Для управления рабочими процессами используют контрольно-

предохранительные и управляющие устройства, электронно-вычислительные машины. Совершенствование подъемно-транспортных машин и комплексных подъемно-транспортных установок нередко приводит к их усложнению к усилению взаимосвязи между отдельными узлами и агрегатами: при выходе из строя узла или детали нарушается работоспособность всего объекта. Поэтому для обеспечения нормальной и эффективной эксплуатации первостепенное значение имеет надежность работы подъемно-транспортных машин. Надежностью называется свойство машин сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования. Надежность зависит от качества изготовления машины и условий ее эксплуатации. Для строительства и обслуживания промышленных предприятий требуется большое количество подъемно-транспортных машин различных назначений и типоразмеров. Многообразие моделей машин, не вызываемое необходимостью, является помехой организации крупносерийного их производства и усложняет условия их эксплуатации; между тем именно крупносерийное производство обеспечивает за счет применения эффективной технологии изготовления возможность выпуска машин в большом количестве при минимальной себестоимости, высоких показателях надежности, на минимальных производственных площадях, при минимальном производственном персонале. Ограничивают число типоразмеров машин до того минимума, при котором все же полностью удовлетворяются потребности строительного производства, на основе стандартизации и унификации машин и нормализации отдельных их элементов. Стандартизация проводится в общесоюзном масштабе и охватывает все основные виды подъемно-транспортных машин — краны, транспортирующие машины, погрузчики и др. Государственные стандарты (ГОСТ) определяют основные показатели машин — грузоподъемность, длину стрел, пролет, ширину лент конвейеров, скорости движений рабочих органов, габариты, предельную массу, технические требования к качеству машины и другие, не конкретизируя конструктивное выполнение стандартизуемых машин, и тем самым не ограничивают возможности их совершенствования. Унификация, осуществляемая параллельно со стандартизацией, заключается в приведении к конструктивному единообразию различных мало отличающихся по конструкции машин, в уменьшении числа их типоразмеров и в применении в них нормализованных узлов и деталей ограниченной номенклатуры. Итог унификации — создание типоразмерного ряда машин (типажа). Нормализация узлов и деталей (редукторов, тормозов, барабанов, муфт и др.), а иногда и целых механизмов, также представляет собой унификацию конструкций с сокращением числа типоразмеров, что позволяет резко повысить серийность и применить передовые методы изготовления, уменьшающие стоимость деталей и улучшающие их качество. Унификация и нормализация создают предпосылки для укрупнения и централизации производства машин, а также для ускоренной разработки рядов машин, иногда разного назначения, собираемых с использованием ограниченного числа нормализованных деталей и узлов. Основой является базовая модель, видоизменением отдельных элементов которой получают новые ее модификации. Применение блочных конструкций позволяет выпускать сборочные единицы механизмов «на склад», т. е. в законченном виде, что приводит к специализации отдельных цехов и заводов. Специализация производства в свою очередь обеспечивает повышение качества изготавливаемых сборочных единиц. Применение блочных конструкций создает максимум удобств в эксплуатации, так как позволяет легко удалить блок, требующий ремонт, без разборки смежных сборочных единиц. При наличии запасных блоков их замену 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 сборочные единицы и детали по всей номенклатуре выпускаемых по объемно-транспортных машин, что увеличивает массовость производства и приводит к широкому применению

нормализованных сборочных единиц. Стандартизация, унификация и нормализация значительно упрощают эксплуатацию машин, так как при применении унифицированных машин и нормализованных узлов облегчаются обучение обслуживающей персонала, уход за машинами и их ремонт, который сводится к замене изношенных деталей и узлов новыми. Уменьшается также количество необходимых запасных деталей.

2. Классификация ПТМ.

Современные подъемно-транспортные машины характеризуются широким многообразием, определяемым характером перемещения груза, числом степеней свободы движения, типом грузонесущего и грузозахватного органов, предельным значением грузоподъемности и скоростей движения рабочих органов, типом привода, перемещающего рабочие органы, характером преимущественных функций подъема (опускания) или транспортирования груза и другим признакам. Машины и устройства, применяемые на погрузочно-разгрузочных, складских и транспортных операциях, по характеру перемещения груза подразделяются на две группы:

1) непрерывного действия: машины, рабочий орган которых (лента, канат, винт, скребок, лоток и др.) движется непрерывно, не останавливаясь для приема и отдачи груза, и перемещает груз к месту назначения непрерывным потоком;

2) периодического (циклического) действия: машины, у которых грузозахватный орган (крюк, ковш, полуавтоматический и автоматический захват и др.) переносит груз отдельными порциями и после каждого перемещения порции груза возвращается обратно порожним.

Классификация по характеру движения рабочих органов позволяет систематизировать расчеты технико-эксплуатационных показателей. В зависимости от назначения машины и устройства разделяются: 1) на специальные – предназначены для выполнения операций только с определенными грузами; 2) универсальные – предназначены для выполнения операций с различными грузами. Такая группировка позволяет обобщить опыт применения и упрощает выбор в зависимости от рода груза. По траектории перемещения машины делятся на перемещающие грузы: · в горизонтальной или близкой к ней наклонной плоскости; · в вертикальной или близкой к ней наклонной плоскости; · в произвольном направлении. Машины, перемещающие грузы в горизонтальной плоскости, – транспортирующие, в вертикальной – грузоподъемные. В зависимости от наличия ходового устройства машины бывают: · стационарные; · передвижные (самоходные, несамоходные). В зависимости от типа силовой установки привода различают машины:

- с электроприводом (переменного и постоянного тока);
- двигателем внутреннего сгорания (карбюраторный, дизельный);
- гидро- и пневмоприводом.

В эксплуатационном отношении подъемно-транспортные машины классифицируются по группам перемещаемых грузов и характеру выполняемых операций:

- штучные грузы;
- тяжеловесные;
- длинномерные;
- сыпучие; · контейнерные;
- лесные и др.

Внутри каждой группы машины можно классифицировать по грузоподъемности, высоте подъема груза, а также по ряду других эксплуатационных, технических и конструктивных признаков.

3. Классификация транспортируемых грузов.

Насыпные грузы, транспортируемые машинами непрерывного действия – это массовые навалочные кусковые, зернистые, порошкообразные и пылевидные материалы (руда, уголь, торф, щебень, зерно, песок, цемент и др.).

Свойства насыпных грузов:

кусковатость (размер и форма частиц);

плотность;

влажность;

угол естественного откоса;

подвижность частиц;

абразивность;

крепость;

коррозионность;

липкость;

ядовитость;

взрывоопасность;

способность к самовозгоранию, слеживанию, смерзанию.

Кусковатость (гранулометрический состав) – это количественное распределение частиц груза по крупности. Однородность размеров частиц насыпного груза определяется коэффициентом k_0 :

$$k_0 = a_{\max} / a_{\min}, \quad (2.1)$$

где a_{\min} – размер максимальной частицы транспортируемого груза, мм;

a_{\max} – размер минимальной частицы транспортируемого груза, мм.

При $k_0 > 2,5$ – груз рядовой, при $k_0 \leq 2,5$ – груз сортированный.

Насыпные грузы характеризуются размером типичного куска a . Для сортированных грузов $a = (a_{\min} + a_{\max}) / 2$, для рядовых $a = a_{\max}$. В зависимости от размеров частиц насыпной груз подразделяется на следующие группы:

пылевидный (цемент) до 0,05 мм

порошкообразный (мелкий песок) 0,05–0,49 мм

зернистый (зерно) 0,5–9 мм

мелкокусовой (щебень) 10–60 мм

среднекусовой (уголь) 61–199 мм

крупнокусовой (руда) 200–500 мм

особо крупнокусовой (камни, валуны) более 500 мм

Плотность груза – это отношение его массы к занимаемому объему. Различают плотность груза свободно насыпанного (разрыхленного); в естественном плотном массиве.

Коэффициент разрыхления

$$k_{\text{рх}} = \rho_{\text{п}} / \rho, \quad (2.2)$$

где $\rho_{\text{п}}$ – плотность в массиве;

ρ – плотность в разрыхленном состоянии.

В зависимости от плотности грузы разделяют на группы (табл. 2.1).

Влажность насыпного груза $\omega_{\text{в}}(\%)$ – это отношение массы содержащейся в грузе воды к массе высушенного груза:

$$\omega_{\text{в}} = (m_{\text{в}} - m_{\text{с}}) 100 / m_{\text{с}}, \quad (2.3)$$

где $m_{\text{в}}$ и $m_{\text{с}}$ – массы порций влажного и просушенного грузов.

4. Основные характеристики транспортируемых грузов.

Транспортируемые грузы разделяют на штучные и насыпные. На выбор способа транспортирования грузов и расчета машин оказывают существенное влияние физико-механические свойства грузов (крупность, объемная плотность, подвижность и др.).

Размеры штучных грузов колеблются от нескольких сантиметров до нескольких метров (лесоматериал, прокат и др.), а масса — от долей килограмма до десятков тонн.

По крупности (мм) насыпные грузы делят на следующие 8 категорий: пылевидные (0,05), порошкообразные (0,05...0,5), мелкозернистые (0,5...2), крупнозернистые (2...10),

мелкокусковые (11...60), среднекусковые (60... 160), крупнокусковые (160...320), особо крупные (более 320).

Насыпная плотность (объемная масса, т/м³) свободно насыпанных грузов зависит от плотности частиц материалов, гранулометрического состава, пористости и степени заполнения пор водой (влажности): антрацит сухой — 0,8...0,95; бурый уголь — 0,65...0,78; гравий — 1,5...1,9; железная руда — 2,1...3,5; земля — 1,2...1,7; пшеница — 0,7...0,83.

Степень подвижности материалов зависит от значения внутренних сил трения и сцепления между частицами. Хорошо сыпучие материалы те, у которых отсутствует сцепление.

Подвижность сыпучих грузов определяется углом естественного откоса, который находится в пределах 45...50° (покоя) и 27...35° (движения); коэффициент трения 0,58...1,2 (покоя) и 0,29...0,7 (движения).

Абразивность — свойство истирать соприкасающиеся поверхности при их относительном скольжении. Это свойство особенно характерно для острокрытых грузов.

Хрупкость — свойство грузов разрушаться при падении, толчках.

Слеживаемость — способность насыпных грузов терять сыпучесть при длительном хранении в штабелях, бункерах и пр. (цемент, известь, гипс и др.).

Смерзаемость — свойство насыпных грузов, содержащих влагу, образовывать монолит при низких температурах (уголь, руда, глина, песок и др.).

Липкость — способность грузов прилипать к соприкасающимся поверхностям твердого тела (мокрые и влажные грузы).

Кроме этих основных свойств, грузы обладают и другими: повреждаемость, взрывоопасность, самовозгораемость, коррозионная активность, ядовитость и другие, которые могут в ряде случаев решающим образом повлиять на выбор способа транспортирования.

1. 19 Лекция № 19 (2 часа).

Тема: «Грузоподъемные машины»

1.19.1 Вопросы лекции:

1. Общие сведения.
2. Режимы работы грузоподъемных машин.
3. Основные характеристики, привод ГПМ.
4. Механизмы и основные элементы механизмов грузоподъемных машин.

1.19.2 Краткое содержание вопросов:

1. Общие сведения.

Грузоподъемные машины – машины циклического действия, предназначенные для подъема и перемещения грузов на небольшие расстояния в пределах определенной площади промышленного предприятия.

По целевому применению грузоподъемные машины (ГПМ) делятся на машины общего и специального назначения.

Грузоподъемные машины общего назначения являются универсальными и предназначены для выполнения многообразных подъемно-транспортных операций. Грузоподъемные машины специального назначения предназначены для выполнения подъемно-транспортных работ при осуществлении конкретных технологических операций и процессов.

По конструктивному исполнению грузоподъемные машины классифицируются на:

- подъемные механизмы;
- подъемники;
- грузоподъемные краны;
- погрузчики;
- манипуляторы.

Подъёмные механизмы (домкраты, тали, лебёдки) – предназначены для подъёма грузов небольшой массы (до 10 т) на небольшую высоту (домкраты и тали), а также перемещения грузов на небольшие расстояния (лебёдки). Силовой привод у этих машин может быть ручным, пневматическим, гидравлическим и электрическим. Подъёмные механизмы применяются, как правило, при производстве строительно-монтажных работ.

Подъёмники – используются для подъёма груза и людей в специальных грузонесущих устройствах, движущихся по жёстким вертикальным (наклонным) направляющим или рельсовому пути. По способу передачи силового воздействия от привода к грузонесущим устройствам различают канатные, цепные, реечные, винтовые и плунжерные подъёмники. Подъёмники имеют, как правило, электрический привод, реже – гидравлический.

По назначению подъёмники подразделяются на:

- лифты – подъёмники непрерывного действия с вертикальным движением кабины или платформы по жёстким направляющим, установленным в ограждённой со всех сторон шахте;
- фуникулеры – подъёмники для перевозки грузов или пассажиров в вагонах, движущихся по наклонному рельсовому пути с канатной тягой;
- скиповые подъёмники – передвижные или стационарные установки для подъёма сыпучих грузов в скипах (специальных ковшах) по наклонным или вертикальным направляющим. Находят применение в шахтах, рудниках, карьерах и др.;
- строительные подъёмники – перемещающиеся по вертикальным направляющим платформы (кабины) с грузом (людьми) для доставки их на этажи строящихся зданий или сооружений.

Грузоподъёмные краны. Грузоподъёмные краны (ГК) являются наиболее распространённым средством механизации погрузочно-разгрузочных работ на промышленных предприятиях. ГК классифицируются:

- по конструктивному исполнению (мостового типа, стрелового типа, самоходные и др.);
- по конструкции захватного устройства (крюковые, рейферные (для сыпучих материалов), магнитные и др.);
- по виду перемещения (стационарные и передвижные);
- по конструкции ходового устройства (рельсовые, гусеничные, канатные, шагающие, плавучие);
- по виду привода механизмов (ручные, электрические, гидравлические, пневматические и др.);
- по степени поворота стрелы (полноповоротные, неполноповоротные, неповоротные);
- по способу опирания (опорные и подвесные).

Погрузчики. Используются преимущественно для погрузки, разгрузки и транспортирования штучных и насыпных грузов. Погрузчики могут быть периодического действия (штучные и насыпные грузы) и непрерывного действия (для насыпных грузов). Наиболее распространены погрузчики, смонтированные на автомобильном шасси. При работах внутри помещений применяются электропогрузчики.

Роботы и манипуляторы. Робот – автоматическая машина, выполняющая двигательные и управляющие функции, заменяющие аналогичные функции человека при перемещении грузов. Грузоподъёмность роботов может достигать несколько тонн.

Манипуляторы – машины, используемые для механизации складских работ, при монтаже оборудования, для операций по установке тяжёлых деталей на металлообрабатывающие станки и в др. случаях.

2. Режимы работы грузоподъёмных машин.

Грузоподъёмными называются такие машины циклического действия, которые предназначены для подъёма и перемещения грузов.

Рабочий цикл грузоподъёмной машины включает в себя отдельные операции: захват груза, его подъём, перемещение к месту доставки, опускание и установку на основание, подъём грузозахватного органа без груза, его перемещение к исходному пункту загрузки и

опускание. Цикл состоит из двух частей: рабочей и холостой. В течение первой части цикла машина совершает полезную работу - груз доставляется из пункта загрузки в пункт разгрузки; в течение второй части цикла полезная работа не производится - машина возвращается в исходную позицию для начала нового цикла. Операции цикла выполняются с помощью механизмов, каждый из которых имеет свое назначение. Так, для подъема и опускания груза служит механизм подъема груза, для перемещения машины — механизм передвижения, для поворота вращающейся части — механизм поворота и т. д.

Механизмы, являясь составными частями грузоподъемной машины, устанавливаются на ее металлоконструкции. В зависимости от назначения машин, их металлоконструкции могут существенно отличаться друг от друга. Механизмы конструируются по одним принципам независимо от типа грузоподъемной машины. Они комплектуются из типовых деталей и узлов, общих для всех машин. К таким деталям и узлам относятся: гибкие органы, грузозахватные приспособления, блоки, барабаны, полиспасты, тормоза, опорно-поворотные круги, редукторы и электродвигатели. Обобщающим параметром, учитывающим условия эксплуатации грузоподъемной машины или ее механизма и степень загрузки их по времени, является режим работы данного механизма или всей машины в целом. При расчете деталей и узлов механизмов грузоподъемных машин на прочность, износ, долговечность и нагрев, а также при определении мощности механизмов и выборе электродвигателей, тормозов и редукторов используются нормативные величины, устанавливаемые в зависимости от того, к какому режиму работы отнесена данная машина или отдельный ее механизм.

Режим работы механизмов грузоподъемных машин с машинным приводом определяется исходя из следующих показателей:

коэффициента использования механизма по грузоподъемности

$$k_p = \frac{Q_c}{Q_n},$$

где

Q_c — среднесменное значение массы поднимаемого груза;

Q_n — номинальная грузоподъемность;

коэффициента годового использования механизма

$$k_t = \frac{t_r}{365},$$

где t_r — число дней работы механизма в году;

коэффициента суточного использования механизма

$$k_c = \frac{t_c}{24},$$

где t_c — число часов работы механизма в сутки;

относительной продолжительности включения двигателя механизма

$$ПВ\% = \frac{t_p}{t_u} 100,$$

где

t_p — время работы механизма в течение цикла;

t_u — полное время цикла.

Относительная продолжительность включения характеризует использование механизма в течение цикла. Для электрооборудования ПВ% определяется при $t_u = 10$ мин, для механизмов — при $t_u = 1$ ч. При оценке режима работы электрооборудования учитывается также число включений механизма в час и температура окружающей среды. Режим работы крана принимается по режиму работы механизма подъема груза (если их несколько — то по режиму механизма главного подъема).

Правила Госгортехнадзора устанавливают следующие режимы работы: легкий - Л, средний - С, тяжелый - Т и весьма тяжелый — ВТ.

3. Основные характеристики, привод ГПМ.

Привод грузоподъемной машины включает в себя двигатель, промежуточную передачу и аппаратуру управления. В ГПМ используются двигатели внутреннего сгорания, электрические и комбинированные (дизель-электрические, электрогидравлические, электропневматические и т.д.).

На выбор типа привода конкретной машины влияют такие факторы:

- соответствие свойств двигателя заданному режиму работы ГПМ;
- характер действующих внешних нагрузок на машины;
- стоимость изготовления и эксплуатации машины с данным видом привода;
- возможность использования того или иного вида энергии;
- удобство управления машиной;
- особенности условий эксплуатации машины.

Основным видом силового оборудования для ГПМ являются электрические двигатели. *Электрический привод* имеет ряд достоинств: низкая стоимость, особенно двигателей переменного тока; высокий к. п. д.; постоянная готовность к работе; большая перегрузочная способность и возможность пуска под нагрузкой; простота управления. Вместе с тем электропривод не лишен недостатков, основными из которых являются затруднения в подаче электроэнергии к передвижным ГПМ; громоздкость аппаратуры управления систем электропривода с регулированием скорости; относительно большой вес на единицу мощности. Токосвод к грузоподъемным машинам или к отдельным механизмам кранов осуществляется с помощью гибких кабелей, троллеев и кольцевых токоприемников. В самоходных и плавучих кранах, где важна независимость от стационарных источников энергии, применяется *привод от двигателей внутреннего сгорания* (ДВС). Достоинствами ДВС являются постоянная готовность к действию, невысокие удельные масса и размеры, надежность в работе. Однако по сравнению с электрическим приводом ДВС имеет ряд недостатков: невозможность запуска под нагрузкой, сложность регулирования скоростей и реверсирования исполнительных механизмов, загрязнение окружающей среды и др.

Для передачи крутящего момента от такого двигателя к рабочим механизмам крана применяется механическая, электрическая или гидравлическая передача. Механическая передача состоит из системы зубчатых колес, обеспечивающих кинематическую связь выходного вала двигателя и исполнительного механизма ГПМ. При электрической передаче дизель приводит в действие электрический генератор, от которого электроэнергия поступает к электродвигателям рабочих механизмов. Такой кран называют дизель-электрическим.

В настоящее время в самоходных машинах намечается тенденция к росту применения *гидропривода*, что связано с возрастанием технического совершенства гидромашин и повышением требований к качеству привода грузоподъемных машин, которые проще удовлетворяются путем применения гидропривода.

Гидропривод не требует применения громоздких и кинематически сложных устройств, позволяет сравнительно просто регулировать скорости в широких пределах, имеет большие перегрузочные способности, он отличается компактностью и малой массой на единицу мощности. Наряду с отмеченными достоинствами гидропривод имеет и недостатки: большая стоимость, обусловленная необходимостью высокой точности изготовления, трудность предупреждения утечек жидкости, ухудшение

работы при низких температурах, необходимость в относительно частой замене рабочей жидкости и т. п.

В ПТМ широко применяют стальные канаты, особенно в механизмах подъема и в грузозахватных устройствах. *Канаты* изготавливают одинарной свивкой из проволок, либо двойной - когда из проволок свивают пряжи, а пряжи свивают в канат. Если проволоки в прядях и пряжи в канате скручены в одну сторону, то получается канат односторонней свивки, а в разные – крестовой. Крестовые более устойчивы к раскручиванию, но поверхность у них менее гладкая, а жесткость выше.

Стальные канаты, применяемые в ГПМ должны соответствовать государственным стандартам, иметь сертификат предприятия — изготовителя канатов об их испытании в соответствии с ГОСТ 3241 и ГОСТ 18899. Выбор стальных канатов должен производиться в соответствии с Правилами по кранам, ИСО 4308/1, ИСО 4308/2 и другими нормативными документами.

При проектировании, а также перед установкой на кран канаты должны быть проверены расчетом по формуле

$$F_0 \geq z_p \cdot S_{\max}$$

где F_0 — разрывное усилие каната в целом, принимаемое по сертификату (свидетельству) об их испытании;

z_p — минимальный коэффициент использования каната (коэффициент запаса прочности), определяемый по табл. 3.7 в зависимости от группы классификации механизма по ИСО 4301/1;

S_{\max} — наибольшее натяжение ветви каната, указанное в паспорте крана.

4. Механизмы и основные элементы механизмов грузоподъемных машин.

В грузоподъемных машинах для передачи усилий по перемещению груза кроме деталей и узлов общего назначения, изучаемых в курсах «Детали машин» (валы, оси, подшипники, шестерни, муфты и т. д.), применяются детали и узлы специального назначения (грузовые и тяговые гибкие органы, грузозахватные приспособления, полиспасты, барабаны, блоки, остановы, тормоза и т. д.).

Проволочные стальные канаты представляют собой наиболее распространенные гибкие органы, обладающие высокой прочностью и надежностью в работе. Канаты называют грузовыми, если они входят в комплект механизма подъема; тяговыми если они перемещают груз, массу которого воспринимает несущая конструкция машины. Канаты свивают из стальных проволок диаметром 0,2 - 3 мм с расчетным пределом прочности проволоки при растяжении 1,6-103 - 2-103 МПа. Различают канаты одинарной, двойной и тройной свивки. Канаты одинарной свивки получают послойной навивкой друг на друга в различных направлениях отдельных проволок. Канаты двойной свивки изготавливают из предварительно свитых проволочных прядей, навиваемых на органический или металлический сердечник. В канатах тройной свивки в качестве прядей используют канаты двойной свивки малого диаметра.

Органические сердечники канатов, которые изготавливают из пеньки (реже из синтетических материалов), служат аккумулятором смазки. Металлическим сердечником канатов служит отдельная прядь или канат двойной свивки. Канаты с металлическим сердечником практически не подвергаются сплющиванию и применяются при многослойной навивке на барабан.

Свивка канатов может быть односторонней, когда проволоки в прядях и сами пряжи свиваются в одном направлении (правом или левом), и крестовой, когда свивка ведется в противоположных направлениях. Обладая повышенной гибкостью и долговечностью по сравнению с канатами крестовой свивки, канаты односторонней свивки легче сминаются и раскручиваются под нагрузкой.

По характеру соприкосновения проволок в прядях различают канаты с точечным (ТК), линейным (ЛК) и точно-линейным (ТЛК) касанием. Пряди канатов типа ТК (рис.

III.1, а) свиты из проволок одинакового диаметра, а типа ЛК (рис. III. 1,б, в, г, д) и ТЛК (рис. III.\,е)—из проволок различных диаметров, что обеспечивает более плотное заполнение сечения каната и линейное касание проволок в прядях, при котором контактные напряжения ниже, чем при точечном. Поэтому канаты типа ПК обладают большей гибкостью, прочностью, износостойкостью и долговечностью по сравнению с канатами типа ТК.

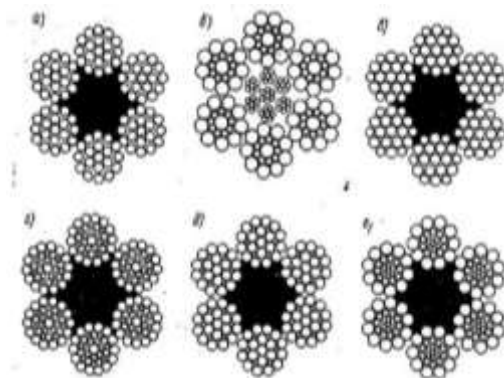


Рис. 1. Конструкция стальных канатов

В грузоподъемных машинах применяют преимущественно канаты двойной свивки типа ЛК с шестью прядями в поперечном сечении и числом проволок в каждой 19—37. Канаты типа Л К имеют несколько разновидностей. К основному индексу каната добавляется буква О (ЛК-О) при одинаковом диаметре проволоки отдельных слоев пряди (рис. 1,б); буква Р (ЛК-Р)—при двух разных диаметрах проволоки в верхнем слое пряди (рис. 1,б); буквы РО (ЛК-РО), если проволоки разного и одинакового диаметров распределены по отдельным -слоям пряди (рис. 1, г); буква З (ЛК-З), если между двумя слоями проволок размещаются заполняющие проволоки меньшего диаметра. Диаметр стального каната d_K (в мм) подбирают в соответствии с требованиями Госгортехнадзора по разрывному усилию S_p (в кгс, Н).

Государственная инспекция Комитета по надзору за безопасным ведением работ в промышленности и горному надзору.

Каждый канат снабжается заводским паспортом (сертификатом), в котором указывают диаметр каната, его назначение, механические свойства проволоки, вид покрытия, сочетание направления свивки, способ свивки, тип касания проволок в прядях, материал сердечника, номер ГОСТа.

Канат считается непригодным для эксплуатации, если число оборванных проволок в наружных слоях прядей на длине одного шага свивки превышает пределы, установленные нормами Госгортехнадзора.

Пластинчатые (ГОСТ 191—63) и сварные овалозвенные (ГОСТ 2319—70) цепи также используют в качестве гибких грузовых органов.

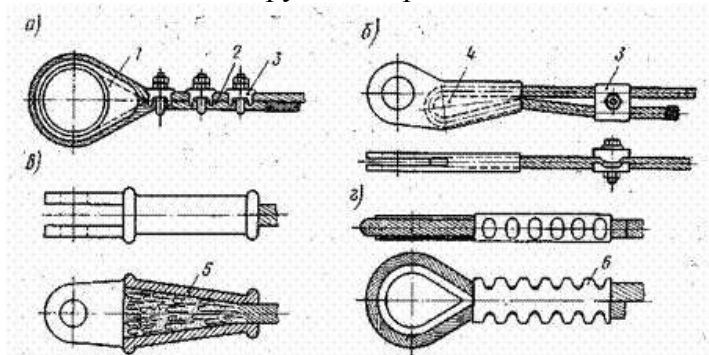


Рис. 2. Схемы крепления концов стальных канатов

Для крепления к канатам грузов, крюков, траверс и захватов на их концах имеются петли. Они получают путем огибания конца каната вокруг стального овального кольца

— коуша (рис. 2,а), который предохраняет канат от смятия и перетирания проволок на перегибе. После огибания коуша конец каната плотно прижимают к его основной ветви и обматывают проволокой из мягкой стали участок длиной не менее 15 диаметров каната, но не менее 300 мм или же зажимают специальными зажимами 3 в количестве не менее трех. Канат закрепляют также путем заклинивания закладным коушем (рис: 2, б) или заливки расплетенного конца расплавленным свинцом в конической втулке 5 (рис. 2, в). Канаты могут крепиться в специальных соединителях 6 (рис. 2, г) путем опрессовки.

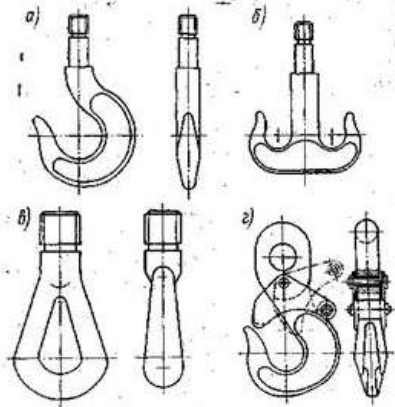


Рис. 3. Разновидность грузоподъемных крюков:

а — однорогий; б — двурогий; в — петля грузовая; г—крюк с замком

Для подвешивания штучных грузов и специальных захватных приспособлений к канатам грузоподъемных машин служат крюки и петли (рис. 3), изготовленные ковкой или штамповкой из мягкой стали. Для повышения безопасности работы крюки часто оснащают откидными замками, предохраняющими канат от соскакивания. Крюки и петли должны иметь клеймо завода-изготовителя и паспорт, в котором приводится их полная техническая характеристика.

Канатные стропы, изготовленные из стальных канатов, используют для подвешивания грузов к крюкам или петлям.

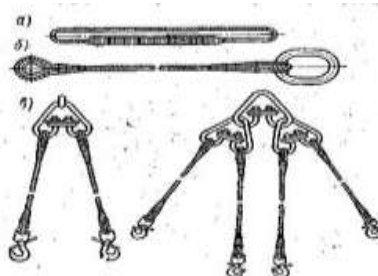


Рис. 4. Стропы для подъема грузов:

а — универсальный; б — облегченный; в — многоветвевой

Различают стропы: универсальные, изготовленные в виде замкнутой петли (рис. 4, а); облегченные (одинарные), имеющие на концах крюк или петлю (рис. 4, б); многоветвевые (от 2 до 8 ветвей, применяемые для строповки грузов в нескольких точках (рис. 4, в). Коэффициент запаса прочности K стальных канатов для стропов принимают не менее 10.

Крюками и петлями оснащаются подвижные грузовые блоки, ось которых перемещается в пространстве. Ось неподвижных (направляющих) блоков, применяемых для изменения направления движения каната, в пространстве не перемещается. Основной деталью каждого блока является колесо-ролик, на ободе которого имеется чисто обработанная профильная канавка (ручей) для каната определенного диаметра.

Однорольные и многорольные подвижные блоки применяют при монтаже санитарно-технических систем и оборудования из элементов небольшой массы в стесненных условиях. Однорольный монтажный блок (рис. 5, а) состоит из чугунного или стального ролика, вращающегося на подшипниках качения или скольжения вокруг оси, жестко закрепленной на щеках, связанных болтами. В нижней части щек шарнирно укреплен траверса, в которой на упорном шарикоподшипнике или сферической шайбе подвешен крюк.

Полиспасты (рис. 6) применяют для выигрыша в силе или скорости. Они состоят из подвижных и неподвижных одно- или многорольных блоков, огибаемых последовательно по определенной системе одним общим канатом (реже цепью). Подвижные блоки группируются в подвижной обойме, несущей крюк или петлю для захвата груза, неподвижные — в неподвижной обойме, прикрепляемой к какой-либо конструкции. Один конец каната закрепляют на подвижной (рис. 6, б) или неподвижной (рис. 6, б, а, в) обойме, другой (сбегающий) — на барабане лебедки.

Полиспасты, применяемые для выигрыша в силе, называют редукторными, для выигрыша в скорости — мультипликаторными. Последние применяют реже. Редукторные полиспасты (рис. 6, а, б, в) позволяют уменьшить натяжение в канате, навиваемом на барабан лебедки (при соответствующем проигрыше в скорости подъема груза) и применяются как самостоятельные грузоподъемные устройства на монтажных работах или входят в состав механизмов подъема кранов, подъемников, одноковшовых экскаваторов и т. п. Мультипликаторные полиспасты (рис. 6, г) позволяют получать повышенные скорости перемещения груза или элемента рабочего оборудования машины при малых скоростях приводного механизма (обычно пневмо- или гидроцилиндра) и применяются в гидравлических и пневматических подъемниках, механизмах выдвижения-втягивания телескопических стрел стреловых самоходных кранов и экскаваторов-планировщиков, механизмах подъема-опускания рабочего органа траншейных экскаваторов и т. п.

Полиспаст характеризуется кратностью i_n , определяемой числом ветвей каната, на которых подвешена подвижная обойма. У полиспастов для выигрыша в силе свободный конец каната может сбегать с неподвижного (рис. 3.6, а) или подвижного (рис. 3.6, б, в) блоков.

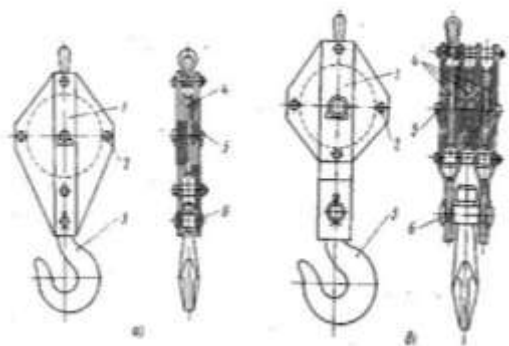


Рис. 5. Монтажные блоки: а — однорольный; б — многорольный

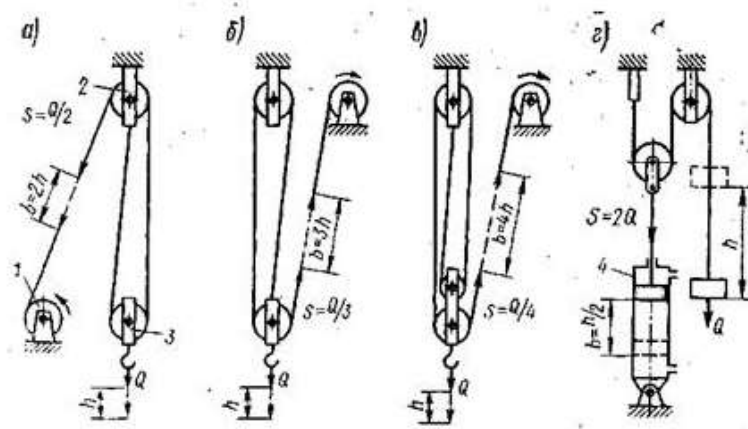


Рис. 6. Полиспасты: а, б, в — для выигрыша в силе; г — для выигрыша в скорости; 1 — лебедка; 2 — неподвижная обойма; 3 — подвижная обойма; 4 — пневмо- или гидроцилиндр

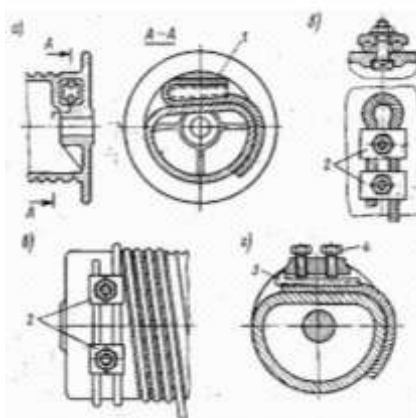


Рис. 7. Крепление каната к барабану

Барабаны предназначены для навивания и послойной укладки на них канатов при перемещении грузов или грузовых тележек. Барабаны выполняют литыми (из чугуна или стали) и сварными из листовой стали. Они могут вращаться на подшипниках качения или скольжения вокруг неподвижной оси или же вместе с валом. Различают барабаны для многослойной и однослойной навивки каната. На поверхности последних нарезают винтовую канавку для правильного расположения каната и уменьшения его износа.

Поверхность барабанов для многослойной навивки обычно выполняют гладкой, ограниченной с обеих сторон бортами (ребордами). Реборда должна выступать над последним слоем уложенного каната не менее чем на два его диаметра. Крепление каната на барабане осуществляется с помощью клина (рис. (3.7,а) в теле барабана, прижимных планок (рис. 3.7,о,в). или желобчатой закладной чеки, прижимаемой к канату винтами (рис. 3.7,г). Для уменьшения нагрузки на детали крепления на барабане при сматывании каната должно оставаться не менее полутора его витков.

Механизмы грузоподъемных машин снабжаются остановочными устройствами (остановами) и тормозами.

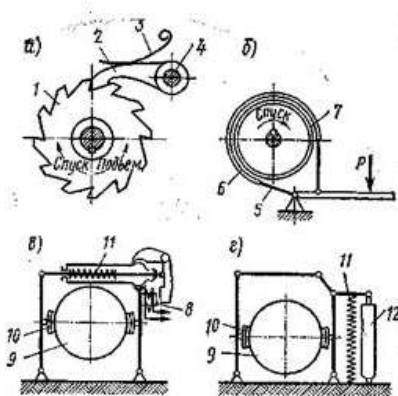


Рис. 8. Остановы и тормоза:

а — храповой останов; б — ленточный дифференциальный тормоз; в — колодочный тормоз с электромагнитом; г — колодочный тормоз с электрогидравлическим толкателем

Остановы предназначены для стопорения и надежного удержания (фиксирования) поднятого груза в заданном положении. По конструкции остановки делят на храповые, роликовые и фрикционные. Наиболее распространены храповые остановки (рис. 3.8, а), состоящие из храпового колеса и собачки.

Храповое колесо жестко закреплено на валу или барабане подъемного механизма, ось собачки — на неподвижном основании. Собачка принудительно (с помощью пружины, груза и т. д.) вводится в зацепление с зубьями храпового колеса и препятствует его повороту при опускании груза. При подъеме груза храповое колесо вращается в обратном направлении и собачка свободно проскальзывает по его зубьям, не препятствуя вращению. Храповые колеса выполняют с внутренним и наружным зацеплениями. Для смягчения ударов при включении остановки применяют не одну, а две или три собачки. Тормоза. Принцип действия их основан на уравнивании целиком или частично крутящего момента на валу механизма тормозным моментом, возникающим от сил трения между подвижными и неподвижными элементами тормоза. По назначению тормоза делятся на стопорные и спускные.

Стопорные тормоза служат для остановки механизмов, отключенных от двигателя или удержания груза на весу, а спускные — для регулирования скорости опускания груза. По характеру работы (действию) различают закрытые (нормально замкнутые) и открытые (нормально разомкнутые) тормоза. Закрытые тормоза постоянно включены (замкнуты) в нерабочем состоянии усилием пружины или силой тяжести тормозного груза и выключаются (размыкаются) на период работы механизма. Открытые тормоза постоянно выключены (разомкнуты) и включаются (замыкаются) при торможении.

По способу управления тормоза делят на управляемые и неуправляемые (автоматические). Автоматические тормоза (обычно нормально замкнутые) устанавливаются, как правило, в механизмах с электроприводом и размыкаются под действием электромагнитов, электрогидравлических или электромеханических толкателей. Управляемые тормоза приводятся в действие через систему рычагов мускульной силой рабочего и устанавливаются, как правило, в механизмах с ручным приводом, с приводом от парового двигателя или двигателя внутреннего сгорания. Для создания значительных тормозных усилий в систему управления тормозом включают гидравлический или пневматический усилители.

По конструкции тормоза разделяются на ленточные, колодочные, конусные и дисковые. Их устанавливают на приводном валу или непосредственно на подъемном (тяговом) барабане.

Ленточный тормоз (рис. 3.8, б) состоит из стальной ленты 5 с фрикционными накладками 6, охватывающей тормозной шкив 7 и системы рычагов, регулирующих

натяжение ленты. При натяжении рычагами тормозная лента зажимает вращающийся шкив, осуществляя его торможение.

Различают простые, дифференциальные и суммирующие ленточные тормоза, которые отличаются друг от друга способом закрепления набегающего конца тормозной ленты. Простые и дифференциальные тормоза являются тормозами одностороннего действия и предназначены для торможения шкивов, вращающихся постоянно в одном направлении. По сравнению с простыми дифференциальные тормоза имеют значительно меньшее усилие включения. Суммирующие тормоза — двустороннего действия и устанавливаются при реверсивной работе шкива.

Колодочные тормоза (рис. 3.8, в, г) выполняют, как правило, с двумя тормозными колодками 10, зажимающими тормозной шкив с диаметрально противоположных сторон. К колодкам прикреплена стальная вальцованная лента, обладающая повышенными фрикционными качествами. Двухколодочные тормоза — стопорные, автоматические, нормально-замкнутые, двустороннего действия. Замыкание двухколодочных тормозов в большинстве современных конструкций осуществляется усилием сжатой пружины, размыкание — специальными тормозными электромагнитами, электромеханическими или электрогидравлическими толкателями, включаемыми параллельно приводному двигателю механизма. Размыкание тормоза происходит одновременно с включением двигателя.

1. 20 Лекция № 20 (2 часа).

Тема: «Грузозахватные приспособления»

1.20.1 Вопросы лекции:

1. Общие сведения.
2. Грузовые крюки и петли.
3. Крюковые подвески.
4. Грейферы.

1.20.2 Краткое содержание вопросов:

1. Общие сведения.

Грузозахватные приспособления и тара применяются в процессе производства работ по подъему и перемещению грузов с применением грузоподъемных машин. Строповка, обвязка и зацепка твердых грузов для подъема, перемещения и опускания их при выполнении строительно-монтажных, погрузочно-разгрузочных и других работ с применением грузоподъемных машин производятся при помощи грузозахватных приспособлений. Для подъема и перемещения жидких и сыпучих грузов используется специальная тара (бадья, лотки, ящики, контейнеры, ковши и т.п.).

В зависимости от условий производства работ, геометрических размеров и массы груза используют грузозахватные приспособления разных конструкций (стропы, траверсы, захваты и т.п.). Стропы относятся к наиболее простым в конструктивном исполнении грузозахватным приспособлениям и представляют собой гибкие элементы с концевыми креплениями и захватными органами различных конструкций. В качестве гибкого несущего элемента, как правило, используются стальные проволочные канаты, реже - цепи и ленты,

Стальные канаты менее трудоемки в изготовлении, имеют высокую удельную несущую способность и гибкость, значительно удобнее в работе и более долговечны, чем канаты из органических растительных волокон или стальные грузовые цепи. Стальной проволочный канат сглаживает динамические нагрузки и надежен, так как разрушение каната происходит не внезапно, как у цепи, а количество оборванных проволок увеличивается постепенно, что позволяет следить за состоянием каната и браковать его задолго до обрыва.

Преимуществами стальных цепей по сравнению со стальными канатами являются их высокая гибкость, простота конструкции, технологичность и способность огибать острые грани, без применения подкладок. Существенными недостатками стальных цепей являются их большая масса, возможность внезапного разрыва вследствие быстрого раскрытия образовавшихся трещин и необходимость тщательного повседневного контроля состояния (износа) звеньев цепи. Кроме того, стальные цепи не допускают

приложения динамических нагрузок, а дефекты в металле звеньев цепи трудно обнаружить.

2. Грузовые крюки и петли.

Грузовые крюки и петли относятся к универсальным грузозахватным приспособлениям, к которым груз крепят с помощью канатных или цепных стропов. Крюки исполняют коваными (штампованными) и пластинчатыми. Кованые и пластинчатые крюки разделяют на однорogie (рис. 1, а) грузоподъемностью 40—315 т и двурogie (рис. 1, б) грузоподъемностью 80—320 т (ГОСТ 2105—75*, ГОСТ 6619—75). Заготовки крюков должны быть выполнены из стали 20 (ГОСТ 1050—74**) или из стали 20Г (ГОСТ 4543—71) с последующим отжигом для снятия внутренних напряжений. Применение сварки при изготовлении заготовок крюков, а также заделка и заварка дефектов не допускаются.

На хвостовой части крюков нарезают треугольную или трапецеидальную резьбу для крепления крюка к траверсе грузовой подвески. Каждый крюк должен выдерживать нагрузку, превышающую его грузоподъемную силу на 25%.

В мостовых электрических кранах применяют также грузовые петли (рис. 1, в), а для кранов большой грузоподъемности — пластинчатые крюки (рис. 1, г), ГОСТ 6619—75, которые собирают из отдельных элементов, вырезанных из листовой стали и соединенных между собой заклепками. Пластинчатые крюки имеют проушины для крепления на траверсе грузовых обойм канатного подвеса груза.

3. Крюковые подвески.

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

Типы крюковых подвесок

Различают два типа крюковых подвесок:

- нормальные;
- укороченные.

Нормальная крюковая подвеска

В нормальных подвесках (рис. 1, а) траверса, на которой укреплен крюк, соединяется с осью канатных блоков щеками, изготовленными из листовой или полосовой стали марки Ст3, рассчитываемыми в сечении, ослабленном отверстием под цапфы траверсы, на растяжение по формуле Лямэ:

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

где $[\sigma] = \sigma_r / n$, $n = 3,5..4$.

Траверса имеет на концах стопорные накладки, препятствующие ее осевому перемещению, позволяющие ей поворачиваться вместе с крюком относительно горизонтальной оси. Хвостовик крюка проходит сквозь отверстие в траверсе и закрепляется гайкой, опирающейся либо на сферическую шайбу (при грузоподъемности

до 3,2 т), либо на упорный шарикоподшипник, как на рисунке 1 (при большей грузоподъемности). Подшипники должны быть обеспечены смазкой и защищены от попадания грязи. Упорные подшипники по статической грузоподъемности выбираются по расчетной нагрузке, превышающей вес поминального груза на 25%. Чтобы не произошло самопроизвольного отвинчивания гайки, она должна быть законтрена стопорной планкой. Стопорение гаек крюков грузоподъемностью до 10 т вследствие малых размеров гайки разрешается производить с помощью штифтов или стопорных болтов. Использование шплинтов недопустимо во всех случаях.

Укороченная крюковая подвеска

В укороченных подвесках блоки полиспаста размещаются на удлиненных цапфах траверсы. Укороченная крюковая подвеска позволяет осуществить подъем груза на несколько большую высоту, но ее можно применять только при четной кратности полиспаста. Траверса изготавливается из сталей 10 или 45 и рассчитывается на изгиб по среднему сечению, ослабленному отверстием для хвостовика крюка. Запас прочности по пределу текучести, учитывая сложную конфигурацию траверсы, принимается $n \geq 3$. Цапфы траверсы рассчитывают также на изгиб и проверяют по давлению между цапфой и щекой. Допускаемое давление не должно превышать 35 МПа во избежание задира поверхности при повороте траверсы. Для предохранения от выскакивания каната ручки блоков крюковой подвески (а также головных блоков стрел кранов) защищены кожухом, изготовленным из листовой стали толщиной не менее 3 мм.

4. Грейферы.

Грейферы применяют в качестве сменных рабочих органов экскаваторов и кранов. С их помощью выполняют работы по перегрузке сыпучих, кусковых и штучных грузов, а также для экскавации грунта. По числу лопастей различают грейферы двухчелюстные и многочелюстные. Последние применяют для захвата камней и для отрывки скважин круглого сечения. По устройству замыкающего механизма различают грейферы одноканатные, двухканатные и моторные с электроприводом или гидроприводом. Одноканатные грейферы применяют в качестве грузозахватного устройства, подвешиваемого к крюку грузоподъемного крана любого типа, при перегрузке краном сыпучих и мелкокусковых материалов.

Одноканатный грейфер (рис. 1) навешивают на крюк крана с помощью каната, который проходит через отверстие в голове грейфера, огибает блок, расположенный на рычаге. Вторым концом канат закрепляют на головке грейфера, образуя полиспаст. Рычаг шарнирно связан с правой челюстью с помощью оси. При опускании грейфера в раскрытом состоянии на материал и дальнейшем ослаблении каната рычаг поворачивается на оси и крюком зацепляется за палец нижней траверсы. При подъеме крюка канат стягивает нижнюю траверсу с головкой, вследствие чего происходит сближение челюстей и захватывание материала (см. рис. 1, е).

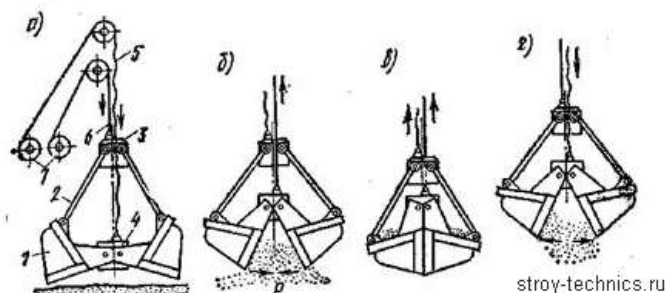


Рис. 1 Одноканатный грейфер

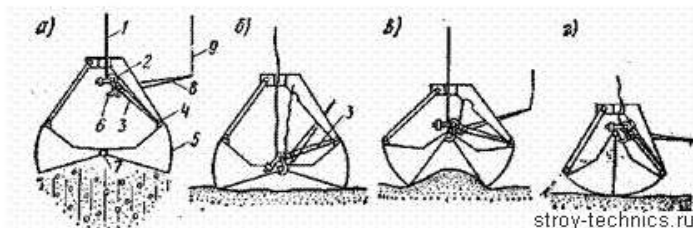


Рис. 2 Двухканатный грейфер

1. 21 Лекция № 21 (2 часа).

Тема: «Элементы грузовых и тяговых устройств»

1.21.1 Вопросы лекции:

1. Гибкие элементы (канаты и цепи). Классификация. Расчет.
2. Блоки и барабаны. Материалы. Расчет.
3. Полиспасты.

1.21.2 Краткое содержание вопросов:

1. Гибкие элементы (канаты и цепи). Классификация. Расчет.

Гибкими тяговыми органами конвейеров являются цепи, ленты и канаты.

Преимущества тяговых цепей:

- возможность огибания звездочек и блоков малого диаметра;
- гибкость в вертикальной и горизонтальной плоскостях;
- высокая прочность при малом удлинении;
- удобство и высокая прочность грузонесущих и опорных элементов;
- надежность передачи тягового усилия зацеплением на звездочке при малом первоначальном натяжении;
- возможность работы при высокой температуре.

Недостатки тяговых цепей:

- большая масса и высокая стоимость;
- наличие большого количества шарниров, требующих регулярного наблюдения и смазки;
- ограничение скорости движения из-за дополнительных динамических нагрузок;
- интенсивное изнашивание цепи при высоких скоростях.

Преимущества конвейерных лент:

- возможность сочетания функций тягового и несущего элементов;
- малая масса;
- простота конструкции и эксплуатации;
- возможность перемещения с высокими скоростями;
- отсутствие быстроизнашивающихся шарниров;
- удовлетворение требованиям свойств транспортируемых грузов и окружающей среды.

Недостатки конвейерных лент:

- фрикционный способ передачи, требующий большого первоначального натяжения;
- недостаточный срок службы при транспортировании тяжелых и крупнокусковых грузов;
- ограниченная возможность использования для транспортирования горячих грузов;
- сложность текущего ремонта и очистки от липких грузов;
- повышенное удлинение ленты (до 4%) при рабочих нагрузках.

Преимущества канатов:

- меньшая стоимость и масса по сравнению с цепями при равной прочности;
- гибкость во всех направлениях;
- меньшая подверженность воздействию пыли и грязи из-за отсутствия шарниров;
- возможность перемещения с высокими скоростями.

Недостатки канатов:

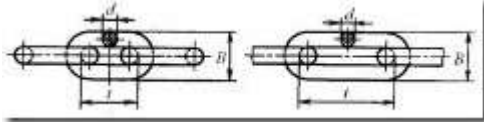
- сложность создания надежного привода;

- большое первоначальное натяжение при фрикционном приводе;
- малый срок службы;
- большая вытяжка при рабочих нагрузках;
- сложность крепления рабочих элементов и замены отдельных частей каната.

Тяговые цепи

Основными параметрами тяговой цепи являются шаг звена, разрушающая нагрузка, масса 1 м цепи, определяющим признаком является конструкция цепи [2].

Круглозвенные сварные цепи (рис. 2.1) изготавливаются из круглой легированной стали отрезками 1–2 м, соединяются в процессе сборки с грузонесущими элементами с помощью соединительных звеньев.



а б

Рис. 2.1. Круглозвенные сварные цепи:

а – короткозвенные; *б* – длиннозвенные

Преимущества круглозвенных цепей: простота конструкции; малая стоимость; пространственная гибкость; наличие открытого самоочищающегося шарнира [2].

Недостатки круглозвенных цепей: малая площадь контакта звеньев; быстрое изнашивание; недостаточная точность изготовления звеньев.

Литые цепи (рис. 2.2) имеют разнообразные конструкции, изготавливаются из ковкого чугуна.

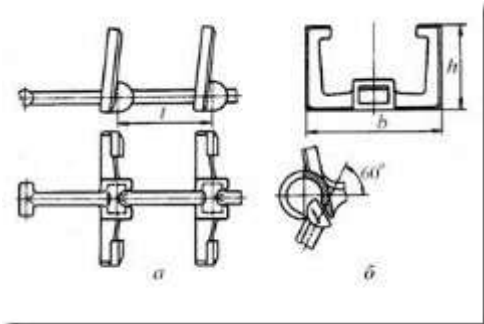


Рис. 2.2. Литая разборная цепь из ковкого чугуна:

а – конструкция; *б* – способ сборки-разборки

Преимущества литых цепей: малая стоимость; возможность изготовления звеньев сложной конфигурации.

Недостатки литых цепей: большая масса; невысокая надежность.

Литые цепи применяют в конвейерах с контурными скребками сложной конфигурации [2].

Комбинированные цепи (рис. 2.3) изготавливают из звеньев, отлитых из ковкого чугуна или стали заодно с втулками, и точеных стальных валиков, возможно сочетание литых внутренних звеньев с наружными штампованными звеньями из полосовой стали [2]. Пластинчатыми являются цепи со звеньями из пластин, соединенных валиками или втулками [2]. Для крепления грузонесущих элементов конвейеров к цепи пластины обычно выполняют с отверстиями или снабжают их полками с отверстиями. По конструкции узла шарнира пластинчатые цепи:

- безвтулочные (рис. 2.4):
- безроликовые; роликовые;
- втулочные (рис. 2.5): без роликовые; роликовые;
- катковые (рис. 2.6): с гладкими катками; с ребордами на катках.

При легких режимах работы применяют пластинчатые безвтулочные цепи (рис. 2.4), которые имеют наиболее простую конструкцию и низкую стоимость и применяются в конвейерах только при малых скоростях и невысоких нагрузках.

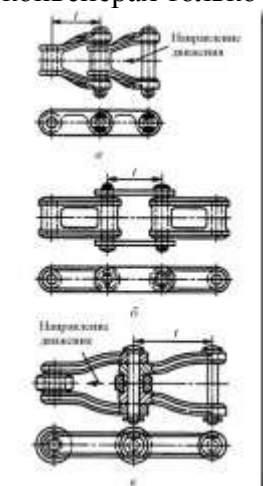


Рис. 2.3. Комбинированные цепи:
а, б – безроликовые; в – роликовая

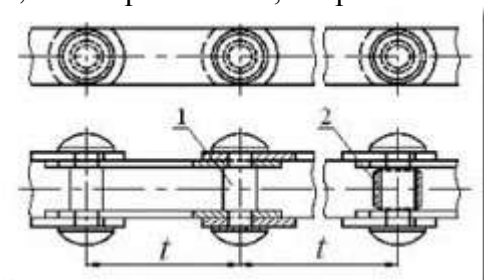


Рис. 2.4. Пластинчатые цепи безвтулочные:

1 – безроликовые; 2 – роликовые

Наиболее эффективными и имеющими широкое применение являются роликовые и катковые пластинчатые цепи [2]. При перегибе цепи на звездочке давление между роликом и втулкой в шарнире распределяется по значительно большей поверхности, чем у безвтулочной цепи, поэтому при одинаковых усилиях давление и износ в шарнире получаются меньшими.

При средних и тяжелых режимах работы используют втулочные (безроликовые и роликовые) (рис. 2.5) и катковые пластинчатые цепи (рис. 2.6). При применении на конвейере в качестве тягового элемента двух параллельных цепей отдельные валики выполняют иногда в виде сквозной оси, соединяющей обе цепи.

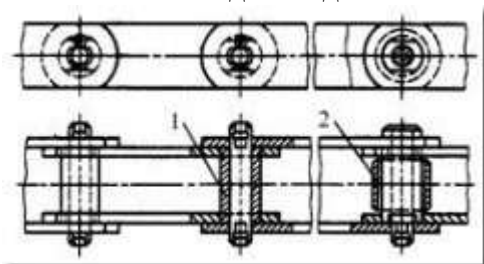


Рис. 2.5. Пластинчатые цепи втулочные:

1 – безроликовые; 2 – роликовые

Рис. 2.6. Пластинчатые цепи катковые:

1 – с гладкими катками; 2 – с ребордами на катках

Ролики устанавливают для уменьшения износа валика или втулки и зуба звездочки. Катки служат также ходовыми опорами, т. к. цепь на них движется по направляющим путям. По форме звеньев различают цепи с прямыми и изогнутыми пластинами. Наибольшее распространение в конвейерах получили роликовые и катковые пластинчатые цепи.

Катки цепи устанавливают на подшипниках скольжения или на подшипниках качения. Цепи с катками на подшипниках качения применяют на конвейерах тяжелого типа с большими нагрузками (тележечные конвейеры) для уменьшения сопротивления движению цепи.

Основные параметры и размеры цепей регламентированы ГОСТ 588–81, основными параметрами тяговой цепи являются: шаг звена, разрушающая нагрузка, масса 1 м цепи; определяющим признаком является конструкция цепи. Нормальный ряд шагов цепи: 40, 50, 63, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800 и 1000 мм.

Пластинчатые цепи имеют широкое применение в пластинчатых, ковшовых, тележечных, цепенесущих конвейерах и элеваторах. Преимуществами тяговых пластинчатых цепей являются: простота изготовления; экономичность производства; удобство крепления рабочих элементов; высокая точность изготовления; высокая прочность и износостойкость.

К недостаткам пластинчатых цепей относятся: отсутствие пространственной гибкости; сложность обеспечения неподвижных соединений деталей шарниров с пластинами.

Коэффициентом запаса прочности тягового элемента является отношение разрушающей нагрузки к допускаемой. Принятый запас прочности должен обеспечивать надежную, безопасную и долговечную работу конвейера в определенных условиях эксплуатации.

Разборные цепи (рис. 2.7, 2.8) по конструкции и способу изготовления: кованые (горячештампованные); холодноштампованные [2].

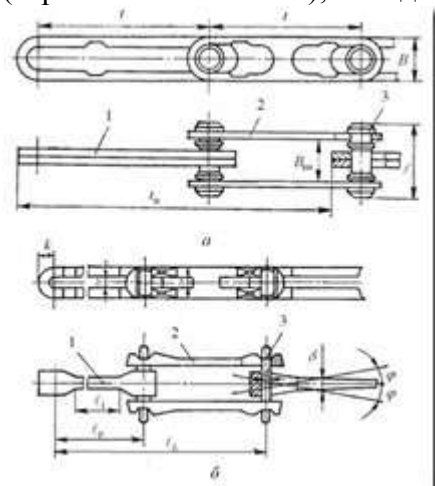


Рис. 2.7. Разборные холодноштампованные цепи:

a – с фиксированными валиками; *б* – с искривленными пластинами;

1 и 2 – пластины; 3 – валик

Эти цепи являются наиболее совершенными и применяются в подвесных, сборочных, тележечных, скребковых конвейерах. Основные параметры разборных цепей регламентированы ГОСТ 589-74.

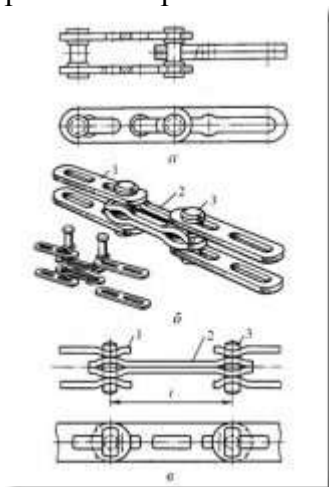


Рис. 2.8. Холодноштампованная разборная цепь:

1 – наружное звено цепи; 2 – внутреннее звено цепи; 3 – валик

Вильчатые цепи (рис. 2.9) используются на конвейерах с погруженными скребками и имеют упрощенный безвтулочный шарнир [2]. Запас прочности для изготовления цепей выбирают повышенным (12–15) с учетом уменьшения сечения звена от износа.

Параметры вильчатых цепей регламентированы ГОСТ 12996-79, нормальный ряд шагов цепи: 100; 125; 160; 200; 250 мм.

Профиль зуба звездочки для тяговых цепей строят графически. Основным расчетным параметром является диаметр делительной окружности. Приводные звездочки отливают из стали 35Л или изготавливают в виде зубчатого венца из листовой стали 40 или 50; зубья звездочек подвергают поверхностной обработке.

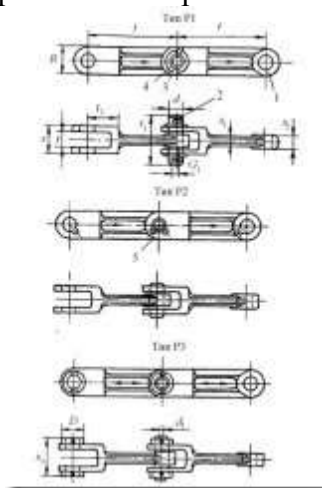


Рис. 2.9. Вильчатая цепь:

1 – звено; 2 – палец; 3 – шплинт; 4 – шайба; 5 – штифт-шпонка

2. Блоки и барабаны. Материалы. Расчет.

Барабаны на кранах служат для намотки канатов, при помощи которых поднимают и опускают груз. На поверхности барабана имеются спиральные канавки (ручьи), благодаря чему грузовой канат при наматывании ложится правильными рядами. Канавки по ширине делают немного больше диаметра грузового каната, чтобы он ложился свободно и не задевал ее боковых стенок.

Канавки способствуют правильной укладке каната и предотвращают трение между его набегавшей ветвью и уже уложенным витком. На одной половине барабана они направлены вправо, а на другой половине — влево. Это необходимо для того, чтобы груз,

подвешенный на двух ветвях каната, поднимался и опускался по вертикали без горизонтального перемещения вдоль барабана.

Барабаны изготавливают литыми из чугуна и стали или сварными из листовой стали. Литые барабаны тяжелее сварных на 40—50 %. Все витки каната, навитого на барабан, имеют одинаковый диаметр, что при постоянной угловой скорости барабана позволяет получить постоянную скорость навивки. Крепление каната на барабане должно быть надежным и в то же время удобным для быстрой смены изношенного каната.

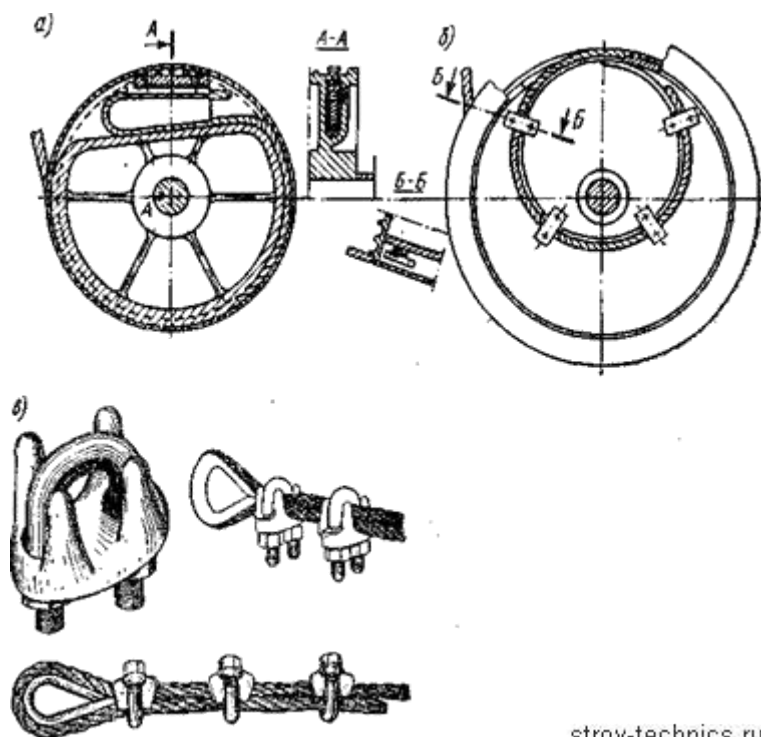
Между участками барабана с канавками размещается гладкая ненарезная часть. Концы каната в большинстве случаев закрепляют по краям барабана. Ветви каната, спускающиеся с барабана, подводятся к наружным блокам крюковой подвески, и при наматывании каната на барабан происходит его навивка от краев к середине. В кранах большой грузоподъемности с большой кратностью полиспаста и, значит, большим количеством блоков на подвеске требуется наличие у барабанов длинных ненарезных участков, что приводит к увеличению длины барабана и размеров механизма подъема.

Для устранения этого неудобства применяют схему навивки каната, при которой его концы закрепляются у краев средней гладкой части барабана и подводятся к внутренним блокам крюковой подвески. При подъеме груза навивка каната происходит по направлению от середины к краям барабана. Но и в этом случае можно сделать навивку по вышеуказанной схеме, уменьшить число ветвей полиспаста с соответствующим увеличением диаметра каната. Канатовместимость барабана должна быть такой, чтобы при низшем возможном положении грузозахватного органа на барабане оставались навитыми не менее 1,5 витков каната, не считая витков, находящихся под зажимным устройством.

У рейферных кранов, при работе которых возможны рывки и ослабление каната, при однослойной навивке каната барабаны должны иметь канавку глубиной не менее 0,5 диаметра каната или снабжаться устройством, обеспечивающим правильную укладку каната на барабане. Наиболее удобны конструкции крепления каната на барабане при помощи клина и стопорных болтов, хомутов и нескольких витков каната, намотанных на ступицу барабана, и прижимных планок и болтов (рис. 2.30).

Петля на конце каната при креплении его на барабане, а также петля стропа, сопряженная с кольцами, крюками и другими деталями, должны быть выполнены с применением коуша путем заплетки свободного конца каната, постановки зажимов или другим проверенным способом по утвержденным нормам.

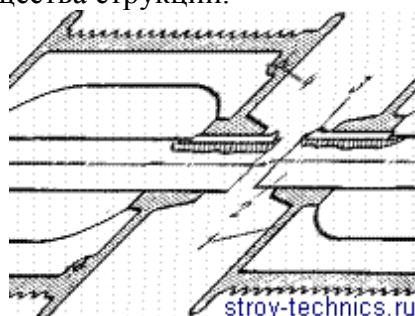
Конец каната на барабане можно прикреплять также в стальной ковanej, штампованной, литой конусной втулке клином или заливкой легкоплавким сплавом. Применять сварные втулки не разрешается. Корпуса втулки и клинья не должны иметь острых кромок, о которые может перетираться канат.



stroy-technics.ru

Рис. 2.30. Крепление каната на барабане: а — с помощью клина; б — прижимными планками; в — зажимом «коренной зуб»

Канатные барабаны кранов чаще устанавливают на вращающихся и реже на неподвижных осях. В первом случае барабан соединен болтами с зубчатым колесом, закрепленным на шпонке, и вращается вместе с ним и осью (рис. 2.31). Удобство обслуживания, смазки и ремонта — основные преимущества конструкций.



stroy-technics.ru

Рис. 2.31. Канатный барабан

Для мостовых кранов коэффициент e имеет следующие значения: при легком режиме работы e — 20; при среднем e — 25; при тяжелом e — 30; при весьма тяжелом e — 35. Допускается принимать диаметр барабана меньше определенного по формуле (2.3) на 15%, а диаметр уравнительного блока — на 20%.

В зависимости от условий работы крана блоки изготовляют литыми, чугунными или стальными. В современных кранах блоки вращаются на подшипниках качения. Не разрешается применять на кранах блоки с дефектами — отбитыми бортами, трещинами, с выработкой втулок и т. п.

Существует несколько способов подвешивания блочных подвесок к барабану в зависимости от числа ветвей каната. При четырех ветвях (рис. 2.32, а) канат перекидывают через уравнительный блок, уравнивают обе половины каната, а затем один конец пропускают через блок подвески и закрепляют на барабане. Второй конец каната пропускают через второй блок подвески и также закрепляют на барабане.

При шести ветвях полиспаста (рис. 2.32, б) конец каната пропускают через уравнительный блок, расположенный между двумя нижними рабочими блоками полиспаста. После этого концы канатов перекидывают через верхние неподвижные блоки, пропускают через нижние блоки полиспастов и закрепляют на барабане.

При десяти ветвях (рис. 2.32, в) подвеску каната выполняют так: канат пропускают через уравнильный блок, расположенный внизу между подвижными блоками полиспаста; концы перекидывают через верхние неподвижные блоки, потом под подвижные блоки полиспаста, через вторые верхние блоки, затем через нижние подвижные блоки полиспаста и закрепляют концы каната на барабане. Конструкции уравнильных блоков показаны на рис. 2.33. Уравнильный блок вращается только при выравнивании ветвей нового каната. Когда ветви выравниваются, он не вращается или вращается почти незаметно — на доли оборота.

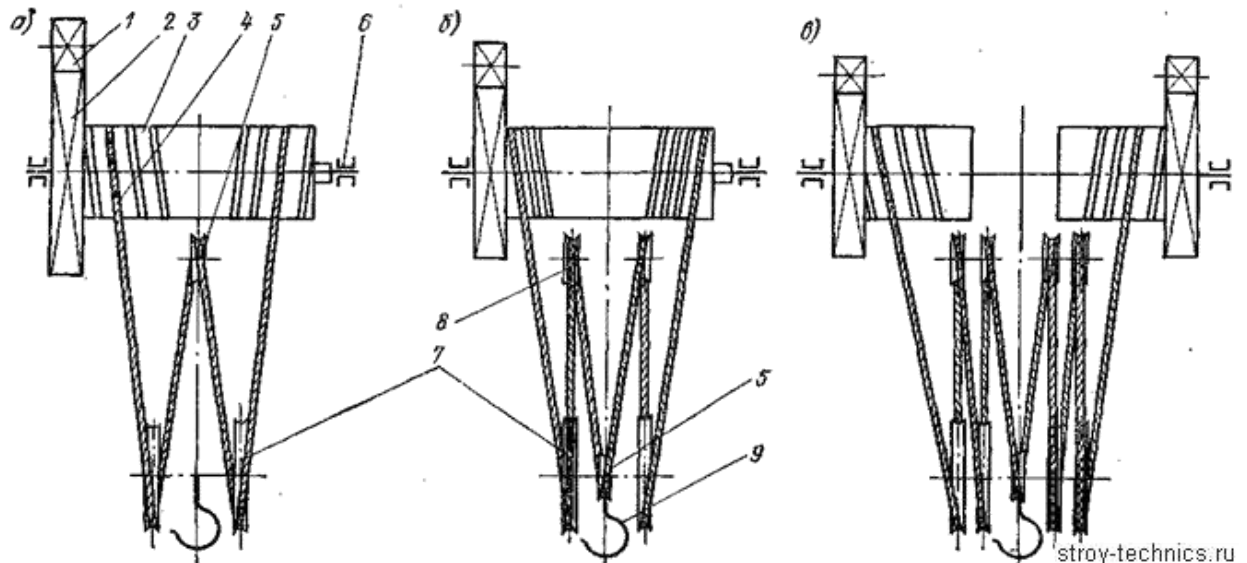


Рис. 2.32. Подвешивание полиспастов к барабанам

1 — малая ведущая шестерня; 2 — барабанная шестерня; 3 — барабан; 4 шипники; 7 — подвижные блоки; 8 — верхний блок; 9 — крюк

3. Полиспасты.

а). б).

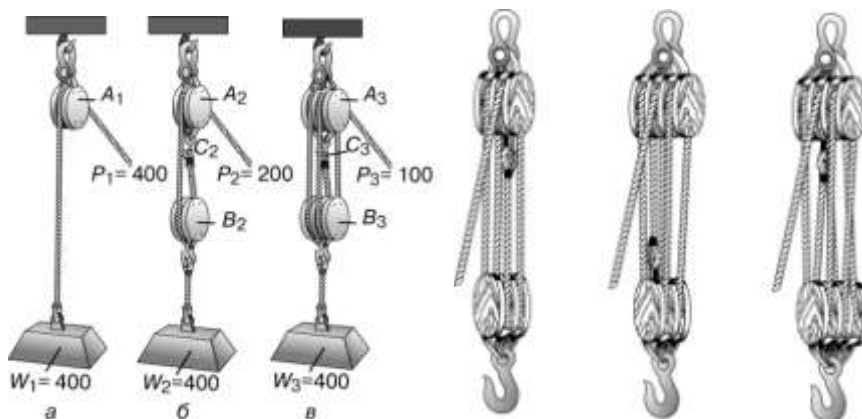


Рис. 133. Принцип действия блока и полиспаста.

Полиспаст система из блоков и веревок, предназначенная для подъема тяжелых грузов или натягивания веревок, использующая в своей работе принцип рычага (выигрываем в силе — проигрываем в расстоянии).

Полиспасты, изображенные на рис.133,б с различными комбинациями блоков трех типов: слева — пара двойных блоков; в центре — тройной блок с двойным; справа — пара тройных

блоков. В тройном блоке конец троса, к которому прилагается тяговое усилие, проходит через центральный желоб; при этом нижний – подвижный – блок крепится коушем так, что его ось перпендикулярна оси верхнего – неподвижного – блока.

Принципы действия этих механизмов поясняются на рисунках. На рис. а груз весом W_1 поднимают с помощью одиночного блока усилием P_1 , равным весу. Груз W_2 поднимают простейшим кратным полиспастом, состоящим из двух блоков, усилием P_2 , равным только половине веса W_2 . Воздействие этого веса делится поровну между ветвями троса, на которых шкив B_2 подвешен к шкиву A_2 с помощью крюка C_2 . Следовательно, для того чтобы поднять груз W_2 , к ветви троса, проходящей через желоб шкива A_2 , достаточно приложить силу P_2 , равную половине веса W_2 ; таким образом, простейший полиспаст дает двойной выигрыш в силе. Последний рисунок на а) поясняет работу полиспаста с двумя шкивами, каждый из которых имеет два желоба. Здесь усилие P_3 , необходимое для поднятия груза W_3 , составляет лишь четверть его веса. Это достигается благодаря распределению всего веса W_3 между четырьмя тросами подвеса блока B_3 . Отметим, что кратность выигрыша в силе при подъеме тяжестей всегда равна числу тросов, на которых висит подвижный блок B_3 . Полиспаст по своему принципу действия подобен рычагу: выигрыш в силе равен проигрышу в расстоянии при теоретическом равенстве совершаемых работ.

Основной характеристикой полиспаста является его *кратность* i_n , представляющая собой число ветвей гибкого органа, на которых подвешивается поднимаемый груз. Это определение нельзя распространять на *сдвоенные* системы (фиг. 134, в), представляющие *два* параллельно работающих полиспаста. Хотя груз подвешен здесь на четырех ветвях, этот полиспаст является сдвоенным двукратным ($i = 2$), а не четырехкратным. Попутно следует отметить особенность блока A , который по существу не является элементом полиспаста и не вращается при подъеме и опускании груза, а служит исключительно для устранения перекосов подвески от неравномерной вытяжки каната, небольших отклонений в диаметре барабана и каната и прочих случайных причин. Поэтому блок A и называется *уравнительным*. Ввиду того, что уравнительный блок почти не вращается и канат не подвергается на нем повторным изгибам, диаметр его можно делать значительно меньше (обычно на 40%), чем у рабочих блоков.

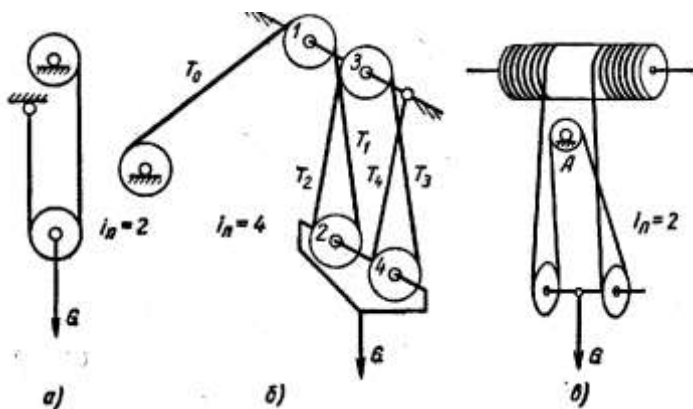


Рис. 134. Схемы полиспастов: а — двукратный; б — четырехкратный; в — сдвоенный двукратный.

^ Канатные барабаны

Барабаны, как было указано выше, служат для преобразования вращательного движения привода подъемного механизма (вала рукоятки или двигателя) в поступательное движение подъема или опускания груза. Как правило, барабаны имеют цилиндрическую форму. В

особых же случаях, когда натяжение набегающей на барабан ветви каната закономерно изменяется от минимума до максимума, целесообразно придавать барабану коническую форму, чтобы получить на нем постоянный грузовой момент

$$M_{zp} = T_{\min} \cdot R_{\max} \approx T_{\max} \cdot R_{\min} \approx \text{const.} \quad (21.1)$$

В большинстве случаев канат наматывается на барабан в один слой. При очень больших высотах подъема для уменьшения размеров барабана приходится прибегать к многослойной навивке каната (рис. 135). Очевидно, что при такой навивке нижние слои каната испытывают значительное сжатие со стороны верхних слоев. Кроме того, расчетный диаметр барабана возрастает по мере навивания каната и соответственно увеличивает (при постоянном T_0) грузовой момент барабана; однако в некоторых специальных случаях увеличение D_0 может удачно компенсироваться понижением натяжения T_0 (за счет уменьшения длины каната и его веса), вследствие чего грузовой момент сохраняет примерно постоянную величину.

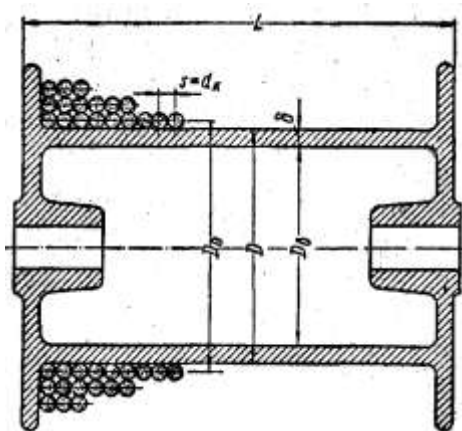
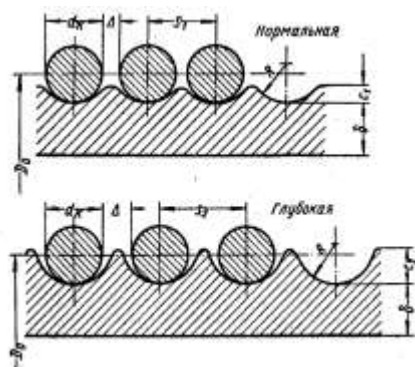
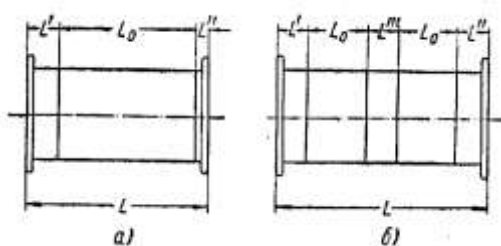


Рис. 135. Гладкий барабан,

Диаметр барабана выбирается таким образом, чтобы при навивании на него волокна или проволоки каната не испытывали больших напряжений изгиба. Практикой установлены минимальные размеры барабана: для пенькового каната $D_0 \geq 10d_0$, для проволочного каната $D_0 \geq (12 \dots 40)d_k$ (стр. 63) в зависимости от условий его эксплуатации. Для пеньковых канатов применяются гладкие барабаны (рис. 135) с чисто обработанной цилиндрической поверхностью. Витки каната располагаются на ней по винтовой линии с шагом, равным диаметру каната, $s = d_k$. Такие барабаны пригодны и для проволочных канатов, но для них преимущественно применяются барабаны с винтовой канавкой, проточенной на его поверхности. На рис. 136 показаны профили нормальной и глубокой канавки. При такой конструкции значительно понижается удельное давление между канатом и поверхностью барабана, а также устраняется, вследствие наличия зазоров Δ , трение каната о соседний виток при набегающем канате на барабан и сбегании с него, что существенно повышает срок его службы. На практике чаще применяется нормальная (мелкая) канавка, у которой шаг s_x меньше, чем у глубокой канавки s_2 , вследствие чего рабочая длина барабана получается при нормальной канавке также меньше, чем при глубокой. Принципиально же глубокая канавка для каната лучше мелкой (нормальной), поэтому в случаях, когда вышеприведенные соображения не имеют значения, нет никаких оснований избегать ее применения.



Фиг. 136. Профиль канавок для каната на барабане.



Фиг. 137. К расчету длины барабана.

Теоретически канат должен набегать на поверхность барабана в плоскости, перпендикулярной к его оси (точнее — по касательной к средней винтовой линии витка каната на барабане). Удовлетворить это условие, не осложняя подъемного механизма рядом дополнительных отклоняющих блоков, в большинстве случаев невозможно. Поэтому практически это требование сводится к ограничению угла отклонения α набегавшей на барабан ветви каната от идеального ее направления (рис. 135 и 136).

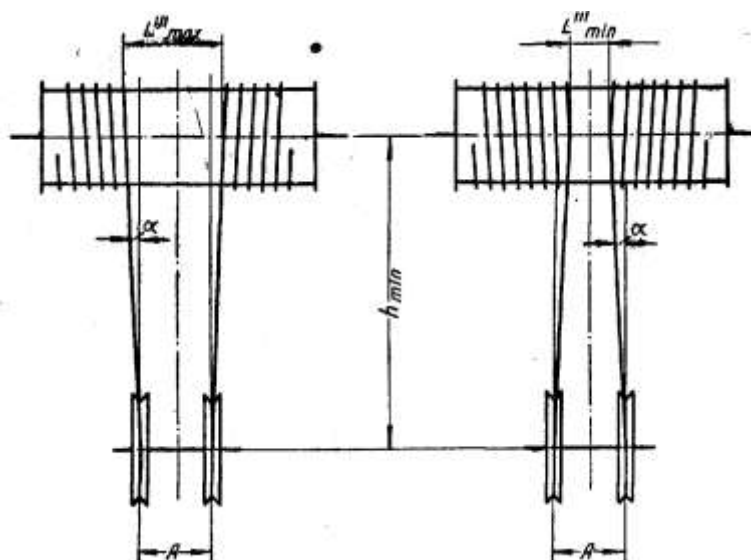


Рис. 138. Схема набегания каната на барабан.

Для гладких цилиндрических барабанов, во избежание смещения витков каната вдоль оси

барабана, принимают
$$\operatorname{tg} \alpha \leq \frac{L_0}{2h_{\min}} \leq 0,025,$$
 а для барабанов с винтовой канавкой $\operatorname{tg} \alpha \leq 0,1$ (т. е. $\alpha \leq 6^\circ$).

Полезная длина барабана определяется в основном его канатоёмкостью, т. е. длиной каната l , которая должна быть намотана на него. Величина l определяется заданной высотой подъема груза H_{max} и кратностью принятого полиспаста i_n :

$$l = H_{max} i_n. \quad (22.2)$$

По величине l находят количество рабочих витков каната на барабане:

$$z_p \approx \frac{l}{\pi D_0} = \frac{H_{max} i_n}{\pi D_0}. \quad (22.3)$$

На барабане должно быть предусмотрено место для двух-трех (но не менее полутора по правилам Госгортехнадзора) дополнительных витков, которые никогда не должны сматываться с барабана и которые "служат для уменьшения усилия, действующего на крепление конца каната к барабану". В некоторых учебных пособиях эти дополнительные витки часто называются *запасными*, что неправильно определяет их назначение; правильнее называть их *неприкосновенными*. Эти витки оказывают довольно существенное влияние на величину усилия F_1 для расчета закрепления каната на барабане. При $\alpha_{min} = 3\pi$ (1,5 витка) и $f = 0,10 \dots 0,15$ получаем используя зависимость Эйлера (16.5):

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{f\alpha}} = \frac{F_1}{e^{0,2 \cdot 3\pi}} \approx \frac{F_1}{3 \dots 4},$$

т. е. в 3—4 раза меньше натяжения набегающей на барабан ветви каната.

Полное число витков каната на барабане

$$z = z_p + z_d,$$

где z_d — число дополнительных неприкосновенных витков.

^ Фрикционные барабаны (шпили)

Большое заданное перемещение груза предопределяет и большую длину барабана или заставляет прибегать к многослойной навивке каната на барабан. Во избежание этого иногда применяют специальные фрикционные барабаны, которые отличаются от обычных тем, что конец каната не крепится к нему, а удерживается на его поверхности исключительно за счет сил трения между витками каната и барабаном. Подобные устройства применяются преимущественно в механизмах для горизонтального перемещения грузов — в лебедках для подачи железнодорожных вагонов при маневровых работах, при швартовке судов и т. п. Подобный механизм (вертикальный шпиль) изображен на рис. 139. Канат, при помощи которого перемещается груз, охватывается несколькими витками барабан, а сбегающая ветвь его натягивается руками усилием F_1 . Согласно уравнению Эйлера (16.5),

Величина коэффициента $e^{f\alpha}$

Угол обхвата α	$f=0,15$	$f=0,2$
2π	2,6	3,5
4π	6,6	12,4
6π	17	43,4
8π	43,4	152,4

Для повышения f на поверхности барабана иногда делают невысокие ребра, расположенные по образующим. Таким образом, натягивая сбегающую с барабана ветвь каната небольшой силой $F_1 \approx 100$ Н, мы можем получить на набегающей ветви его при обхвате барабана четырьмя витками усилие в зависимости от величины коэффициента трения на рабочей поверхности.

$$F_2 = F_1 \cdot e^{af} = 100 \cdot (434 \dots 1524) = 43400 \dots 152400 \text{ Н}$$

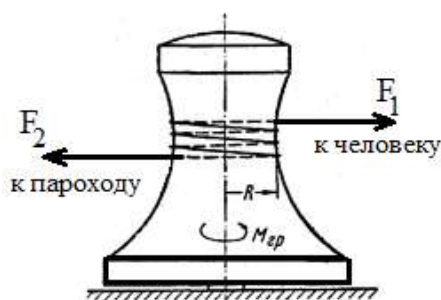


Рис. 139. Вертикальный шпиль.

Фрикционные барабаны обычно делают переменного диаметра во избежание перемещения витков каната вдоль оси барабана. При относительно небольшом перемещении груза можно применять и обычный цилиндрический барабан — часто так осуществляют механизмы для передвижения тележки поворотного крана.

Грузовой момент барабана:

$$T_{гр} = (F_2 - F_1) \frac{D_0}{2} \approx F_2 \frac{D_0}{2}, (22.4)$$

так как $F_1 \ll F_2$

Момент T_6 для преодоления $T_{гр}$

$$T_6 = \frac{(F_2 - F_1) \frac{D_0}{2}}{\eta_6} \approx \frac{F_2 \frac{D_0}{2}}{\eta_6} (22.5)$$

Крепление конца каната на барабане

Все конструкции крепления конца каната на барабане основаны на использовании сил трения. При расчете этих креплений безусловно можно и нужно учитывать уменьшение усилия, действующего на крепление, за счет трения неприкосновенных витков каната о поверхность барабана, вводя в расчет достаточно низкий коэффициент трения и минимальное регламентированное число этих витков 1,5 (т. е. $\alpha \approx 3\pi$). Тогда усилие для расчета крепления

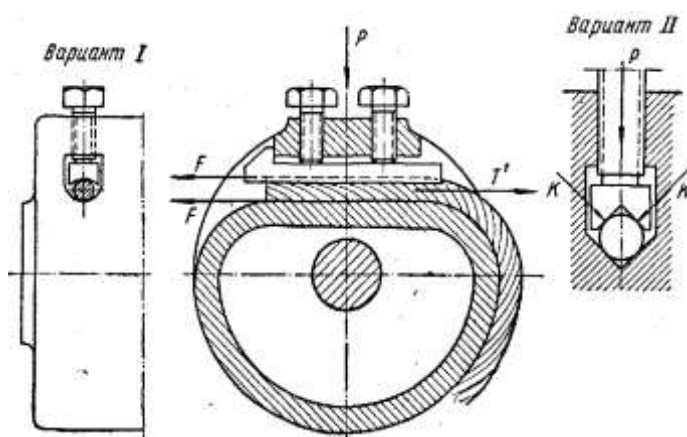


Рис.140. Крепление каната на барабане.

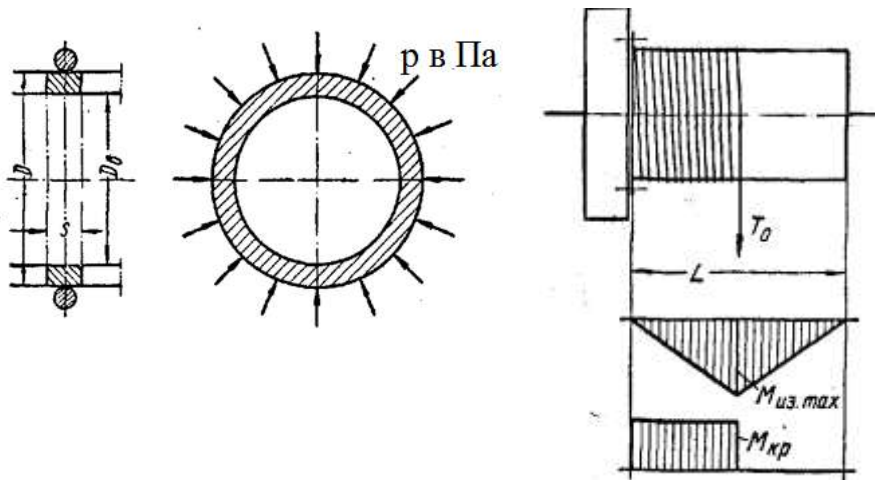
^ Расчёты барабанов

Основным напряжением, возникающим в теле барабана под действием огибающего его каната, является сжатие. Для определения величины этого напряжения вырежем из барабана один виток (рис. 141,а) и применим к нему теорию напряженного состояния кольца, подверженного распределенному по его наружной поверхности давлению (задача Ламэ). При натяжении каната наибольшие напряжения сжатия получаются при таком нагружении на внутренней поверхности кольца:

$$\sigma_{сж.мах} \approx \frac{4F_2 D^2}{D \cdot 2D \cdot 2\delta \cdot s} = \frac{F_2}{s \cdot \delta} \leq [\sigma]_{сж} \quad (22.6)$$

Допускаемое напряжение сжатия для чугунных барабанов принимается в пределах $[\sigma]_{сж} = 70 \dots 90 \text{ МПа}$, а для литых и сварных стальных барабанов $[\sigma]_{сж} = 100 \dots 120 \text{ МПа}$.

Кроме сжатия, в теле барабана возникают еще дополнительные напряжения изгиба и кручения, значительно меньшие $\sigma_{сж}$. Наибольшие напряжения изгиба получаются при набегании каната на середину барабана (рис. 141,б):



а) б)

Рис.141. Схема расчёта барабана на прочность.

$$M_{из. max} \approx \frac{F_2 L}{4}$$

крутящим же моментом является грузовой момент барабана

Напряжения

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из. max}}{W} = \frac{\frac{F_2 L}{4}}{0,1 \frac{D^4 - D_0^4}{D}} \leq [\sigma]_s \quad (22.7)$$

и

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{\frac{F_2 D}{2}}{0,2 \frac{D^4 - D_0^4}{D}} \leq [\tau]_{кр} \quad (22.8)$$

где W и W_p — экваториальный и полярный момент сопротивления поперечного сечения барабана.

1.22 Лекция № 22 (2 часа).

Тема: «Механизмы подъема груза»

1.22.1 Вопросы лекции:

1. Назначение, структура механизма.
2. Механизмы с машинным приводом, состав и исходные данные.
3. Статическая мощность, выбор двигателя с учетом ПВ.
4. Схема компоновки привода, выбор редуктора, муфт, тормоза.

1.22.2 Краткое содержание вопросов:

1. Назначение, структура механизма.

Механизм подъема с ручным приводом. Этот механизм состоит из гибкого рабочего элемента (каната или цепи) навиваемого на барабан; из передачи снабженной тормозным устройством, и приводной рукоятки. Груз весом G соединен с гибким элементом с помощью канатных или цепных строп и универсального или специального грузозахватного устройства.

Согласно правилам Госгортехнадзора механизм подъема с ручным приводом должен иметь грузоупорный тормоз.

При расположении механизма подъема с ручным приводом на некоторой высоте (однобалочный мостовой кран) взамен приводной рукоятки установлено тяговое колесо, приводимое в движение рабочим с помощью бесконечной сварной тяговой цепи

Механизм подъема с индивидуальным машинным приводом. Основным отличием этого механизма от ручного является наличие приводного двигателя и ограничителя высоты подъема. В качестве приводного двигателя в основном используют электродвигатель и реже гидродвигатель. Для уменьшения окружной скорости барабана и соответствующего увеличения крутящего момента на его валу, между барабаном и двигателем установлен редуктор. Согласно правилам Госгортехнадзора каждый механизм подъема с машинным приводом, индивидуальным или групповым, должен быть снабжен ограничителем высоты подъема груза, автоматически останавливающим механизм подъема в том случае, если крановщик не отключит своевременно механизм при подходе груза к верхнему допустимому положению.

Тормоз механизма подъема служит для останавливания механизма после отключения приводного двигателя и удерживания поднятого груза в подвешенном состоянии. Работа, совершаемая тормозом при остановке движущегося механизма зависит от направления движения груза.

Механизм подъема груза с групповым машинным приводом. Этот механизм подъема и другие механизмы крана имеют привод от одного общего двигателя. Групповой привод в основном применяют в самоходных стреловых кранах.

2. Механизмы с машинным приводом, состав и исходные данные.

В промышленном и гражданском строительстве широко используются различные грузоподъемные машины. Они обеспечивают подъем и перемещение в пространстве штучных грузов и сыпучих материалов в пределах строительной площадки.

Грузоподъемные машины относятся к машинам циклического действия, у которых рабочий ход (перемещение груза) чередуется с холостым обратным ходом и остановками, необходимыми для приема и передачи груза.

По назначению простые грузоподъемные машины подразделяются на следующие группы:

Домкраты - грузоподъемные устройства, позволяющие перемещать грузы на небольшое расстояние.

Лебедки - являющиеся, как самостоятельными механизмами, так и составной частью грузоподъемных машин, которые позволяют поднимать, опускать, а также перемещать груз по горизонтали.

Тали и тельферы - грузоподъемные устройства, применяемые для подъема груза по вертикали с одновременным перемещением его по горизонтали.

Подъемники - грузоподъемные устройства, обеспечивающие подъем груза на платформах, движущихся в направляющих.

Краны - грузоподъемные машины, обеспечивающие подъем груза на большую высоту, обслуживающие большие площади различной формы.

К основным параметрам, характеризующим грузоподъемные машины, относятся грузоподъемность, грузовой момент, высота подъема, вылет крюка с грузом, скорости различных движений - подъема, кругового поворота, передвижения.

Учитывая исходные данные (прил. №1), построить кинематическую схему механизма подъема груза, схему привода и рассчитать электрореверсивную лебедку с полиспастом.

Исходные данные:

Масса поднимаемого груза - Q

Высота подъема - H , м;

Скорость подъема - V м/мин;

Режим работы - легкий, средний, тяжелый.

3. Статическая мощность, выбор двигателя с учетом ПВ.

Статическая мощность электродвигателя при подъеме номинального груза равна (кВт):

$$P = Qv/1000 ,$$

где η – общий КПД подъемного механизма при номинальной нагрузке. Обычно принимают $\eta = 0,8-0,85$. КПД зависит от загрузки механизма.

По вычисленному значению P' , заданной ПВ%, принятому роду тока и напряжению выбираем из каталога необходимый электродвигатель, выписывая при этом его тип, действительную каталожную мощность P_d и частоту вращения n_d при заданном значении ПВ%, а также номинальную мощность P_n и номинальную частоту вращения n_n при ПВ 25%, момент инерции ротора электродвигателя I_p , кратность максимального момента T_{max}/T_n .

Мощность выбранного электродвигателя при соответствующем значении ПВ% должна быть несколько меньше статической мощности при подъеме номинального груза. Номинальный момент выбранного электродвигателя определяется по формуле:

$$T_H = 9550 P_d / n_d .$$

4. Схема компоновки привода, выбор редуктора, муфт, тормоза.

В качестве передачи в механизме подъема груза используется открытая зубчатая передача, стандартные цилиндрические или червячные редукторы, или комбинация из стандартного редуктора и открытой передачи.

Прежде чем выбрать тип редуктора для данного механизма необходимо изучить конструкцию и особенности не только применяемых в машиностроении редукторов, но и крановых механизмов и на основе анализа выбрать наиболее предпочтительный.

В механизмах подъема груза применяются двух- или трехступенчатые редукторы Ц2У, Ц2Н, Ц3У или ГК. Технические данные редукторов приведены в [1, 8].

Конструктивная особенность данных типов редукторов (за исключением ГК) заключается в том, что имеется возможность исполнения конца тихоходного вала с зубчатым венцом для муфты и расточкой для размещения подшипника оси барабана. Редукторы типа ГК имеют на тихоходном валу шестерню для открытой зубчатой передачи. Технические данные редукторов приведены в каталоге [8].

Типоразмер редуктора подбирается по требуемому передаточному числу и передаваемой мощности.

Требуемое передаточное число определяется из выражения

$$U_{ред} = n_{дв} / n_{бар} , \quad (1.26)$$

где $n_{дв}$ – число оборотов выбранного двигателя; $n_{бар}$ – число оборотов барабана, определяемое по формуле (1.23).

Допустимая мощность для выбранного редуктора на быстроходном валу должна быть не менее номинальной мощности двигателя $N_{ред} \geq N_{дв}$ или $M_{ред} \geq M_{дв}$. Иногда

заводы-изготовители редукторов указывают допустимую частоту вращения быстроходного вала. В таком случае эта частота должна быть не меньше частоты вращения двигателя $n_{ред} \geq n_{дв}$.

После выбора типоразмера редуктора необходимо выписать его основные параметры: крутящий момент на тихоходном валу, передаточное число, межосевое расстояние, диаметр концов валов, массу редуктора и схему сборки. Затем определяется фактическая скорость подъема груза:

$$v_{гр}^{факт} = \frac{n_{дв} \pi D_{бар}}{U_{ред} i_{пол}}, \quad (1.27)$$

где $n_{дв}$ – число оборотов двигателя; $D_{бар}$ – диаметр барабана по средней линии навивки каната; $U_{ред}$ – передаточное число редуктора; $i_{пол}$ – кратность полиспаста.

Фактическая скорость не должна отличаться от заданной более чем на 15 %. В противном случае требуется либо взять электродвигатель с другим числом оборотов, либо выбрать другой редуктор, либо принять кинематическую схему механизма с открытой передачей.

Выбор муфт. В агрегатированных системах для соединения валов электродвигателей с быстроходными валами редукторов и их тихоходных валов с барабанами, ходовыми колесами и другими сборочными единицами используют различные муфты. В таких соединениях муфты должны обеспечить не только передачу заданного крутящего момента, но и иметь возможность компенсировать различного рода смещения геометрических осей соединяемых валов.

Осевые D и радиальные d смещения валов (рис. 1.8, *в* и *а*), а также их угловой перекос g (рис. 1.8, *б*) возникают, во-первых, в результате упругих деформаций деталей под нагрузкой, во-вторых – неточностей изготовления и сборки узлов. В реальных соединениях валов все эти виды смещений наблюдаются одновременно (рис. 1.8, *з*).

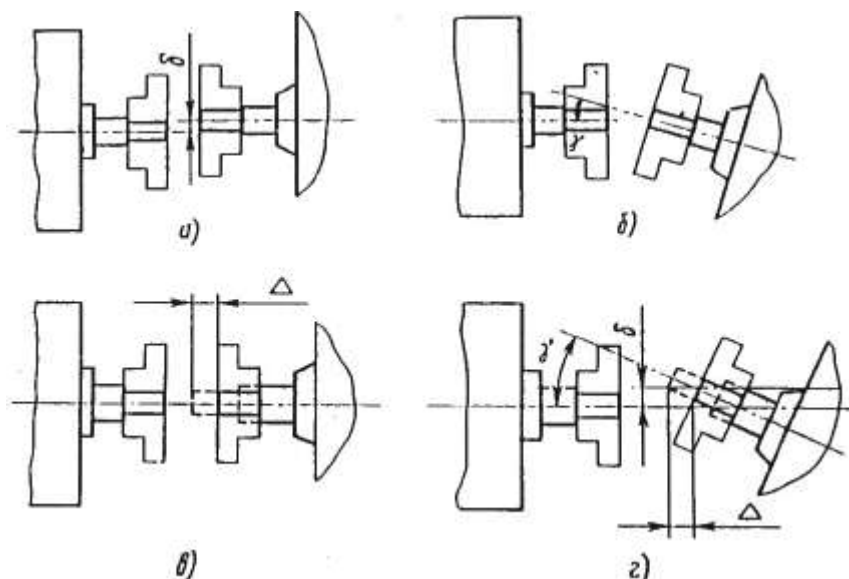


Рис. 1.8. Осевые и радиальные смещения валов

Для соединения валов механизмов, передающих основные нагрузки, рекомендуется на мостовых и козловых кранах применять *зубчатые муфты*. Муфты с разъемной обоймой (тип I), применяющиеся для непосредственного (без промежуточного вала) соединения валов, состоят из двух зубчатых втулок и двух соединенных болтами зубчатых обойм (рис. 1, а).

Поскольку зубчатые втулки муфт перекашиваются относительно зубчатых обойм не только от перекоса валов, но и от их радиального смещения (рис. 1, в и б), то при максимально допустимом перекосе одной втулки, равном $0^\circ 30'$, перекос соединяемых валов не должен превышать 1° при отсутствии их радиального смещения. При наличии радиального смещения допуск на перекос валов уменьшается.

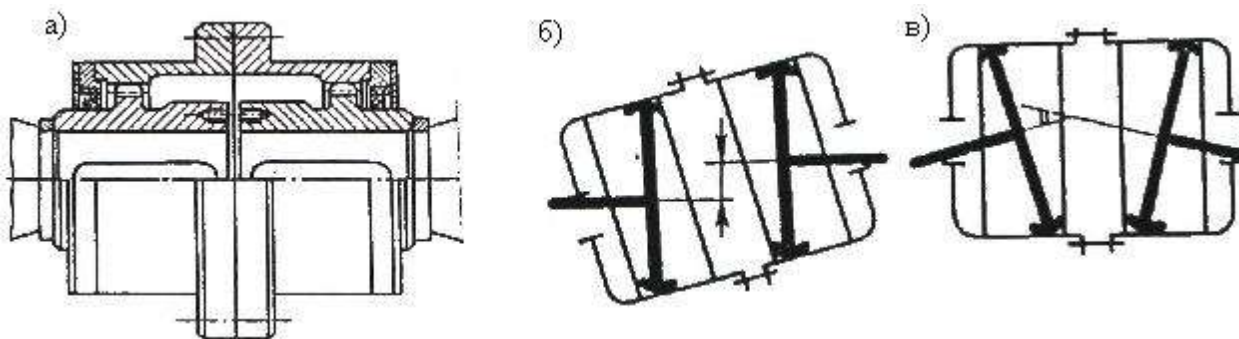


Рис. 1.9. Устройство и работа зубчатых муфт типа I

Зубчатые муфты типа II используют для соединения валов с применением промежуточного вала. Они представляют собой комплект из двух полумуфт, каждая из которых состоит из зубчатой втулки, зубчатой обоймы и фланца (рис. 1.10). Компенсация перекосов и смещений валов осуществляется так же, как и муфтами первого типа, с той лишь разницей, что, вследствие большего расстояния между зубчатыми втулками, увеличивается допустимое радиальное смещение соединяемых валов.

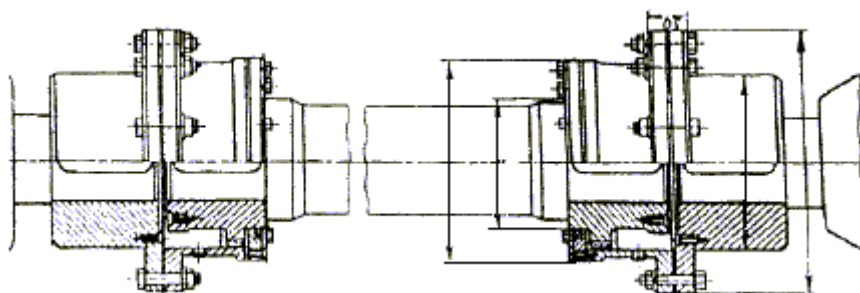


Рис. 1.10. Устройство зубчатых муфт типа II

Основные достоинства зубчатых муфт: достаточно высокая несущая способность и надежность; сравнительно небольшие габариты; способность компенсировать небольшие смещения валов. К недостаткам относят наличие боковых зазоров в зубчатых зацеплениях и жесткость соединения по сравнению с упругими муфтами.

Для соединения валов электродвигателей с быстроходными валами редукторов часто применяют *упругие муфты*, способные смягчать удары и гасить крутильные колебания. Упругие втулочно-пальцевые муфты состоят из двух фланцевых полумуфт, соединенных стальными пальцами с резиновыми втулками или набором резиновых колец (рис. 2, а).

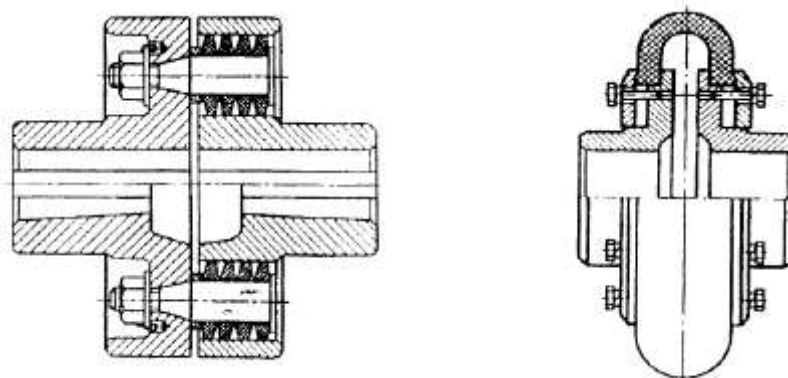


Рис. 2. Устройство упругих муфт: *а* – втулочно-пальцевой; *б* – с резиновой торообразной оболочкой

Смещения соединяемых валов компенсируются деформациями упругих элементов. Перекос осей валов не должен превышать $\gamma = 1^\circ$, наибольшие радиальные смещения равны 0,6 мм.

Муфты с упругой резиновой торообразной оболочкой состоят из двух полумуфт, резиновой и резинокордной оболочки и прижимных колец (рис. 2, *б*). В быстроходных муфтах оболочка цельная, в остальных для удобства монтажа – с разъемом. Достоинством муфты является способность компенсировать значительные смещения валов (радиальные $d = 1...4$ мм, осевые до $D = 5$ мм, угловые $\gamma = 2...6^\circ$).

Установка муфт должна производиться обязательно в соответствии с их назначением, т.е. зубчатые муфты типа I, втулочно-пальцевые и с торообразной оболочкой, следует применять только для соединения валов, установленных на подшипниках. Попытка установить их на промежуточный вал, не имеющий таких опор, приведет к сильному биению последнего, так как у него появляется дополнительная степень свободы в радиальном направлении. Зубчатые муфты типа II следует применять только в соединениях с промежуточным валом, не имеющим опор, причем фланцы муфт нужно насаживать на валы двигателей, редукторов, колес и т. д. как более массивные, а зубчатые втулки – на промежуточный вал. Применение зубчатой полумуфты типа II для непосредственного соединения валов (например, вала двигателя с быстроходным валом редуктора) приведет к невозможности компенсации радиальных смещений валов.

При выборе муфт сначала оценивают возможные смещения соединяемых валов вследствие деформаций под нагрузкой металлических конструкций, на которых устанавливают соединяемые сборочные единицы; в предварительных расчетах можно принимать прогиб рам тележек, равным $0,0005...0,0006$ от расстояния между соединяемыми узлами, а крановых мостов – $0,0010...0,0014$. Далее оценивают возможные смещения валов от собственных деформаций под нагрузкой барабанов, редукторов, ходовых колес и т.д. Выбирают тип муфты, которая способна компенсировать такие смещения. После этого по наибольшему длительно действующему крутящему моменту, с учетом ответственности соединения, выбирают типоразмер муфты и по диаметрам соединяемых валов назначают размеры расточки отверстий. Технические параметры муфт приведены в справочнике [9].

В грузоподъемных механизмах для замедления скорости опускания груза и удержания его в подвешенном состоянии применяются тормоза и остановы.

Остановы – устройства предназначенные для удержания груза, обеспечивающие его свободный подъем и исключают самопроизвольное опускание.

Тормоза, в отличие от остановов, обеспечивают не только удержание груза на определенной высоте, но и остановку механизма и регулирование его скорости. По назначению тормоза разделяют на стопорные (для остановки груза) и спускные (для ограничения скорости спуска груза); по принципу действия – на автоматические и управляемые. Первые автоматически включаются в аварийной ситуации или при выключении двигателя соответствующего механизма. Управляемые тормоза замыкаются и размыкаются при воздействии оператора на органы управления тормоза.

По типу тормозных элементов *различают колодочные, ленточные, дисковые и конусные тормоза*. В зависимости от характера действия приводного усилия и исходного положения тормозных поверхностей, тормоза разделяют на нормально замкнутые (закрытые), нормально разомкнутые (открытые) и комбинированные [5].

В нормально замкнутых тормозах при исходном положении и выключенном приводе тормозные поверхности сжаты внешней силой (пружиной, весом замыкающего груза и т.п.). Оттормаживание (размыкание тормозных поверхностей) происходит только при включении привода. В нормально разомкнутых тормозах в исходном положении тормозные поверхности не прижаты друг к другу. Замыкание и размыкание тормоза осуществляется под действием внешнего усилия. Комбинированные тормоза в аварийных ситуациях работают как нормально замкнутые, а во всех остальных случаях – как нормально разомкнутые.

Согласно правилам Госгортехнадзора, механизмы подъема груза и изменения вылета стрелы должны оборудоваться нормально замкнутыми тормозами с автоматическим управлением. На механизмах передвижения и поворота устанавливают также нормально замкнутые или комбинированные тормоза. В механизмах поворота башенных и порталных кранов разрешается установка нормально разомкнутого тормоза.

Для получения минимальных габаритов тормоза его устанавливают на быстроходном валу, где наименьший крутящий момент. Часто вместо тормозного шкива используют одну из полумуфт соединения вала электродвигателя с редуктором. Если муфта с упругими элементами, то в качестве тормозного шкива используют полумуфту, установленную на валу редуктора.

Наибольшее распространение в современных грузоподъемных машинах получили нормально замкнутые двухколодочные тормоза типа ТКТ с электромагнитным приводом и типа ТТ или ТКГ с электрогидравлическим приводом (рис. 1.12). Сравнивая эти тормоза, необходимо отметить, что, несмотря на наличие простой конструкции и высокой надежности, тормоза ТКТ обладают существенным недостатком – резким приложением тормозного момента вследствие мгновенного выключения электромагнита. Это отрицательно влияет на работу исполнительного механизма. Поэтому такие тормоза обычно применяют при небольших тормозных моментах, например в механизмах передвижения грузовых тележек мостовых кранов.

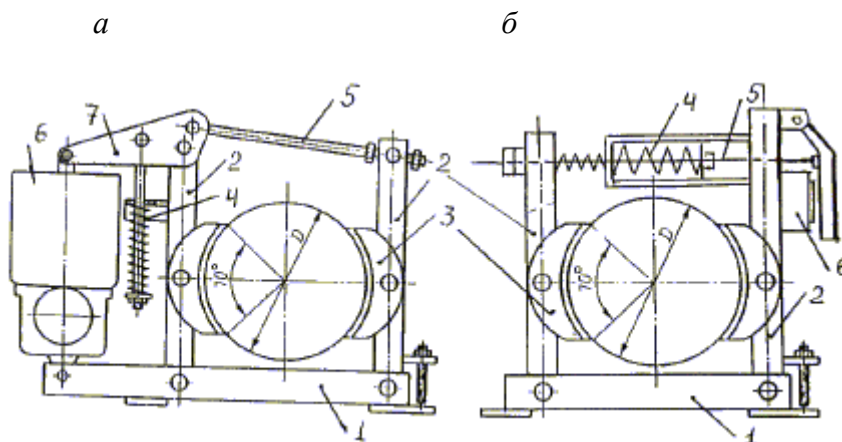


Рис. 3. Двухколодочные тормоза: *а* – с электрогидравлическим приводом; *б* – с электромагнитным приводом; 1 – основание; 2 – вертикальные рычаги; 3 – колодки; 4 – рабочая пружина; 5 – шток; 6 – привод; 7 – трехплечевой рычаг

Тормоза ТТ с электрогидравлическими и электромеханическими толкателями (двигателями) имеют более плавные характеристики включения, допускают большую частоту включения в час, имеют меньшие пусковые токи в электродвигателях, обладают большей демпфирующей способностью для колебательных динамических нагрузок, более доступны для регулировки.

Электрогидравлические толкатели обеспечивают достаточно надежную работу тормоза в широком диапазоне температур. В качестве рабочих жидкостей применяют масло АМГ-10 при температуре окружающей среды от +50 до –15 °С. При температурах до –60 °С рекомендуются специальные жидкости ПМС-20 и ПГ-271. Однако электрогидравлические толкатели обладают некоторыми недостатками: их конструкция сложна и дорогостояща (по сравнению с электромагнитами). Толкатель может надежно работать только с отклонением от вертикали не более чем на 15°. Это лимитируется верхним расположением воздушного компенсирующего объема. Увеличение угла наклона приводит к нарушению сплошности потока рабочей жидкости и уменьшению усилия на штоке гидротолкателя. Наличие рабочей жидкости под давлением требует надежных уплотнений и постоянного внимания к ним в эксплуатации со стороны обслуживающего персонала.

Типоразмер тормоза выбирают по каталогу в зависимости от расчетного тормозного момента:

$$T_{\text{тк}} \geq T_{\text{тр}}, \quad (1.28)$$

где $T_{\text{тк}}$ – каталожное значение тормозного момента; $T_{\text{тр}}$ – расчетный крутящий момент на валу тормоза, определяемый по формуле

$$T_{\text{тр}} = K_{\text{т}} T_{\text{ст}}, \quad (1.29)$$

где $K_{\text{т}}$ – коэффициент запаса торможения, принимаемый для групп режимов 1М, 2М, 3М – 1,5; 4М – 1,75; 5М – 2; 6М – 2,5; $T_{\text{ст}}$ – статический крутящий момент при торможении, создаваемый весом номинального груза на валу, на котором устанавливается тормоз, определяемый из выражения

$$T_{\text{ст}} = \frac{G D_{\text{бар}} \eta_{\text{max}}}{2U_{\text{max}}}, \quad (1.30)$$

где G – вес номинального груза, Н; $D_{\text{бар}}$ – диаметр барабана по средней линии навивки каната, м; η_{max} – КПД механизма, подсчитанный по максимальным значениям КПД отдельных участков кинематической схемы, $\eta_{\text{max}} = \eta_{\text{пол}} \eta_{\text{бл}} \eta_{\text{ред}}$; U_{max} – передаточное число механизма, $U_{\text{max}} = U_{\text{ред}} i_{\text{пол}}$.

Выбрав тормоз, необходимо выписать условные обозначения типоразмеров тормоза и его привода, а также следующие основные параметры: номинальный тормозной момент $T_{\text{т.к.}}$; относительную продолжительность включения катушки электромагнита $PВ_{\text{к.эл.}}$ (только для тормозов с электромагнитным приводом); номинальное усилие на штоке толкателя $P_{\text{шт}}$ или тяговое усилие $P_{\text{эл}}$ (тяговый момент $T_{\text{эл}}$) электромагнита; максимальный ход штока толкателя $h_{\text{шт max}}$ или якоря электромагнита $h_{\text{як max}}$; установочную длину замыкающей пружины $L_{\text{уст}}$; требуемый диаметр тормозного шкива $D_{\text{т.ш.}}$; ширину колодок $B_{\text{к}}$ и массу тормоза $m_{\text{тор}}$. Рекомендуется начертить эскиз тормоза и проставить его основные размеры.

1.23 Лекция № 23 (2 часа).

Тема: «Механизмы передвижения и поворота кранов»

1.23.1 Вопросы лекции:

1. Назначение, классификация и конструктивные разновидности.
2. Ходовые колеса их конструкция и расчет.
3. Привод механизма.
4. Механизм поворота: общие сведения, назначение, принцип работы.
5. Варианты конструкций.

1.23.2 Краткое содержание вопросов:

1. Назначение, классификация и конструктивные разновидности.

В башенных кранах применяются различные конструкции механизмов передвижения, однако независимо от типа башенного крана любой механизм передвижения состоит из следующих основных элементов: двигателя, соединительной муфты, электромагнитного тормоза, редукторов и ходовых колес, часть которых является приводными.

Механизмы передвижения различаются по их расположению и компоновке: с приводом от одного электродвигателя на два колеса, расположенных с одной стороны крана; с приводом на два соседних колеса, расположенных с обеих сторон крана; с приводом на два диагонально расположенных колеса; с приводом от двух двигателей, каждый из которых обслуживает только одно колесо или одну балансирную тележку. Электродвигатель может быть расположен на портале крана или непосредственно на нижней балке портала или ходовой тележке.

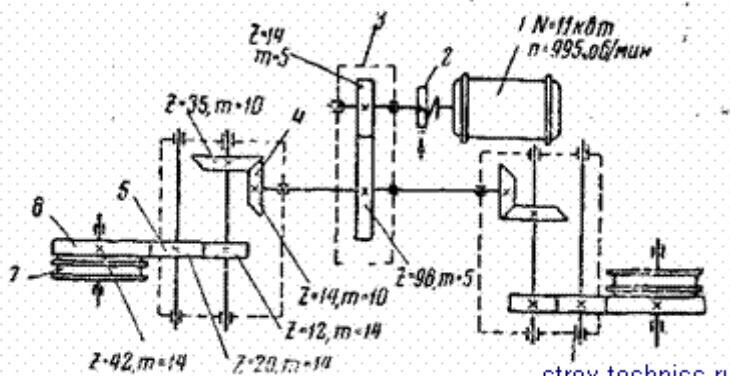


Рис. 1. Кинематическая схема механизма передвижения крана СБК-1:

На рис. 1 дана кинематическая схема механизма передвижения крана СБК-1.

Привод осуществляется от электродвигателя мощностью (N) 11 кет, который посредством эластичной муфты соединен с валом одноступенчатого редуктора. На общем валу с большей, шестерней редуктора посажены две конические шестерни симметрично расположенных двухступенчатых редукторов. Ведомые цилиндрические шестерни этих редукторов находятся в зацеплении с зубчатыми венцами, соединенными болтами с ходовыми колесами башенного крана.

На рис. 20 дана кинематическая схема механизма передвижения крана БК-2. Привод осуществляется от электродвигателя мощностью кет, соединенного посредством эластичной муфты с двухступенчатым редуктором. Выходной вал редуктора посредством уравнивающих муфт соединен с двумя симметрично расположенными относительно редуктора валами, на концах которых жестко насажены цилиндрические шестерни. Эти шестерни входят в зацепление с зубчатыми венцами, соединенными болтами с ходовыми колесами.

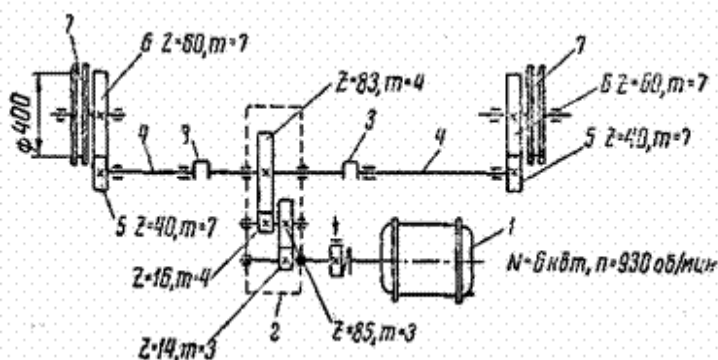


Рис. 2. Кинематическая схема механизма передвижения крана БК-2

2. Ходовые колеса их конструкция и расчет.

Ходовые колеса для рельсовых путей. В ходовой части мостов и тележек кранов, предназначенной для рельсового передвижения, применяются различные типы ходовых колес. В соответствии с требованиями правил Госгортехнадзора ходовые колеса выполняются или устанавливаются так, чтобы исключалась возможность схода колес с рельсов. Основным типом ходовых колес являются колеса с двумя боковыми выступами —ребордами. На мостовых, консольных и велосипедных кранах допускается использование и безребордных колес, но с обязательной установкой дополнительных горизонтальных роликов, удерживающих колеса крана на рельсах.

Одноребордные колеса имеют ограниченное применение и могут использоваться для тележек, передвигающихся по ездовой балке, а также для наземных кранов, за исключением башенных, в том случае, если оба рельса пути расположены на одном уровне, а ширина колеи не превышает 4 м, или при передвижении каждой стороны крана по двум рельсам, когда реборды колес, движущихся по этим рельсам, противоположны друг другу.

По назначению различают приводные (ведущие) и не приводные (ведомые) ходовые колеса. Получая принудительное вращение от механизма передвижения, приводные ходовые колеса благодаря силам сцепления между поверхностями ободьев и рельсов осуществляют перемещение крана или тележки. Не приводные колеса, являясь только опорными, свободно вращаются на своих осях.

По форме поверхности катания ходовые колеса подразделяются на цилиндрические, конические и бочкообразные. Цилиндрические колеса имеют преимущественное применение для тележек и мостов кранов. Однако при движении моста крана с неизбежными перекосами относительно подкрановых путей приводные цилиндрические колеса не способствуют центрированию его хода, а их реборды, все время набегая на головку рельса, повышают сопротивление передвижению и подвергаются быстрому износу.

При использовании приводных конических колес колесо отстающей стороны моста крана опирается на рельс окружностью большего диаметра. При одинаковой скорости вращения приводных конических колес отстающая сторона крана начинает передвигаться с более высокой скоростью и кран автоматически выравнивается на рельсах. Коническая поверхность катания целесообразна только для приводных колес четырехколесного мостового крана без балансиров, имеющего центральный привод. Хотя у конических приводных колес реборды в работе практически не участвуют, их наличие способствует предотвращению случайного схода крана с рельсов. Не приводные колеса изготавливают всегда цилиндрическими.

Размеры ободьев крановых колес выбираются по ГОСТ 3569—60. Для ходовых колес необходимо обеспечить чистоту обработки поверхности катания вместе с внутренними частями реборд не ниже 5-го класса, а точность изготовления по диаметру катания не ниже С4. С целью компенсации неточностей укладки крановых рельсов и установки ходовых колес ширина рабочей части их ободьев принимается больше ширины

головки рельса: для двухребордных цилиндрических — на 30 мм и конических — на 40 мм, для колес тележек — 15—20 мм, для одноребордных колес — на 30 мм.

Крановые ходовые колеса испытывают значительные нагрузки и являются быстроизнашиваемыми деталями, поэтому для обеспечения необходимой долговечности они изготавливаются коваными из высокоуглеродистой стали. Поверхность катания колес должна быть подвергнута термообработке — закалке до твердости *HV* 300—350 на глубину не менее 15 мм с постепенным переходом к незакаленному слою.

Ходовые колеса из чугунного литья по качеству не ниже марки СЧ15-32 допускается применять только на кранах с ручным приводом. Колеса больших диаметров для экономии дорогостоящих материалов рекомендуется изготавливать сборными, состоящими из ступицы, отлитой из низкоуглеродистой стали, и бандажа из качественной стали, надетого с натягом при нагреве.

Одноребордные конические (рис. 10, а) и бочкообразные (10, б) колеса применяются на подвесных однорельсовых тележках. При качении конического колеса подвесной тележки происходит неизбежное его проскальзывание по наклонным боковым дорожкам нижнего пояса ездовой балки. Это проскальзывание является результатом различия в величине окружных скоростей конической поверхности качения колеса на линии контакта, из-за чего наблюдается повышенный износ и колес, и полок ездовой балки. Бочкообразные колеса, не обладая этим недостатком, менее чувствительны к перекосам рамы тележки.

В кранах применяется несколько способов установки ходовых колес. Наиболее распространен монтаж приводных ходовых колес на отдельных валах, а неприводных — на отдельных вращающихся осях. Корпуса подшипников изготавливаются в виде отъемных или разъемных букс, которые на тележке крепятся к раме, а на мостах — к концевым балкам или балансирам. Применение отдельных валов и вращающихся осей, а также отъемных или разъемных букс намного упрощает сборку, разборку и смену элементов ходовой части. На рис. 11 показаны приводное и неприводное ходовые колеса с отъемными буксами, установленные на роликовых подшипниках.

Для уменьшения сопротивления движению, повышения надежности и удобства эксплуатации ходовые колеса тележек и мостов кранов устанавливаются на подшипниках качения и значительно реже — на подшипниках скольжения. По действующему стандарту на ходовые колеса наибольший диаметр поверхности катания ходового колеса не должен превышать 1000 мм.

Размеры ходовых колес определяют их несущую способность и величину наибольшей допускаемой нагрузки, которую они могут передать на рельсы. Поэтому установка тележек и мостов на четыре ходовых колеса возможна только для кранов малой грузоподъемности до 50 *T*. Для кранов грузоподъемностью 75—125 *T* мост имеет 8 ходовых колес, а при грузоподъемности 150 *T* и выше — 16 ходовых колес. У тяжелых порталных кранов общее число ходовых колес достигает 32 и даже 40. Тележки кранов делают на 4 и 8 колесах, а при значительной грузоподъемности — на 16 колесах. Установка мостов и тележек на 8, 16 и на большем числе ходовых колес усложняет конструкцию ходовой части.

Необходимость обеспечения равномерного распределения нагрузки между колесами заставляет применять уравнивающие балансиры, использование которых приводит к увеличению габаритной высоты концевой балки моста и уменьшению ее горизонтальной жесткости. В основу таких конструкций (рис. 12) положены унифицированные двухколесные тележки — балансиры со съемными буксами. Шестнадцатиколесный кран имеет дваглавных 1 и четыре малых 2 балансира. Число приводных колес принимается равным 1, 1/2 или 1/4 от общего числа ходовых колес. Привод механизма передвижения должен при этом обеспечить синхронное вращение одной, двух или четырех (редко) пар приводных ходовых колес. Он может состоять из нескольких механизмов с центральным или с отдельным приводом.

Рельсы. Для кранов применяются различные типы рельсов. В качестве подкрановых и подтележечных рельсов используются: железнодорожные рельсы широкой и узкой колеи, специальные крановые рельсы, горячекатаная квадратная и прокатная полосовая сталь. Железнодорожные и крановые рельсы изготавливаются из высокоуглеродистой стали и имеют скругленную головку. Крановые рельсы имеют стенку повышенной толщины и более широкую опорную плоскость, благодаря чему обеспечивается равномерная передача давления колес на верхний пояс подкрановой балки.

Выбор типа рельса зависит от режима работы крана, от типа и величины давления ходовых колес. Использование конических колес предопределяет установку рельсов со скругленными головками. Для цилиндрических колес основными типами являются железнодорожные и крановые рельсы. Рельсы из квадратной и полосовой стали применяют для кранов сравнительно небольшой грузоподъемности и при отсутствии специальных рельсов. Железнодорожные, козловые, порталные и велосипедные краны передвигаются главным образом по железнодорожным рельсам.

Рельсы крепят к подкрановым балкам или укладывают по типу железнодорожных путей на специальные основания. Существует два способа крепления рельсов: неподвижное и подвижное. Неподвижное крепление рельса к подкрановой балке, выполняемое при помощи сварки, допустимо для кранов с легким режимом работы. Основным рекомендуемым способом крепления считается подвижное. Это крепление позволяет осуществлять рихтовку (выравнивание) пути и обеспечивает удобную и сравнительно простую замену изношенных рельсов. Некоторые из способов крепления подкрановых рельсов приведены на рис. 13. Железнодорожные рельсы часто закрепляют на подкрановой балке парными тяжами диаметром 22—25 мм (рис. 13, а), а специальные подкрановые рельсы — боковыми накладками (рис. 13, б). Парные тяжи и боковые накладки устанавливают с шагом, равным 600—700 мм. Рельсы прямоугольного и квадратного профилей могут прикрепляться к балкам при помощи планок, вставляемых в пазы бруса (рис. 13, в).

Расчет ходовых колес. Расчет ходовых колес заключается в проверке выбранных размеров (диаметра и ширины) поверхности катания обода колеса по величине напряжения смятия в месте его контакта с рельсом от максимально возможного давления ходового колеса на рельс. Тележки и мосты кранов, за исключением трехопорных конструкций, представляют собой четырехопорные один раз статически неопределимые системы. Для упрощения задачи с допустимым для практики приближением рама тележки и мост крана рассматриваются в виде статически определимых систем. Упрощенные статически определимые многоопорные системы имеют геометрическую и статическую симметрию и решаются методами простых разложений вертикальных сил или моментов. Максимальная нагрузка на рельс рассчитывается для колеса, относительно которого груз, тележка с грузом или стрела с грузом могут иметь наиболее невыгодное положение. Если тележка или мост крана опираются не на четыре, а на большее число колес при помощи уравнивающих балансиров, то величина наибольшей нагрузки на колесо уменьшается и становится равной:

$$N_{\max} = \frac{N'_{\max}}{n_{\delta}},$$

где N'_{\max} — наибольшая нагрузка, приходящаяся на одну из четырех балансирных опор тележки или крана; n_{δ} — число ходовых колес в балансирной опоре.

Приведенные ниже зависимости для максимальных давлений на рельсы получены без учета качества изготовления и монтажа рам тележек или металлоконструкций мостов кранов, их упругости, а также упругости и состояния рельсовых путей.

3. Привод механизма.

Механизмы передвижения трансмиссионным валом (рис. 14) привод механизма передвижения. Выходной вал редуктора соединяют отдельных секций, соединенных подшипниками на

площадке также соединяется с валами имеет ту же частоту вращения крутящий момент. Поэтому что вызывает утяжеление свободном конце вала двигателя. Механизм передвижения трансмиссионным валом частоту вращения, что крутящий момент. Размеры

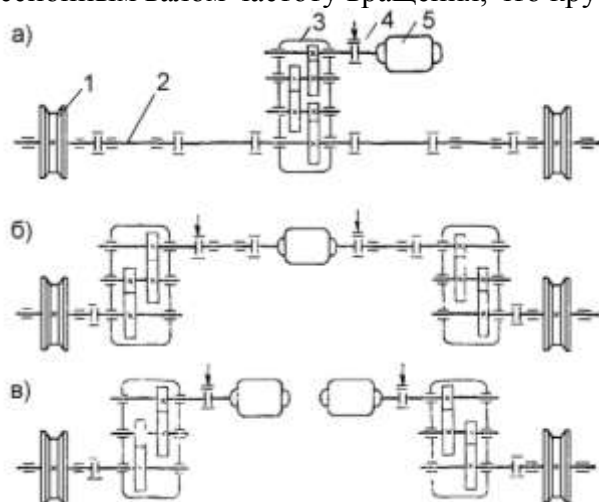


Рисунок 1. Схемы механизмов трансмиссионным валом раздельным приводом транспортным машинам" для ГМ, три варианта механизмов передвижения передвижения с центральным приводом (рис. 1, а) имеют на средней части тележки передвижения, состоящий из двигателя 5, муфты редуктора соединяют с трансмиссионным валом соединенных между собой муфтами площадке моста крана. Посредством муфт трансмиссионный валами приводных ходовых колес 1. Трансмиссионный частоту вращения, что и ходовые колеса, и поэтому вал, муфты и опоры вала имеют утяжеление механизма. Тормоз устанавливают двигателя. передвижения с центральным приводом (рис. 1, б) обеспечивает трансмиссионному что и двигателя и передает через Размеры муфт, подшипников и диаметр трансмиссионного механизмов передвижения кранов: валом; б - с быстроходным трансмиссионным 2 часов). Передвижения с приводными приводом с тихоходным части тележки (ходовой рамы) 5, муфты 4 и редуктора 3. трансмиссионным валом 2, собранным из муфтами и установленных в муфт трансмиссионный вал Трансмиссионный вал колеса, и передает большой имеют большие размеры, устанавливают на муфте 4 или на приводом с быстроходным трансмиссионному валу ту же через вал минимальный диаметр трансмиссионного вала а - с тихоходным трансмиссионным валом; в - с 3 Лекции по "Подъемно-транспортным машинам" для ГМ (32 лекционных часов). получают небольшими. Необходимое передаточное число привода получают с помощью двух одинаковых редукторов, установленных около концевых балок моста крана. Выходные валы редуктора соединяются с валом ходовых колес посредством муфты. Несмотря на наличие двух редукторов, механизм при значительных пролетах получается более легким. Однако из-за высокой частоты вращения трансмиссионного вала необходимы высокая точность его изготовления и монтажа, проведение балансировки и обеспечение повышенной жесткости металлоконструкции моста. Конструкция муфт должна позволять компенсировать деформации площадок, возникающие в процессе работы крана под нагрузкой. Механизмы передвижения с раздельным приводом. Для снижения трудоемкости изготовления крана и его массы применяют раздельный привод концевых балок моста (рис. 1, в). По этой схеме каждая концевая балка моста имеет самостоятельный привод, причем приводы, расположенные на различных концевых балках, связаны только металлоконструкцией крана. В процессе движения крана с раздельным приводом происходит перераспределение нагрузки между обоими двигателями. Хотя схема механизма с раздельным приводом требует наличия двух двигателей, двух тормозов и двух редукторов, она наиболее дешева, имеет малую массу и проста в изготовлении. Этот привод обеспечивает нормальную работу кранов при $L/B \leq 6$, где L - пролет крана, B - его база. Раздельный привод

целесообразно применять при пролетах, превышающих 16 м; при меньших пролетах экономически более выгоден центральный привод механизма передвижения. Механизмы с отдельным приводом устанавливаются на рабочих площадках около концевых балок. Соединение вала двигателя с входным валом редуктора осуществляют с помощью промежуточных валов с зубчатыми муфтами или муфтами типа шарнира Гука. В современных кранах все большее применение находят редукторы, навешиваемые непосредственно на ведомый вал. Тормозное устройство может быть прикреплено к редуктору на специальной подставке, или установлено на муфте, соединяющей редуктор с двигателем, или же быть встроенным в электродвигатель.

4. Механизм поворота: общие сведения, назначение, принцип работы.

Поворот башни крана со стрелой осуществляется за счет электродвигателя, редуктора, опорно-поворотного устройства и тормозного устройства. Редуктор механизма поворота с вертикально расположенным электродвигателем, на верхнем конце которого располагается тормоз.

Механизм поворота, закрепленный на поворотной платформе, позволяет осуществлять поворот крана за счет вращения выходной шестерни, находящейся в зацеплении с венцом поворотного устройства, закрепленным на ходовой раме. Крепление механизма поворота на поворотной платформе осуществляется в протоке нижнего листа платформы с помощью двух крепежных болтов с регламентированным зазором в соединении 2...3 мм. Такое соединение не требует выверки соосности при установке, что упрощает монтаж механизма. Тормоз, расположенный на выходном верхнем конце электродвигателя с вертикальной осью вращения, выполнен двухколодочным специальной конструкции.

Механизм поворота (рис.1) состоит из: вертикального трехступенчатого редуктора 1, выходной вал которого заканчивается шестерней, фланцевого электродвигателя 2, со шкивом 3, охватываемым колодками специального тормоза 4 и кожуха 5.

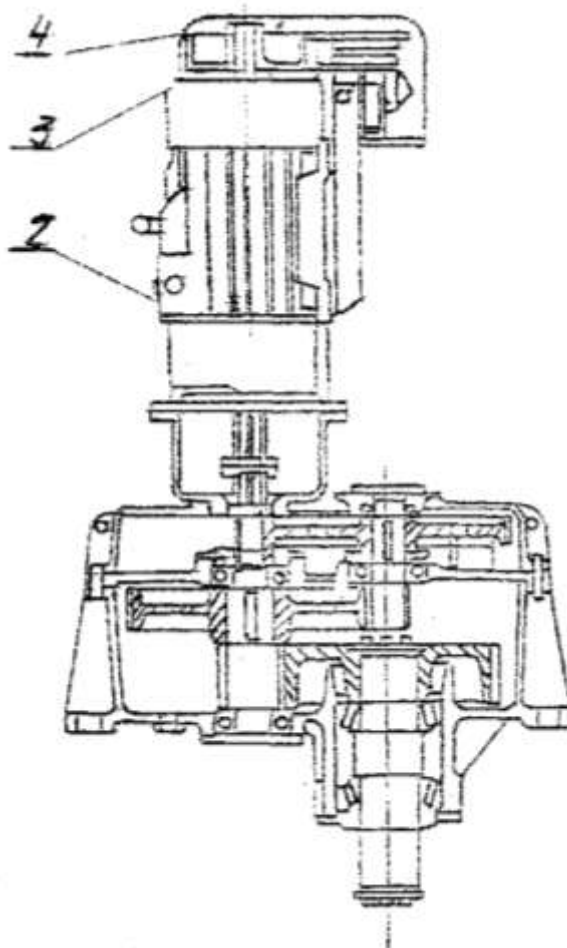


Рисунок 1 – Продольный разрез механизма поворота

Кинематическая схема механизма показана на рис.2.

Редуктор состоит из корпуса, имеющего в нижней части лапы с 4-мя отверстиями, диаметром 40 мм для крепления механизма к поворотной платформе.

Нижний конец вала электродвигателя соединен через зубчатую муфту с вал-шестерней Z_1 , закрепляющейся с зубчатым колесом в свою очередь Z_2 . В свою очередь зубчатое колесо Z_2 через вал-шестерню Z_3 соединяется с зубчатым колесом второй ступени Z_4 . Через вал-шестерню Z_5 соединяется зубчатое колесо Z_6 и шлицевой вал третьей ступени, на который насаживается выходное колесо.

Выходной вал установлен на двух конических подшипниках, все остальные опоры вала выполнены на шарикоподшипниках. В крышке редуктора имеется отверстие для заливки масла, закрываемое пробкой отдушиной со щупом. В нижней части корпуса имеется отверстие с пробкой для слива масла.

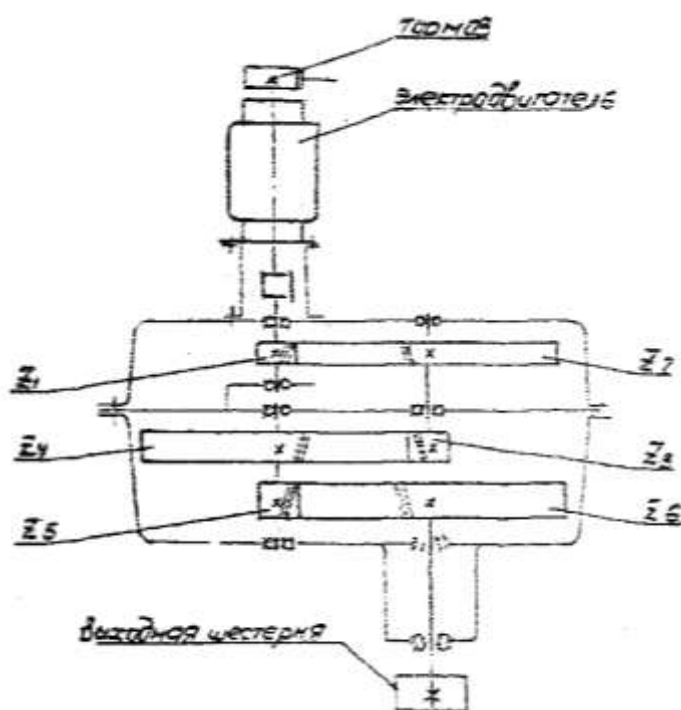


Рисунок 2 – Кинематическая схема

Тормоз механизма закреплен на лапах электродвигателя посредством рейки.

Торможение механизма поворота осуществляется специальным тормозом с горизонтально-расположенными и отдельно действующими колодками на тормозную муфту (рис.3).

Колодки, рычаги, пружины, регулирующие штифты, пальцы и электромагниты типа МО 100-Б смонтированы на кронштейне 7, привернутом к лапам электродвигателя. Тормозной шкив и тормозное устройство закрываются съемным кожухом 5 (см. рис.1).

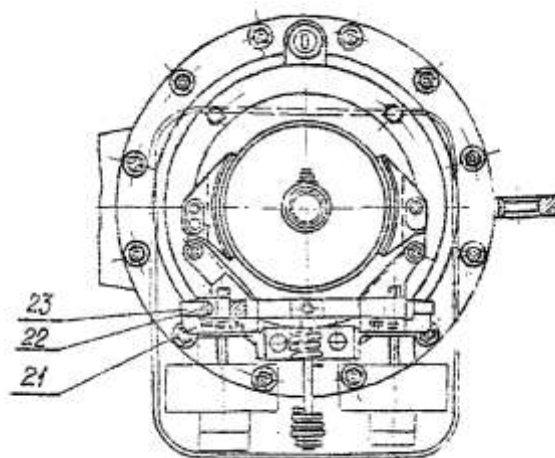


Рисунок 3 - Механизм поворота. Разрез по тормозу

Для разворота поворотной платформы вручную, как при транспортировке крана в составе автопоезда, так и при возникновении случайной необходимости во время эксплуатации крана, предусмотрена съемная безопасная «рукоятка механизма поворота», которая надвигается на ступицу тормозного шкива механизма поворота.

Безопасная рукоятка (рис.4) состоит из рукоятки роликовой муфты свободного хода и стопорного рычага. Ступица 1 смонтирована на подшипнике 2, в разъемном корпусе 3. Вращение ступицы 1 рукояткой 4 производится через двухстороннюю роликовую обгонную муфту. Муфта состоит из наружной обоймы 5, внутренней обоймы 6, связанной со ступицей болтами 7. Четыре ролика 8 уложенные на кольцо 9 между наружной и внутренней обоймами подпружинены гильзами 10. Корпус 3 удерживается от вращения стопорным рычагом 11, палец которого входит в одно из отверстий рамы тормоза 13.

При вращении рукоятки 4 ее вилка, нажимая на ролики 8, растормаживает обгонную муфту и передает движение внутренней обойме 6 и связанной с ней ступице 1. При обратном движении ролики 8 муфты заклиниваются, и крутящийся момент со стороны механизма поворота замыкается стопором 11 на раму тормоза.

Такая конструкция безопасной рукоятки обеспечивает поворот ходовой части крана при транспортировке и исключает самопроизвольное вращение рукоятки на уклонах и неровностях пути.

5. Варианты конструкций.

Ходовые и поворотные рамы кранов в процессе работы изнашиваются и повреждаются, причем если степень износа превысила допустимые размеры, то рамы подлежат ремонту.

Одним из видов износа рам является коррозия, особенно в тех местах, где они плохо окрашены, куда попадает и где застаивается влага. В рамах кранов могут появляться поперечные, продольные и наклонные трещины, прогибы продольных балок, буферных брусьев, отрыв и вмятины листов, трещины в углах соединений буферных брусьев с боковыми балками, трещины в буферных брусьях около отверстий ударно-тяговых приборов, трещины в швеллерах поворотной рамы в месте постановки котла и пр. Перед ремонтом рамы должны быть очищены от грязи и ржавчины и тщательно осмотрены. Если при осмотре будет обнаружено повреждение коррозией металлических частей рамы на глубину более третьей части поперечного сечения, то такие части должны быть заменены новыми. Все погнутые брусья рам выправляют. Трещины и надломы исправляют электросваркой или наложением на поврежденные места металлических накладок при помощи сварки. Толщина накладок должна быть на 10% больше толщины

ремонтируемой части бруса, а ширина накладки — не меньше ширины полки или полотна бруса, на который ставится накладка.

При ремонте сваркой балок и швеллерных брусьев, имеющих трещины на вертикальном полотне, по концам трещин высверливают отверстия диаметром 8 мм, а кромки трещин скашивают под углом 60—70°. Разделанные таким образом трещины заваривают электросваркой. Для усиления поврежденного места ставят накладки с двух сторон, если трещина сквозная, и с одной стороны, если трещина несквозная. Боковые грани накладок срезают под углом с закруглением в вершине с тем, чтобы сварной шов не ложился поперек бруса.

Изгибы продольных балок рам выправляют домкратами и затяжками. При значительных местных прогибах правку необходимо производить с предварительным нагревом выправляемых мест. Для нагрева применяют жаровни с горячим углем, паяльные лампы или газовые горелки.

Все скрепления рам должны быть проверены, а ослабшие заклепки переклепаны. Прогиб продольных балок поворотных рам в вертикальной плоскости должен быть не более 25 мм, а в горизонтальной плоскости — не более 15 мм. Прогиб поперечных балок допускается;

не более 10 мм, а перекося рамы в горизонтальной плоскости — не более 20 мм. Прогиб балок ходовых рам допускается: в продольном направлении в пределах 20—30 мм, в поперечном — 12—8 мм (предельный — соответственно 40—25 мм).

Кронштейны поворотной рамы должны быть перпендикулярны раме и параллельны между собой. Отклонения допускаются в местах постановки осей барабанов и траверсы стрелы на ± 2 мм, а в остальных частях на 1–5 мм. При ремонтах допускается наплавка отверстий для осей барабанов в кронштейнах и щековинах с последующей обработкой по диаметру осей. Погнутые листы настила поворотной рамы выправляют, а оторванные приваривают. При постановке новых листов их толщина должна быть не менее 5 мм. Подножки крана, скобы, погнутые части рельсовых захватов исправляют, изношенные валики заменяют новыми. Забитую и изношенную резьбу хвостовиков исправляют. Проверяют и исправляют балки выносных опор, детали для их вытаскивания и закрепления. Исправляют также и бетонную балластировку рамы, если в этом есть необходимость.

Опорные кольца могут иметь следующие неисправности: выработку поверхности катания — общую, т. е. по всему кругу катания, и местную, трещины, ослабление крепления к раме, перекося. Общий износ опорных колец по высоте допускается не более 10—20 мм; этот износ компенсируется постановкой подкладок соответствующей толщины под подошву кольца. При наличии местных выработок на поверхности опорного кольца более 2 мм кольцо необходимо обточить. Допускается наплавка местных выработок с последующей обработкой. Опорные кольца должны лежать в плоскости, перпендикулярной оси центральной колонны. Трещины в опорных кольцах исправляют электросваркой. Для этого трещину разделяют под электросварку и заваривают. Если сварка выходит на поверхность катания, то это место должно быть зачищено пилой или наждачным кругом.

Опорные катки могут иметь выработку по всей окружности катания, выработку местную и выбоины (скользуну). Втулки и оси катков могут иметь износ и задиры. Для устранения проката, который допускается в пределах 5 мм, катки обтачивают на станке. Местный прокат и выбоины катков исправляют наплавкой с последующей обработкой на станке. Уменьшение диаметра катка при обработке должно быть не более 6 мм от размера по чертежу. Катки не должны иметь овальности; разность диаметров комплекта катков на кран после обработки должна быть в пределах 0,1—0,5 мм.

Изношенные втулки катков заменяют новыми, а оси восстанавливают наплавкой с последующей обработкой на станке. Для увеличения срока работы осей их необходимо цементировать, хромировать или закаливать токами высокой частоты.

Боковой разбег собранных катков на осях должен соответствовать чертежному размеру. При ремонте опорных катков необходимо осмотреть и исправить все смазочные приспособления, а смазочные отверстия прочистить.

В процессе работы происходит износ подшипников, наружных и внутренних втулок центральной колонны, ослабление ее в местах крепления, а также просадка колонны и износ трущихся поверхностей.

Центральная колонна должна плотно сидеть в своем гнезде без какой-либо слабину. Трущиеся поверхности колонны, подшипников и втулок не должны иметь задиров, риск, забоин и значительных выработок. Износ чугунного подшипника центральной колонны кранов типа ПК-6 по диаметру допускается в пределах 3 мм. Зазор между верхней гайкой колонны и подшипником должен быть не более 3 мм. Уменьшение диаметра рабочей части колонны при капитальном ремонте допускается в пределах 1 мм против размера по чертежу, а при среднем ремонте — до 2 мм.

Зазор между подшипником и колонной в средней части не должен быть более 1 мм при капитальном и 2 мм при среднем ремонте.

Изношенную поверхность центральной колонны можно исправить наплавкой. Наплавку производят валиками по образующей вдоль оси, наплавляя их поочередно по одному с каждой противоположной стороны. Толщина валика 4—5 мм, ширина 9—10 мм, длина не менее 150 мм. Каждый наплавленный последующий валик должен перекрывать предыдущий на $\frac{1}{3}$ его ширины. При наплавке подрезы не допускаются. После наплавки колонна должна быть подвергнута отжигу, для чего ее нагревают до температуры 600—650° С, медленно охлаждают и обрабатывают на станке. После проточки на наплавленном месте не должно быть пор, черноты, непроваренных мест и подрезов на границе основного металла. На колонне ставят клеймо с указанием сварщика, производившего наплавку.

Большой зазор подшипника можно устранять постановкой в его среднюю часть чугунной втулки с толщиной стенок 17 мм. Для этого подшипник должен быть предварительно расточен. Заварка трещин и наплавка внутренней поверхности подшипника не допускаются. Подшипник центральной колонны укрепляют точеными болтами, которые должны плотно входить в отверстия фланца и рамы под легкими ударами молотка.

Изношенные втулки центральной колонны заменяют новыми. Разработанные места для центральной колонны в раме крана исправляют наплавкой с последующей обработкой по диаметру колонны.

Все смазочные отверстия должны быть прочищены, а смазочные устройства приведены в исправное состояние. Гайки, крепящие колонну, должны иметь исправную резьбу и исправные стопорные болты. Шпонки, удерживающие колонну от провертывания, подвергают осмотру и, если они имеют вмятины или забоины, их заменяют новыми.

1.24 Лекция № 24 (2 часа).

Тема: «Металлоконструкция кранов»

1.24.1 Вопросы лекции:

1. Назначение. Типовые элементы конструкции.
2. Материалы металлоконструкций.
3. Расчетные нагрузки.
4. Расчет и конструирование металлоконструкций.

1.24.2 Краткое содержание вопросов:

1. Назначение. Типовые элементы конструкции.

На металлоконструкции грузоподъемной машины, являющейся ее остовом, монтируют все механизмы, приводы и системы управления. На изготовление металлоконструкций расходуется значительное количество металла. От свойств металлоконструкций зависит долговечность и надежность работы механизмов и грузоподъемной машины в целом. Поэтому при проектировании металлических конструкций следует стремиться экономно расходовать материалы и одновременно обеспечивать надежность, долговечность, удобство обслуживания и ремонта; применять экономичные профили проката и эффективные марки сталей; применять конструкции, обеспечивающие наименьшую трудоемкость изготовления, транспортирования и монтажа; предусматривать технологичность изготовления и монтажа конструкций; применять соединения прогрессивных типов (автоматическая и полуавтоматическая сварка); предусматривать защиту элементов конструкции от коррозии и удобный доступ для выполнения швов и их контроля. Все конструкции должны быть доступными для наблюдения, очистки, окраски, а также не должны задерживать влагу и затруднять проветривание. Замкнутые профили должны быть герметизированы. Металлические конструкции должны иметь соответствующую прочность, сопротивление усталости, устойчивость и жесткость элементов с учетом условий изготовления, транспортирования, монтажа и эксплуатации. Металлоконструкции должны быть транспортабельны при перевозке железнодорожным, водным или автомобильным транспортом. Металлические конструкции грузоподъемных машин выполняют сварными и клепаными, но изготовление сварных конструкций более производительное и дешево. Черные металлы. Металлоконструкции грузоподъемных машин изготавливают из стальных листов, фасонного проката, труб, гнутых и штампованных профилей, при этом используют как профили универсального назначения, так и специально выпускаемые для отрасли подъемно-транспортного машиностроения, как например, тавровые и двутавровые профили для путей подвесных рельсовых дорог. Угловые профили и трубы широко используют в качестве элементов, работающих на растяжение - сжатие, швеллеры и двутавры применяют в качестве элементов, воспринимающих преимущественно изгибные нагрузки. Для сварных конструкций обычно применяют углеродистую сталь обыкновенного качества группы В, имеющую гарантии как по механическим свойствам, так и по химическому составу. Основной маркой стали является ВСтЗ, обладающая достаточно высокими механическими (прочность, ударная вязкость) и технологическими (свариваемость) свойствами.

2. Материалы металлоконструкций.

В зависимости от технологии плавки различают сталь спокойную (ВСтЗсп), полуспокойную (ВСтЗпс) и кипящую (ВСтЗкп). Спокойная сталь остывает в изложницах без бурного выделения газов, что обеспечивается полным раскислением металла с помощью присадок кремния, марганца, алюминия, связывающих газы. Сталь в этом случае обладает более высокими механическими свойствами. Кипящая сталь раскисляется не полностью, и в слитках остаются газовые пузыри; она имеет большую склонность к хрупким разрушениям, у нее ниже ударная вязкость при пониженных температурах, но она дешевле, чем спокойная сталь. Несущие элементы металлоконструкций следует изготавливать из спокойной или полуспокойной стали, а для вспомогательных элементов можно использовать кипящую или полуспокойную сталь. Наряду со сталью марки СтЗ применяют сталь марки М16С, содержащую меньше вредных примесей (фосфора, серы). Для конструкций, изготовляемых из трубчатых элементов, применяют стали марок 10 и 20. Кроме углеродистых сталей для изготовления ответственных элементов находят применение также низколегированные стали, обладающие более высокими значениями предела текучести и временного сопротивления, менее склонные к хрупкому разрушению при пониженных температурах, обладающие повышенной стойкостью против коррозии. Так в условиях агрессивных сред рекомендуется применять стали с добавкой меди, повышающей их коррозионную стойкость. Наибольшее распространение имеют

низколегированные стали марок 09Г2, 1СХСНД, 15ХСНД, 14Г2АФ, 14Г2АФД. Из легированных сталей повышенной прочности применяют также стали 16Г2АФ, 18Г2АФ и 18Г2АФД. Цифры с левой стороны в начале обозначения марки стали соответствуют среднему содержанию углерода в сотых долях процента. Цифры после букв показывают содержание легирующего элемента в процентах. Если содержание легирующего элемента меньше одного процента, то цифры после буквы не ставятся. Так, например, сталь 09Г2С имеет содержание углерода в среднем 0,09 %, марганца - до двух процентов, кремния - до одного процента. Сталь 15Г2АФДпс имеет 0,15 % углерода, до двух процентов марганца, менее одного процента азота (обычно 0,03%), ванадия (обычно 0,05 ... 0,15 %) и меди (обычно 0,4... 0,5 %). Индекс "пс" означает, что сталь полуспокойной плавки. Для тех районов страны, где температура в течение длительного времени может быть ниже минус 30°С к металлу, применяемому для изготовления металлоконструкций, предъявляют повышенные требования в отношении хладостойкости стали, так как в этих условиях отмечаются случаи хрупкого разрушения. Алюминиевые сплавы. Для уменьшения массы металлоконструкций ограниченное применение находят легкие сплавы на основе алюминия и магния. Наряду с малой плотностью (в 2,8...3 раза меньше, чем у стали), что дает возможность облегчать поддерживающие конструкции (подкрановые пути, эстакады и др.), они обладают высокой механической прочностью, близкой к прочности стали Ст3, большой коррозионной стойкостью, сохраняют высокие механические свойства при низких температурах (до -65°С). Ограниченное применение алюминиевых сплавов объясняется технологическими трудностями изготовления и ремонта кранов, высокой деформируемостью алюминиевых сплавов, а также необходимостью тщательной изоляции алюминиевых элементов относительно стальных во избежание интенсивной контактной коррозии. Алюминиевые сплавы имеют ряд недостатков, в том числе малый модуль упругости ($\approx 7 \cdot 10^4$ МПа), что снижает устойчивость элементов конструкции на сжатие, и высокий коэффициент линейного расширения, что приводит к увеличению температурных деформаций, а также низкое значение предела выносливости. Кроме того, стоимость алюминиевых сплавов примерно в 10 раз превышает стоимость стали Ст3 той же массы. Для расчетных элементов конструкции используют алюминиевые сплавы, имеющие в своем составе магний, типов АМг6 и АМг5. Для вспомогательных элементов применяют сплавы АМг2 (алюминий+магний), АМп (алюминий+марганец), АД31, АД32 и АВ (алюминий + магний + кремний). Металлоконструкции из алюминиевых сплавов изготавливают сваркой в атмосфере инертных газов или клепкой; способ соединения элементов конструкции определяют по марке сплава. Область применения сплавов на основе меди в современных кранах ограничена преимущественно элементами механизмов взрывозащищенных кранов. Неметаллические материалы находят ограниченное применение в слабонагруженных элементах механизмов и электрооборудовании (крышки, корпуса коробок и др.). Эластичные материалы применяют для амортизирующих прокладок и буферов. При выборе материалов для различных деталей следует учитывать специфические особенности работы ГПМ, а также ограниченность сортамента конкретного завода – изготовителя. При наличии у деталей резких переходов, выточек, отверстий и зубьев большое значение имеет малая чувствительность к концентрации напряжений. Для материалов, применяемых в металлоконструкциях, весьма важна свариваемость. **ПРИ ВЫБОРЕ МАТЕРИАЛОВ НЕОБХОДИМО УЧИТЫВАТЬ НАЗНАЧЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ, УСЛОВИЯ ИХ РАБОТЫ И ВОЗМОЖНУЮ ТЕХНОЛОГИЮ ИЗГОТОВЛЕНИЯ.** При выборе материалов в каждом конкретном случае необходимо исходить из условия экономической целесообразности, учитывая возможную стоимость детали, и стремиться установить (выбрать) наиболее выгодную (оптимальную) прочность материала. Количество применяемых марок материалов и их сортамента, по возможности, должно быть минимальным.

3. Расчетные нагрузки.

При расчете металлических конструкций кранов учитывают следующие нагрузки.

Вертикальные постоянные нагрузки. Они определяются массой металлоконструкции моста, механизма передвижения, троллеев, электрооборудования и аппаратуры.

Нагрузки, создаваемые массой балок моста, рабочих площадок, троллеев, а также трансмиссионным валом у механизма передвижения крана с центральным приводом принимают равномерно распределенными, а нагрузки, создаваемые массой приводов механизмов передвижения и массой кабины крановщика, — сосредоточенными.

Масса элементов металлоконструкций зависит от размеров их сечений, которые вследствие погрешностей при прокатке могут превышать номинальные размеры, предусмотренные соответствующими стандартами. При определении массы крана коэффициентом t_{ig} учитывается возможность ее увеличения из-за превышения размеров и вследствие других, технологических отклонений при изготовлении. При грузоподъемности крана до 12,5 т $zG=1,1$, при большей грузоподъемности $nG = 1,05$.

При определении массы пролетного строения моста, кабины и механизма передвижения крана обычно используются данные об аналогичных конструкциях, которые в процессе проектирования крана уточняются.

Для кранов легкого режима работы значения массы следует уменьшить на 10%, а для кранов тяжелого режима — увеличить на 10%. Для мостов, изготовляемых из низколегированных сталей, массу нужно уменьшать на 10—20%. Массу механизма передвижения крана среднего режима работы с центральным приводом и его площадки можно принимать равной 0,9 т при $Q=15$ т; 1,5 т при $Q = 20/5$ и $30/5$ т; 2,7 т при $Q= 100/20-250/32$ т. Распределенную нагрузку от массы трансмиссионного вала механизма передвижения можно принимать равной 0,1—0,2 т/м. Масса открытой кабины крановщика составляют 600—800 кг, закрытой — 1000—1200 кг, а масса электроаппаратуры в кабине — 400—500 кг. Вертикальными подвижными нагрузками для кранового моста являются силы давления ходовых колес тележки.

Для четырехколесных тележек задача, связанная с определением вертикальных сил давления ходовых колес, является один раз статически неопределимой. Для уточненного решения этой задачи кроме трех уравнений статики необходимо еще одно дополнительное уравнение деформаций, учитывающее погрешности изготовления крана (тележки) и основания.

При приближенном решении рама тележки рассматривается в виде статически определимой системы, и нагрузки на колеса определяются разложением сил и моментов. При этом рама тележки принимается в виде конструкции, состоящей из шарнирно сочлененных балок или в виде жесткой рамы. В последнем случае рама рассматривается как абсолютно жесткое тело, опирающееся до нагружения во всех четырех точках. При этом формулы, определяющие силы давления четырех ходовых колес, линейны относительно эксцентриситета приложения нагрузки, что не противоречит принципу независимости действия сил.

При числе ходовых колес тележки более 4, когда тележка выполняется с балансиrom, нагрузка на одно ходовое колесо принимается равной P/p_k , где P — нагрузка на ходовое колесо четырех-опорной тележки; p_k — число ходовых колес в балансире.

При расчете главных балок крановых мостов в случае отсутствия Данных, необходимо для определения эквивалентной нагрузки, коэффициент переменности нагрузки ϕ_z приближенно можно принимать для кранов среднего режима работы $\phi_z=0,75$ и 0,8; для кранов тяжелого режима $\phi_z=0,9$.

При определении динамических коэффициентов обычно рассматривают два случая: отрыв груза от основания при слабонатянутом канате (подъем с подхватом) и разгон (при подъеме) или торможение (при опускании) груза навесу. Динамические коэффициенты, принимаемые при расчетах на выносливость и прочность, определяют по одной и той же формуле, но с подстановкой разных значений скорости.

Динамические коэффициенты для случаев подъема груза мостовыми кранами, у которых канаты, спускающиеся с барабанов, располагаются вертикально, всегда больше динамических коэффициентов, определяемых для случая мгновенного торможения опускаемых грузов. Это объясняется тем, что при мгновенном торможении опускаемого груза в потенциальную энергию конструкции моста и канатов переходит лишь кинетическая энергия груза, а при отрыве груза от земли и в процессе подъема — кинетическая энергия не только груза, но и моста, прогибающегося вследствие натяжения канатов.

Как показали исследования крановых мостов, величина α , определяющая значение динамического коэффициента, изменяется в сравнительно небольших пределах; приближенно можно считать, что $\alpha \approx 0,025—0,04$. Поэтому динамический коэффициент зависит в первую очередь от скорости отрыва груза от земли и, следовательно, от номинальной скорости подъема груза. С увеличением грузоподъемности, скорости подъема, как правило, уменьшаются, в связи с чем для кранов большой грузоподъемности получаются меньшие значения динамических коэффициентов, чем для кранов того же режима работы, но меньшей грузоподъемности.

При определении динамических нагрузок коэффициенты перегрузки от масс груза и металлоконструкции не учитывают. Их не учитывают также и при определении горизонтальных инерционных нагрузок. Эти инерционные нагрузки от масс элементов пролетного строения моста (главных балок, рабочих площадок и т. п.) принимают равномерно распределенными по длине главных балок, а инерционные нагрузки от масс отдельно расположенных узлов (кабины, приводов механизмов передвижения) принимают в виде сосредоточенных сил. Инерционные нагрузки от масс тележки и груза также принимают в виде сосредоточенных сил и считают приложенными к головкам рельсов моста в местах расположения ходовых колес тележки и направленными при разгоне и торможении механизма передвижения крана перпендикулярно оси моста.

С целью упрощения расчета вместо двух (или четырех) таких сил для кранов с четырех- или восьми колесными тележками для каждой главной балки принимают одну силу — равнодействующую поперечных сил давления ходовых колес тележки на рельс главной балки, при этом считают, что тележка с грузом располагается в середине пролета. Для случая выхода из строя одного из приводов механизма передвижения крана с раздельным приводом рассматривают положение тележки около одной из концевых балок.

При расчете горизонтальных инерционных нагрузок по методике, изложенной в работе [10], сначала определяют наибольшее расчетное ускорение, обусловленное максимальным моментом двигателя (тормоза) и ограничиваемое условием сцепления ходовых колес с рельсами:

При этом величина j принимается не большей значения, определяемого по условию сцепления ходовых колес с рельсами при средних значениях.

При расчетах на прочность необходимо исходить из условия резкого разгона или торможения, принимая $P_{и} = 2(\tau_k + \tau_{г}) /$ при значениях, не превышающих величин, определяемых из условия сцепления при наибольших значениях.

В качестве расчетной сосредоточенной инерционной силы $P_{и}$ принимается большее из значений $P_{ип}$ и $P_{ит}$.

При работе кранов на открытом воздухе характерным является неравномерное влияние температуры и солнечной радиации на элементы главных балок. Различие в нагреве верхних и нижних поясных листов вызывает искривление балок, а нагрев вертикальных стенок — появление температурных напряжений. Поэтому при расчете кранов с пролетом более 40 м, работающих на открытом воздухе с колебаниями температуры $\pm 40^{\circ}\text{C}$, должны учитываться нагрузки, возникающие от тепловых деформаций пролетной части моста.

Ветровая нагрузка на кран и груз определяется в соответствии с указаниями ГОСТ 1451—77 «Краны грузоподъемные. Нагрузка ветровая». При этом принимаются поверхность номинального груза — без учета перегрузки, величина коэффициента перегрузки от действия ветровой нагрузки 1,1, а величина динамического коэффициента 1,0.

4. Расчет и конструирование металлоконструкций.

1.25 Лекция № 25 (2 часа).

Тема: «Проектирование и расчет транспортирующих машин с тяговым органом»

1.25.1 Вопросы лекции:

1. Общие сведения о ленточных конвейерах.
2. Принцип действия, устройство, общие характеристики, область применения.
3. Подбор ленты и проверка ее на прочность.
4. Определение сопротивлений движению тягового органа. Определение расчетной мощности.
5. Общие сведения о ковшовых элеваторах.
6. Определение размеров элементов конвейера. Виды загрузки и выгрузки.

1.25.2 Краткое содержание вопросов:

1. Общие сведения о ленточных конвейерах.

Ленточными конвейерами называют машины непрерывного действия, несущим и тяговым элементом которых является **гибкая лента**.

Ленточные конвейеры нашли широкое распространение в промышленности. Их применяют для перемещения сыпучих и штучных грузов на короткие, средние и дальние расстояния во всех областях современного промышленного и сельскохозяйственного производства; при добыче полезных ископаемых; в металлургии; на складах и в портах; применяют в качестве элементов погрузочных и перегрузочных устройств, а также в качестве машин, выполняющих технологические функции.

Широкое применение ленточных конвейеров обусловлено рядом **достоинств**:

- малая масса;
- простота конструкции;
- возможность транспортирования груза с высокими скоростями (до $6 \div 8$ м/с);
- большая производительность ленточных конвейеров (до 30000 т/ч);
- большая длина транспортирования ($3 \div 4$ км одним конвейером и более 100 км в системе из нескольких конвейеров).
- благодаря гибкости ленты, ленточный конвейер может иметь сложные трассы с горизонтальными, наклонными участками и с изгибами в горизонтальной плоскости;
- удобство контроля за работой.

Длина 1 става конвейера может достигать до 3-5 км иногда до 14 км, дальность транспортирования более 100 км, но более 70% конвейеров имеет ограниченную длину до 500м.

К **недостаткам** ленточных конвейеров относятся:

- высокая стоимость ленты (до 50%) и роли опор (до 30% от стоимости конвейера);
- фрикционный способ передачи тягового усилия, требующий первоначального натяжения;
- повышенное натяжение ленты при больших рабочих нагрузках и длительном сроке эксплуатации;
- сложность очистки от липких грузов;
- затруднена транспортировка пылевидных, горячих, тяжелых штучных грузов;
- невозможность использования для транспортировки горячих грузов;
- резкое падение производительности при увеличении угла подъема.

Величина предельного угла наклона конвейера зависит от свойств перемещаемого материала – главным образом от формы кусков, их крупности и влажности и допускается: – для рядового угля, руды и породы – до 18° ;

– для мелкокускового груза – до $19 \div 20^\circ$, а в отдельных случаях (так, для продуктов мокрого обогащения) – до $21 \div 22^\circ$;

– для крупного сортированного груза угол наклона до $16 - 17^\circ$;

– для брикетов и штучных грузов соответственно до $10 \div 12^\circ$.

При углах наклона больших, чем указанные, груз скатывается или скользит по ленте вниз.

При наклонной установке конвейера с подачей груза вниз предельный угол наклона снижается на $3 \div 5^\circ$.

Классификация ленточных конвейеров:

– *по области применения:*

- Конвейеры общего назначения (для насыпных и штучных грузов)
- Специальные (для погрузочных машин, передвижные, переносные)
- Подземные

– *по форме трассы:*

- Простые (с одним прямолинейным участком, горизонтальным или наклонным с движением вверх или вниз)
- Сложные (с ломанной трассой)
- Криволинейные (пространственные)

– *по углу наклона трассы*

- Горизонтальные
- Пологонаклонные
- Крутонаклонные (более 22°)
- Вертикальные

– *по направлению движения груза:*

- Подъемные
- Спускные

– *по форме ленты и размещению на ней груза*

- С плоской лентой
- С желобчатой лентой
- С верхней рабочей стороной
- С нижней рабочей стороной
- С обеими рабочими сторонами.

– *по типу тягового элемента*

- С резинотканевой лентой
- С резинотросовой лентой
- Со стальной цельнокатаной лентой
- С проволочной лентой

2. Принцип действия, устройство, общие характеристики, область применения.

Несущим и тяговым органом ленточного конвейера общего назначения является бесконечная гибкая лента, опирающаяся своими рабочей и холостой ветвями на роликовые опоры и огибающая на концах конвейера приводной и натяжной барабаны. У коротких конвейеров, предназначенных для штучных грузов, рабочая ветвь ленты может скользить по деревянному или металлическому настилу. Передача движения ленте осуществляется фрикционным способом от приводного барабана. Необходимое первоначальное натяжение на сбегавшей ветви ленты создается натяжным барабаном при помощи натяжного устройства, которое в основном выполняют грузовым. Ленты загружают сыпучим материалом через загрузочную воронку, устанавливаемую обычно в начале конвейера у концевого барабана. Разгрузка ленты может быть концевой с приводного барабана или промежуточной, для чего используют передвижную разгрузочную тележку или стационарные плужковые сбрасыватели. Направление потока, сбрасываемого с барабана материала, обеспечивается разгрузочной коробкой. Для очистки ленты с рабочей стороны от оставшихся частиц устанавливают вращающиеся щетки (капроновые, резиновые) или неподвижный скребок. Для многих транспортируемых материалов установка очистного устройства является необходимой,

так как прилипшие частицы, образуя на роликах холостой ветви трудноудаляемую неровную корку, могут привести к неравномерному их вращению и ускоренному износу ленты. Хорошо очищает ленту вращающийся барабан со спиральными скребками. Для сбрасывания случайно попавших на внутреннюю поверхность холостой ветви ленты частиц перед натяжным барабаном рекомендуется устанавливать дополнительный сбрасывающий скребок. Очистка ленты после приводного барабана необходима еще и потому, что прилипшие частицы, осыпаясь от встряхивания под каждой опорой холостой ветви, могут образовывать завалы, усложняющие эксплуатацию конвейера. Для центрирования обеих ветвей ленты и исключения ее чрезмерного поперечного смещения применяют различные центрирующие роликовые опоры. Привод барабана ленточного конвейера состоит из электродвигателя, редуктора и соединительных муфт. На поворотных участках ветвей трассы устанавливают роликовые батареи, обеспечивающие плавный перегиб ленты, или поворотные барабаны. Все элементы конвейера монтируют на металлоконструкции, прикрепляемой к фундаменту или к несущим частям здания.

Металлоконструкции с приводным барабаном, приводом и разгрузочной коробкой называют приводной станцией. Элементы конструкции с натяжным устройством составляют натяжную станцию. Все остальное относится к средней части конвейера, которая выполнена из одинаковых линейных секций. Все линейные секции, переходные участки, приводная и натяжная станции соединены болтами. Как правило, для сыпучих грузов применяют многороликовые опоры, образующие желобчатую ленту. Такая форма ленты при одинаковой ширине и скорости позволяет получить более чем двукратное увеличение производительности.

Двухбарабанные сбрасывающие тележки предназначены для промежуточной разгрузки только сыпучих материалов в стороны от ленты по одному из отводящих патрубков. Стационарные плужковые сбрасыватели можно использовать как для сыпучих, так и штучных грузов. Известны конструкции передвижных на тележках плужковых сбрасывателей. Помимо указанных выше элементов, конвейеры оборудуют стопорными устройствами или двухколодочными нормально закрытыми тормозами, а также размещенными на наклонных участках трассы ловителями ленты на случай ее обрыва, приспособлениями безопасности и автоматическими устройствами управления. Особенности конструкции конвейера зависят от типа применяемых лент. Ленточные конвейеры со стальной лентой при одинаковой с конвейерами общего назначения схеме отличаются от последних отдельными элементами конструкции из-за повышенной жесткости ленты. Барабаны для стальной ленты имеют большие размеры, а роликовые опоры выполнены в виде дисков на одной оси, пружинных роликов, настила с бортами или без бортов. Для конвейеров с проволочными лентами возможно применение опор с одним горизонтальным роликом. На этих конвейерах из-за неплотности ленты транспортируются в основном штучные грузы. Конвейеры с проволочными лентами могут работать при высокой температуре до 1100°.

Стремление устранить ленту как тяговый орган привело к разработке канатно-ленточных конвейеров с двумя опирающимися на блоки тяговыми канатами и лежащей на них ленты с грузом. Сочетание ленты с тяговой цепью позволило создать ленточно-цепные конвейеры. Тяговая цепь у этого конвейера катится по направляющим блокам, а боковые части ленты опираются на наклонные поддерживающие ролики. При использовании ленточных конвейеров для подачи груза на большую высоту длина конвейера зависит от угла его наклона; чем круче конвейер, тем длина его меньше. Уменьшение длины конвейера снижает его стоимость и уменьшает занимаемую им площадь в производственном помещении или на территории обслуживаемого объекта. Поэтому для уменьшения длины и стоимости конвейера и в случае производственной необходимости применяют крутонаклонные и вертикальные конвейеры с большими углами наклона до 90°. Здесь можно отметить конвейеры с верхними прижимными элементами: с цепной сетчатой лентой, прорезиненной тканевой лентой и катками с

дополнительной лопастной лентой. Во многих случаях увеличение угла наклона достигается применением специальных рифленых лент с уступами или гребнями на рабочей стороне. Для сильно пылящих материалов используют конвейеры с трубчатой лентой, имеющей застежку типа «молния» и устройство для ее открывания и закрывания. В условиях пересеченной местности удобно применять конвейеры с лентой подвешенной на цепях к кронштейнам и стальным проволочным канатам, лежащим на опорных блоках. Разновидностью этих конвейеров считаются конвейеры с трубчатой лентой, также подвешенной к стальным проволочным канатам на цепях.

Из многочисленного семейства передвижных и переносных ленточных конвейеров показан крутонаклонный ленточный погрузчик легкого типа с переменным углом наклона и поперечными планками на ленте. У большинства передвижных ленточных конвейеров применяют мотор-барабан с встроенным в него приводом и винтовое натяжное устройство, расположенное в верхней части машины.

Ленточные конвейеры для подземного транспортирования грузов рассчитаны на возможность использования в стесненных габаритных условиях, а также для перемещения людей и тяжелых штучных грузов.

Ленточные конвейеры большой мощности и значительной длины по конструкции аналогичны конвейерам общего назначения. Однако отдельные элементы конвейеров большой мощности отличаются не только пропорциональным увеличением размеров, но и качественными специфическими особенностями. Привод, например, выполнен с двумя приводными барабанами, натяжное устройство имеет систему изменения натяжения в ленте при пуске и при изменении ее загруженности материалом. Для загрузки ленты применяют питатели, обеспечивающие определенную подачу груза, соответствующую производительности конвейера. На конвейерах применяют ловители для ленты, мощные тормоза и приспособления для контроля за работой и безопасностью обслуживания.

Расчет конвейеров большой мощности необходимо производить по уточненным методикам. Особенно важным при расчете этих конвейеров является использование обоснованных точных значений сопротивлений движению ленты и сопротивлений в пункте загрузки.

3. Подбор ленты и проверка ее на прочность.

Конвейерные ленты – основной элемент ленточных конвейеров.

Назначение конвейерных лент – перемещение грузов на заданное расстояние путем передачи возникающих тяговых усилий. (поэтому часто эти ленты именуют транспортерными)

Конструкция практически всех типов лент состоит из:

- тягового сердечника , который служит основой конвейерной ленты и несет на себе основную тяговую нагрузку.
- рабочей и нерабочей обкладки, выполняющих роль защитных элементов.
- резиновых бортов, предотвращающих расслоение лент.

По назначению конвейерные ленты делятся на:

- конвейерные ленты общего назначения
(температурный режим работы от -45°C до +60°C)
- морозостойкие конвейерные ленты
(температурный режим работы от -60°C до +60°C)
- теплостойкие конвейерные ленты
T1 (температурный режим работы от -45°C до +100°C)
T2 (температурный режим работы от -45°C до +150°C)
T3 (температурный режим работы от -45°C до +200°C)
- огнестойкие (трудносгораемые)
(температурный режим работы от -45°C до +60°C)
- маслобензостойкие

- пищевые

Также ленты можно условно разделить на два типа

- «обычные»- конвейерные ленты с гладкой поверхностью
- «с рисунком»- конвейерные ленты с перегородками, шевронные, рифленые и пр. (данные ленты применяются на конвейерах с повышенным углом наклона)

4. Определение сопротивлений движению тягового органа. Определение расчетной мощности.

Определение натяжений в характерных точках контура трассы конвейера начинаем с точки 1, усилие в которой $S_1 = S_{сб}$ пока не известно. Условия работы в данном случае считаем средними, очистительные устройства отсутствуют.

Обходя последовательно контур от точки к точке по ходу движения ленты, выражаем натяжения ленты в этих точках через неизвестное S_1 .

На участке 1–2 сопротивлений движению нет, т.е. $W_{1-2} = 0$ и $S_2 = S_1$.

Сопротивление, H , на отклоняющем барабане определяется по формуле (3.11):

$$W_{2-3} = S_{нб}(k_n - 1) = S_2(k_n - 1) = S_2(1,03 - 1) = S_1(1,03 - 1) = 0,03S_1,$$

а натяжение, H , в точке 3 по выражению

$$S_3 = S_2 + W_{2-3} = S_1 + 0,03 S_1 = 1,03 S_1.$$

Таким образом, натяжение в точке 3 при огибании барабана с углом обхвата до 90° определяется соотношением

$$S_3 = k_n S_2.$$

Сопротивление на прямолинейном участке 3–4 холостой ветви в общем виде по уравнению (3.10) равно

$$W_x = wg(q_p^x L^x + q_l L_r^x) \pm q_l g H^x.$$

Поскольку в данном случае $H^x = 0$, то сопротивление, H , на участке 3–4:

$$W_{3-4} = wg(q_p^x L_{3-4} + q_l L_{3-4}),$$

а натяжение, H , в точке 4:

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} = 1,03 S_1 + wg(q_p^x L_{3-4} + q_l L_{3-4}).$$

Натяжение в точке 5 без учета сопротивлений в месте загрузки (H) при угле обхвата барабана 180° :

$$\begin{aligned} S_5 &= k_n S_4 = 1,05 S_4 = 1,05 [1,03 S_1 + wg(q_p^x L_{3-4} + q_l L_{3-4})] = \\ &= 1,08 S_1 + 1,05 wg(q_p^x L_{3-4} + q_l L_{3-4}). \end{aligned}$$

Поскольку участок загрузки по протяженности мал по сравнению с длиной конвейера, принимаем его по длине сведённым в точку 5', совпадающей с точкой 5, так как участок загрузки расположен вблизи от натяжного барабана.

Сопротивление, H , в месте загрузки (точка 5') определяется по уравнению (3.12):

$$W_3 = W_{3y} + W_{3б} + W_{3п}.$$

Окончательно натяжение в точке 5, с учетом сопротивлений в месте загрузки, H :

$$S_5 = 1,08 S_1 + 1,05 wg (q_p^x L_{3-4} + q_l L_{3-4}) + W_3.$$

Сопротивление, H , на прямолинейном груженом участке рабочей (верхней) ветви конвейера в общем виде определяется по (3.8):

$$W_r = wg [(g_r + g_l) L_r + q_p^p L_r] \pm (q_r + q_l) gH.$$

Поскольку в данном случае $H = 0$, то сопротивление, H , на прямолинейном груженом участке 5–6

$$W_{5-6} = wg [(q_r + q_l) L_{5-6} + q_p^p L_{5-6}].$$

а натяжение в точке 6:

$$S_6 = S_5 + W_{5-6} = 1,08 S_1 + 1,05 wg (q_p^x L_{3-4} + q_l L_{3-4}) + W_3 + \\ + wg [(q_r + q_l) L_{5-6} + q_p^p L_{5-6}].$$

При рассмотрении структуры последнего уравнения приходим к выводу, что усилие в ленте в точке набегания на приводной барабан сводится к виду

$$S_6 = A S_1 + B, \quad \text{или} \quad S_{нб} = A S_{сб} + B,$$

где A и B – числовые коэффициенты, причем A коэффициент безразмерный, а B имеет размерность сопротивления, H .

С другой стороны, усилия $S_{нб}$ и $S_{сб}$ связаны между собой условием отсутствия проскальзывания ленты по приводному барабану (3.14):

$$S_{нб} \leq S_{сб} e^{f\alpha}, \quad (3.14)$$

где e^{fa} – тяговый фактор (табл. 3.4); $e = 2,72$ – основание натуральных логарифмов; f – коэффициент трения между лентой и поверхностью приводного барабана, назначается исходя из заданных для проектирования и дополнительно назначенных данных, а также условий работы (см. табл. 3.2); α – угол обхвата барабана лентой, рад. Для данного примера условие отсутствия проскальзывания ленты на барабане имеет вид

$$S_6 \leq S_1 e^{f\alpha}.$$

Таким образом, получили систему двух уравнений с двумя неизвестными

$$\begin{cases} S_6 = AS_1 + B \\ S_6 = S_1 e^{\alpha} \end{cases},$$

при решении которой определяется величина S_1 и все остальные натяжения в характерных точках трассы.

Максимальное натяжение на рабочей ветви конвейера (в данном случае это S_6) проверяется по условию отсутствия провисания ленты с грузом между рядовыми роlikоопорами во избежание ударных нагрузок в момент набегания на ролик кусковых грузов и их ссыпания:

$$S_6 \geq S_{\min}^{\text{гр}} \quad (3.15)$$

где $S_{\min}^{\text{гр}} = (5 \dots 10) (q_r + q_l) g l_p$ – наименьшее допустимое натяжение, Н, ленты. Если условие (3.15) не выполняется, то уменьшают шаг расстановки роlikоопор на рабочей ветви l_p или принимают натяжение S_1 в точке 1, равным $S_{\min}^{\text{гр}}$ и выполняют еще раз тяговый расчет, добиваясь выполнения условия (3.15), при котором отсутствует недопустимое провисание ленты с грузом.

Тяговое усилие, Н, на приводном барабане с учетом сопротивлений:

$$F_0 = S_{H6} - S_{с6} + W_{1-6} = S_6 - S_1 + W_{1-6},$$

где $W_{1-6} = (k_p - 1) S_6 = 0,05 S_6$ – сопротивление на приводном барабане при угле обхвата 180° . Для других углов обхвата значение k_p приведено выше в пояснении к формуле (3.11).

5. Общие сведения о ковшовых элеваторах.

Элеваторами называют машины непрерывного транспорта, предназначенные для перемещения насыпных грузов и реже штучных в вертикальном или крутонаклонном направлениях (наклон $70\text{—}75^\circ$).

Для транспортирования насыпных материалов применяют ковшовые элеваторы. Ковшовый элеватор (рис. 111) состоит из приводного 1 и натяжного 2 барабанов (звездочек), тягового органа 3 (цепи или ленты) и ковшей 4. Верхняя часть с приводным устройством называется головной, нижняя часть с натяжным устройством — башмаком. Перемещаемый материал, засыпаемый в загрузочный башмак, частично попадает непосредственно в ковши, а частично на закругленное днище башмака, откуда зачерпывается ковшами.

При переходе ковшей через верхние звездочки или барабан материал высыпается из ковшей, поступая в загрузочный лоток, и отводится в бункера или к машинам.

Ковшовые элеваторы разделяют:

- 1) по характеру установки: а) вертикальные; б) наклонные;
 - 2) по роду тягового органа: а) ленточные; б) цепные (одно - цепные и двухцепные);
 - 3) по скорости движения ковшей: а) быстроходные с центро - бежно-самотечной разгрузкой; б) тихоходные с самотечной разгрузкой;
 - 4) по расположению ковшей: а) с расставленными ковшами; б) с сомкнутыми ковшами.
- Основные параметры вертикальных ковшовых элеваторов приведены в ГОСТе 2036—53.

По сравнению с другими транспортирующими устройствами элеваторы занимают меньше места в плане и позволяют компактно расположить сооружения и агрегаты.

Поэтому элеваторы, наряду с ленточными конвейерами, получили наиболее широкое распространение на заводах строительных материалов, являясь основным видом межэтажного транспорта.

Эффективность их применения зависит от физических свойств перемещаемых материалов (крупности кусков, липкости). При зачерпывании материала ковши и тяговые органы испытывают значительные ударные нагрузки, особенно при крупнокусковом твердом материале, и быстро выходят из строя. Но при рациональном устройстве питателей, правильном выборе скорости движения ковшей, их размеров и формы элеваторы работают достаточно надежно, и область их применения весьма широка.

6. Определение размеров элементов конвейера. Виды загрузки и выгрузки.

Расчет ковшового конвейера выполняется в два этапа: предварительное определение основных параметров и ходовой части по исходным данным; поверочный расчет с параметрами, определенными в первом этапе [1].

Производительность ковшового конвейера

$$Q = \frac{3,6 v_0 v \psi}{a_k}, \quad (4.31)$$

где v_0 – объем ковша, л;

$v = 0,16–0,4$ м/с – скорость конвейера;

$\psi = 0,7–0,85$ – коэффициент заполнения ковшей (меньшее значение для кусковых, большее – для хорошо сыпучих пылевидных и зернистых грузов);

a_k – шаг ковшей, м.

Размеры ковша проверяют по условию кусковатости.

Предварительное натяжение тяговых цепей

$$S_{\max} = \{S_0 + \omega[(q_r + q_0)L_r + q_0L_x] + (q_r + q_0)H\}(1 + 0,1y), \quad (4.32)$$

где S_0 – начальное натяжение цепей, принимается $S_0 = 20–30$ кН;

L_r – длина загруженных горизонтальных участков, м;

L_x – длина порожних горизонтальных участков, м;

H – высота подъема груза, м;

y – количество поворотных устройств (включая НУ).

Расчетное усилие на одну цепь

$$S_{\text{расч}} = 1,15 S_{\max} / 2. \quad (4.33)$$

Расчет размеров тяговых цепей проводится с учетом динамических нагрузок. По расчетному усилию выбирают тяговую цепь и определяют нагрузки q_0 и q_r , q_0 – распределенная масса движущихся частей, $q_0 = (250–300)B$, B – ширина ковша, м; q_r – распределенная масса груза на 1 м полотна конвейера, $q_r = Q / 3,6 v$.

Определение сил сопротивлений.

На горизонтальных прямолинейных участках:

– для загруженной ветви $W_r = (q_r + q_0) L_r \omega$;

– для холостой ветви $W_x = q_0 L_x \omega$.

На поворотных и натяжных устройствах

$$W_{зв} = S_{n-1}(\xi - 1), \quad (4.34)$$

где S_{n-1} – натяжение перед поворотным устройством, Н;

ξ – коэффициент сопротивления движению на ходовой части на поворотных и натяжных устройствах.

Сопротивления на разгрузчиках

$$W_p = 1,2 (m_k g + q_r t_k), (4.35)$$

где m_k – масса порожнего ковша, кг;

t_k – шаг ковша, м.

Максимальное натяжение цепей $S_{\max} = S_{\text{нб}}$.

Окружное усилие на приводных звездочках

$$P_0 = S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}} (4.36)$$

Крутящий момент на приводном валу

$$M_{\text{пр}} = (P_0 D_0) / 2 \eta_{\text{пр}}, (4.37)$$

где D_0 – диаметр начальной окружности приводных звездочек, см;

$\eta_{\text{пр}} = 1 / \xi$ – КПД привода вала.

Мощность электродвигателя

$$N = v k_3 \Sigma W / \eta, (4.38)$$

где k_3 – коэффициент запаса;

По рассчитанной мощности двигатель выбирается по каталогу.

Тормозной момент

$$M_T = (q_r H - c_T \Sigma W)(D_0 / 2) \eta_{\text{пр}} = [q_r H - c_T (P - q_r H)] (D_0 / 2) \eta_{\text{пр}}, (4.39)$$

где c_T – коэффициент уменьшения сопротивлений.

1.26 Лекция № 26 (2 часа).

Тема: «Проектирование и расчет транспортирующих машин без тягового органа»

1.26.1 Вопросы лекции:

1. Конструкция винтового конвейера.
2. Классификация винтовых конвейеров.
3. Основы проектирования скребкового конвейера.
4. Общие сведения о пневмотранспортных установках.
5. Заборные устройства, трубопроводы, разгрузочные устройства, пылеуловители, фильтры.
6. Воздуходувные машины, аэрожелоба их расчет.

1.26.2 Краткое содержание вопросов:

1. Конструкция винтового конвейера.

В соответствии с типом конструкции корпус винтового конвейера может быть сделан влаго — и газонепроницаемым или пригодным для охлаждения, нагрева или сушки продукта во время транспортирования.

Обычно винтовые конвейеры не выделяют пыли и довольно бесшумны, когда работают в закрытом кожухе. Закрытые желоба различны по конструкции.

При транспортировке очень абразивных продуктов внутренние стенки желобов всех типов могут иметь накладки из специальной износостойкой стали. Горизонтальные или расположенные под незначительным углом желоба обычно покрывают пластинами, крепящимися на болтах. Для улучшения пыле — и влагонепроницаемости между крышкой и отогнутым краем желоба можно устанавливать уплотнение. Герметизация может быть улучшена изготовлением уплотняющих бороздок в обеих примыкающих друг к другу плоскостях. Вблизи промежуточных подшипников крепят крышки, которые

позволяют осуществлять контроль и текущий ремонт подшипников. Если требуется, крышки желобов можно оснастить взрыворазрядными клапанами.

Винт состоит в основном из вала и винтовой поверхности — непрерывной стальной ленты, приваренной к валу, наклон которой ограничен внутренним и внешним диаметрами вала. Вал винта — обычно бесшовная толстостенная труба с высокой прочностью на разрыв, небольшой массой и незначительным прогибом. Приводная часть и хвостовик приварены к валу. Винты небольшого диаметра или очень короткие винты имеют сплошной вал с затянутым на резьбе концом. После монтажа винтовой поверхности вал необходимо отцентровать и при необходимости снизить биение. При более длинном вале соединительные муфты секций вала имеют промежуточные подшипники.

Таким образом легко обеспечивается взаимозаменяемость секций, что особенно важно для цилиндрических валов.

Шаг винта обычно такой же, как диаметр винта. Перья винта должны характеризоваться низким сопротивлением трению. Их иногда закалывают или снабжают специальным покрытием для уменьшения износа и сопротивления продукта трению. Изредка проектируют отдельные перья шнека, и в этом случае перо представляет собой диск с соответствующим внутренним и внешним диаметрами. Эти перья соответственно изгибают до требуемого наклона и в конечном итоге устанавливают на валу одно за другим.

Винты могут иметь различную конструкцию. Показан двухзаходный винт, имеются две винтовые поверхности — одна внутри другой. Преимущество такого винта в том, что он препятствует движению назад продуктов с хорошей сыпучестью. Многозаходные винты обычно используют на вертикальных винтовых конвейерах.

Показан винт, состоящий из ленточной поверхности, проходящей на некотором расстоянии от вала и вблизи стенок желоба. Этот тип винта используют при транспортировании продуктов для обеспечения определенного смешивания. Их производительность почти равна производительности винта со сплошной поверхностью. Показана коническая винтовая поверхность с увеличением диаметра к выпускному отверстию. Приемное отверстие размещено в стороне винта с наименьшим диаметром. Конические винты используют для трудносыпучих продуктов, которые могут уплотняться; продукт разрыхляется в процессе транспортирования.

Помимо описанных, существуют некоторые другие варианты смешивания или перемешивания продукта в процессе транспортирования. В этом случае винтовую поверхность делают прерывистой или составляют из ряда износостойких смешивающих перьев.

Из-за невозможности полностью опорожнить желоб горизонтального винтового конвейера вследствие зазора между кромкой винтовой поверхности и стенкой желоба, могут смешиваться несколько продуктов. Существует также опасность повреждения продукта, так как он может защемляться между кромкой винтовой поверхности и стенкой желоба; продукт также подвергается непрерывному трению о стенки. Помимо этого, посторонние предметы в массе продукта могут вызвать значительное повреждение винтовой поверхности или даже закупорку винтового конвейера. Иногда винт можно освободить, повернув его в противоположном направлении.

Винтовую поверхность необходимо периодически проверять на наличие повреждений. Длинные винты обычно делают составными, из отдельных секций, которые можно легко снимать или ремонтировать. Осевое давление и прогиб винта, вызывающие контакт винта с желобом и его износ, необходимо проверять у очень длинных конвейеров. Обычно привод винтового конвейера располагается на разгрузочном конце; в этом месте вал работает на растяжение, а не на сжатие, что может вызвать искривление вала.

2. Классификация винтовых конвейеров.

Классификация. В зависимости от конфигурации трассы различают винтовые конвейеры:

- горизонтальные или пологонаклонные под углом 20° (основной тип);

- крутонаклонные и вертикальные;
- винтовые транспортирующие трубы.

Винтовой конвейер имеет желоб 4 (рис. 1, а) полукруглой формы, внутри которого расположен винт 5, вращающийся в подшипниках 3 при помощи привода 8. Материал загружается через загрузочное отверстие 2, а выгружается — через выходное отверстие 6 с задвижкой 7. Желоб обычно закрыт крышкой 1, но иногда имеет песочный затвор. Материал движется вверх под действием силы трения между ним и кожухом,

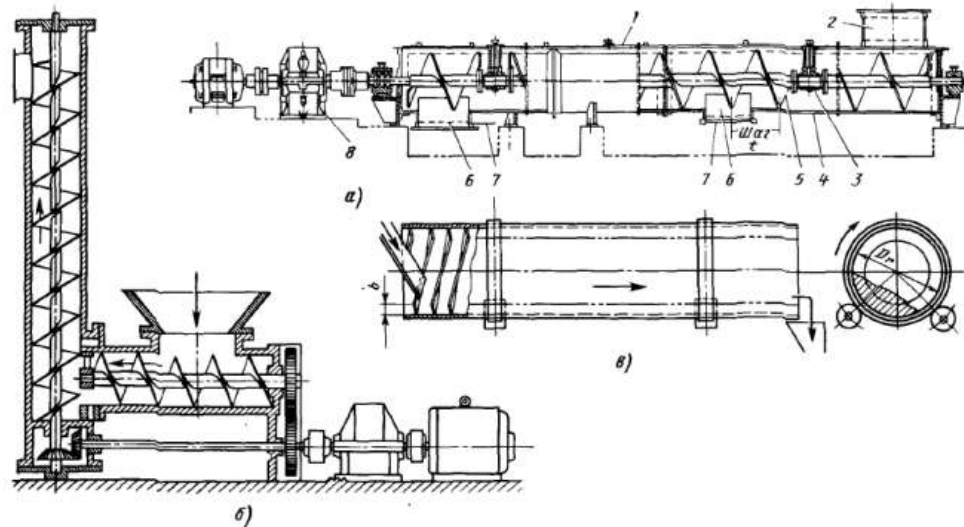


Рис. 1 Винтовые конвейеры: а) горизонтальный; б) вертикальный; в), транспортирующая труба

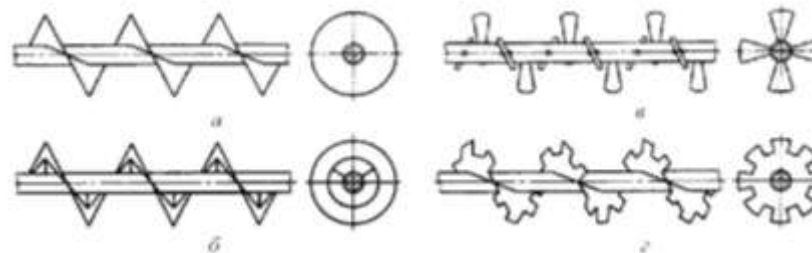


Рис. 2 Конструктивное исполнение винта: а) сплошной полнотенный; б) ленточный; в) лопастный; г) фасонный

возникающей из-за наличия центробежной силы от вращения частиц материала у поверхности винта. Сила трения замедляет движение частиц, и они, проскальзывая по поверхности винта, одновременно с вращательным имеют и поступательное движение вверх. Вертикальные конвейеры получают материал от горизонтальных винтовых конвейеров, создающих подпор материала. Производительность винтовых конвейеров в среднем 20 . . 40 м³/ч, но при больших размерах винта может составлять до 100 м³/ч. Основные параметры винтовых конвейеров общего назначения стандартизованы; в частности, диаметры D_v винтов выбирают из ряда: 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800 мм. Шаг винта $S = 0,8 D_v$ или $S = D_v$. По числу спиралей винта различают конвейеры с однозаходным и с многозаходным винтами. При многозаходном (обычно двухзаходном) винте материал перемещается с большей скоростью чем при однозаходном, и соответственно производительность конвейера повышается. По конструкции винта различают конвейеры со сплошным ленточным, фасонным и с лопастным винтами (рис. 2). Тип винта выбирают с учетом следующих соображений. Хорошо сыпучие материалы (цемент, мел, гипс, зола, сухой песок, гранулированный шлак) транспортируются сплошным винтом при коэффициенте наполнения желоба $e = 0,3 \dots 0,45$ и частоте вращения винта 50 ... 120 об/мин. Кусковые материалы (крупный гравий,

песчаник, известняк, шлак негранулированный) перемещаются ленточным или лопастным винтом при коэффициенте заполнения $\epsilon = 0,25 \dots 0,4$ и частоте вращения винта 40 ... 100 об/мин. Тестообразные, слеживающиеся и мокрые материалы (мокрая глина, бетон, цементный раствор) транспортируются

3. Основы проектирования скребкового конвейера.

Основное требование при проектировании скребковых конвейеров – их работа в автоматическом режиме без постоянного присутствия обслуживающего персонала. Долговечность основных деталей и узлов конвейеров с высокими скребками должна составлять не менее 8000 ч при круглосуточной эксплуатации. Все узлы конвейера должны быть транспортабельны (для автомобильного, железнодорожного и водного транспорта), иметь захватные элементы для удобства погрузочно-разгрузочных операций. В скребковых конвейерах для транспортирования абразивных грузов скребки и желобы должны быть изготовлены из материалов повышенной твердости, для липких (или клейких) грузов необходимо установить дополнительные очистные устройства. В линиях для слеживающихся грузов используют конвейеры с повышенной шириной желоба, а промежуточные емкости снабжают сводоразрушающими устройствами. Привод скребкового конвейера должен быть снабжен предохранительным устройством (муфта предельного момента, срезные пальцы), исключающим возможность поломки конвейера в случае его перегрузки или при заклинивании цепи. Расчет выполняют в два этапа: обобщенный расчет, при котором производится предварительное определение основных параметров, и поверочный расчет, в котором уточняются ранее выбранные и определенные параметры. В предварительном расчете определяют ширину желоба, мощность привода и натяжение цепи, производят выбор тягового органа и элементов привода, уточняют скорость рабочего органа. В поверочном расчете уточняют производительность, выполняют тяговый расчет, проверяют мощность привода, шаг скребков, усилие натяжного устройства.

4. Общие сведения о пневмотранспортных установках.

Теория пневматического транспорта есть отдел прикладной науки, базирующийся на законах гидроаэродинамики и развивающий их применительно к практике путем разработки режимов транспортирования и расчетных методик. Гидроаэродинамикой называется отдел гидроаэромеханики, в котором изучаются законы движения жидкостей и газов и их взаимодействие с твердыми телами. Гидроаэромеханикой называют раздел физики, в котором изучаются законы равновесия и движения жидкостей и газов, а также взаимодействие движущихся жидкостей и газов с омываемыми или твердыми телами. При этом жидкости и газы рассматриваются как сплошная среда, непрерывно распределенная в пространстве. Гидромеханику делят на два отдела - гидроаэростатики и гидроаэродинамики. Отдел гидроаэродинамики занимается изучением законов движения жидкостей и газов и их взаимодействия с твердыми телами.

Достоинства и недостатки пневмотранспортных систем

На современном деревообрабатывающем предприятии используются различные виды внутрицехового или межцехового транспорта (транспортёры с гибким тяговым органом, автомобильный, пневматический и др.). Основные достоинства пневматического транспорта заключаются в следующем: – гибкость трассы: транспортный трубопровод может быть проложен в любом направлении, может легко обходить препятствия; – высокая маневренность: по одному трубопроводу можно перемещать транспортируемый материал из разных мест в один пункт назначения или по нескольким адресам; – легкость автоматизации: с одного пульта можно дистанционно управлять всеми элементами установки; – компактность: транспортная установка имеет простую конструкцию, так как ее тяговый орган (воздух) взят из окружающей среды; – герметичность: при транспортировании материала исключается его потеря, что предотвращает загрязнение окружающей среды; – сопутствующие возможности: одновременно с транспортированием измельченного материала возможно выполнять другие технологические и санитарно-гигиенические операции: аспирацию цехов, сушку

материала, его фракционирование; – экономичность: при дальности транспортирования материала свыше 100 м пневматический транспорт в большинстве случаев экономичнее механического транспорта. В качестве недостатков пневмотранспорта отмечают большой удельный расход энергии, повышенный шум, создаваемый вентиляторами и движущимся материалом в трубах, измельчение материала и необходимость очистки отработавшего воздуха.

1.3. Основные понятия и определения В теории и практике аспирации и пневмотранспорта за многолетнюю историю сложился конкретный язык общения. Основные термины и определения [5] приведены в приложении А.

Классификация пневмотранспортных систем

Общая классификация

Все пневмотранспортные системы условно делят на два класса: аспирационные и транспортные. Аспирационные системы используются в деревообрабатывающих цехах, оснащенных станками, и предназначены для удаления стружки и пыли от станков и создания нормативных санитарно-гигиенических условий труда в рабочих зонах станков. Количество отсасываемого воздуха от станка определяется, прежде всего, выполнением главной функции аспирации, а не из условия надежности транспортирования отходов по трубопроводам.

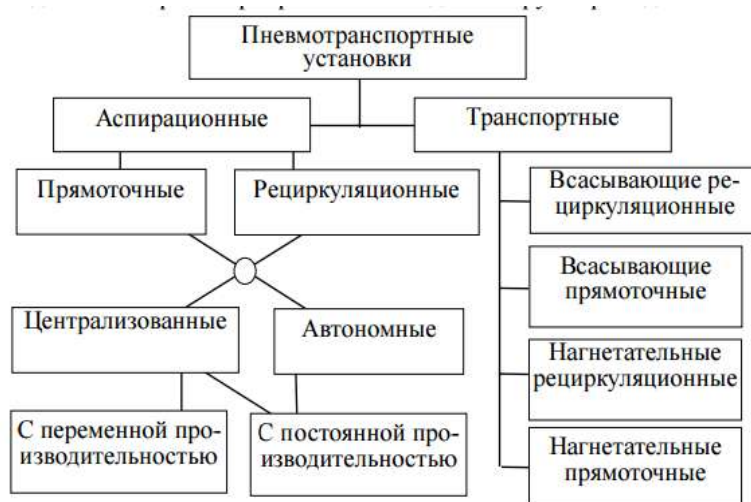


Рис. 1. Схема классификации аспирационных систем

Аспирационные системы могут быть прямоточные, рециркуляционные, централизованные, автономные, с переменной и постоянной производительностью. Транспортные пневмосистемы применяются на деревообрабатывающих предприятиях для перемещения измельченной древесины.

5. Заборные устройства, трубопроводы, разгрузочные устройства, пылеуловители, фильтры.

Разгрузочные устройства (разгрузители) предназначены для выделения транспортируемого материала из грузовоздушной смеси. Применяют объемные, центробежные и комбинированные разгрузители. Объемные разгрузители — это цилиндрические емкости достаточно большой вместимости. Попадая в такую емкость, грузовоздушная смесь резко теряет скорость и частицы материала под действием гравитационных сил опускаются на дно разгрузителя к выпускному патрубку, а воздух с оставшимися в нем мелкими частицами через верхний патрубок направляется к пылеотделителю. Центробежные разгрузители (циклоны) работают аналогично гидроциклонам. В комбинированных разгрузителях конструктивно объединены оба предыдущих типа, они состоят из объемной и центробежной камеры: в первой отделяются крупные частицы (основная часть груза), во второй — мелкие частицы. Корпуса разгрузителей и патрубки подвержены абразивному изнашиванию, причем более интенсивно изнашиваются циклоны. Разгрузители обычно при износе заменяют, но иногда для их восстановления вырезают изношенные участки и приваривают новые.

Пылеотделители предназначены для вторичной очистки воздуха после разгрузителя. Степень очистки воздуха после пыле-отделителя, выбрасываемого в атмосферу (из нагнетательных установок), регламентируется соответствующими санитарными нормами и должна быть достаточно высокой. В установках всасывающего типа, в которых воздух из разгрузителя отсасывается вакуум-насосом, степень очистки зависит от интенсивности изнашивания воздухоудных машин.

В качестве пылеотделителей применяют циклоны (при необходимости — батареи циклонов), и рукавные фильтры. Иногда рукавные фильтры встраивают в объемный разгрузитель. Грузовоздушная смесь поступает в разгрузитель — пылеотделитель через нижний патрубок. Материал оседает на конусное днище разгрузочной камеры, а запыленный воздух отсасывает вакуум-насос через вертикально подвешенные матерчатые рукава. Пыль оседает на рукавах, а очищенный воздух поступает к насосу. Рукава от пыли очищают путем обратной продувки атмосферным воздухом. Для этого одну секцию фильтров отключают от насоса клапанами. При открытии клапана атмосферный воздух проходит с большой скоростью через фильтр в разгрузитель, сдувая пыль с рукавов, которая осыпается на дно камеры. (На рис. 148 правая секция изображена в режиме продувки, левая — в рабочем режиме). Для улучшения очистки в конструкции некоторых рукавов предусматривают также встряхивание фильтров вручную или специальным приводом.

Материал из разгрузителей и пылеотделителей выпускают чаще всего через шлюзовые затворы.

Шлюзовой затвор состоит из корпуса и вращающегося от специального привода лопастного ротора, который в своих ячейках перемещает груз из приемного патрубка в выпускной. Так как шлюзовой затвор расположен между зонами с различным давлением, особые требования предъявляются к его герметичности.

Цилиндрические поверхности торцовых дисков ротора плотно пригнаны к корпусу, а в некоторых конструкциях дополнительно установлены уплотнительные кольца 10.

Концы лопастей и внутренняя поверхность корпуса интенсивно изнашиваются, в результате чего зазор между ними постоянно увеличивается. Слишком большие зазоры приводят к дроблению материала и снижению производительности из-за просачивания воздуха из нагнетательного трубопровода через затвор. Размер зазора периодически измеряют щупом.

Для повышения долговечности ротора концы лопастей выполняют из сменных чугунных или бронзовых пластин, которые при износе или поломке заменяют. В роторах с регулируемыми лопастями износ лопастей компенсируют выдвижением регулировочных пластин, которые перемещаются по лопастям, в направляющих, и фиксируют винтами. При замене изношенных пластин новые устанавливают так, чтобы ведущие кромки были направлены в сторону вращения ротора. Заменяемый ротор необходимо отцентрировать в корпусе затвора путем переворачивания ротора в сборе и изменения толщины прокладок между корпусом и торцовыми крышками.

6. Воздуходувные машины, аэрожелоба их расчет.

Общие сведения и устройство. Аэрожелоба предназначены для пологонаклонного транспортирования хорошо сыпучих порошкообразных грузов псевдооживленным потоком. Преимуществом аэрожелобов является: — низкая энергоемкость; — простота конструкции; — высокая производительность при малых размерах поперечного сечения; — отсутствие движущихся частей. Недостатком — возможность транспортирования только вниз и ограниченный ассортимент транспортируемых грузов. Аэрожелоб представляет собой трубопровод прямоугольного сечения, составленный из двух П-образных коробов — верхнего и нижнего, между которыми помещена пористая перегородка — керамическая или тканевая. Отдельные секции желоба длиной до 4 м соединены при помощи фланцев в общий аэрожелоб, длина которого, с учетом принятого угла наклона, не ограничена, а ширина составляет 100...800 мм. Нижний короб, служит воздухопроводом, в который через фильтр нагнетается воздух от воздухоудной машины.

Верхний короб является транспортным лотком, в который через верхний загрузочный патрубок подается транспортируемый груз. Он имеет линейные фильтры для выхода отработанного воздуха, которые представляют собой металлическую рамку с фильтрующей тканью, покрытую металлической сеткой. Воздух, фильтруясь через пористую перегородку, создает рассеянный вертикально восходящий поток по всей площади перегородки, в результате чего груз насыщается воздухом и приобретает свойство жидкости — текучесть и перемещается по пористой перегородке при наклоне желоба не менее $3...4^\circ$, а в отдельных случаях — до $7...8^\circ$. Отработанный воздух из верхнего лотка удаляется через фильтры. В зоне загрузки часто делают разгонные участки с увеличенным до $12^\circ...15^\circ$ углом наклона пористой перегородки, что позволяет увеличить скорость груза в направлении транспортирования за счет составляющей силы гравитации, в результате чего исключается скапливание груза в зоне загрузки аэрожелоба. Желоб может быть изогнут в горизонтальной плоскости по углом 15, 30 и 45° . Минимальный радиус закругления следует принимать равным 1,8 м. Мягкие пористые перегородки изготавливают из восьмислойных хлопчатобумажных плоских ремней или шестислойных цельнотканых хлопчатобумажных конвейерных лент, двухслойной капроновой ткани, четырех слоев брезента, тканей ТЛФУ-5Ц. Мягкие перегородки более удобны в эксплуатации, так как не ломаются при перекосе желобов. При температурах транспортируемого груза более $200...250^\circ\text{C}$ тканевые перегородки заменяют на асбестовые. В этом случае пористая перегородка состоит из слоя асбестового полотна марки АТ-4 и трех слоев стеклоткани (на внешней стороне). Иногда асбестовое полотно покрывают металлической саржей. Чтобы обеспечить должную натяжку мягкой пористой перегородки по ширине желоба, отверстия для болтов в перегородке пробивают со смещением их к осевой линии на половину диаметра болта, а диаметр отверстий должен быть на 20...25% меньше диаметра болта. Стыки между перегородкой и продольными фланцами верхнего и нижнего перегибов обрабатывают герметиком. Пористые перегородки из керамической плитки имеют больше сопротивление фильтрации воздуха через них и создают более равномерный рассеянный поток воздуха, что способствует лучшему псевдооживлению груза, находящегося на перегородке при меньших расходах воздуха и хорошо работают при транспортировании абразивных грузов. Керамические перегородки обеспечивают фильтрацию воздуха до $6\text{ м}^3/\text{м}^2\cdot\text{мин}$. Иногда вместо пористой перегородки устанавливают воздухораспределительную жалюзийную перегородку. Благодаря этому воздух подается в транспортный лоток не перпендикулярно, а под некоторым острым углом в направлении транспортирования. В результате воздух не только аэрирует груз, но и создает динамическое воздействие на него, что дает возможность осуществлять транспортирование не только по уклону, но и горизонтально и даже с небольшим подъемом вверх. На емкости, в которую подается груз из аэрожелоба, следует устанавливать фильтр для улавливания частиц груза из отходящего воздуха. Для предохранения груза от загрязнения и увлажнения воздухом, поступающего от воздуходувной машины, необходимо предусмотреть его очистку от воды и пыли. При окончании работы аэрожелоба прежде всего должна быть прекращена подача груза, при этом воздух подается до тех пор, пока основная масса груза истечет с пористой перегородки. На поверхности ее в зависимости от угла наклона может оставаться слой груза высотой 5...10 мм. Для обеспечения равномерной подачи воздуха по всей поверхности пористой перегородки, воздух следует подводить в аэрожелоб через каждые 30...40 м. В качестве воздуходувных машин рекомендуется применять вентиляторы высокого давления. Аэрожелоба широко применяются не только в цементной, но и во многих других отраслях промышленности для перемещения грузов, поддающихся аэрации. Например, аэрожелобами оборудуются бункерные приемные устройства для разгрузки железнодорожных составов с порошкообразными грузами на заводах алюминиево-магниевого промышленности (глинозем и т. п.), на заводах химической промышленности (апатитовый концентрат и т. п.). Аэрожелоба используются на различных силосных складах в сочетании с пневматическими подъемниками для

распределения груза по силосам, а также в качестве подсилосных установок для выдачи груза из силосов. Нашли применение аэрожелоба и в мукомольно-элеваторной промышленности. В табл.2.1 приводятся технические характеристики аэрожелобов с мягкой пористой перегородкой для транспортирования цемента. Производительность дана при угле наклона аэрожелоба 4° и высоте потока аэрированного цемента 100 мм. Производительность меняется в зависимости от угла наклона аэрожелоба и высоты потока груза, которая может колебаться в пределах от 30 до 100 мм. При увеличении уклона аэрожелоба производительность повышается примерно на 10% на каждый процент уклона, или на 17% на 1° уклона.

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

2.1 Лабораторная работа №1 (2 часа).

Тема: «Ознакомление с типовыми деталями машин»

2.1.1 Цель работы: Работа предназначается для ознакомления с некоторыми наиболее часто встречающимися деталями машин, такими как болт, зубчатое колесо и подшипник.

2.1.2 Задачи работы:

1. Ознакомиться с болтовым соединением.
2. Ознакомиться с зубчатым колесом.
3. Ознакомиться с подшипниками качения.

2.1.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Штангенциркуль.
2. Резьбомер

2.1.4 Описание (ход) работы:

I. Домашнее задание

1. Что понимается под деталью и узлом машины?
2. Основные типы резьб, их сравнительная характеристика и область применения.
3. Основные параметры резьбы.
4. Как определяется угол подъема резьбы?
5. Что понимается под ходом резьбы?
6. Основные резьбовые крепежные детали (болты, винты, шпильки). Чем они отличаются друг от друга?
7. Как обозначаются классы прочности болтов?
8. Расшифруйте обозначения: болт M20x60.58 ГОСТ ...
9. Основные параметры зубчатых колес.
10. Что такое модуль зуба?
11. Как определяется модуль зубьев колеса?
12. Какие модули различают для косозубых колес, какой из них является стандартным?
13. Что понимается под делительной окружностью колес?
14. Для чего применяют корригирование зубьев при изготовлении колес?
15. Общая классификация подшипников качения.
16. Расшифруйте условное обозначение подшипника качения: 360.
17. Каковы достоинства и недостатки шарикоподшипников по сравнению с роликоподшипниками?
18. Что понимается под динамической грузоподъемностью, указанной в каталоге на подшипник качения?

II. Порядок выполнения работы

Резьбовые детали.

Необходимо измерить основные параметры болта и гайки (рис. 1), сопоставить их со стандартными значениями и занести в табл. 1.

Эскиз болта и гайки и нанесение размеров следует производить в соответствии с рис. 1).

Колесо зубчатое.

Параметры прямозубого цилиндрического колеса, нарезанное без смещения инструмента, определяются в следующей последовательности. Подсчитывается число зубьев колеса Z . Замеряется диаметр окружности вершин d_a .

Для определения модуля зуба m используется формула

$$d_{a1} = m \cdot (Z + 2)$$

откуда

$$m = \frac{d_a}{Z + 2}$$

Модуль округляется до стандартного значения. Затем величина d_a корректируется с учетом стандартного m .

Рассчитывается диаметр окружности впадин d_f :

$$d_f = m \cdot (Z - 2 - 2c),$$

где $c \approx 0,25$ — коэффициент радиального зазора. Все величины заносятся в табл. 3.

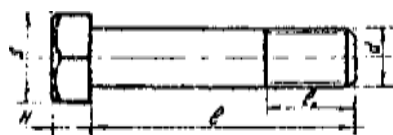


Рис. 1. Эскиз болта и гайки

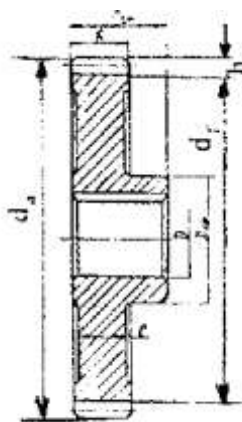


Рис. 2. Эскиз зубчатого колеса

3. Эскиз подшипника

Параметры косозубого цилиндрического колеса определяется в следующей последовательности:

- измеряются высота зуба h и диаметр окружности вершин d_a , Z подсчитывается число зубьев;

- вычисляется модуль зуба $m = \frac{h}{2,25}$ и округляется до стандартного значения.

Так как $d_a = \frac{mZ}{\cos \beta} + 2m$, вычисляется угол наклона зубьев $\beta = \arccos \frac{Z}{\frac{d_a}{m} - 2}$.

Затем d_a и d_f замеряются и сопоставляются с расчетными значениями.

Измеряются ширина колеса (b), длина ступицы ($l_{ст}$), толщина диска (C), диаметр ступицы

(D_{cm}) и диаметр отверстия (D).

Замеряются также размеры шпоночного паза ($b_{ш}$, $D + t_1$) и сравниваются со стандартными значениями.

Все полученные данные заносятся в табл. 2.

Эскиз зубчатого колеса производится в соответствии с рис. 2.

Подшипник качения.

Необходимо измерить основные размеры подшипника и сравнить их со стандартными значениями (см. рис. 2), а затем - занести в табл. 3.

Эскиз подшипника производится в соответствии с рис. 3.

2.2 Лабораторная работа №2 (2 часа).

Тема: «Сборка разборка зубчатого цилиндрического редуктора»

2.2.1 Цель работы: В процессе выполнения лабораторной работы студент должен ознакомиться с основами деталями зубчатого редуктора, выяснить значение регулировок узлов редуктора при сборке, определить параметры зубчатой передачи, оценить нагрузочную способность редуктора.

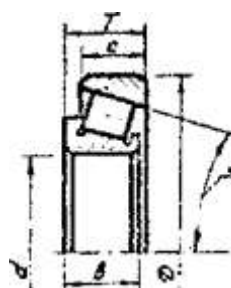
2.2.2 Задачи работы:

1. Выполнить разборку цилиндрического редуктора.
2. Произвести измерение зубчатых
3. Выполнить расчёт.

2.2.3 Перечень приборов, лабораторной работе:

1. Штангенциркуль.

2.2.4 Описание (ход) работы:



двухступенчатого

передат.

материалов, используемых в

I. Домашнее задание

1. Что называется модулем зубчатой передачи?
2. Что называется шагом зубчатой передачи?
3. Зависимость между нормальным и окружным шагами передачи.
4. Зависимость между нормальным и окружным модулями передачи.
5. Межосевое расстояние прямозубой цилиндрической передачи, выраженное через модуль.
6. Межосевое расстояние косозубой цилиндрической передачи, выраженное через нормальный модуль.
7. Как определить направление спирали (правое, левое) косозубого цилиндрического колеса?
8. Как определить диаметр выступов прямозубого цилиндрического колеса?
9. Как определить диаметр выступов косозубого цилиндрического колеса?
10. Как определить окружное усилие прямозубой и косозубой цилиндрической передачи?
11. Как определить радиальное усилие прямозубой и косозубой цилиндрической передачи?
12. Как определить направление и величину осевого усилия в косозубой цилиндрической передаче.
13. Что называется эквивалентным колесом для косозубого цилиндрического колеса?
14. Как определить диаметр делительный и число зубьев эквивалентного колеса?

II. Рабочее задание

1. Знакомятся с конструкцией и назначением деталей.
2. Составляют кинематическую схему редуктора.
3. Определяют тип передачи и направление зубьев.
4. Замеряют:

a_w – межосевое расстояние передач (сравнить их со стандартами);

b – ширину венцов зубчатых колес;

d_a – диаметры вершин зубьев зубчатых колес.

1. Вычисляют:

передаточное число ступеней:

$$u = \frac{Z_2}{Z_1}$$

коэффициенты ширины колес:

$$\Psi_{ba} = \frac{b}{a_w}$$

окружные модули:

$$m_t = \frac{2 \cdot a_w}{Z_1 + Z_2}$$

делительные диаметры зубчатых колес:

$$\text{шестерни: } d_1 = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos \beta}$$

$$\text{колеса: } d_2 = \frac{m_n \cdot Z_2}{\cos \beta}$$

диаметры вершин зубьев:

$$\text{шестерни: } d_{a1} = d_1 + 2m_n$$

$$\text{колеса: } d_{a2} = d_2 + 2m_n$$

$$\cos \beta = \frac{m_n}{m_t}$$

2. Учитывая, что $\beta = 8^\circ \dots 15,0^\circ$ и $\cos \beta = 0,39 \dots 0,96$ выбирают стандартные значения m_n (нормального модуля) как ближайшие меньше m_t .

3. Вычисляют окружные скорости колес:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{6 \cdot 10^4} \quad \text{м/с}$$

4. Исходя из условий контактной прочности зубьев, определяют допускаемый крутящий момент на ведомом колесе тихоходной передачи:

$$T_3 = \frac{a_w^3 \cdot u_T^2 \cdot [\sigma_H]^2 \cdot \Psi_{ba}}{K_a^3 (u_T + 1)^3 \cdot K_{H\beta}}, \quad K_a = 430, K_{H\beta} = 1, [\sigma_H] = 400 \text{ МПа}$$

5. Вычисляют допустимую мощность для редуктора

$$P_3 = \frac{T_3 \cdot \omega_3}{1000}, \quad (\text{кВт}) \quad \omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30}, \quad n_3 = \frac{n_1}{u_1 \cdot u_2}$$

III. Контрольное задание

1. Ответить на вопросы домашнего задания.

2. Как определить крутящий момент, который может передать изучаемый цилиндрический редуктор?

3. Как определить мощность, которую может передать изучаемый цилиндрический редуктор?

4. Как обеспечивается смазка подшипников изучаемого цилиндрического редуктора?

5. Как определить угол наклона зуба в косозубом цилиндрическом колесе?
6. Привести сравнение расчётных и фактических межосевых расстояний быстроходной и тихоходной передачи изучаемого цилиндрического редуктора. Привести сравнение расчётных и фактических диаметров выступов зубчатых колес изучаемого цилиндрического редуктора.

2.3 Лабораторная работа №3 (2 часа).

Тема: «Определение параметров и регулировка червячного редуктора»

2.3.1 Цель работы:

1. Изучение конструкции редуктора.
2. Определение основных параметров червячного зацепления, червяка и червячного колеса.
3. Ознакомление с методикой регулировки осевого положения червячного колеса.
4. Регулировка натяга подшипников.

2.3.2 Задачи работы:

1. Выполнить разборку червячного редуктора.
2. Произвести измерение червячной передачи.
3. Выполнить расчёт.

2.3.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Штангенциркуль.

2.3.4 Описание (ход) работы:

I. Домашнее задание

1. Почему уровень масла при нижнем расположении червяка должен ограничиться центром тел качения подшипников?
2. Почему недопустимо такое расположение пятен контакта на зубьях червячного колеса, как это изображено на рис. 3, б и 3, в?
3. Почему с понижением жёсткости подшипников в опорах и при наличии зазора в подшипниках повышаются динамические нагрузки в передаче?
4. Чем обусловлено различное расположение червяка относительно червячного колеса? Начертите схему расположения и объясните их особенности.
5. Почему венцы червячных колёс изготавливаются из бронз?

II. Основные правила по технике безопасности

1. При отвинчивании винтов, крепящих крышки подшипников, и болтов, стягивающих части корпуса, редуктор не должен перемещаться по столу.
2. Перед измерением червяка и червячного колеса их сборочные единицы должны укладываться на специальные подставки.

III. Конструкция и описание редуктора

Расположение червяка в передаче (рис. 1) может быть верхним, нижним и боковым. В изучаемом редукторе червяк расположен внизу, что допустимо при окружной скорости 4 – 5 м/с. В этом случае предельно допустимый уровень масла должен проходить по центрам нижних тел качения подшипников. Если при этом червяк погружается в масло менее чем на $2,5m$, где m – осевой модуль червяка, то для подачи масла в зацепление применяются разбрызгиватели.

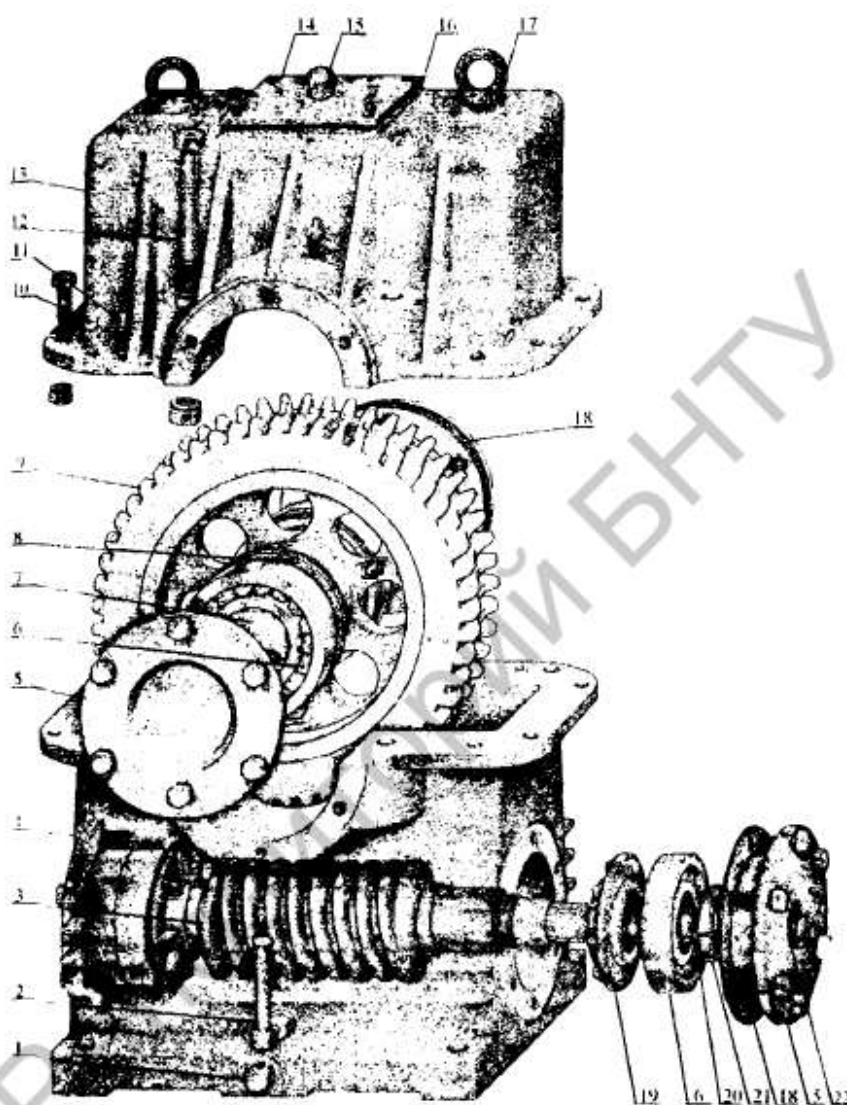


Рис. 1. Редуктор червячный

1 – пробка маслосливного отверстия; 2 – маслоуказатель; 3 – червяк; 4 – корпус; 5 – крышка подшипника; 6 – роликоподшипник конический; 7 – вал ведомый; 8 – кольцо; 9 – колесо червячное; 10 – болт крепления крышки с корпусом; 11 – штифт; 12 – болт стяжной; 13 – крышка корпуса; 14 – крышка люка; 15 – отдушина; 16 – прокладка; 17 – рым-болт; 18 – шайбы регулировочные; 19 – крыльчатка; 20 – шайба стопорная многолапчатая; 21 – гайка круглая шлицевая; 22 – уплотнение войлочное.

Венец червячного колеса 9 чаще всего выполняется из бронзы различных марок, а центр колеса – из стали или чугуна.

В опорах вала червяка и червячного колеса установлены подшипники с коническими роликами. Внутренние кольца подшипников посажены на валы с натягом, чтобы исключить проворачивание шеек и их развальцовку. Наружные кольца подшипников в корпусе устанавливаются с незначительным зазором, облегчающим осевое перемещение колец при регулировке натяга подшипников и осевого положения червячного колеса.

В крышках 5 размещены уплотнительные кольца из войлока, пропитанного маслом. Уплотнения препятствуют вытеканию масла из редуктора и попаданию пыли и грязи в подшипники и зацепление. Более надёжными являются манжетные уплотнения. Корпус 4 и крышка 13 изготавливаются из чугуна. Эти детали выполняются с рёбрами с целью повышения жёсткости и увеличения поверхности охлаждения. В нижней части корпуса имеется отверстие, закрытое резьбовой пробкой 1. Через это отверстие масло удаляется из корпуса. Для измерения уровня масла применяется жезловый маслоуказатель

2. На крышке 14 смотрового отверстия расположена отдушина 15, предназначенная для выравнивания давления в редукторе и атмосферного. Через смотровое отверстие (люк) производятся заливка масла в редуктор, контроль зубьев червячного колеса и наблюдение за расположением пятен контакта и их величиной при регулировке осевого положения червячного колеса.

IV. Порядок выполнения работы

1. Измерить диаметры тихоходного d_T и быстроходного вала d_6 , а также расстояния h_1 и h_2 от плоскости основания корпуса до верхних точек валов d_T и d_6 . Результаты измерений записать в табл. 1 отчёта.
 2. Вычислить межосевое расстояние по данным измерений. Результат расчёта занести в эту же таблицу. Расчётное значение a_w сравнить со стандартным по ГОСТ 2144-76.
 3. Отвернуть пробку 1 и слить масло.
 4. Отвернуть винты и снять крышки 5 подшипников вала червячного колеса.
 5. Отвернуть гайки болтов 10, 12 и снять крышку 13 корпуса редуктора.
 6. Вынуть червяное колесо с валом и подшипниками. Вал уложить на подставку.
 7. Отвернуть винты и снять крышки подшипников червяка. Подшипники с валов не снимать.
 8. Вынуть червяк с подшипниками и также уложить на подставку.
 9. Определить параметры червяка и червячного колеса непосредственными измерениями или расчётами.
- В таблицу 1 занести результаты расчётов и измерений.

V. Рабочее задание

Для устранения подрезания или заострения зубьев колеса и получения передач с заданным межосевым расстоянием применяют смещение режущего инструмента (червячных фрез) при нарезании червячного колеса.

Величина смещения червячной фрезы

$$\tilde{O} = \dot{a}_w - a$$

где a_w – заданное или измеренное межосевое расстояние;

$a = 0,5m \cdot (z_2 + q)$ – делительное межосевое расстояние.

Коэффициент смещения червячной фрезы

$$\tilde{O} = \frac{\dot{a}_w - a}{m} = \frac{a_w - 0,5m \cdot (z_2 + q)}{m} = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (z_2 + q)$$

По условию неподрезания и незаострения зубьев величину x рекомендуется принимать в пределах $\pm 0,7$; геометрические параметры червяка остаются неизменными, у червячного колеса со смещением

$$d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2 + 2x); \quad d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2,4 + 2x)$$

Для червячной передачи без смещения значения параметров q и m , необходимые для вычисления делительных диаметров червяка d_1 и колеса d_2 , делительного угла подъёма γ , расчётного шага червяка p_1 и других параметров (табл. 1 отчёта), можно определить по величинам a_w , d_{a1} (полученным в результате измерений) и по числу зубьев z_2 :

$$a_w = a = 0,5m \cdot (z_2 + q);$$

$$d_{a2} = m \cdot (q + 2)$$

$$\text{Отсюда } q = \frac{0,5d_{a1} \cdot z_2 - 2a_w}{a_w - 0,5d_{a1}}$$

$$m = \frac{d_{a1}}{q + 2}$$

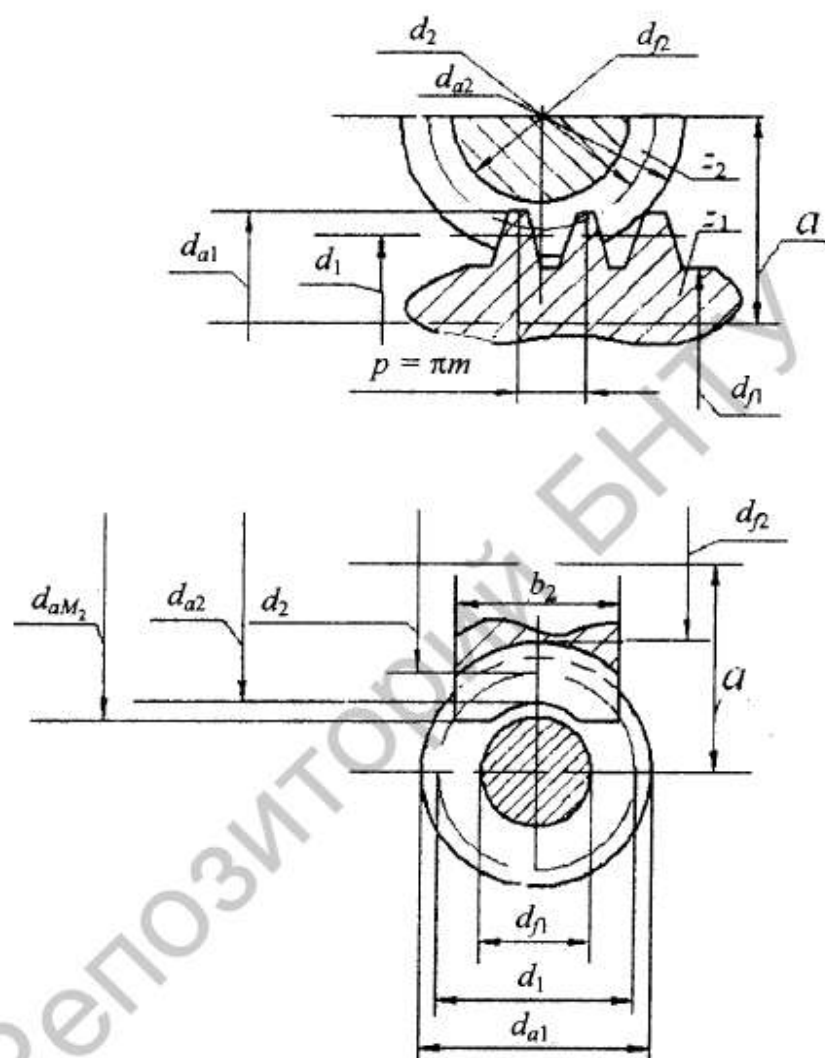


Рис. 2. Параметры передачи, червяка и червячного колеса

Значения q и m согласуются с ГОСТ 2144-76:

$m = 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; \dots$ - I ряд

$m = 1,5; 3,0; 3,5; 6,0; 7,0; 12,0; \dots$ - II ряд

$q = 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0 \dots$ - I ряд

$q = 7,1; 9,0; 11,2; 14,0; 16,0; 18,0 \dots$ - II ряд

VI. Сборка редуктора, регулирование предварительного натяга подшипников и осевого положения червячного колеса

Детали редуктора и сборочные единицы червячного колеса и червяка монтируют в редукторе в порядке обратном тому, в котором производится разборка. Но в процессе сборки необходимо вначале регулировать предварительный натяг подшипников, а затем осевое положение червячного колеса. Наличие зазора в подшипниках является причиной радиального и осевого биения и вибрации валов. Для устранения этих явлений подбирают подшипники повышенной жёсткости и регулируют их натяг.

Регулирование предварительного натяга подшипников осуществляется постановкой под фланцы крышек металлических прокладок различных толщин, например: 0,1; 0,15; 0,2; 0,25 мм и т.д., причём эти прокладки используются также для регулирования осевого положения червячного колеса. Разность толщин прокладок даёт возможность смещать кольца подшипников и червячного колеса с точностью до 0,05 мм.

Регулирование натяга подшипников можно производить в отдельности для вала червяка и вала червячного колеса.

VII. Последовательность регулирования предварительного натяга подшипников

Установить в корпус вал червяка или червячного колеса вместе с подшипниками и крышками без комплекта прокладок так, чтобы опорная поверхность одной из крышек была плотно прижата винтами к корпусу, а между второй крышкой и корпусом был зазор.

Замерить щупом зазор δ между крышкой и корпусом.

Подобрать двойной комплект металлических прокладок суммарной толщины, равной

$$\delta + \Delta_{i\bar{n}},$$

где Δ_{oc} – допускаемая осевая «игра» вала.

Например, при диаметре шейки вала $d = 30 \dots 50$ мм допускается $\Delta_{oc} = 0,05 \dots 0,1$ мм.

Между обеими крышками и корпусом установить пакеты прокладок толщиной $0,5(\delta + \Delta_{oc})$.

Затянуть винты крышек подшипников.

Регулирование осевого положения червячного колеса производится путём перестановки прокладок с одной стороны на другую без изменения их суммарной толщины. Если, например, необходимо переместить колесо на 0,1 мм, то для этого из правого комплекта вынимают прокладку 0,2 мм, а из левого – прокладку 0,1 мм и меняют их местами. При этом расстояние между торцами крышек не меняется, а следовательно, сохраняется ранее отрегулированный предварительный натяг подшипников; вал со всеми деталями и крышкой перемещается влево на величину 0,1 мм.

VIII. Последовательность регулирования осевого положения червячного колеса

До сборки редуктора на рабочую поверхность витков червяка нанести тонкий слой краски (червяк располагать на подставке).

Провернуть червяк так, чтобы колесо повернулось на полный оборот.

Через смотровое отверстие изучить расположение пятен контакта. Типовое расположение пятен контакта изображено на рис. 3 а, б, в.

Правильность регулирования осевого положения контролируется по пятну контакта («по краске») на зубьях.

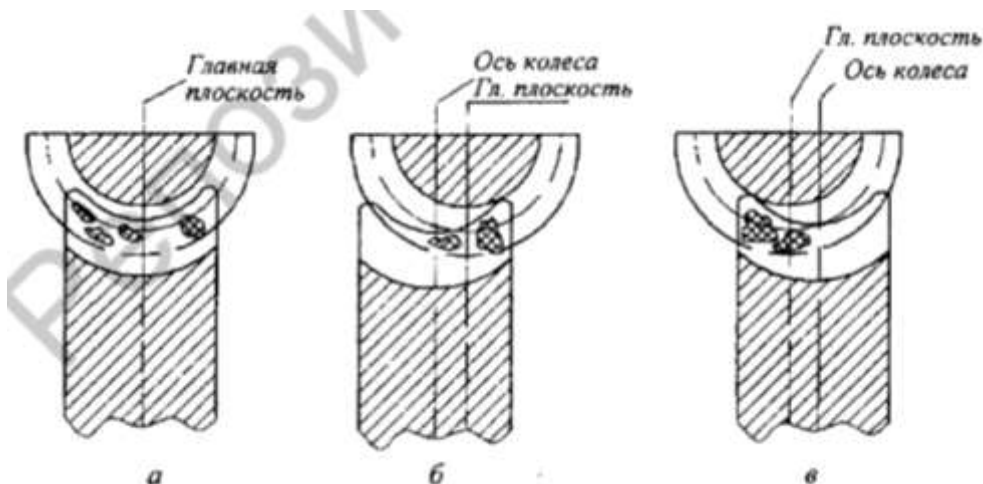


Рис. 3. Типовое расположение пятен контакта на зубьях червячного колеса

2.4 Лабораторная работа №4 (2 часа).
Тема: «Испытание клиноременной передачи»

2.4.1 Цель работы: Определение КПД и коэффициента тяги клиноременной передачи.

2.4.2 Задачи работы:

1. Снять показания с индикаторов часового типа.
2. Выполнить расчёты.

2.4.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Груз 80 Н.

2.4.4 Описание (ход) работы:

I. Домашнее задание.

Ответить на вопросы:

1. Причина упругого скольжения приводного ремня на шкивах.
2. Формула для определения коэффициента скольжения ремня, её вывод.
3. Формула для определения коэффициента полезного действия ременной передачи, её анализ.
4. Что называется коэффициентом тяги ременной передачи и что он характеризует?
5. Как определить передаваемое ремнём полезное усилие?
6. Как определить полезное напряжение в ремне?
7. Как определить натяжение ведущей и ведомой ветвей ремня?
8. Конструкция и особенности тормозного устройства.
9. Способ замера моментов на ведущем и ведомом валах.
10. Устройство для определения частоты вращения ведущего и ведомого шкивов.
11. Способ создания начального натяжения ремня.

II. Расчётные зависимости.

а) Тяговый орган ременной передачи отличается упругой податливостью.

Напряжения ремня при работе в ведущей и ведомой ветвях неодинаковые, вследствие этого появляются скольжения ремня на шкивах. На ведущий шкив ремень набегаёт со скоростью v_1 и сходит со скоростью v_2 , а скорость на ободе шкива постоянна v , поэтому в тех местах, где скорости соприкасающихся поверхностей ремня и шкива неодинаковы, скольжение неизбежно. Коэффициент скольжения ремня определяется по формуле:

$$\xi = \left(1 - \frac{D_2 \cdot n_2}{D_1 \cdot n_1} \right) \cdot 100, \% \quad (1)$$

где: D_1 и D_2 - диаметры ведущего и ведомого шкивов,
 n_1 и n_2 – частота вращения ведущего и ведомого шкивов.

б) Потери в ременной передаче складываются из потерь связанных с упругостью ремня и обусловленных скольжением на шкивах, а также трением в опорах шкивов.

Коэффициент полезного действия ременной передачи есть отношение полезно затраченной мощности ко всей подводимой мощности:

$$\eta = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1} \quad (2)$$

где: T_1 и T_2 – крутящие моменты на ведущем и ведомом валах,
 ω_1 и ω_2 – угловая скорость вращения ведущего и ведомого валов.

Так как $\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$; $\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30}$, то формула (2) примет вид:

$$\eta = \frac{T_2 \cdot n_2}{T_1 \cdot n_1} \cdot 100\%, \quad (3)$$

в) Коэффициент тяги есть отношение передаваемого ремнём, окружного усилия F_t к сумме натяжений его ветвей:

$$\varphi = \frac{F_t}{2 \cdot F_0} = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} = \frac{T_1}{D_1 \cdot F_0}, \quad (4)$$

где: F_0 – начальное натяжение одинаковое в обеих ветвях;

F_1 – натяжение в ведущей ветви;

F_2 – натяжение в ведомой ветви;

T_1 – момент крутящий на ведущем шкиве, Н мм;

D_1 – диаметр ведущего шкива, мм.

III. Машины и оборудование.

Установка для определения кривых скольжения и КПД плоско клиноременных передач типа ДМ-35У представляет собой ременную передачу с плоским и клиновым ремнем 6 (рис.1.). Её ведущий шкив закреплён на валу балансирного электродвигателя АО2-22-6 (мощностью 1,1кВт, $n=930$ об/мин), корпус которого может поворачиваться в подшипниках, установленных на качающейся раме.

Ведомый шкив 12 закреплён на валу тормоза, колодки которого связаны с втулкой, которая может поворачиваться в подшипниках, сидящих на ведомом валу. Это создает возможность поворота втулки вместе с колодками тормоза нагружения.

Диаметры ведущего и ведомого шкивов приняты одинаковыми.

Замеряют моменты на ведущем и ведомом валах с помощью плоских консольных пружин. Эти пружины протарированы вместе с индикаторами 29 и 13 (часового типа с ценой деления 0,01 мм).

Для предотвращения колебаний стрелок индикаторов около положения равновесия, предусмотрены жидкостные успокоители.

Замер чисел оборотов ведущего и ведомого валов осуществляется с помощью импульсных датчиков (коллекторного типа с токосъемным полукольцом) и передачей импульсов на импульсные счетчики 8 и 9 (марки «Вис» 62), отсчитывающие количество импульсов.

Начальное натяжение ветвей ремня определяется грузами 1.

Включение и выключение электродвигателей осуществляется с помощью пакетного выключателя. На установке имеется щеточный переключатель на три положения, с помощью которого импульсный датчик можно подключить либо к импульсным счетчикам, либо к клеммам или отключить то и другое.

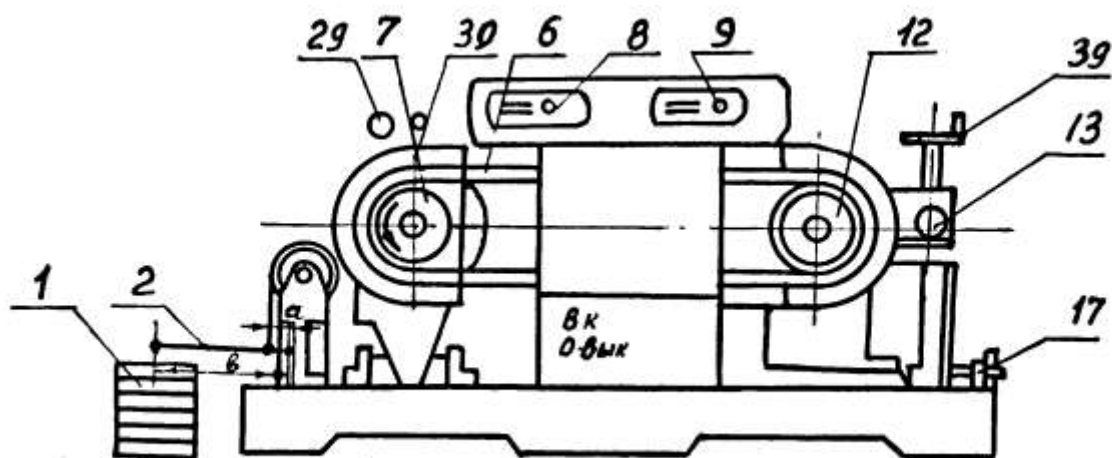
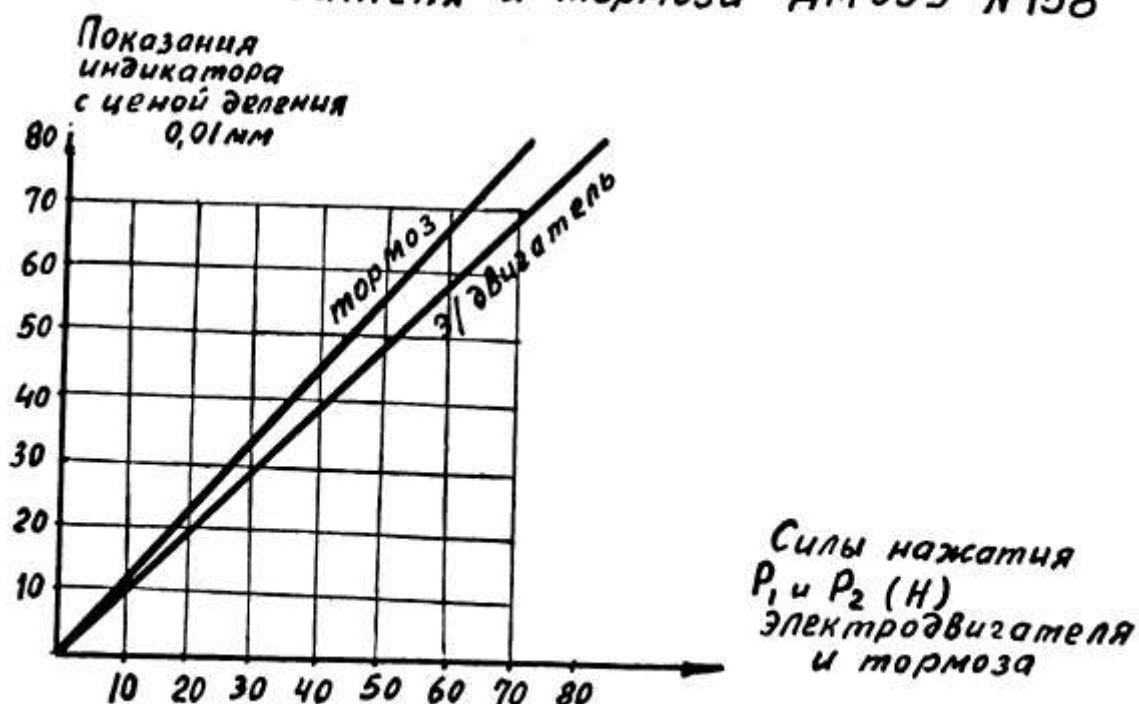


Рис. 1 Установка типа ДМ35У

Тарировочный график пружин электро-
двигателя и тормоза ДМ35У №158



IV. Рабочее задание.

1. Подсчитывают необходимое первоначальное натяжение ремней передачи.

2. К рычагу машины подвешивают груз, передающий на рычаг силу, получаемую из соотношения:

$$Q \cdot b = 2F_0 \cdot a; \quad \frac{b}{a} = 5. \quad F_0 = 200 \text{ Н.}$$

3. Включают электродвигатель (в присутствии преподавателя). Производят ступенчатое нагружение передачи с помощью рукоятки тормоза нагружения (при ступени). На каждой ступени нагружения производят следующие замеры:

а) измеряют частоту вращения ведущего n_1 и ведомого n_2 валов. Для этого, с помощью щеточного переключателя одновременно включают оба импульсных счётчика.

б) фиксируют показания индикатора двигателя и индикатора тормоза. По тарировочным графикам (см. приложение) определяют соответственно усилия нажатия P_1 и P_2 призм на тарировочные пружины.

4. Подсчитывают крутящие моменты на ведущем валу: $T_1 = P_1 \cdot \ell_1$ и ведомом валу:

$$T_2 = P_2 \cdot \ell_2,$$

где: ℓ_1 – расстояние от оси электродвигателя до оси призмы

$\ell_1=80$ мм.

ℓ_2 – расстояние от оси шкива тормоза до оси призмы

$\ell_2=66$ мм.

5. Для каждой ступени нагружения определяют коэффициент скольжения ремня по формуле (1), при условии, что: **$D_2 = D_1 = 125$ мм.**

6. Для каждой ступени нагружения определяют коэффициент полезного действия по формуле (3) и коэффициент тяги по формуле (4).

7. Результаты измерений и подсчёты заносят в таблицу и строят кривые скольжения, КПД в зависимости от коэффициента тяги.

V. Контрольное задание.

1. Ответить на вопросы домашнего задания.

2. Пояснить порядок выполнения работы, применяемые расчёты.

3. Сопоставить полученные графики коэффициента тяги и КПД с теоретическими и проанализировать расхождения.

4. Указать на графиках оптимальную зону эксплуатации ременной передачи.

2.5 Лабораторная работа №5 (2 часа).

Тема: «Определение параметров цилиндрического зубчатого редуктора»

2.5.1 Цель работы:

1. Ознакомление с конструкцией цилиндрического редуктора.

2. Определение основных геометрических и кинематических параметров зацепления.

3. Приобретение навыков расчёта деталей редуктора.

2.5.2 Задачи работы:

1. Выполнить разборку одноступенчатого цилиндрического редуктора.

2. Произвести измерение зубчатой передачи.

3. Выполнить расчёт.

2.5.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Штангенциркуль.

2.5.4 Описание (ход) работы:

I. Домашнее задание

1. Назначение и устройство цилиндрического редуктора.

2. Укажите достоинства и недостатки косозубой цилиндрической передачи по сравнению с прямозубой.

3. Перечислите основные параметры цилиндрической зубчатой передачи, как они определяются?
4. Какой модуль косозубой цилиндрической передачи стандартизован?
5. Какая основная причина ограничения угла наклона зуба в косозубой цилиндрической передаче?
6. Какие силы действуют в зацеплении косозубой цилиндрической передачи, как они определяются?
7. С какой целью применяются шевронные колёса?
8. Как составляется расчётная схема вала?
9. Как строятся эпюры изгибающих моментов?
10. Напишите условие статической прочности вала.
11. Расшифруйте условное обозначение подшипника тихоходного вала редуктора.
12. Что понимается под динамической грузоподъёмностью, указанной в каталоге на подшипники качения?
13. Как определяются нагрузки на подшипники качения?
14. Какие факторы влияют на долговечность подшипников качения?

II. Описание редуктора, основные расчётные зависимости

Для удобства сборки корпус редуктора выполняют разъёмным. Плоскость разъёма проходит через оси валов. На рис. 1 показан одноступенчатый цилиндрический редуктор при снятой крышке.

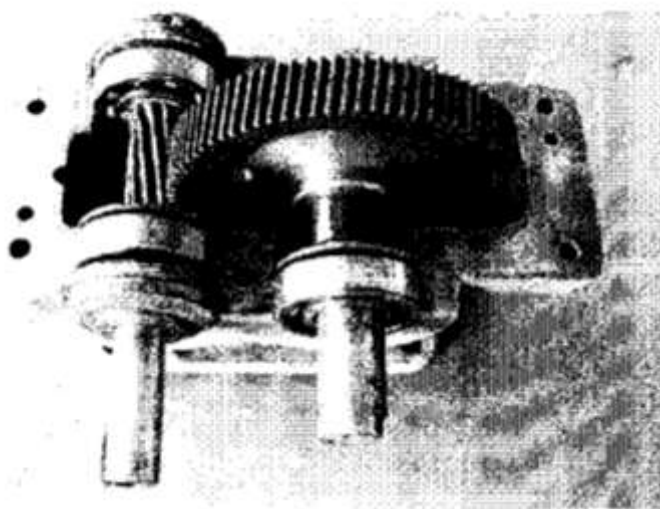


Рис. 1. Одноступенчатый косозубый цилиндрический редуктор горизонтального исполнения

У косозубых колёс зубья располагаются по винтовой линии, составляющей с образующей делительного цилиндра угол β (рис. 2). Угол наклона зубьев обычно находится в диапазоне $\beta = 8^\circ - 18^\circ$, он одинаков для сопряжённых колёс, но их зубья противоположно направлены. В косозубом колесе различают торцовый m_t , нормальный m_n и осевой m_a модули. Эти модули связаны между собой зависимостью

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{m_a}{\operatorname{ctg} \beta}$$

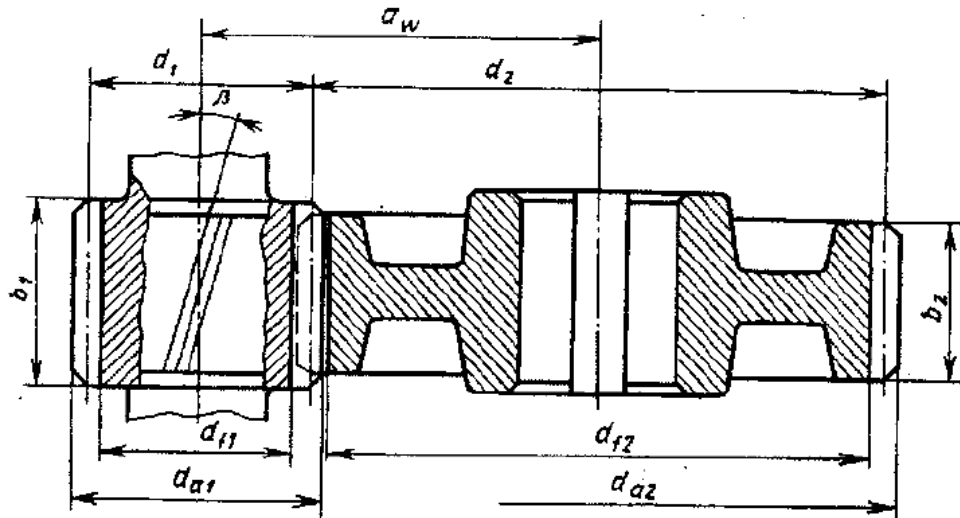


Рис. 2. Геометрические параметры косозубой цилиндрической передачи

Стандартное значение имеет нормальный модуль m_n , принимаемый из рядов чисел (1-й ряд следует предпочитать 2-му):

1-й ряд, мм 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10

2-й ряд, мм 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9

Для косозубого колеса делительный диаметр определяется торцовым модулем

$$d = m_t \cdot z = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta}$$

где z – число зубьев.

Диаметр окружности выступов $d_a = d + 2m_n$.

Диаметр окружности впадин $d_f = d - 2,5m_n$.

Высота головки зуба $h_a = m_n$.

Высота ножки зуба $h_f = 1,25m_n$.

Высота зуба $h = h_a + h_f = 2,25m_n$.

Основным геометрическим параметром цилиндрической передачи является межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$$

Передаточное число $u = \frac{z_2}{z_1}$

III. Силы в зацеплении

В косозубой передаче нормальную силу раскладывают на три составляющие (рис. 3)

$$\bar{F}_n = \bar{F}_t + \bar{F}_r + \bar{F}_a$$

где $F_t = \frac{2T}{d}$ – окружная сила;

$$F_r = \frac{F_t \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} \text{ – радиальная сила;}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta \text{ – осевая сила;}$$

T – крутящий момент на колесе;

α_w – профильный угол, $\alpha_w = 20^\circ$.

Основные параметры прямозубой цилиндрической передачи определяются по тем же формулам при $\beta = 0^\circ$.

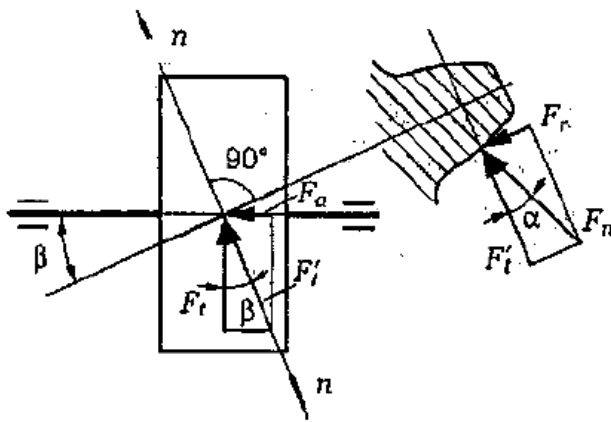


Рис. 3 Силы в зацеплении косозубых колёс

IV. Порядок выполнения работы

4.1. Определение основных параметров цилиндрической передачи.

Замерить межосевое расстояние a_w .

Произвести частичную разборку редуктора в следующем порядке:

- отворачиваются винты и снимаются крышки подшипников вместе с регулировочными прокладками и крышка редуктора;
- вынимаются валы вместе с колёсами и подшипниками.

Подсчитать число зубьев колёс z_1 , z_2 и передаточное число u .

Измерить внешние диаметры колёс d_{a1} , d_{a2} , высоту зуба колёса h , ширину зубчатого венца колёс b_1 и b_2 .

Вычислить модуль зуба $m = \frac{h}{2,25}$ и округлить до стандартного значения.

Модуль прямозубого колеса можно определить, используя формулу $d_{a2} = m \cdot (z_1 + z_2)$

откуда $m = \frac{d_{a2}}{z_2 + 2}$

Для косозубого колеса определить угол наклона зубьев β различными способами. В первом приближении β можно замерить транспортиром по накатанному колесом следу на листе бумаге.

Так как $d_{a2} = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} + 2m$, вычислим угол наклона зубьев по формуле

$$\beta = \arccos \frac{z}{\frac{d_a}{m} - 2}$$

И наконец, по замеренному межосевому расстоянию с учётом стандартного значения модуля можно найти

$$\beta = \arccos \left[\frac{0,5m \cdot (z_1 + z_2)}{a_w} \right]$$

С учётом найденных значений m и β рассчитать диаметры колёс d_{a1} , d_{f1} , d_{a2} , d_{f2} , межосевое расстояние

$$a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$$

Расчётное и замеренное значение a_w не должно отличаться более чем на 3 %.

4.2. Расчёт тихоходного вала редуктора на прочность.

Исходные данные для расчёта вала задаются преподавателем:

T_2 – крутящий момент на тихоходном валу, Н·м;

n_2 – частота вращения тихоходного вала, мин⁻¹;

Материал вала – сталь 45 с пределом текучести $\sigma_T = 550$ МПа.

Коэффициент перегрузки – $k_n = 1,5$.

С учётом заданного момента T_2 определить силы в зацеплении цилиндрической передачи редуктора F_t , F_r , F_a .

Вычертить в масштабе на отдельном листе эскиз вала в сборе с подшипниками и колёсом (рис. 4, а), проставить на нём численные значения продольных и диаметральных размеров.

Под эскизом изображается расчётная схема вала (рис. 4, б). Вал рассматриваем как балку на шарнирных опорах, которые расположены посередине радиальных подшипников.

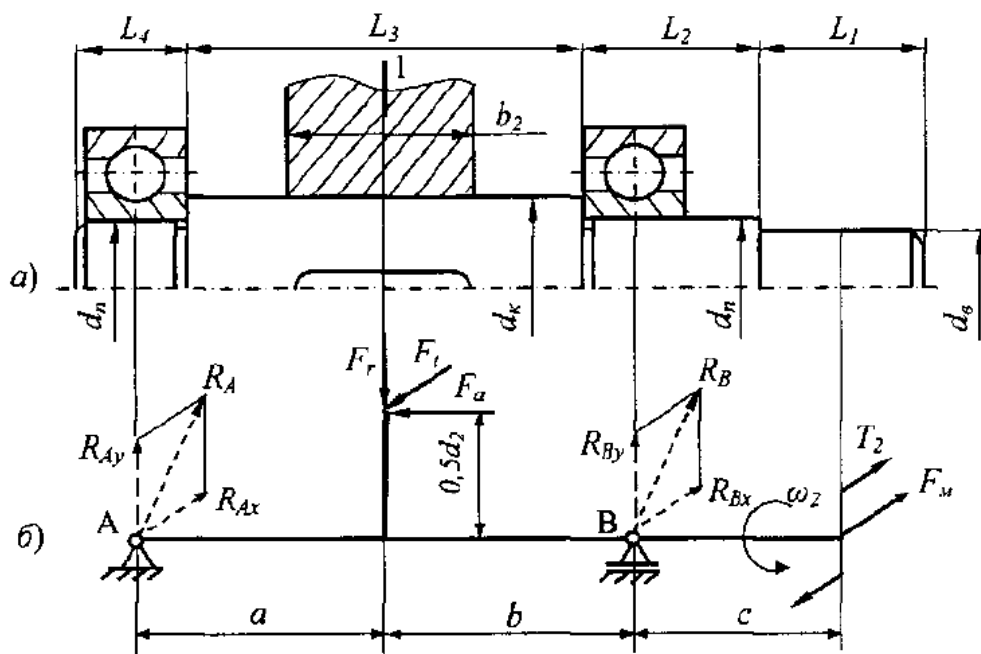


Рис. 4. Тихоходный вал редуктора:

а – эскиз вала в сборе с подшипниками и колесом; б – расчётная схема вала

Нагрузки от колеса на вал считаем сосредоточенными, их прикладываем на радиусе делительной окружности посередине ширины зубчатого венца. Окружная сила F_t на ведомом колесе создаёт движущий момент, направленный по вращению вала. Радиальная сила F_r направлена по радиусу к центру колеса. Направление осевой силы F_a зависит от направления винтовой линии зубьев (для прямозубого колеса $F_a = 0$). К середине выходного участка вала прикладываем консольную силу от муфты F_M . Направление силы F_M неизвестно, принимаем наиболее худший вариант её приложения в сторону, противоположную окружной силе F_t . Значение F_M приближенно можно определить в долях от окружной силы: $F_M = 0,3F$. Вращающий момент на конце вала T_2 является моментом сил сопротивления, поэтому направлен противоположно вращению.

В двух взаимно перпендикулярных плоскостях показываем реакции опор. По размерам эскиза вала на расчётной схеме следует определить расстояния между реакциями опор и внешними силами: a ; b ; c .

Найти реакции опор, приравняв нулю сумму моментов всех сил относительно каждой опоры.

Построить эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях, эпюру крутящих моментов.

Рассмотреть опасное сечение вала под колесом 1.

Суммарный изгибающий момент в сечении 1: $M_I = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2}$,

где M_{x1} и M_{y1} – изгибающие моменты в горизонтальной и вертикальной плоскости.

Моменты сопротивления сечение 1 вала со шпоночным пазом и номинальные напряжения:

$$\text{при изгибе } W_{\bar{e}} = \frac{\pi \cdot d_{\bar{e}}^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_{\bar{e}} - t_1)^2}{2d_{\bar{e}}}; \quad \sigma_1 = \frac{M_1}{W_{\bar{e}}}$$

$$\text{и кручении } W_{\bar{e}} = \frac{\pi \cdot d_{\bar{e}}^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_{\bar{e}} - t_1)^2}{2d_{\bar{e}}}; \quad \tau_1 = \frac{T_2}{W_{\bar{e}}}$$

где b – ширина шпоночного паза;

t_1 – глубина паза вала.

Эквивалентное напряжение определить по четвёртой теории прочности:

$$\sigma_{\bar{y}\bar{e}\bar{a}} = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau_1^2}$$

В опасном сечении найти напряжение при кратковременной перегрузке:

$$\sigma_{\max} = k_t \cdot \sigma_{\bar{y}\bar{e}\bar{a}}$$

где k_t – коэффициент перегрузки.

Определить коэффициент запаса прочности по пределу текучести материала вала σ_T и сопоставить с допускаемым значением:

$$S_{\bar{o}} = \frac{\sigma_{\bar{o}}}{\sigma_{\max}} \geq [S_{\bar{o}}] = 1,2 - 1,8$$

Если условие прочности не выполняется, выбрать более прочную сталь.

4.3. Расчёт долговечности подшипников тихоходного вала.

Расшифровать условное обозначение подшипника (по клейму на торцевой поверхности одного из колец), определить его типоразмер, серию, по каталогу паспортную динамическую грузоподъёмность C_r .

Определить нагрузки на подшипники, используя расчётную схему вала.

Радиальная нагрузка на подшипник R равна полной радиальной реакции опоры. Которая определяется как геометрическая сумма реакции R_x и R_y во взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 4, б).

$$\text{Для левого подшипника } R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2}$$

$$\text{Для правого подшипника } R_{\bar{A}} = \sqrt{R_{\bar{A}x}^2 + R_{\bar{A}y}^2}$$

Осевую нагрузку F_a на вал воспринимает левый подшипник, для правого подшипника $F_a = 0$.

Подсчитать эквивалентную динамическую нагрузку по формуле:

$$\text{Для левого подшипника } P = (X \cdot V \cdot R_A + Y \cdot F_a) \cdot \hat{E}_{\bar{a}} \cdot \hat{E}_{\bar{o}}$$

$$\text{Для правого подшипника } P = V \cdot R_{\bar{A}} \cdot \hat{E}_{\bar{a}} \cdot \hat{E}_{\bar{o}}$$

где V – коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца $V = 1$);

$K_{\bar{o}}$ – коэффициент безопасности (для редукторов $K_{\bar{o}} = 1,3$);

K_T – температурный коэффициент ($K_T = 1$ при $t < 100^\circ\text{C}$);

X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки.

При отношении $\frac{F_a}{V \cdot R_A} \leq e$ для левого подшипника осевую силу не учитывать, где e

– параметр осевого нагружения. X, Y, e берутся из каталога.

Определить расчётный ресурс наиболее нагруженного подшипника в часах

$$L_R = \frac{10^6 \cdot a_1 \cdot a_{23}}{60n_2} \cdot \left(\frac{C_r}{P} \right)^m$$

где $m = 3$ – для шарикоподшипников;

a_1 – коэффициент безопасности ($a_1 = 1$ при вероятности безотказной работы 0,9);

a_{23} – коэффициент, учитывающий совместное влияние качества металла колец, тел качения и условий эксплуатации ($a_{23} = 0,7$ – для обычных условий применения);

n_2 – частота вращения тихоходного вала, мин⁻¹;
 C_T – паспортная динамическая грузоподъемность, Н.

2.6 Лабораторная работа №6 (2 часа).

Тема: «Определение коэффициента полезного действия червячного редуктора»

2.6.1 Цель работы: работа предназначена для экспериментального и теоретического определения КПД червячного редуктора при различных нагрузках.

2.6.2 Задачи работы:

1. Произвести тарировку индикаторов часового типа.
2. Выполнить эксперимент.
3. Выполнить расчёты.

2.6.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Груз 20 Н.
2. Линейки.

2.6.4 Описание (ход) работы:

I. Домашнее задание

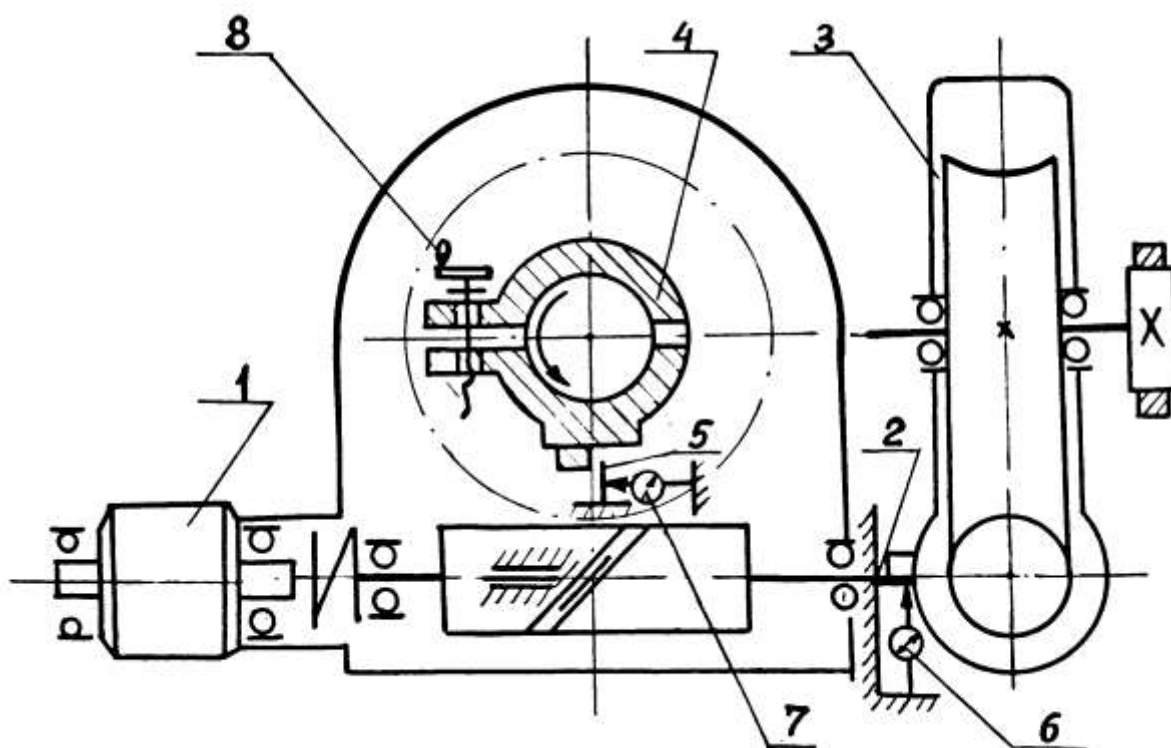
1. По какой формуле определяется передаточное число червячной передачи?
2. Как можно выразить межосевое расстояние червячной передачи через модуль?
3. Как определить угол подъёма винтовой линии червяка?
4. Условие самоторможения червячной передачи.
5. По какой формуле определяется экспериментальное значение КПД червячной передачи?
6. По какой формуле определяется теоретическое значение КПД?
7. Как определяются тарировочные коэффициенты K_1 и K_2 ?
8. Опишите тормозное устройство лабораторной установки.
9. Опишите червячный редуктор лабораторной установки.
10. По какой формуле определяется скорость скольжения витков червяка по червячному колесу?

II. Приборы и инструменты

1. Установка для определения коэффициента полезного действия редуктора - 1 шт.
2. Рычаги для тарировки - 2 шт.
3. Груз для тарировки - 1 шт.
4. Индикатор часового типа - 2 шт.

III. Основные технические данные

1. Испытываемый редуктор:
 - а) тип – червячный
 - б) число витков червяка $Z_1 = 3$ (ГОСТом 2144-76 не предусмотрено)
 - в) число зубьев червячного колеса $Z_2 = 84$
 - г) передаточное число $u = \frac{Z_2}{Z_1} = 28$
 - д) модуль червяка и колеса $m = 2$ мм
 - е) коэффициент диаметра червяка $q = 11$
 - ж) угол наклона линии червяка $\gamma = 10^\circ 19'$
2. Измерение моментов производится:
 - а) индикатором часового типа с точностью отсчёта – 0,01 мм



Установка ТММ 39-А

IV. Описание конструкции и правила пользования

Установка ТММ 39-А состоит из электродвигателя, испытываемого червячного редуктора, нагрузочного – тормозного устройства и тарировочного устройства.
ВНИМАНИЕ!

Перед включением в сеть требуется:

1. Тормоз полностью растормозить. Без преподавателя не включать. Электродвигатель типа АЗ1-4 с $n=1410$ об/мин и мощностью в 0,6 кВт. (1)
2. Статор электродвигателя смонтирован на шарикоподшипниковых опорах в кронштейнах таким образом, что может вращаться вокруг общей оси с ротором (балансирный электродвигатель). На статоре закреплена призма, которая при работе электродвигателя упирается в плоскую пружину (2), укрепленную на основании установки и ограничивающую вращение статора.
3. Червячный редуктор (3) состоит из трёхвиткового червяка и червячного колеса, смонтированных на шарикоподшипниковых опорах в чугунном корпусе.
4. Тормозное устройство (4) служит для создания крутящего момента на выходном валу редуктора и имитирует рабочую нагрузку. Устройство состоит из тормозного шкива и двух скоб с тормозными колодками, охватывающими шкив.
5. Изменение усилия зажима колодок осуществляется вращением рукоятки (8). При этом цилиндрическая пружина, заключённая в стакане изменяет всю длину и этим изменяет усилие прижима одной скобы к другой усилие прижима тормозных колодок к шкиву.
6. На нижней скобе нагрузочного устройства закреплена призма, которая при вращении червячного колеса упирается в плоскую пружину (5) укрепленную на основании и ограниченную вращением скоб.

При нагруженном тормозе работать не более 1 минуты! При максимальной нагрузке прибор не включать!

Измерительное устройство состоит из плоских пружин (2,5), закреплённых на кронштейнах и индикаторов часового типа (6,7) упирающихся своими стержнями в плоские пружины. Отклонение стрелок индикаторов при изгибе пружины показывает

соответственно величину моментов на валу червяка и червячного колеса, т.е. величину момента сил движущих и момента сил сопротивления.

Тарировочное приспособление предназначено для тарировки пружин и состоит из двух рычагов и груза. При пуске электродвигателя, вращение ротора передаётся через редуктор шкиву. Между шкивом и тормозными колодками возникают силы трения, создающие момент сил сопротивления или тормозной момент. Этот момент через призму действует на пружину (5) и изгибает её. Тормозной момент определяют по показаниям индикатора (7). В то же время реактивный момент, возникающий у электродвигателя, стремится повернуть статор в направлении обратном направлению вращения ротора. Через призму этот момент действует на пружину (2) и изгибает её. Реактивный момент двигателя, равный моменту движущихся сил, определяют по показаниям индикатора (6).

Для уменьшения колебания стрелок индикатора при работе, на концы штока индикатора следует насаживать наконечники из резины.

IV. Рабочее задание

1. Производят тарировку пружин и датчиков (см. ниже).
2. Отсчеты индикаторов устанавливаются на 0.
3. Включают электродвигатель. Вращением маховика (8) сближают скобы и создают тормозной момент на валу червячного колеса. Снимают отсчёты по индикатору (момент на колесе не более 60 делений индикатора).
4. Увеличивая прижим тормозных колодок к шкиву, последовательно создают три тормозных момента, для каждого из которых снимают отсчёты с обоих индикаторов (T_1 и T_2).
5. Вычисляют значение КПД для различных нагрузок по показаниям индикатора.
6. Определяют КПД по аналитической формуле и результат сопоставляют с его экспериментальным значением.

а) Тарировка пружины, регистрирующей T_1 – момент сил движущихся на валу червяка.

Перед тарировкой индикатор устанавливают на 0, на головки винтов, ввернутых в торцовую часть статора, устанавливают рычаг и на него груз, который вызывает отклонение стрелки индикатора. Зная момент, создаваемый грузом, а также сняв показания индикатора, определяют тарировочные коэффициенты (K_1):

$$K_1 = \frac{T_1 \text{ Нмм}}{n_1 \text{ дел.инд.}}$$

Передвигая груз в другое положение трижды определяют значение K_1 индикатора и находят среднее значение.

б) Тарировка пружины, регистрирующей T_2 – момент сил сопротивления (момент на валу червячного колеса)

На ось шкива устанавливают и закрепляют рычаг, имеющий форму угольника с вертикальным и горизонтальным ребрами. На горизонтальное ребро рычага на максимальном плече помещают груз, который создаёт момент вокруг оси червячного колеса. Регулируемый винт, устанавливаемый на вертикальном ребре рычага, надавливает на пружину, которая вызывает отклонение стрелки индикатора.

Соответственно с этим, аналогично коэффициенту K_1 определяют тарировочные коэффициенты K_2 :

$$K_2 = \frac{T_2 \text{ Нмм}}{n_2 \text{ дел.инд.}}$$

в) Коэффициент полезного действия редуктора, полученный экспериментально будет равен:

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{T_2}{T_1 \cdot u},$$

где T_1 (Н мм) – момент сил действующих (момент на валу червяка);

T_2 (Н мм) – момент сил сопротивления (момент на валу червячного колеса);

u – передаточное число червячного редуктора.

Найденный КПД экспериментальным путём сравнивают с КПД вычисленным теоретически

$$\eta_{\text{теор}} = \frac{\text{tg} \cdot \gamma}{\text{tg} \cdot (\gamma + \varphi_1)},$$

где γ – угол подъёма витка червяка, ($\gamma = 10^\circ 19'$)

φ_1 – приведённый угол трения, зависящий от материалов элементов сопряжения, качества поверхности смазки и скорости скольжения.

$v_{\text{ск}}, \text{ м/с}$	φ_1	$v_{\text{ск}}, \text{ м/с}$	φ_1
0,1	$4^\circ 30' - 5^\circ 10'$	2,5	$1^\circ 40' - 2^\circ 20'$
0,5	$3^\circ 10' - 3^\circ 40'$	3	$1^\circ 30' - 2^\circ 00'$
1,0	$2^\circ 30' - 3^\circ 10'$	4	$1^\circ 20' - 1^\circ 40'$
1,5	$2^\circ 30' - 2^\circ 50'$	7	$1^\circ 00' - 1^\circ 30'$
2,0	$2^\circ 00' - 2^\circ 30'$	10	$0^\circ 55' - 1^\circ 20'$

$v_{\text{ск}}$ – определяется по формуле:

$$v_{\text{ск}} = \frac{m \cdot n_1}{19100} \sqrt{Z_1^2 + q^2},$$

где m – модуль в мм;

n_1 – частота вращения червяка, об/мин;

q – коэффициент диаметра червяка регулируемый ГОСТом 2144-76

Z_1 – число витков червяка.

Погрешность определяется по формуле:

$$\Delta = \frac{\eta_{\text{экс}} - \eta_{\text{теор}}}{\eta_{\text{теор}}}.$$

2.7 Лабораторная работа №7 (2 часа).

Тема: «Определение приведённого коэффициента трения в подшипниках качения»

2.7.1 Цель работы: Изменение момента трения в подшипниках качения в зависимости от нагрузки, частоты, уровня жидкой смазки в корпусе подшипников, а также определение «приведённого» к валу коэффициента трения

2.7.2 Задачи работы:

1. Изучить принцип работы лабораторной установки.
2. Выполнить эксперимент.
3. Выполнить расчёты.

2.7.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Масло.

2.7.4 Описание (ход) работы:

I. Домашнее задание

Ответить на вопросы:

1. Привести формулу зависимости между нагрузкой к ресурсом подшипника в млн. оборотов.
2. Привести формулу зависимости между ресурсом в часах и ресурсом в млн. оборотов.
3. Определение динамической грузоподъёмности подшипника.

II. Описание работы.

а). Описание установки.

1. Установка состоит из синхронного электродвигателя трёх фазного тока, клиноременной передачи, головки с шарикоподшипниками и силоизмерительным устройством.

2. Натяжение ремня осуществляется поворотом плиты, на которой установлен электродвигатель.

3. Головка с испытываемыми шарикоподшипниками закрепляется на валу при помощи шпонок и шарикового фиксатора (при транспортировке головка снимается).

Наружные кольца двух средних испытываемых подшипников (2) расположены в общей обойме (3), а наружные кольца двух крайних испытываемых подшипников (4) в корпусе (5) головки, охватывающем обойму средних подшипников с зазором.

4. Демпфирующее устройство.

Для быстрого успокоения возникших колебаний при работе установки предусмотрено демпфирующее устройство, состоящее из ванночки, заполненной демпфирующей жидкостью и лопатки, перемещающейся внутри ванночки. Ванночка крепится к корпусу установки, а лопатки к колеблющемуся маятнику.

5. Корпус из алюминиевого сплава, связывающий перечисленные узлы.

Смазочное устройство для смазки подшипников состоит из цилиндра и поршня. Передвижением поршня можно изменить уровень масла в подшипниках. Для определения начала стабильной работы подшипников предусмотрен термометр, определяющий температуру масла.

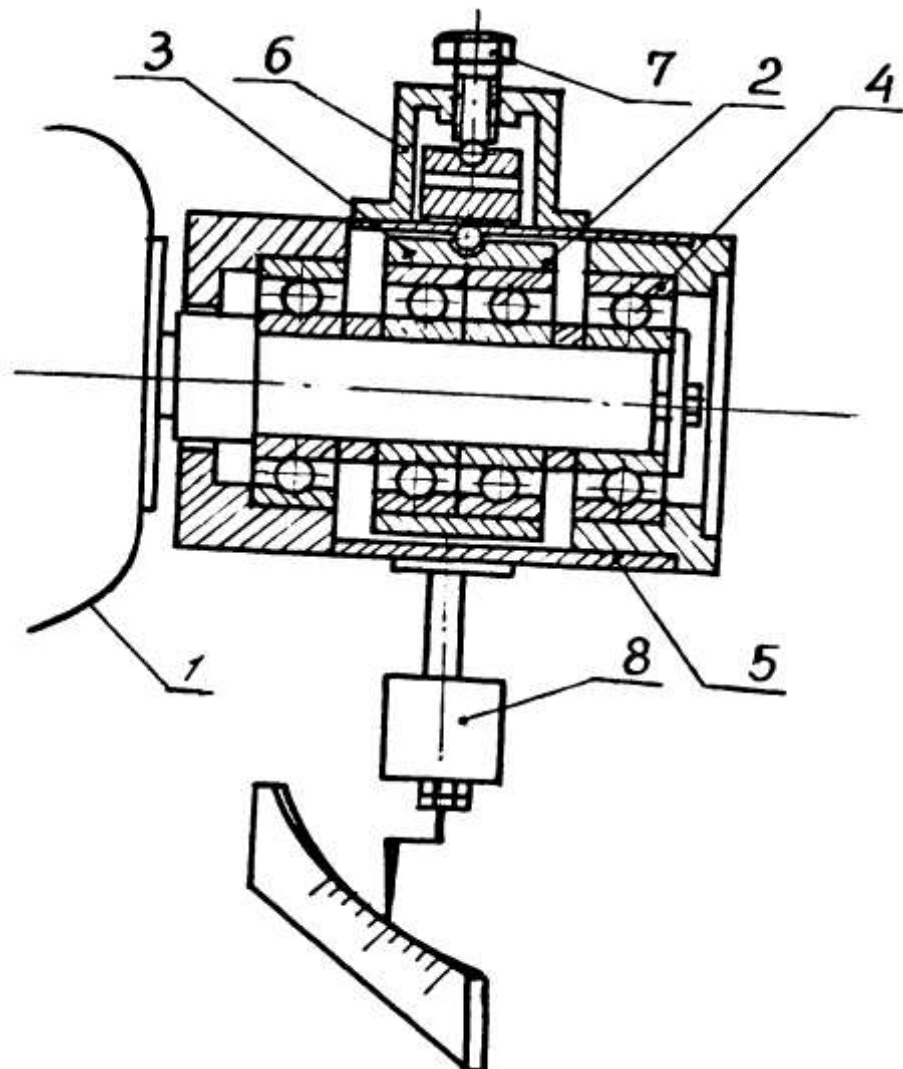


Рис .1 Установка

б). Принцип работы установки.

При помощи нагрузочного устройства, состоящего из скобы (6) и болта (7) установленного на наружной поверхности корпуса головки, средние подшипники прижимаются к валу. При этом реактивные усилия одновременно нагружают два крайних подшипника. Возникающий в подшипниках момент трения стремится повернуть корпус головки, а с ним обойму двух средних подшипников.

Закреплённый на корпусе головки маятник с грузом (8) будет удерживать корпус от вращения и отклонения на некоторый угол, в зависимости от момента трения в подшипниках.

III. Рабочее задание

Испытание подшипников может производиться на трёх из имеющихся на установке частот вращения вала. При этом необходимо, чтобы установка проработала 2-5 минут для получения установившейся температуры.

1. Включить с помощью пакетного переключателя электродвигатель и дать возможность установке проработать в течении 2-5 минут, пока не установится температура масла.
2. Установить нагрузку на подшипники в 2500 Н, 5000 Н, 7500 Н, (что соответствует показаниям индикатора 38, 73, 112 делений) и снимать показания силоизмерительного устройства (8) (момент трения перевести в Н.мм) для трёх частот вращения (1000 об/мин, 2000 об/мин, 3000 об/мин). Изменить уровень масла и все испытания повторить.
3. Определить «приведённый» к валу коэффициент трения в подшипниках качения по формуле:

$$f = \frac{2T_{тр}}{P \cdot d},$$

где $T_{тр}$ – момент трения в подшипниках качения в Н.мм;

P – действующая на подшипники нагрузка в Н;

d – диаметр вала в мм, $d = 25$ мм.

Начертить графики зависимости момента трения от P для трёх различных частот вращения вала. Сначала выполнить с одним уровнем масла, а после этого – с другим уровнем масла.

С первым уровнем масла				Со вторым уровнем масла			
Частота вращения вала установки, об/мин.	Нагрузка подшипника, Н	Момент трения в подшипниках качения, Н·мм	Приведённый коэффициент трения, f	Частота вращения вала установки, об/мин.	Нагрузка подшипника, Н	Момент трения в подшипниках качения, Н·мм	Приведённый коэффициент трения, f
1000	1. 2500						
	2. 5000						
	3. 7500						
2000	1. 2500						
	2. 5000						
	3. 7500						
3000	1. 2500						
	2. 5000						
	3. 7500						

IV. Контрольное задание

1. Как изменяется момент трения с изменением нагрузки.
2. Как изменяется приведённый коэффициент трения с изменением нагрузки.
3. Как влияет на момент трения и на «приведённый» коэффициент трения степень заполнения подшипника маслом?

Результаты опытов

Тарировочная характеристика динамической пружины.

2500 Н	- 0,38 мм
5000 Н	- 0,73 мм
7500 Н	- 1,12 мм

2.8 Лабораторная работа №8 (2 часа).

Тема: «Исследование подшипника скольжения»

2.8.1 Цель работы:

1. Изучить работу подшипника скольжения в режиме жидкостного трения.
2. Определить коэффициент трения в зависимости от удельной нагрузки.
3. Построить графики зависимости $f = f(p)$ на основании теоретической зависимости и по опытным данным.

2.8.2 Задачи работы:

1. Разобраться со схемой работы установки.
2. Выполнить эксперимент.
3. Выполнить расчёты.

2.8.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Масло.

2.8.4 Описание (ход) работы:

I. Основные правила по технике безопасности

1. Запрещается открывать заднюю крышку при работающем электродвигателе.
2. Не включать установку под нагрузкой.
3. Нагружение подшипника производить только при работающем двигателе.
4. Не включать установку до устойчивой подачи масла (30 – 40 капель в минуту).
5. Кран на маслопроводе открывать до пуска установки и закрывать после полной остановки.
6. Работа на установке разрешается только в присутствии преподавателя.

II. Домашнее задание

1. Чем объясняется устойчивый характер жидкостного трения в подшипнике?
2. Есть ли соответствие между расчётным и экспериментальными коэффициентами трения для исследуемого режима работы подшипника?
3. Какие смазочные материалы применяют в подшипниках скольжения?
4. Что представляют собой динамическая и кинематическая вязкость и в каких единицах они измеряются?

III. Общие сведения

Момент трения и тепловыделение в подшипнике растут с ростом коэффициента трения. Коэффициент трения будет наименьшим при переходе от граничного трения к жидкостному (рис. 1). При жидкостном трении трущиеся поверхности полностью разделены слоем смазки.

Жидкостное трение может быть осуществлено за счёт:

- а) подачи масла в зазор между цапфой и втулкой под таким давлением, которое уравновесило бы нагрузку на подшипник (гидростатический подпор);

б) создания таких условий, при которых внутри масляного слоя появляется противодействие необходимой величины (гидродинамический подпор).

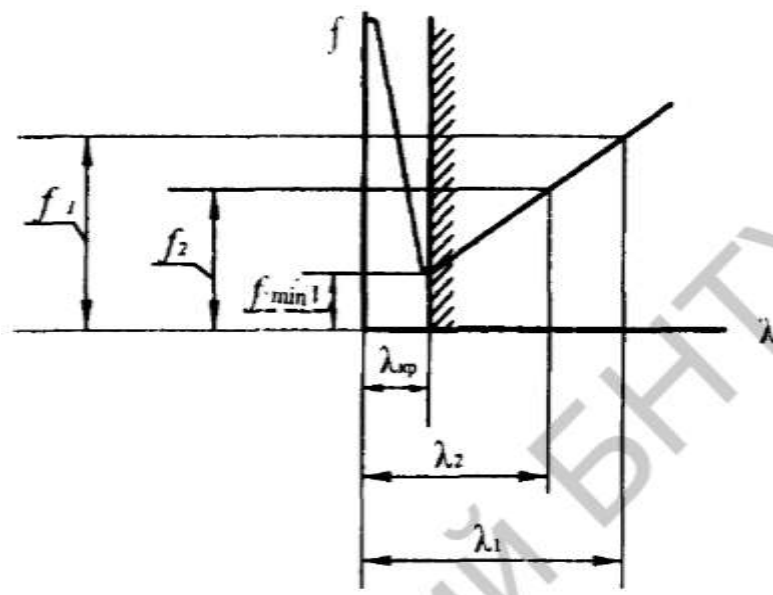


Рис. 1. Зависимость коэффициента трения в подшипнике от характеристики режима работы подшипника

В данном случае исследуется работа подшипника в режиме жидкостного трения. Теоретическим путём установлена зависимость среднего коэффициента трения в подшипнике от геометрических параметров подшипника и характеристики режима работы в виде

$$f = 0,1 \frac{\mu \cdot \omega}{\delta \cdot 10^6} \cdot \frac{d}{\Delta} + 0,55 \frac{\Delta}{d}$$

где Δ – диаметральный зазор в подшипнике, мм;

d – диаметр шипа, мм;

$\frac{\mu \cdot \omega}{p} = \lambda$ – характеристика режима работы подшипника (величина безразмерная).

Здесь μ – динамическая вязкость масла, Па·с;

ω – угловая скорость шипа, с⁻¹;

p – удельная нагрузка в подшипнике, МПа.

Из формулы следует, что коэффициент трения в подшипнике данного размера зависит от характеристики режима работы подшипника (рис. 1). Вязкость масла μ , определяемая значением температуры, является регулирующим фактором, способствующим удерживанию режима жидкостного трения.

При увеличении λ от λ_2 до λ_1 , например, из-за изменения p и r , значение f возрастает от f_2 до f_1 . В результате увеличивается количество выделяемого тепла и, следовательно, уменьшается вязкость масла, а это вызывает уменьшение λ и соответственно уменьшение f . При этом количество выделяемого тепла падает, вязкость увеличивается, снова растёт коэффициент трения и т.д.

Следовательно, режим работы подшипника автоматически регулируется изменением вязкости масла μ . При λ ниже $\lambda_{кр}$ возникает разрыв масляной плёнки и наступает режим граничного трения.

Работа подшипника в этом режиме весьма неустойчива, характеризуется резкими изменениями коэффициента трения и повышенным износом.

Экспериментальное значение коэффициента трения в подшипнике может быть определено по уравнению

$$f = 0,23 \frac{\delta}{F}$$

где δ – показание нижнего индикатора (число делений);

F – показание нагрузочного динамометра, Н.

IV. Описание установки

Для исследования подшипника используется установка ДМ 29 М (рис. 2 и 3). От электродвигателя 12, (рис. 3) размещённого внутри корпуса 1, вращение передаётся через трёхступенчатую клиноремённую передачу 13 шпинделю. Натяжение ремней производится винтовым устройством, поворачивающим раму, на которой установлен электродвигатель.

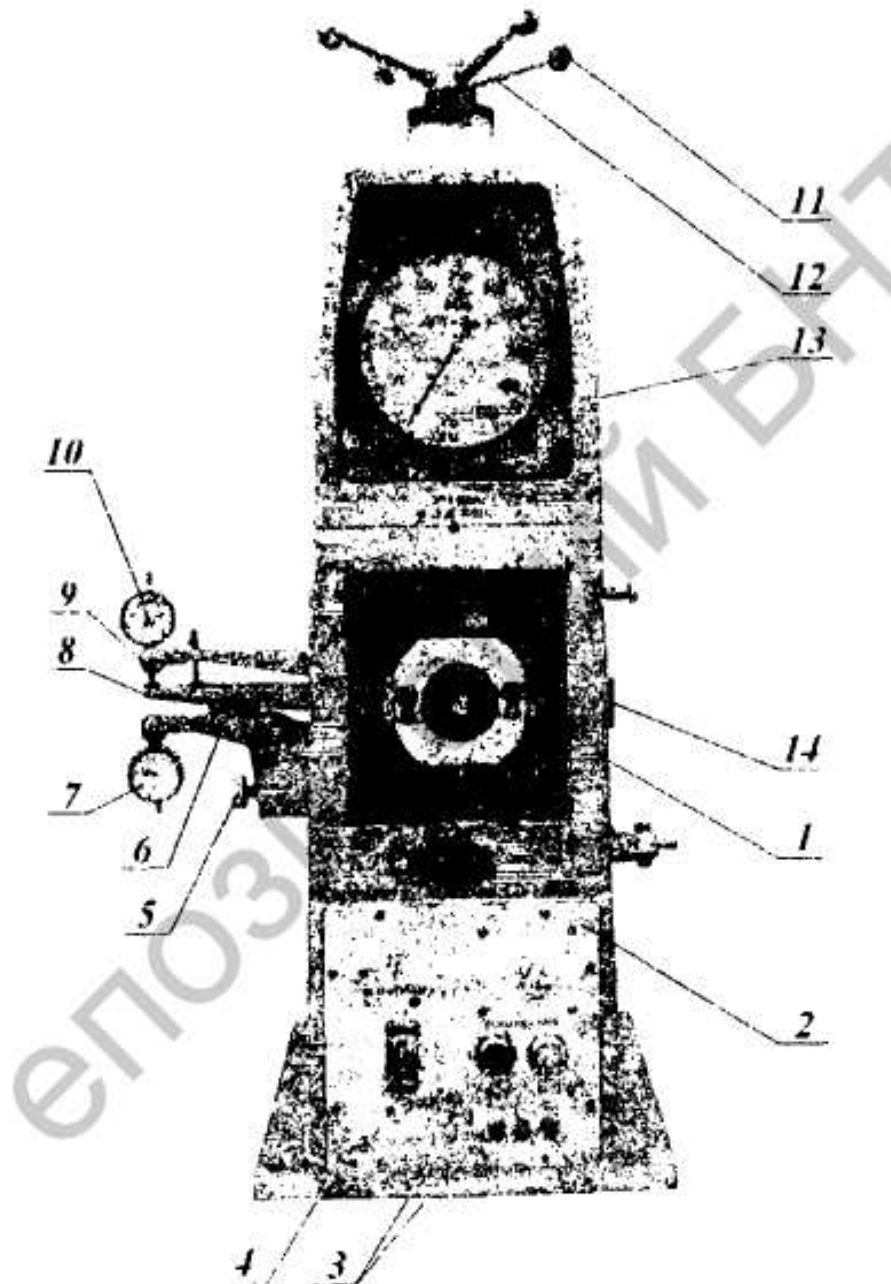


Рис.2. Установка ДМ-29М:

1 – корпус; 2 – панель управления; 3 – кнопки включения – выключения электродвигателя; 4 – включатель сети; 5 – винт регулировочный; 6 – кронштейн нижний; 7, 10 – индикаторы; 8 – рычаг измерительный; 9 – кронштейн верхний; 11 – рукоятка; 12 – винт нагружения; 13 – динамометр; 14 – груз балансирный

Шпиндель, вращающийся в двух шарикоподшипниковых опорах, установленных в корпусе, имеет консольно-расположенный рабочий участок (шип), который несёт на себе обойму 15 с подшипниковой втулкой 16. Эта втулка вместе с шипом образует исследуемый подшипник скольжения, для нагружения которого используются винт 9, рукоятка 8 и тяговый параллелограмм 19. Для измерения радиального усилия на подшипник используется динамометр 10, установленный между винтом и параллелограммом. При вращении рукоятки винт перемещается вверх и через динамометр и параллелограмм передаёт усилие на подшипник. Шкала динамометра градуирована в кгс ($1 \text{ кгс} = 9,81 \text{ Н}$).

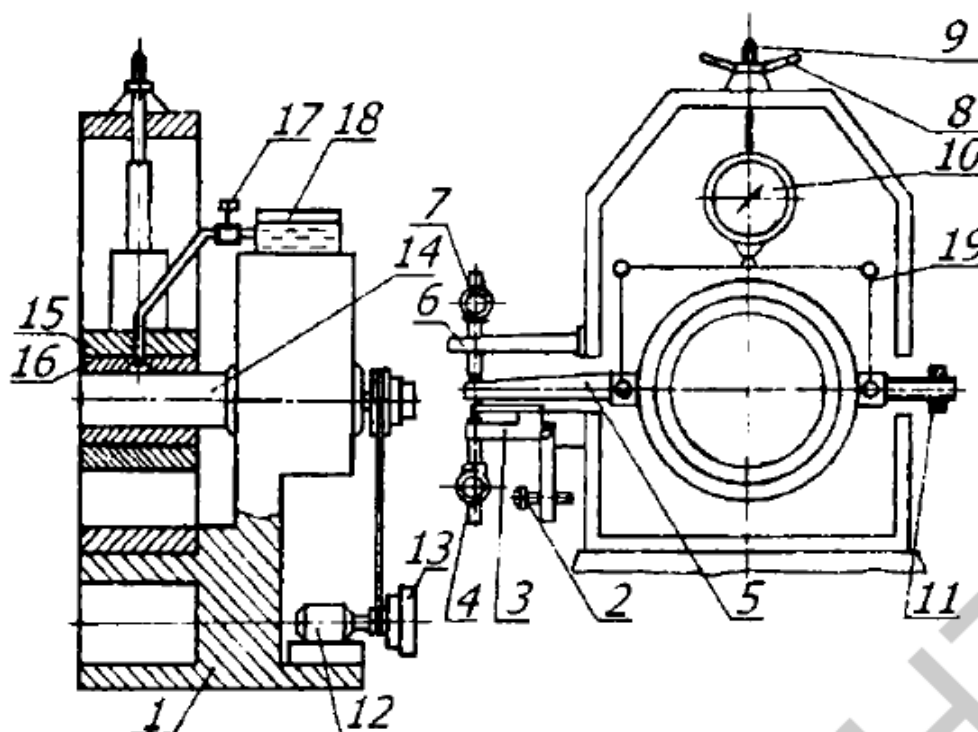


Рис. 3. Схема установки:

1 – корпус; 2 – винт регулировочный; 3 – кронштейн нижний; 4, 7 – индикаторы; 5 – рычаг измерительный; 6 – кронштейн верхний; 8 – рукоятка; 9 – винт нагружения; 10 – динамометр; 11 – груз балансирный; 12 – электродвигатель; 13 – клиноремённая передача; 14 – шпиндель; 15 – обойма; 16 – втулка подшипника; 17 – краник; 18 – бачок; 19 – параллелограмм тяговый

Для определения момента трения в подшипнике имеется измерительное устройство (рис. 3), состоящее из закреплённых на обойме 15 измерительного рычага 5 и балансирного груза 11, нижнего качающегося кронштейна 3 с регулировочным винтом 2, измерительной пружины и индикатором 4, а также неподвижного верхнего кронштейна 6 с индикатором 7. При вращении шпинделя 14 за счёт момента трения на подшипнике измерительный рычаг давит на пружину и через неё – на ножку индикатора, по показаниям которого определяется величина момента трения. Верхний индикатор 7 служит для контроля установки рычага в исходное положение.

Для смазки подшипника используется масло, заливаемое в бачок 18, откуда оно самотёком по шлангу через запорный краник 17 поступает в приёмную воронку подшипника.

Техническая характеристика испытуемого подшипника: диаметр шипа 60 мм, длина шипа 60 мм, диаметральный зазор $\Delta = 0,11 \text{ мм}$, материал вала – сталь 45 по ГОСТ 1050-88, материал втулки – бронза Бр АЖ 9-4 по ГОСТ 18175-78. Длина измерительного рычага 8 равна 310 мм. Усилие нагружения – от 50 до 500 кгс. Частота вращения вала – 760; 1350; 2400 мин^{-1} .

Электродвигатель типа А02-12-4 мощность $P = 0,8$ кВт с частотой вращения 1350 мин^{-1} .

V. Порядок выполнения работы

1. Изучить устройство испытательной установки, вычертить схему и составить её описание.
2. Заполнить табл. 1 отчёта. Марка масла сообщается преподавателем. Обычно применяется масло индустриальное 20 с динамической вязкостью $\mu_{30} = 17 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$.
3. Вычислить и занести в табл. 2 отчёта величины средних удельных нагрузок $p = \frac{F}{d \cdot l \cdot 10^6}$, МПа, в подшипнике для усилий нагружения F от 50 до 5000 Н с интервалами 500 Н (d и l в м).
4. Вычислить коэффициент жидкостного трения f для соответствующих величин p при частоте вращения шипа 760; 1350; 2400 мин^{-1} .
5. Построить график зависимости.
6. Проверить готовность установки к работе. Залить масло в систему смазки подшипника. Уравновесить балансирным грузом 14 (рис. 3) массу измерительного рычага 8 и выставить его в горизонтальное положение. Подвести винтом качающийся кронштейн так, чтобы измерительная пружина вошла в соприкосновение с пяткой рычага, и выставить на нуль нижний 7 и 10 верхний индикаторы.
7. Подать масло каплями в подшипник (примерно 30 – 40 капель в минуту) и включить электродвигатель. Нагрузить подшипник усилием 500 Н и дать проработать 3 – 5 минут. Затем с помощью винта качающегося кронштейна вывести верхний индикатор на нуль и записать показание индикатора в табл. 2 отчёта.
8. Нагрузить ступенями через 500 Н подшипник и в табл. 2 отчёта записать показания нижнего индикатора.
Примечание. На каждой ступени нагружения с помощью винта качающегося кронштейна необходимо выводить верхний индикатор на нуль.
9. По формуле определить коэффициент трения для всех случаев нагружения и занести в табл. 2 отчёта.
10. Построить график зависимости $f = f(p)$.

2.9 Лабораторная работа №9 (2 часа).

Тема: «Определение коэффициента трения в резьбе и на торце гайки»

2.9.1 Цель работы: Экспериментальное определение коэффициентов трения в резьбе и на торце гайки.

2.9.2 Задачи работы:

1. Выяснить разницу между моментом трения на торце гайки и моментом трения в резьбе.
2. Выполнить эксперимент.
3. Выполнить расчёты.

2.9.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Ключ гаечный.
2. Динамометрический ключ.
3. Шайба.
4. Втулка.

2.9.4 Описание (ход) работы:

I. Домашнее задание.

Ответить на вопросы:

1. Определение наружного (нормального), внутреннего и среднего диаметра резьбы.
2. Как найти внешний (номинальный), средний и внутренний диаметр резьбы.
3. Определение шага резьбы и хода винта, зависимость между ними.

4. Определение угла подъёма резьбы. Формула для вычисления угла подъёма резьбы.
5. Определение угла трения, приведённого угла трения между витками болта и гайки. Зависимость между углом и приведенным углом трения.
6. Определение угла профиля резьбы.
7. Уравнение момента трения на торце гайки (точное и приближенное).
8. Уравнение момента завинчивания гайки.
9. Уравнение момента отвинчивания гайки. Условие самоторможения резьбы.
10. Из каких частей состоит установка?
11. Из каких частей состоит приспособление для нагружения болтов? Для какой цели каждая из них применяется?
12. Назначение динамометрического ключа и его устройство.

Расчётные зависимости

При завинчивании гайки необходимо приложить крутящий момент T , который преодолевает моменты трения в резьбе и на торце гайки. Крутящий момент завинчивания гайки равняется:

$$T = T_p + T_T, \text{ Н мм} \quad (1)$$

где T_p – момент в резьбе;

T_T – момент трения на торце гайки.

Момент в резьбе равен:

$$T_p = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\Psi + \varphi_1), \quad (2)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы;

Ψ – угол подъёма резьбы (в град.), $\operatorname{tg}\Psi = \frac{S}{\pi \cdot d_2}$;

S – шаг винта;

φ_1 – приведённый угол трения между витками болта и гайки (в град.);

F_a – сила затяжки болта (сила действующая по оси болта Н).

Для технических расчётов момента трения на торце гайки можно использовать формулу, основанную на допущении, что равнодействующая сила трения приложена на

среднем радиусе $\frac{d_{cp}}{2}$ опорной поверхности гайки:

$$T_T = F_a \cdot f \cdot \frac{d_{cp}}{2} \quad (3)$$

$$\text{где: } d_{cp} = \frac{D + d_{отв}}{2} \quad (4)$$

D – диаметр опорной поверхности гайки (размер под ключ);

$d_{отв}$ – диаметр отверстия под болт;

f – коэффициент трения между торцом гайки и опорной поверхностью детали.

Окончательно получаем:

$$T = \frac{d_2}{2} F_a \left[\operatorname{tg}(\Psi + \varphi_1) + f \frac{d_{cp}}{d_2} \right] \quad (5)$$

Приведённый угол трения φ_1 равен

$$\varphi_1 = \frac{\varphi}{\cos \frac{\alpha}{2}}, \quad (6)$$

где φ – угол трения в резьбе (в град.);

α – угол профиля резьбы (в град.).

Приведенный коэффициент в резьбе равен: $f_1 = \operatorname{tg}\varphi$ (7)

III. Описание конструкции

Установка состоит из двух узлов: приспособления для нагружения болтов (рис.1) и динамометрического ключа.

Приспособление состоит из:

1. Сварного корпуса (1).
2. Силоизмерительного устройства (динамометрической пружины (2) и индикатора).
3. Комплекта болтов.
4. Сменных деталей для испытания болтов различных диаметров.

К корпусу приспособления двумя винтами крепится динамометрическая пружина (2). В центре динамометрической пружины через сферическую шайбу (3) устанавливается испытуемый болт (4). Болт стягивается гайкой, торец которой опирается на втулку (7). Втулка в свою очередь, опирается на упорный шарикоподшипник (6). затяжка болта осуществляется динамометрическим ключом.

Для исключения поворота болта в момент затяжки, головка его фиксируется сухарем (8), по показаниям индикатора (9) определяется усилие затяжки болта F_a . Крутящий момент в резьбе T_p измеряется по показанию индикатора динамометрического ключа.

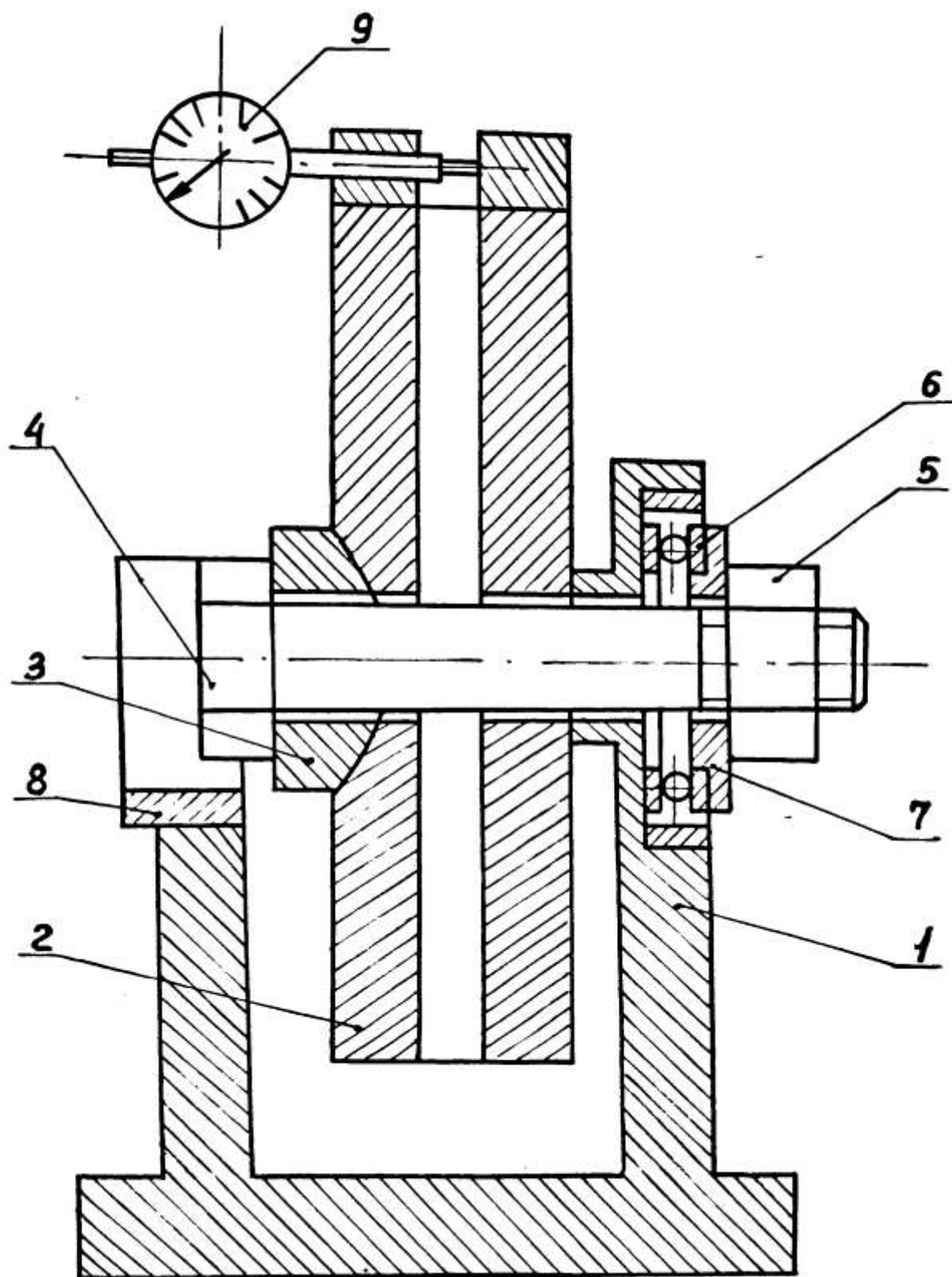


Рис. 1

Для определения коэффициента трения на торце гайки в нагружающем приспособлении вместо втулки (7) устанавливается ограничитель. В этом случае упорный шарикоподшипник не работает, усилие затяжки F_a определяемое по индикатору, должен быть прежним.

IV. Рабочее задание

1. Установить болт в приспособление со втулкой (7), исключающей трение между торцом гайки и поверхностью втулки.
2. С помощью динамометрического ключа нагрузить болт усилием 5000, 10000 и 15000 Н, что соответствует показаниям индикатора (9) на 11, 22, 33 деления.
Измерить крутящий момент T_p по показаниям индикатора динамического ключа. Результаты измерений записать в таблицу 1 (см. форму отчёта). Одно деление индикатора соответствует 3400 Н мм.
3. Вместо втулки (7) поставить ограничитель и снова загрузить болт усилиями 5000, 10000, 15000 Н, измерить крутящий момент T по показаниям индикатора динамометрического ключа, результаты записать в таблицу.
4. Измерить наружный диаметр опорной поверхности гайки, диаметр отверстия под болт $d_{отв}$, по таблицам найти средний диаметр резьбы d_2 .
5. Найти угол подъёма резьбы:

$$\operatorname{tg}\Psi = \frac{S}{\pi d_2} \text{ из формулы (1) определить } T_T.$$

6. Из формулы (3) найти коэффициент трения на торце гайки f по формуле (2) определить приведенный угол трения φ_1 , и с помощью формул (6) и (7) найти угол трения резьбы φ и коэффициент трения в резьбе f_1 . Результаты испытаний и расчётов занести в таблицу 1. Проанализировать полученные результаты и сформулировать выводы.

2.10 Лабораторная работа №10 (2 часа).

Тема: «Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей»

2.10.1 Цель работы: экспериментально определить, какое усилие воспринимает болт после затяжки и приложения внешней нагрузки на соединение.

2.10.2 Задачи работы:

1. Выяснить, как распределяется нагрузка в соединений.
2. Выполнить эксперимент.
3. Выполнить расчёты.

2.10.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Лабораторная установка болтового соединения.

2.10.4 Описание (ход) работы:

Общие сведения. Болты крепления кронштейнов (рис.1), крышек резервуаров (рис. 2), фланцев муфт (рис. 3) вначале затягивают с усилием затяжки – $F_{зат}$. При этом затяжка должна обеспечить или нераскрытие стыка под нагрузкой, или герметичность соединения.

Затем прикладывают внешнюю нагрузку – $F_{вн}$, благодаря чему болты дополнительно нагружаются. Выясним, вся ли внешняя нагрузка воспринимается болтами, или только её часть?

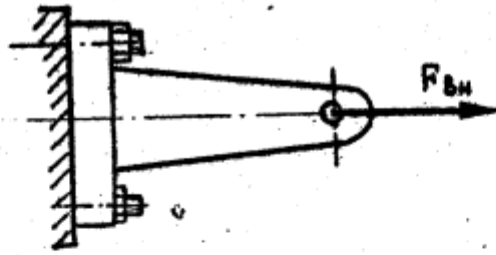


Рис. 1. Крепление кронштейна к основанию

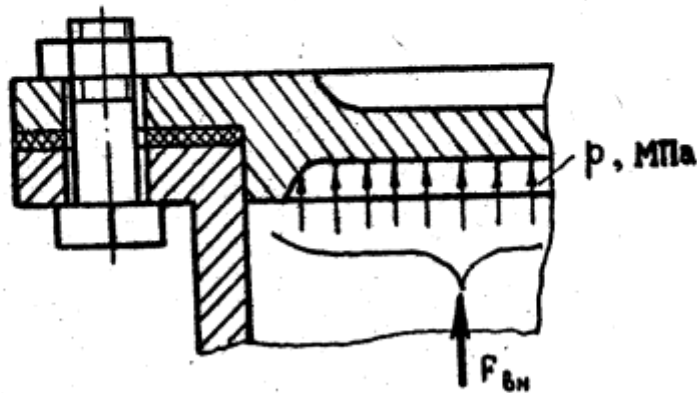


Рис. 2. Крепление крышки резервуара

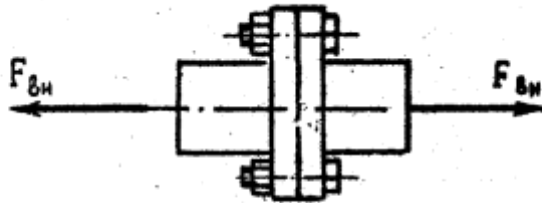


Рис. 3. Соединение болтами фланцев муфты

Поставленную задачу решим с учётом деформаций болта и скрепляемых деталей.

С этой целью выделим элемент болтового соединения и рассмотрим его работу под действием приложенных сил (рис. 4).

После приложения силы затяжки $F_{зат}$ стык сжался на величину $\Delta_{ст}$, а болт растянулся на величину $\Delta_{б}$, мм (рис. 4б)

$$\Delta_{ст} = \frac{F_{зат}}{c_{ст}}, \quad \Delta_{б} = \frac{F_{зат}}{c_{б}}, \quad (1)$$

где $c_{б}$ и $c_{ст}$ – жесткости болта и стыка, Н/мм.

$$c_{б} = \frac{E_{б} \cdot A_{б}}{\ell_{б}}, \quad c_{ст} = \frac{E_{ст} \cdot A_{ст}}{\ell_{ст}},$$

где $E_{б}$ и $E_{ст}$ – модули упругости материала болта и стыка, Н/мм²;

$A_{б}$ и $A_{ст}$ – расчётные площади сечения болта и стыка, мм²;

$\ell_{б}$ и $\ell_{ст}$ – расчётные длины болта и стыка, мм.

После приложения внешней нагрузки на соединение болт дополнительно удлинится на величину δ , а стык уменьшит сжатие на ту же величину δ (рис. 4 в). Болт получит удлинение:

$$\delta_{б} = \Delta_{б} + \delta$$

а сжатие стыка:

$$\delta_{\text{ст}} = \Delta_{\text{ст}} - \delta.$$

Следовательно, нагрузка на болт:

$$F_{\delta} = (\Delta_{\delta} + \delta) \cdot c_{\delta}, \quad (2)$$

а нагрузка в стыке (так называемая остаточная реакция стыка) станет равной:

$$F_{\text{ст}} = (\Delta_{\text{ст}} - \delta) \cdot c_{\text{ст}}. \quad (3)$$

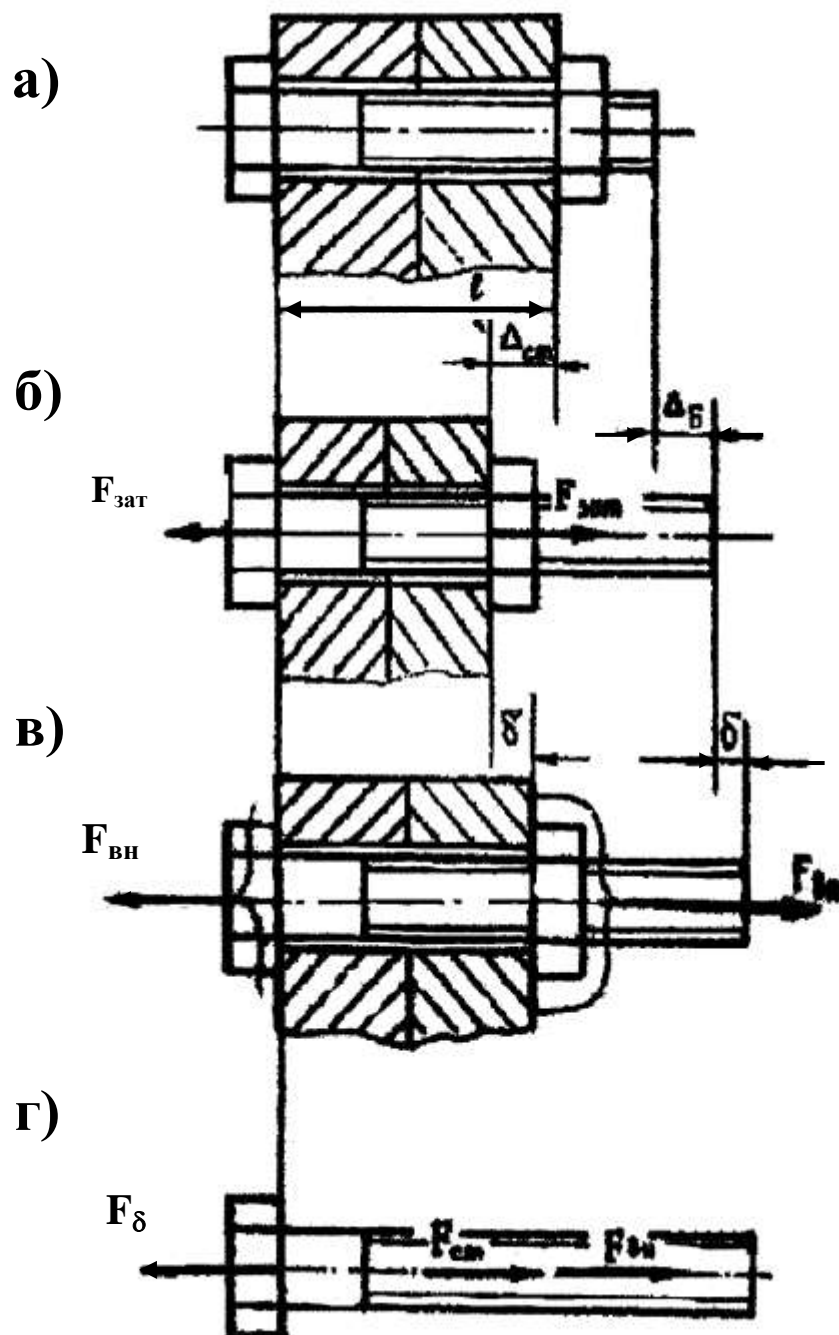


Рис. 4. Схема деформаций и сил в болтовом соединении при:

- а) – отсутствии нагрузок (исходное состояние);
- б) - действии силы затяжки;
- в) – действии внешней нагрузки;
- г) – схема равновесия болта.

Подставив значения Δ_{δ} и $\Delta_{\text{ст}}$ из уравнений (1) в уравнения (2) и (3), получим

$$F_{\delta} = F_{\text{зат}} + \delta \cdot c_{\delta}, \quad (4)$$

$$F_{\text{ст}} = F_{\text{зат}} - \delta \cdot c_{\text{ст}}, \quad (5)$$

Из условия равновесия болта, нагруженного внешней силой $F_{\text{вн}}$ и усилием в стыке $F_{\text{ст}}$ (рис. 4г), имеем:

$$F_{\delta} = F_{\text{вн}} + F_{\text{ст}}, \quad (6)$$

т.е. можно сказать, что суммарная нагрузка на болт равна сумме внешней нагрузки и остаточной затяжки стыка.

Решая уравнения (4), (5) и (6) получим:

$$F_{\delta} = F_{\text{зат}} + \frac{c_{\delta}}{c_{\delta} + c_{\text{ст}}}, \quad (8)$$

имеем

$$F_{\delta} = F_{\text{зат}} + \chi \cdot F_{\text{вн}}.$$

Остаточная затяжка стыка

$$F_{\text{ст}} = F_{\text{зат}} - (1 - \chi) \cdot F_{\text{вн}}. \quad (9)$$

Если известна площадь стыка $A_{\text{ст}}$, то среднее давление в стыке

$$P_{\text{ст}} = \frac{F_{\text{ст}}}{A_{\text{ст}}}.$$

Для обеспечения герметичности резервуара необходимо чтобы

$$P_{\text{ст}} > P,$$

где p – давление в резервуаре.

Графическая интерпретация работы болтового соединения представлена на рис. 5.

Жесткости болта и стыка на графике изображены как тангенсы углов наклона прямых к оси абсцисс

$$c_{\delta} = \text{tg} \alpha_{\delta}, \quad c_{\text{ст}} = \text{tg} \alpha_{\text{ст}}.$$

До приложения внешней нагрузки болт и стык испытывают только силу затяжки (точка А). При действии внешней нагрузки болт удлиняется на величину δ и воспринимает усилие F_{δ} (точка В), а затяжка стыка в это время уменьшается до величины $F_{\text{ст}}$ (точка С). В точке D болт воспринимает максимальную нагрузку F_{δ}^{max} при которой остаточная затяжка стыка равна нулю (точка O_2).

Проанализируем работу соединения с учётом жесткостей болта и скрепляемых деталей:

1. Болт абсолютно жесткий, стык податлив,

$$c_{\delta} = \infty$$

тогда по уравнению (8) $\chi=1$. Следовательно, $F_{\delta} = F_{\text{зат}} + \chi \cdot F_{\text{вн}}$

т.е. болт воспринимает всю внешнюю нагрузку, а стык только силу затяжки.

$$F_{\text{ст}} = F_{\text{зат}}.$$

2. Стык абсолютно жесткий, а болт податлив, $c_{\text{ст}} = \infty$

$$\chi = 0, \quad F_{\delta} = F_{\text{зат}}, \quad F_{\text{ст}} = F_{\text{зат}} - F_{\text{вн}},$$

т.е. болт не воспринимает внешней нагрузки.

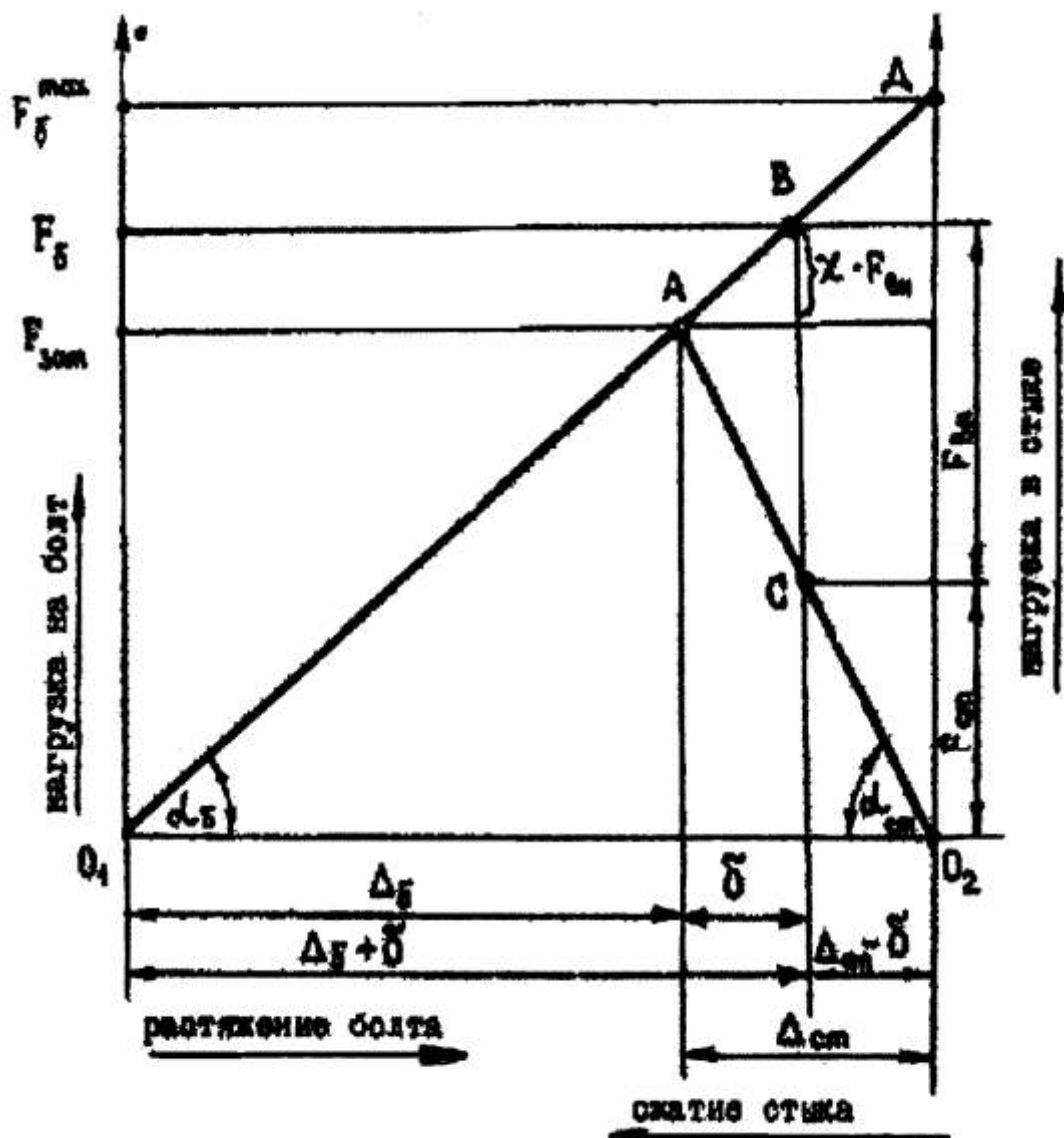


Рис. 5. Диаграмма «нагрузка-деформация» для болта и стыка

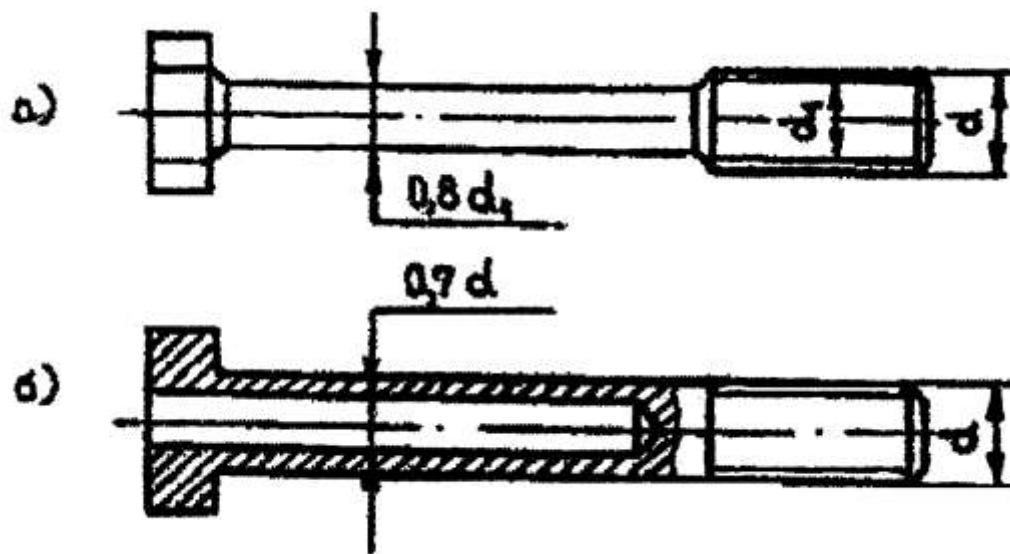


Рис. 6. Упругие болты

Поэтому одной из возможностей уменьшения действия внешней нагрузки на болт является увеличение его податливости (уменьшение жесткости). Конструктивно упругие болты можно выполнить так, как показано на рис. 6а, б. Прочность обычного болта определяется приближенно величиной внутреннего диаметра резьбы d_1 . Учитывая отсутствие концентрации напряжения в ненарезанной части стержня, его диаметр можно брать меньше d_1 или просверлить здесь отверстие. При этом болт будет равнопрочным, а его податливость увеличится.

Лабораторная установка представлена на рис.7. Установка моделирует работу изучаемого болтового соединения. Жесткости болта и стыка условно заменены жесткостями пружин сжатия, как более удобным при определении деформаций. На рис. 7 обозначены:

1. - пружина болта;
2. - пружина стыка;
3. - пружина внешней нагрузки.

Так как внешняя нагрузка на болт передается от соединяемой детали через гайку, то нагрузку можно приложить непосредственно к болту, что и используется в установке посредством пружины 3.

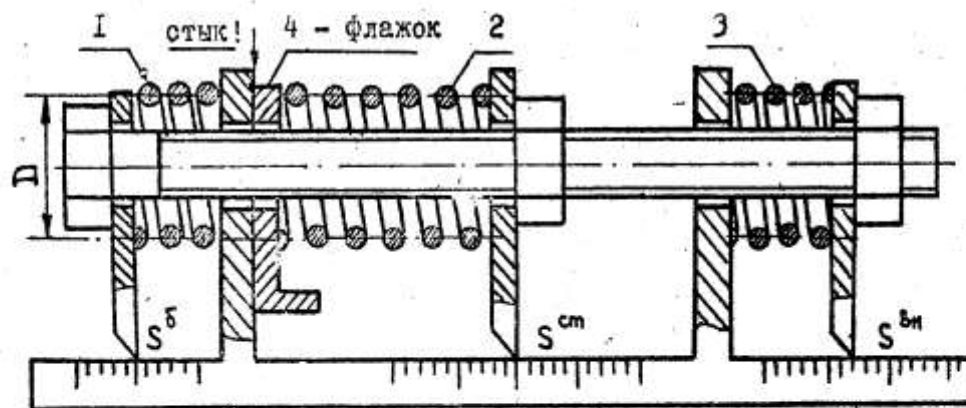


Рис. 7. Лабораторная установка

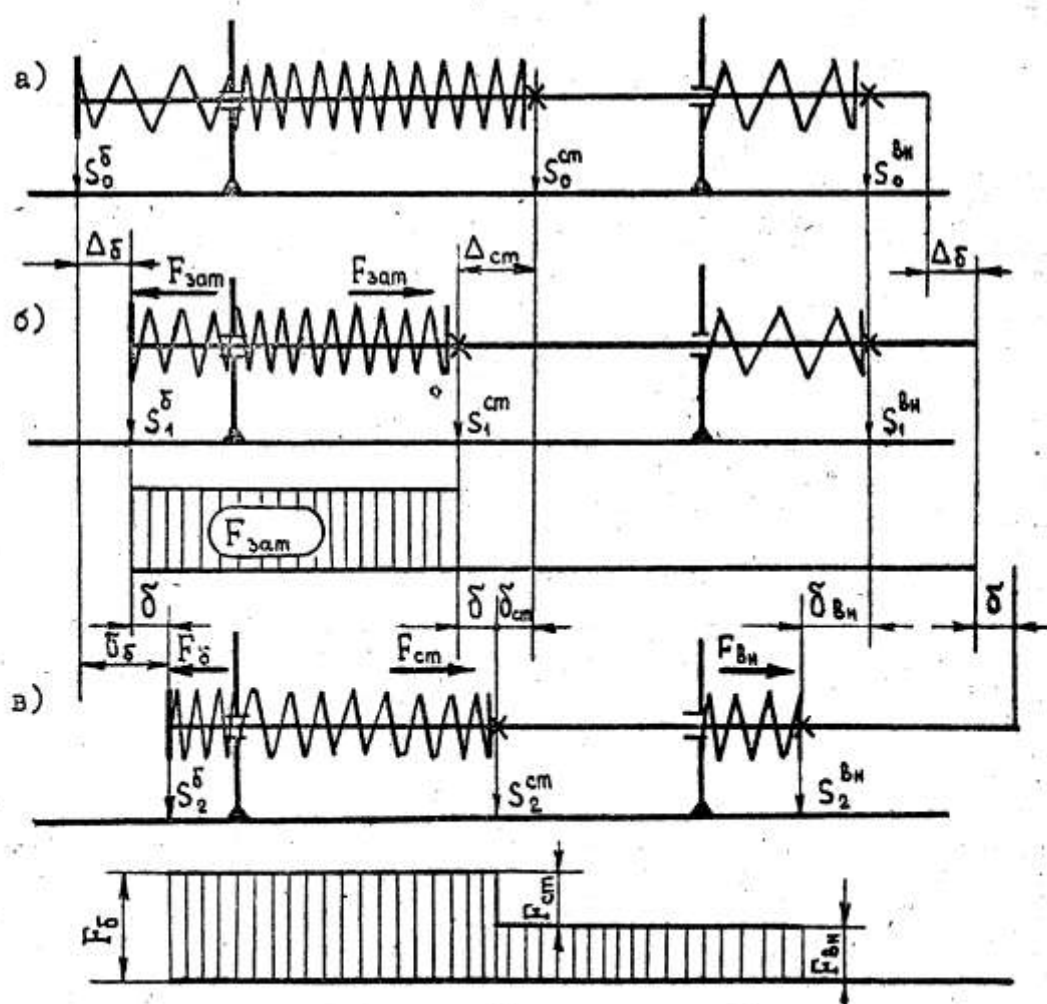


Рис. 8. Силы и деформации в моделируемом болтовом соединении

Порядок выполнения работы.

1. Ознакомиться с устройством лабораторной установки и определить жесткости пружин 1, 2 и 3 по формуле

$$c = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot j}, \text{ Н/мм},$$

где $G=7,7 \cdot 10^4 \text{ Н/мм}^2$ – модуль сдвига;

d , мм – диаметр проволоки пружины;

D , мм – расчётный диаметр пружины (рис.7):

$$D = D_H - d, \text{ мм},$$

где D_H – наружный диаметр пружины,

j – расчётное число витков

$$j = j_0 - 1,5,$$

где j_0 – полное число витков пружины.

Данные занести в таблицу 1.

2. Установить пружины в исходном состоянии, при котором нагрузки равны нулю, деформации пружин и зазоры в стыке должны быть также равны нулю. Зафиксировать в табл. 2 точки начала отсчёта S_0 на линейках болта и стыка. (Рис. 8а).

3. Затянуть гайку болта с расчетным усилием, соответствующем деформации пружины 2 стыка равной $\Delta_{ст} \approx 8 \div 12 \text{ мм}$. Следовательно, усилие затяжки

$$F_{зат} = \Delta_{ст} \cdot c_{ст}, \text{ Н}$$

при этом флажок установить в горизонтальном положении, что указывает на то, что стык затянут.

4. Зафиксировать в табл. 2 точки отсчёта S_1 после приложения силы затяжки, а также определить деформации болта и стыка как абсолютную разность показаний $|S_1 - S_0| = \Delta$. (Рис. 8б).

5. Нагрузить соединение (болт) внешней нагрузкой

$$F_{вн} = 0,8 \cdot F_{зат}, \text{ Н},$$

т.е. пружину 3 внешней нагрузки сжать на величину

$$\delta_{вн} = \frac{F_{вн}}{c_{вн}}, \text{ мм}.$$

6. Зафиксировать в табл.2 новые точки отсчета на всех линейках S_2 и определить деформацию пружин болта и стыка

$$\delta_б = |S_2^б - S_0^б|, \quad \delta_{ст} = |S_2^{ст} - S_0^{ст}|, \text{ мм}.$$

7. Определить нагрузки на болт и стык.

$$F_б = \delta_б \cdot c_б, \quad \text{Н}$$

$$F_{ст} = \delta_{ст} \cdot c_{ст}, \quad \text{Н}$$

8. Определить коэффициент внешней нагрузки по экспериментальным значениям

$$\chi_э = \frac{F_б - F_{зат}}{F_{вн}}.$$

9. Определить теоретический коэффициент внешней нагрузки

$$\chi_т = \frac{c_б}{c_б + c_{ст}}.$$

10. Оценить погрешность эксперимента по формуле

$$\Delta_{\varepsilon} = \left| \frac{\chi_{\Gamma} - \chi_{\varepsilon}}{\chi_{\Gamma}} \right| \cdot 100\%$$

11. Определить максимальную внешнюю нагрузку, при которой стык раскроется. Для этого необходимо увеличивать внешнюю нагрузку до тех пор, пока не упадет флажок 4. Зафиксировать после этого максимальные деформации пружин 1,2 и 3. Определить максимальные нагрузки

$$F_{\text{вн}}^{\text{max}} = \delta_{\text{вн}}^{\text{max}} \cdot c_{\text{вн}}, \text{ Н}$$

$$F_{\delta}^{\text{max}} = \delta_{\delta}^{\text{max}} \cdot c_{\delta}, \text{ Н}$$

Данные занести в табл. 2.

12. Разгрузить все пружины и привести установку в исходное состояние.

Отчёт о работе. В отчете следует указать цель работы, дать рис. 8 и график рис. 5 с указанием на них значений деформаций в мм и нагрузок в Н и заполненные таблицы параметров соединения, (табл. 1,2)

Таблица 1

№	Пружина	d	D _н	D	j ₀	j	c
		мм	мм	мм	-	-	Н/мм
1	Болта						
2	Стыка						
3	Внешней нагрузки						

Таблица 2

№		F _{зат} =0	F _{зат} >0	Δ	F _{вн} >0	δ	F	-	-
		S ₀	S ₁	S ₁ -S ₀	S ₂	S ₂ -S ₀	C _δ	δ ^{max}	F ^{max}
		мм	мм	мм	мм	мм	Н	мм	Н
1.	Болт								
2.	Стык								
3.	Внешняя нагрузка	-							
Коэффициент внешней нагрузки									
теоретический χ _т									
экспериментальный χ _э									
Погрешность эксперимента								%	

Вопросы.

1. Какую нагрузку испытывают болты и скрепляемые детали затянутого болтового соединения до приложения внешней нагрузки?
2. Чему равна суммарная нагрузка на болт после приложения внешней нагрузки, если
 - болт абсолютно жесткий?
 - болт упругий, а стык абсолютно жесткий?
3. При каких условиях нарушится герметичность соединения?
4. Чему равна нагрузка в стыке после приложения внешней нагрузки?
5. Какое выражение правильное?

- суммарная нагрузка на болт равна сумме силы предварительной затяжки и части внешней нагрузки;

болт воспринимает всю внешнюю нагрузку и дополнительно нагрузку в стыке (остаточную затяжку стыка).

6. Что такое упругий болт?
7. От каких параметров соединения зависит коэффициент внешней нагрузки?
8. Какую нагрузку испытывает болт, когда стык раскрыт?
9. Как определяется в лабораторной установке жесткость болта и стыка?
10. Для болта лабораторной установки построить эпюр продольных сил после приложения внешней нагрузки.

Если болт абсолютно жесткий, раскроет ли стык внешняя нагрузка; сил после приложения внешней нагрузки.

2.11 Лабораторная работа №11 (2 часа).

Тема: «Испытание клеммовых соединений»

2.11.1 Цель работы: Теоретическое и экспериментальное определение сдвигающей силы в клеммовом соединении со ступицей, имеющей прорезь.

2.11.2 Задачи работы:

1. Выяснить принцип работы клеммового соединения.
2. Выполнить эксперимент.
3. Выполнить расчёты.

2.11.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Машина ДМ-30.

2.11.4 Описание (ход) работы:

I. Домашнее задание.

Ответить на вопросы:

1. Для чего предназначено клеммовое соединение?
2. Как устроено клеммовое соединение?
3. Может ли клеммовое соединение передавать крутящий момент?
4. Опишите конструкцию лабораторной установки, предназначенной для испытания клеммовых соединений.
5. Из каких предположений мы исходим при получении выражения для осевой силы трения.

$$F_1 = 4F_{\text{зат}} \cdot f \cdot Z$$

6. Из каких предположений мы исходим при получении выражения для осевой силы трения.

$$F_2 = 2\pi F_{\text{зат}} \cdot f \cdot Z$$

II. Расчетные зависимости.

Задача сводится к определению величины требуемой затяжки болтов, обеспечивающей в случае нагружения соединения осевой силой R и возникновении на поверхности контакта силы трения удовлетворяющей условию $F \geq R$ (рис. 1)

В связи с тем, что закон распределения удельных давлений на поверхности контакта неизвестен, обычно рассматривают две расчетные схемы. Согласно первой схеме предлагается: что в точках m и n (рис. 1) возникают силы трения $F_1 = 2F_n \cdot f \cdot Z$ (где Z – число болтов) которые уравнивают внешнюю осевую силу R (f – коэффициент трения $f=0,2$ для стали).

Если принять, что обе половинки ступицы (клеммы) при затягивании болтов шарнирно поворачиваются вокруг точек, расположенных на линии действия сил трения и

удаленных от линии действия усилий F_n на расстоянии a , то обозначив усилие затяжки болта $F_{зат}$ получим $F_n = 2F_{зат}$ и $\mathbf{F}_1 = 4\mathbf{F}_{зат} \cdot \mathbf{f} \cdot \mathbf{Z}$ (1)

Согласно второй схеме принимаем, что удельное давление распределяется равномерно по поверхности контакта, определяемой углом обхвата, равным 2π т.е.

$$\mathbf{P} = \frac{\mathbf{F}_n \cdot \mathbf{Z}}{\ell \cdot \mathbf{d}} = \frac{2\mathbf{F}_{зат} \cdot \mathbf{Z}}{\ell \cdot \mathbf{d}}$$

Нормальная сила, действующая на элементарную площадку равна

$$\mathbf{P} \frac{\mathbf{d}}{2} \mathbf{d}\alpha \cdot \ell = \mathbf{F}_{зат} \cdot \mathbf{Z} \cdot \mathbf{d}\alpha$$

и элементарная сила трения составляет $F_{зат} \cdot f \cdot d\alpha$

На основании этого сила трения

$$\mathbf{F}_2 = \int_0^{2\pi} \cdot \mathbf{F}_{зат} \cdot \mathbf{f} \cdot \mathbf{Z} \mathbf{d}\alpha = 2\pi \mathbf{F}_{зат} \cdot \mathbf{f} \cdot \mathbf{Z} \quad (2)$$

III. Машина и оборудование.

1. Машина ДМ-30

2. Приспособление для исследования трения в клеммовом соединении со ступицей, имеющей прорезь.

Приспособление состоит из следующих узлов:

1) клеммы, 2) комплекта стержней 50 мм с различными посадками, 3) силоизмерительного устройства для измерения усилия затяжки, болта, 4) подставки.

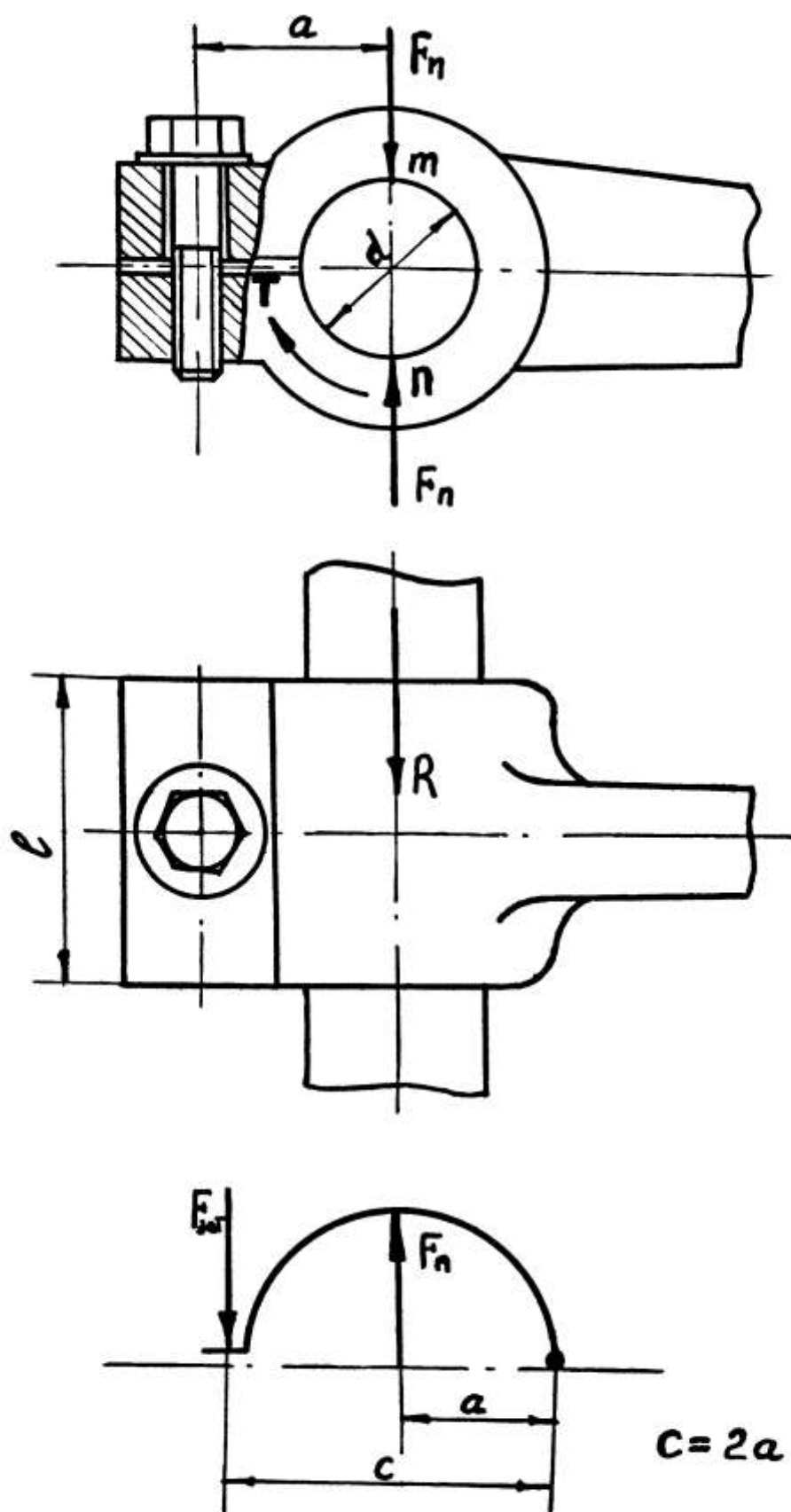


Рис 1

Затяжка клеммы осуществляется болтом. Для определения силы затяжки клеммы на болт устанавливается силоизмерительное устройство – динамометрическое скоба с индикатором. При закручивании болтов клемма сжимает стержень.

Перед затяжкой, клемма с динамометром устанавливается на подставку, которая крепится к столу машины для испытания на растяжение сжатие двумя болтами с Т-образными головками.

Усилие сдвига вдоль оси определяется с помощью силоизмерительного устройства при надавливании нагрозочного винта машины на торец стержня.

IV. Рабочее задание.

1. а) Перед началом работы опустить стол в нижнее крайнее положение.
б) Установить подставку и клеммовое соединение на машину ДМ-30. Затянуть болт на клеммовом соединении с усилием затяжки болта $P=2500$ Н (прогиб пружины на 0,016 мм равен усилию 2500 Н)
2. Нагружая клеммовое соединение осевой силой, определить момент, когда будет происходить перемещение стержня относительно клеммы. Записать показания индикатора машины ДМ-30 (усилие в 5000 Н соответствует деформации кольца 0,160 мм).
3. Повторять испытания с усилием затяжки 5000, 7500, а результаты записать в таблицу.
4. Определить осевое усилие теоретическим путем по формулам (1) и (2), результаты записать в таблицу и сравнить с экспериментальными данными. Построить график зависимости $F_{зат}$ от R .

2.12 Лабораторная работа №12 (2 часа).

Тема: «Испытание болтового соединения, работающего на сдвиг»

2.12.1 Цель работы: Работа предназначена для определения сдвигающей силы F (расчетным и экспериментальным путем) в зависимости от момента затяжки болта $T_{зат}$.

2.12.2 Задачи работы:

1. Изучить принцип воздействия сдвигающих сил.
2. Выполнить эксперимент.
3. Выполнить расчёты.

2.12.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Болт-пластина.
2. Динамометрический ключ.
3. Штангенциркуль.
4. Резьбомер.

2.12.4 Описание (ход) работы:

I. Домашнее задание

Контрольные вопросы

1. От каких факторов зависит момент закручивания в резьбовом соединении?
2. Какие напряжения испытывает предварительно затянутый болт, поставленный с зазором, при нагружении соединения сдвигающей силой?
3. Какие напряжения испытывает болт, поставленный без зазора («под развертку»), при нагружении соединения сдвигающей силой?
4. Напишите условие несдвигаемости пластин для данной схемы резьбового соединения (см. рис. 1).
5. Чем объясняется расхождение между расчетными и опытными значениями силы сдвига?
6. Какими мерами можно изменить силу сдвига пластин при постоянной затяжке болта?
7. По какому условию определяется допускаемая сила затяжки болта $[F_0]$?

II. Расчетные зависимости

В испытуемом соединении (рис. 1) болт 1 поставлен с зазором, его стержень при затяжке (моментом на ключе $T_{\text{зат}}$) растягивается и скручивается.

Пластины 2, 3 удерживаются от сдвига силами трения F_i , возникающими на поверхностях контакта. Условие, при котором начинается сдвиг, выражается зависимостью

$$F = F_i \cdot n$$

где F - предельная сдвигающая сила;

n - число поверхностей трения.

В свою очередь

$$F_i = F_0 \cdot f_c$$

где F_0 – усилие предварительной затяжки;

f_c – коэффициент трения на стыке.

Таким образом

$$F = F_0 \cdot f_c \cdot n$$

Если коэффициент трения на стыке принять постоянным (при изменении усилия затяжки), то зависимость силы сдвига от величины F_0 будет линейной.

Момент на ключе и сила затяжки связаны между собой формулой.

$$F = \frac{f_c \cdot n}{\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\Psi + \varphi) + f_{\delta} \frac{I + d_0}{4}} \cdot \dot{\varphi}$$

В свою очередь

$$\Psi = \operatorname{arctg} \frac{P \cdot i}{\pi d_2}$$

где P – шаг резьбы;

i – число заходов.

$$\Psi = \operatorname{arctg} \frac{f_{\delta}}{\cos \beta}$$

где f_{δ} - коэффициент трения в резьбе;

β – угол наклона рабочей стороны профиля резьбы к плоскости поперечного сечения (для метрической резьбы $\beta = \pi/6$, $\cos \pi/6 \approx 0,87$).

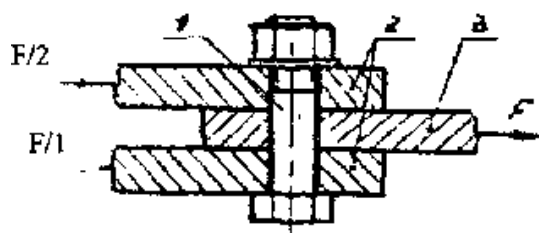


Рис. 1. Схема соединения

III. Оборудование

Исследуемый узел «Болт-пластины», динамометрический ключ со сменной головкой, штангенциркуль, резьбомер.

IV. Порядок выполнения работы

Пластины 1 (рис. 2), болт 2 с шайбой 3 и гайкой 4 выбираются по указанию преподавателя.

Расчет силы трения при сдвиге.

Замеряются: наружный диаметр резьбы болта (d); шаг резьбы (P); размер под ключ (H); диаметр отверстия под болт (d_0) и округляются до ближайших значений по ГОСТ.

Внутренний диаметр (d_1) и средний (d_2) берутся из таблиц ГОСТа, а угол

В качестве силы прижатия пластин (F_0) следует брать силу, не превышающую допускаемую ($[F_0]$) из условия прочности болта на растяжение.

Таблица 1

Состояние контактирующих поверхностей	Коэффициент трения
Чисто обработанные смазанные поверхности	0,1
Чисто обработанные несмазанные поверхности	0,2
Грубо обработанные несмазанные поверхности	0,3

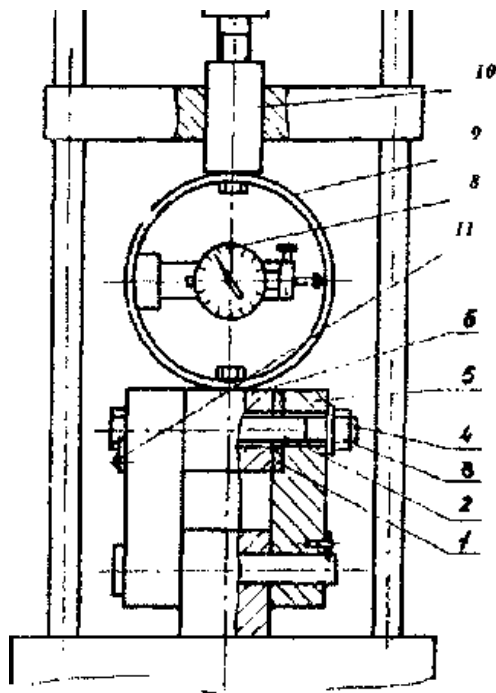


Рис. 2. Схема стенда для исследования резьбового соединения на сдвиг

Строится график $F = f(T_{\text{зат}})$, представляющий собой прямую, проходящую через начало координат.

Испытуемые пластинки 1 (рис. 1) вставляются в пазы боковых пластин

Гайка 4 затягивается динамометрическим ключом до момента $0,25[T_{\text{зат}}]$ (момент фиксируется по шкале индикатора ключа).

Наибольшее значение силы сдвига, соответствующее трению покоя, заносится в отчет.

Определяется сила сдвига от затяжки болта моментом $0,5 [T_{\text{зат}}]$, $0,75 [T_{\text{зат}}]$ и $[T_{\text{зат}}]$.

Каждый опыт необходимо повторить три раза и среднее арифметическое значение внести в отчет.

V. Обработка экспериментальных данных

Результаты эксперимента заносятся в табл. 3.

Строятся графики (в одной системе координат) $F = f(T_{\text{зат}})$, полученные расчетным и экспериментальным путем.

VI. Заключение

Объясняется расхождение между расчетными и опытными значениями силы сдвига. Приводятся примеры, позволяющие изменить силу сдвига при постоянной затяжке.

Анализируется влияние выбранных коэффициентов трения f_c , f_p и f_t на величину силы сдвига.

Объясняется характер зависимости $F = f(T_{\text{зат}})$ (в общем случае нелинейный), полученный экспериментальным путем.

2.13 Лабораторная работа №13 (2 часа).

Тема: «Конструкция и расчёт на долговечность подшипников качения»

2.13.1 Цель работы: Изучение конструкций радиальных и радиально-упорных шариковых и радиально-упорных роликовых подшипников и определение их долговечности.

2.13.2 Задачи работы:

1. Разобраться с конструкцией и принципом работы подшипников качения.
2. Изучить разновидности подшипников качения.
3. Выполнить расчёты.

2.13.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Подшипник качения.

2.13.4 Описание (ход) работы:

I. Домашнее задание

1. Почему подшипники качения получили преимущественное распространение?
2. Из каких деталей состоят подшипники качения?
3. Приведите классификацию подшипников качения.
4. Назовите основные типы подшипников качения.
5. Перечислите особенности конструкции и работы радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников.
6. Перечислите особенности конструкции и работы роликовых конических подшипников.
7. Определите основные размеры и тип подшипников, имеющие условные обозначения: 208, 36308, 7510.
8. Каким подшипникам следует отдавать предпочтение при их выборе?
9. Что такое динамическая и статическая грузоподъемности подшипников?
10. Что такое эквивалентная нагрузка подшипника?
11. Как определяются коэффициенты радиальной X и осевой Y нагрузок подшипника?
12. Как определяется ресурс подшипника?
13. Как в расчетах подшипников на ресурс учитывают условия эксплуатации?

II. Общие сведения о подшипниках качения

Основными видами опор валов и вращающихся осей в машинах являются подшипники качения. Они предназначены для вождения нагрузки, приложенной к валу или оси, и передачи ее на корпус или станину машины, а также для фиксации валов и осей и осуществления их вращательного движения.

Подшипники качения классифицируются по следующим признакам:

- 1) по форме тел качения - шариковые и роликовые;
- 2) по направлению действия основной воспринимаемой нагрузки - радиальные, упорные и радиально-упорные;
- 3) по числу рядов тел качения - однорядные, двухрядные, и многорядные;
- 4) по способности самоустановки - самоустанавливающиеся (радиальные двухрядные шариковые и роликовые сферические подшипники) и несамоустанавливающиеся.

Радиально-упорные шариковые подшипники (табл. 2) применяются для быстроходных валов при одновременном действии радиальных и осевых сил. Они встречаются в редукторах с цилиндрическими косозубыми колесами, с коническими колесами и червячных редукторах. Чем больше угол контакта α , тем больше воспринимаемая осевая сила. Перекосы валов не допускаются.

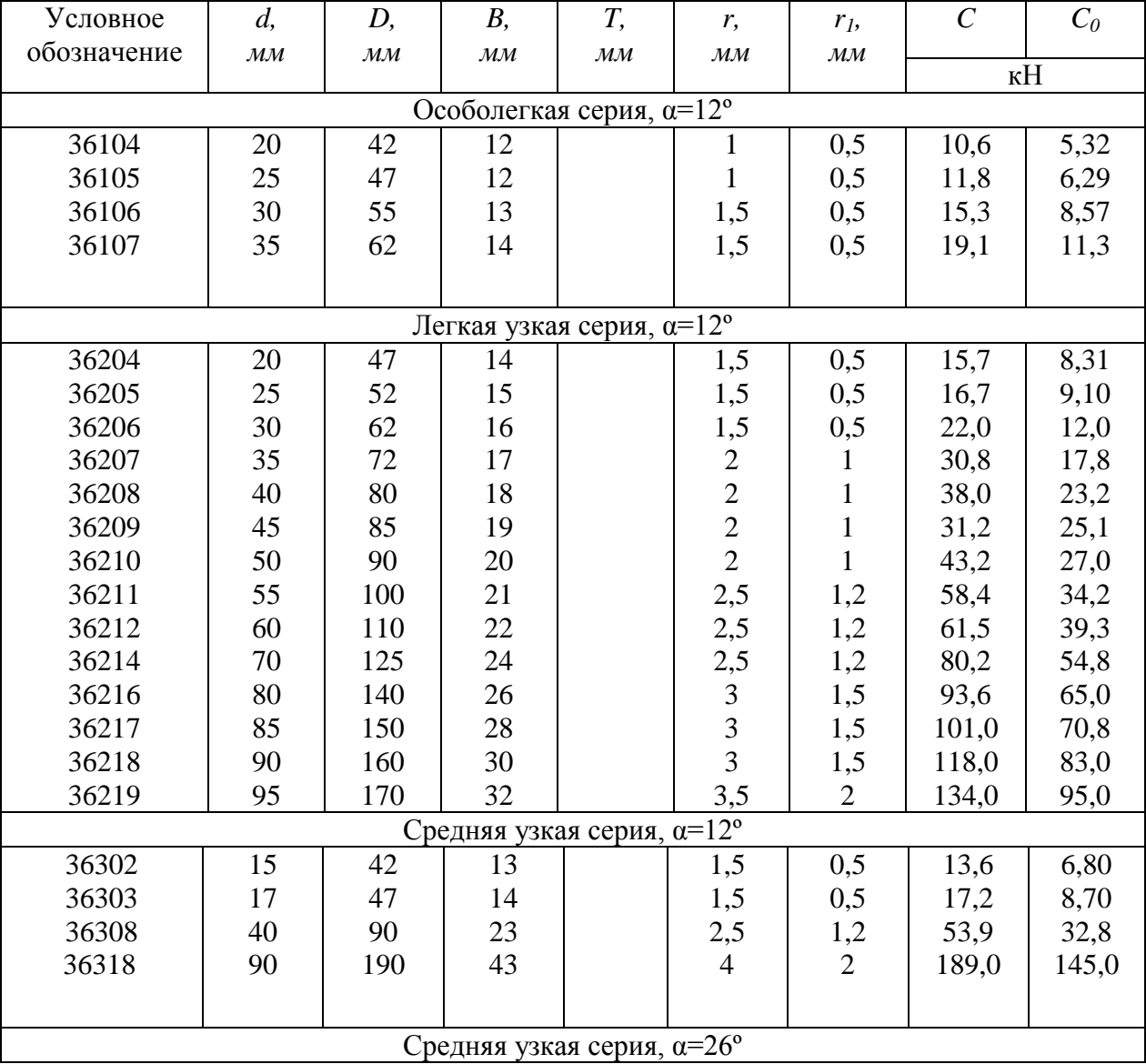
Таблица 1

100	-	10	26	8	0,5	4,62	1,96
101	-	12	28	8	0,5	5,07	2,24
104	80104	20	42	12	1	9,36	4,5
105	-	25	47	12	1	11,2	5,6
106	80106	30	55	13	1,5	13,3	6,8
107	-80108	35	62	14	1,5	15,9	8,5
108	-	40	68	15	1,5	16,8	9,3
109	-	45	75	16	1,5	21,2	12,2
110	-	50	80	16	1,5	21,6	13,2
111	-	55	90	18	2	28,1	17
112	-	60	95	18	2	29,6	18,3
113	-	65	100	18	2	30,7	19,6
114	-	70	110	20	2	37,7	24,5
115	-	75	115	20	2	39,7	26,0
116	-	80	125	20	2	47,7	31,5
117	-	85	130	22	2	49,4	33,5
118	-	90	140	24	2,5	57,2	39,0
119	-	95	145	24	2,5	60,5	41,5
120	-	100	150	24	2,5	60,5	41,5
Легкая серия							
200	80200	10	30	9	1	5,9	2,65
201	80201	12	32	10	1	6,89	3,1
202	80202	15	35	11	1	7,8	3,55
203	80203	17	40	12	1	9,56	4,55
204	80204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	80205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	80206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	-	35	72	17	2	25,5	13,7
208	80208	40	80	18	2	32,0	17,8
209	80209	45	85	19	2	33,2	18,6
209A	-	45	85	19	2	36,4	20,1
210	-	50	90	20	2	35,1	19,8
211	-	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	80212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	80213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
214	-	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	80215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
216	-	80	140	26	3	70,2	45,0
217	-	85	150	28	3	83,2	53,0
217A	-	85	150	28	3	89,5	56,5
218	80215	90	160	30	3	95,6	62,0
219	-	95	170	32	3,5	108,0	69,5
219A	-	95	170	32	3,5	115,0	74,0
220	80220	100	180	34	3,5	124,0	79,0

Средняя серия						
300	10	35	11	1	8,06	3,75
301	12	37	12	1,5	9,75	4,65
302	15	42	13	1,5	11,4	5,4
303	17	47	14	1,5	13,5	6,65
304	20	52	15	2	15,9	7,8
305	25	62	17	2	22,5	11,4
306	30	72	19	2	28,1	14,6
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
310	50	110	27	3	65,8	36,0
311	55	120	29	3	71,5	41,5
312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
315	75	160	37	3,5	112,0	72,5
316	80	170	39	3,5	124,0	80,0
316K5	80	170	39	3,5	130,0	89,0
317	85	180	41	4	133,0	90,0
318	90	190	43	4	143,0	99,0
319	95	200	45	4	153,0	110
319K5	95	200	45	4	161,0	120,0
320	100	215	47	4	174,0	132,0
Тяжелая серия						
403	17	62	17	2	22,9	11,8
405	25	80	21	2,5	36,4	20,4
406	30	90	23	2,5	47,0	26,7
407	35	100	25	2,5	55,3	31,6
408	40	110	27	3	63,7	36,5
409	45	120	29	3	76,1	45,5
410	50	130	31	3,5	87,1	52,0
411	55	140	33	3,5	100,0	63,0
412	60	150	35	3,5	108,0	70,0
413	65	160	37	3,5	119,0	78,1
414	70	180	42	4	143,0	105,0
416	80	200	48	4	163,0	125,0
417	85	210	52	5	174,0	135,0

Таблица 2

Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные (ГОСТ 631-75)



46303	17	47	14		1,5	0,5	16,10	8,0
46304	20	52	15		2	1	17,8	9,0
46305	25	62	17		2	1	26,9	14,6
46306	30	72	19		2	1	32,6	18,3
46307	35	80	21		2,5	1,2	42,6	24,7
46308	40	90	23		2,5	1,2	50,8	31,1
46309	45	100	25		2,5	1,2	61,4	37,0
46310	50	110	27		3	1,2	71,8	44,0
46312	60	130	31		3,5	2	100,0	65,3
46313	65	140	33		3,5	2	113,0	75,0
46314	70	150	35		3,5	2	127,0	85,3
46316	80	170	39		3,5	2	136,0	99,0
46318	90	190	43		4	2	165,0	122,0
46320	100	215	47		4	2	213,0	177,0
Легкая узкая серия, $\alpha=36^\circ$								
66207	35	72	17		2,5	1,2	17,0	14,7
66211	55	100	21		2,5	1,2	46,3	28,4
66215	75	130	25		2,5	1,2	71,5	49,0
66219	95	170	32		3,5	2	121,0	85,0
66221	105	190	36		3,5	2	148,0	108,0
Средняя узкая серия, $\alpha=36^\circ$								
66309	45	100	25		3	1,5	60,8	36,4
66312	60	130	31		3,5	2	93,7	58,8
66314	70	150	35		3,5	2	119,0	76,8

Тяжелая узкая серия, $\alpha=36^\circ$								
66406	30	90	23		2,5	1,2	43,8	27,0
66408	40	110	27		3	1,5	72,2	42,3
66409	45	120	29		3	1,5	81,6	47,3
66410	50	130	31		3,5	2	98,6	68,1
66412	60	150	35		3,5	2	125,0	79,5
66414	70	180	42		4	2	152,0	109,0
66418	90	225	54		5	2,5	208,0	162,0

Таблица 3

Роликоподшипники конические однорядные (ГОСТ 333-79)

7202	15	35	11,75	11	9	1,0	0,3	10,5	6,1	0,45	1,33	0,73
7203	17	40	13,25	12	11	1,5	0,5	14,0	9,0	0,31	1,97	1,05
7204	20	47	15,25	14	12	1,5	0,5	21,0	13,0	0,36	1,67	0,92
7205	25	52	16,25	15	13	1,5	0,5	24,0	17,5	0,36	1,67	0,92
7206	30	62	17,25	16	14	1,5	0,5	31,5	22,0	0,36	1,64	0,9
7207	35	72	18,25	17	15	2,0	0,8	38,5	26,0	0,37	1,62	0,89
7208	40	80	19,25	19	16	2,0	0,8	46,5	32,5	0,38	1,56	0,86
7209	45	85	20,75	20	16	2,0	0,8	50,0	33,0	0,41	1,45	0,8
7210	50	90	21,75	21	17	2,0	0,8	56,0	40,0	0,37	1,6	0,88
7211	55	100	22,75	21	18	2,5	0,8	65,0	46,0	0,41	1,46	0,8
7212	60	110	23,75	23	19	2,5	0,8	78,0	58,0	0,35	1,71	0,94
7214	70	125	25,25	26	21	2,5	0,8	96,0	82,0	0,37	1,62	0,89
7215	75	130	27,25	26	22	2,5	0,8	107,0	84,0	0,39	1,55	0,85
7216	80	140	28,25	26	22	3,0	0,8	112,0	95,2	0,42	1,43	0,78
7217	85	150	30,50	28	24	3,0	1,0	130,0	109,0	0,43	1,38	0,76
7218	90	160	32,50	31	26	3,0	1,0	158,0	125,0	0,38	1,56	0,86
7219	95	170	34,50	32	27	3,5	1,0	169,0	131,0	0,41	1,48	0,81
7220	100	180	37,00	34	29	3,5	1,2	185,0	146,0	0,41	1,49	0,82
Средняя серия, $\alpha=11\div14^\circ$												
7304	20	52	16,25	16	13	2,0	0,8	26,0	17,0	0,3	2,03	1,11
7305	25	62	18,25	17	15	2,0	0,8	33,0	23,2	0,36	1,67	0,92
7306	30	72	20,75	19	17	2,0	0,8	43,0	29,5	0,34	0,78	0,98
7307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	54,0	38,0	0,32	1,38	1,03
7308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	66,0	47,5	0,28	2,16	1,18
7309	45	100	27,25	26	22	2,5	0,81,0	83,0	60,0	0,28	2,16	1,19
7310	50	110	29,25	29	23	3,0	1,0	100,0	75,0	0,31	1,94	1,06
7311	55	120	31,5	29	25	3,0	1,2	107,0	81,5	0,33	1,8	0,99
7312	60	130	33,5	31	27	3,5	1,2	128,0	96,5	0,3	1,97	1,08
7313	65	140	36,0	33	28	3,5	1,2	146,0	112,0	0,3	1,97	1,08
7314	70	150	38,0	37	30	3,5	1,2	170,0	137,0	0,31	1,94	1,08
7315	75	160	40,0	37	31	3,5	1,5	180,0	148,0	0,33	1,93	1,06
7317	85	180	44,5	41	35	4,0	1,5	230,0	196,0	0,31	1,91	1,05
7318	90	190	46,5	43	36	4,0		250,0	201,5	0,32	1,88	1,03

Средняя широкая серия, $\alpha=11\div16^\circ$
--

7604	20	52	22,25	21,0	18,5	2	0,8	31,5	22,0	0,3	2,01	1,11
7605	25	62	25,25	24,0	21,0	2	0,8	47,5	36,6	0,27	2,19	1,21
7606	30	72	28,75	29,0	23,0	2	0,8	63,0	51,0	0,32	1,88	1,03
7607	35	80	32,75	31,0	27,0	2,5	0,8	76,0	61,5	0,3	2,03	1,11
7608	40	90	35,25	33,0	28,5	2,5	0,8	90,0	67,5	0,3	2,03	1,11
7609	45	100	38,25	36,0	31,0	2,5	0,8	114,0	90,5	0,29	2,06	1,13
7611	55	120	45,5	44,5	36,5	3,0	1,0	160,0	140,0	0,32	1,85	1,02
7612	60	130	48,5	47,5	39,0	3,5	1,2	186,0	157,0	0,3	1,97	1,08
7613	65	140	51,0	48,0	41,0	3,5	1,2	210,0	168,0	0,33	1,83	1,01
7614	70	150	54,0	51,0	43,0	3,5	1,2	240,0	186,0	0,35	1,71	0,94
7615	75	160	58,0	55,0	46,5	3,5	1,2	280,0	235,0	0,3	1,99	1,2
7616	80	170	61,5	59,5	49,0	3,5	1,2	310,0	290,0	0,32	1,89	1,04
7618	90	180	67,5	66,5	53,5	4,0	1,5	370,0	365,0	0,3	1,99	1,2
7620	100	215	77,5	73,0	61,5	4,0	1,5	460,0	460,0	0,31	1,91	1,65
Легкая широкая серия, $\alpha=12\div16^\circ$												
7506	30	62	23,35	20,5	17	1,5	0,5	36,0	27,0	0,36	1,64	0,90
7507	35	72	24,25	23	20	2,0	0,8	53,0	40,0	0,35	1,73	0,95
7508	40	80	24,75	23,5	20	2,0	0,8	56,0	44,0	0,38	1,57	0,87
7509	45	85	24,75	23,5	20	2,0	0,8	60,0	46,0	0,42	1,44	0,79
7510	50	90	24,75	23,5	20	2,0	0,8	62,0	54,0	0,42	1,43	0,78
7511	55	100	26,75	25	21	2,5	0,8	80,0	61,0	0,36	1,67	0,92
7512	60	110	29,75	28	24	2,5	0,8	94,0	75,0	0,39	1,53	0,84
7513	65	120	32,75	31	27	2,5	0,8	110,0	98,0	0,37	1,62	0,89
7514	70	125	33,25	31	27	2,5	0,8	125,0	101,0	0,39	1,55	0,85
7515	75	130	33,25	31	27	2,5	0,8	130,0	108,0	0,41	1,48	0,81
7516	80	140	35,25	33	28	3,0	1,0	143,0	126,0	0,40	1,49	0,82
7517	85	150	38,50	36	30	3,0	1,0	162,0	141,0	0,39	1,58	0,85
7518	90	160	42,5	40	34	3,0	1,0	190,0	171,0	0,39	1,55	0,85
7519	95	170	45,5	45,5	37	3,5	1,2	230,0	225,0	0,38	1,56	0,85
7520	100	180	49,0	46,0	39	3,5	1,2	250,	236,0	0,41	1,49	0,82
Легкая широкая серия, $\alpha=12\div16^\circ$												
7506A	30	62	21,25	20	17	1,5	0,5	47,3	37,0	0,37	1,6	0,9
7509A	45	85	24,75	23	19	2,0	0,8	74,8	60,0	0,4	1,5	0,8
7510A	50	90	27,75	23	19	2,0	0,8	76,5	64,0	0,43	1,4	0,8
7511A	55	100	26,75	25	21	2,5	0,8	99,0	80,0	0,4	1,5	0,8
7512A	60	110	29,75	28	24	2,5	0,8	120,0	100,0	0,4	1,5	0,8
7513A	65	120	32,75	31	27	2,5	0,8	142,0	120,0	0,4	1,5	0,8
7515A	75	130	33,25	31	27	2,5	0,8	157,0	130,0	0,43	1,4	0,8
7516A	80	140	35,25	33	28	3,0	1,0	176,0	155,0	0,43	1,4	0,8
7517A	85	150	38,5	36	30	3,0	1,0	201,0	180,0	0,43	1,4	0,8
7520A	100	180	49,0	46	39	3,5	1,2	297,0	280,0	0,35	1,7	0,9

Подшипники качения имеют **основное условное обозначение в виде набора цифр**. Оно используется для их маркировки, указывается на чертежах, в спецификациях и т.д. Пример условного обозначения: **5- 36210** - подшипник шариковый радиально-упорный с углом контакта $\alpha = 12^\circ$, легкой серии с внутренним диаметром 50

мм, высокого класса точности.

В условном обозначении **две первые цифры справа** соответствуют внутреннему диаметру подшипника, поделенному на 5 (для подшипников с внутренним диаметром 20 - 495 мм), цифры 00, 01, 02, 03, соответственно, обозначают диаметры 10, 12, 15, 17 мм.

Третья цифра обозначает серию подшипников всех диаметров, кроме малых диаметров (до 9 мм): сверхлегкая серия обозначается цифрой 9, особо легкая - 1, легкая 2, средняя 3, широкая - 4, легкая широкая - 5, средняя широкая - 6 и т.д.

Четвертая цифра обозначает тип подшипника: радиальный шариковый однорядный подшипник обозначается цифрой 0 (цифра 0 в условном обозначении не указывается);

радиальный шариковый двухрядный сферический - 1;

радиальный с короткими цилиндрическими роликами - 2; радиальный роликовый двухрядный сферический - 3;

радиальный с длинными цилиндрическими роликами - 4; радиальный с витыми роликами - 5;

радиально-упорный шариковый - 6;

роликовый конический - 7;

упорный шариковый - 8;

упорный роликовый - 9.

Пятая и последующие цифры вводятся не для всех подшипников и обозначают их конструктивные особенности, например, угол контакта в радиально-упорных подшипниках, наличие стопорной канавки на наружном кольце, наличие встроенных уплотнений и т.д.

Цифра, стоящая через тире (разделительный знак), обозначает класс точности подшипника: нормальный класс точности обозначается цифрой 0 (не указывается), повышенный - 6, высокий - 5, особо высокий - 4, сверхвысокий - 2.

Класс точности определяется, в основном, величиной радиального биения беговых дорожек и торцов колец подшипника.

Если внутренний диаметр подшипника меньше 10 мм, то на третьем месте стоит цифра 0, а цифра, обозначающая серию, перемещается на второе место (вместо третьего). Первая цифра (справа) обозначает непосредственно внутренний диаметр подшипника.

При выборе подшипника следует везде, где это допустимо, отдавать предпочтение шарикоподшипникам по сравнению с более дорогостоящими роликоподшипниками, а также использовать радиальные подшипники вместо радиально-упорных и подшипники нормального класса точности.

При проектировании машин подшипники качения подбирают из числа стандартных с последующей проверкой на долговечность по усталостному выкрашиванию ($n > 1 \text{ мин}^{-1}$) или на статическую грузоподъемность по пластическим деформациям ($n < 1 \text{ мин}^{-1}$).

III. Расчёт подшипников качения

Критерий расчета на долговечность

$$L_h \geq L_{hT}$$

где L_h - долговечность (ресурс) выбранного подшипника, ч;

L_{hT} - необходимая долговечность подшипника, ч.

Для машин, работающих в одну смену и эксплуатируемых не всегда с полной нагрузкой (стандартные электродвигатели, редукторы и др.),

$$L_{hT} = (10 - 25)^3 \text{ ч.}$$

Долговечность подшипника определяется по формуле:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P_f} \right)^m$$

где C_r - динамическая грузоподъемность;

P_3 - эквивалентная расчетная нагрузка;

m - показатель степени (для шариковых подшипников $m = 3$, для роликовых подшипников $m = 3,33$);

n - частота вращения вала, на котором установлен выбранный подшипник, мин^{-1} .

Динамическая грузоподъемность для радиальных и радиально-упорных подшипников C_r - это такая постоянная радиальная нагрузка, которую подшипник может выдерживать в течение одного миллиона оборотов внутреннего кольца без проявления признаков усталости с вероятностью 90 %. Значения динамической грузоподъемности подшипников приведены в таблицах 1 – 3.

Эквивалентная динамическая нагрузка P_3 для радиальных и радиально-упорных подшипников – это такая условная постоянная радиальная нагрузка, которая при приложении ее к подшипнику обеспечивает такую же долговечность, какую подшипник имеет при действительных условиях:

$$P_3 = (XV F_r + Y F_a) \cdot K_T \cdot K_\delta$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник;

F_a - осевая нагрузка на подшипник;

X, Y коэффициенты (или степени влияния) радиальной и осевой нагрузок, определяются в зависимости от типа подшипника и соотношения величин нагрузок F_a и F_r по табл. 4;

K_δ - коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамической нагрузки на долговечность подшипника (для редукторов всех конструкций $K_\delta = 1,3 - 1,8$);

K_T – температурный коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника (при температуре до 125°C $K_T = 1$, при температуре свыше 125 до 250°C $K_T = 1,05 - 1,4$);

V - коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца $V = 1$, наружного $V = 1,2$).

Таблица 4

**Определение коэффициентов
радиальной X и осевой Y нагрузок однорядных подшипников**

Тип подшипника	Параметр осевого нагружения $e = f(\alpha)$	Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок			
		$F_a/(V F_r) \leq e$		$F_a/(V F_r) > e$	
		X	Y	X	Y
Шариковые радиальные		1	0	0,56	$(1-X)/e$
Шариковые радиально-упорные, $\alpha=12^\circ$				0,45	
Шариковые радиально-упорные, $\alpha=26^\circ$	0,68			0,41	
Шариковые радиально-упорные, $\alpha=36^\circ$	0,95			0,37	
Роликовые конические	$1,5 \tan \alpha$			0/4	

IV. Порядок выполнения работы

1. Получить у лаборанта набор подшипников (2 или 3 подшипника различных типов) и штангенциркуль.

2. Для каждого подшипника выполнить замер диаметров внутреннего d и наружного D колец и его ширины B (Т) и построить эскизы подшипников.
3. Для каждого изучаемого подшипника определить по клейму его основное условное обозначение, а по нему тип, серию, класс точности (табл. 6).
4. Указать, для каких нагрузок предназначен каждый подшипник (радиальных или осевых, больших, малых или случайных, спокойных или ударных, одного направления или обеих), быстроходный или нет, допускает ли перекос осей (табл. 6).
5. Указать, для каких валов (валов цилиндрических прямозубых или косозубых, конических, червячных, цепных передач и т.п.) пригоден каждый подшипник (табл. 6).
6. Произвести расчет подшипников на долговечность. Исходные данные для расчета задаются преподавателем (табл. 5).
7. Выполнить отчет по приведенной форме.

Таблица 5

Исходные данные для расчета подшипника на долговечность

Вариант	Радиальная нагрузка	Осевая нагрузка подшипника F_a , Н	Частота вращения вала n , мин ⁻¹
1	700	0	200
2	900	0	300
3	750	0	400
4	960	0	500
5	800	0	250
6	820	164	350
7	950	190	420
8	720	144	450
9	850	170	150
10	860	172	220
11	920	194	320
12	1200	480	600
13	1000	360	520
14	800	320	170
15	1100	440	270
16	1250	500	370
17	1300	520	470
18	1400	560	550
19	900	350	570
20	970	388	430
21	1350	540	530
22	1150	460	630
23	1500	2000	410
24	1800	3600	310
25	1600	3200	210
26	1900	3800	510
27	1700	3400	520
28	2000	4000	440
29	2100	4200	340
30	2200	4400	540
31	2300	4600	330
32	2400	4800	660
33	2500	5000	360
34	1450	2900	460
35	1550	3100	220

36	1750	3500	340
37	1650	3300	560
38	1850	3700	260

2.14 Лабораторная работа №14 (2 часа).

Тема: «Исследование полиспаста»

2.14.1 Цель работы: Ознакомить студентов с конструкцией, характеристикой и назначением полиспаста.

2.14.2 Задачи работы:

1. Изучить предназначение полиспаста.
2. Изучить принцип работы полиспаста.
3. Выполнить эксперимент.
4. Выполнить расчёты.

2.14.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Набор грузов.
2. Полиспаст.

2.14.4 Описание (ход) работы:

I. ДОМАШНЕЕ ЗАДАНИЕ

Ознакомиться с понятиями:

1. Какой механизм называется полиспастом?
2. Кратность полиспаста.
3. Определение усилия в ведущей ветви полиспаста.
4. Конструкция полиспаста для выигрыша в силе.

РАБОЧЕЕ ЗАДАНИЕ

1. Вычертить схему полиспаста и определить кратность полиспаста u_n
2. Установить подвеску в горизонтальное положение.
3. Подвесить (закрепить) поднимаемый груз.
4. Подвесить (закрепить) первоначальный тяговый груз массой 2 кг. к ведущей ветви полиспаста, а затем добавлять грузы массой 100 или 50 г. до тех пор, пока поднимаемый груз не начнет движение. Масса поднимаемого груза 10 кг. Масса крюковой подвески 2,5 кг. Полная масса поднимаемого груза 12,5 кг.
5. Повторить эксперимент 8 раз и полученные данные записать в таблицу №1
6. Обработать результаты экспериментов и оценить их надежность.

ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТОВ И ОЦЕНКА ИХ НАДЕЖНОСТИ

В результате проведенных экспериментов мы получим выборку объемом $n=8$. Считая, что рассеяние полученных значений подчиняется нормальному закону распределения, определим его статистические постоянные (характеристики) и оценим надежность полученных экспериментальных данных.

1. Определим выборочное среднее \bar{x} , которое является оценкой генерального среднего a нормального распределения

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$$

где $x_1, x_2, x_3 \dots x_n$ - совокупность полученных значений случайной величины.

2. Определим среднее квадратичное отклонение для выборки объема $n=8$

$$S = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}$$

3. Выбираем одностороннюю доверительную вероятность γ (если принять вероятность равную 95%, то $\gamma=0,95$)

4. Определим число степеней свободы

$$K = n - 1$$

5. Определим по полученным значениям γ и K , значения t_γ - квантиля распределения. (см. приложение 2).

6. Определим нижнюю доверительную границу

$$a_n = \bar{x} - \frac{t_\gamma \cdot S}{\sqrt{n}}$$

7. Определим верхнюю доверительную границу

$$a_b = \bar{x} + \frac{t_\gamma \cdot S}{\sqrt{n}}$$

8. Определим доверительный интервал для генерального среднего (математического ожидания)

$$\bar{x} - \frac{t_\gamma \cdot S}{\sqrt{n}} < a < \bar{x} + \frac{t_\gamma \cdot S}{\sqrt{n}}$$
$$a_n < a < a_b$$

Следовательно, математическое ожидание a генеральной совокупности с 95% вероятностью должно находиться в выше найденном интервале при экспериментальном (опытном) определении силы, необходимой для подъема груза ($P_{\text{экс}}$).

Далее определим расчетное значение усилия для подъема груза

$$P_{\text{расч.}} = \frac{Q(1-\eta) \cdot g}{1-\eta_{\text{un}}}, \text{ Н}$$

где: Q - масса поднимаемого груза, кг.;

η – КПД блоков ($\eta=0,97$);

η_{un} - кратность полиспаста;

g – ускорение свободного падения м/с^2 .

Если полученное значение $P_{\text{расч.}}$ будет также находится в пределах доверительных границ, то наблюдается хорошее совпадение теоретических и практических результатов.

Контрольное задание

1. Какой механизм называется полиспастом?
2. Для чего предназначен полиспаста?
3. Что такое кратность полиспаста?
4. Какое значение вероятности принимается для определения доверительных границ?
5. Что характеризует доверительный интервал?

2.15 Лабораторная работа №15 (2 часа).

Тема: «Испытания ленточного тормоза»

2.15.1 Цель работы: Целью работы является сравнение усилий затяжки ленточного тормоза, полученных опытным и теоретическим путем, а также изучение конструкции и работы ленточного тормоза.

2.15.2 Задачи работы:

1. Изучить предназначение ленточного тормоза.
2. Изучить принцип работы ленточного тормоза.

3. Выполнить эксперимент.

4. Выполнить расчёты.

2.15.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Установка для испытания ленточного тормоза.

2. Линейка.

3. Подвеска.

4. Набор грузов.

5. Транспортёр.

2.15.4 Описание (ход) работы:

1. Описание работы.

а) Описание установки.

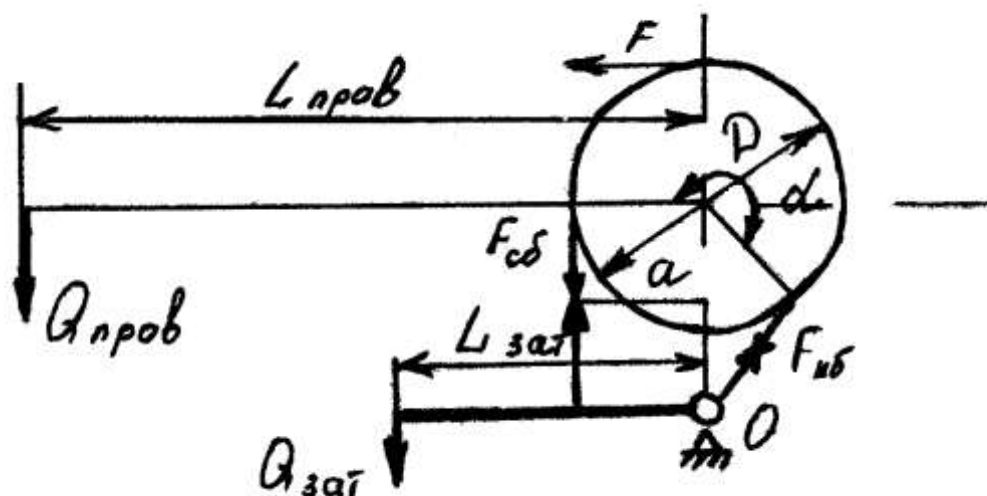
Испытательная установка состоит:

- | | |
|--|--|
| 1. Тормозной шкив; | 5. Подвеска с грузами рычага затяжки; |
| 2. Тормозная лента; | 6. Подвеска с грузами рычага проворачивания; |
| 3. Рычаг затяжки тормоза; | 7. Вал тормозного шкива с подшипниками; |
| 4. Рычаг для нагружения тормозного шкива крутящим моментом с целью его проворачивания; | 8. Станина. |

б) Принцип работы.

При приложении к рычагу затяжки силы $Q_{\text{зат}}$, он проворачивается вокруг точки O и плотно прижимает ленту к тормозному шкиву, при этом в набегающей ветви ленты возникает усилие $F_{\text{нб}}$, которое воспринимается неподвижным шарниром O . В сбегающей ветви возникает усилие $F_{\text{сб}}$, меньшее $F_{\text{нб}}$ набегающего, которое действует на рычаг затяжки и затягивает ленту. Усилие $Q_{\text{пров}}$ проворачивания, действует на рычаг, соединённый с валом тормозного шкива, при достижении определенной величины, проворачивает его, преодолевая силы трения между лентой и тормозным шкивом.

Схема действующих сил.



Для определения действующих сил применяют следующие теоретические формулы:

$$F_t = \frac{2T}{D}; \quad F_{\text{сб.}} = \frac{F_t}{e^{f\alpha}}; \quad F_{\text{наб}} = F_{\text{сб}} \cdot e^{f\alpha}$$

2. Порядок проведения опыта.

1. Вычертить схему сил, действующих на тормозное устройство.
2. Затянуть ленту тормоза с усилием для первого опыта $Q_{\text{зат}}=40$ Н и для второго опыта $Q_{\text{зат}}=50$ Н.
3. Медленно увеличивать нагрузку на рычаг проворачивания тормозного шкива до момента, когда он повернется.
4. Заметить нагрузку, при которой начинается проворачивание тормозного шкива.

2.16 Лабораторная работа №16 (2 часа).

Тема: «Испытание колодочного электромагнитного тормоза типа ТКТ»

2.16.1 Цель работы: Экспериментальное изучение процесса торможения привода с инерционными ведомыми массами и работа механического двухколодочного тормоза.

2.16.2 Задачи работы:

1. Изучить конструкцию колодочного электромагнитного тормоза типа ТКТ.
2. Изучить принцип проведения эксперимента.
3. Выполнить эксперимент.
4. Выполнить расчёты.

2.16.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Установка ДМ-38М.

2.16.4 Описание (ход) работы:

I. Домашнее задание

1. На каком принципе основана работа, тормозных устройств?
 2. По каким признакам классифицируются тормоза?
 3. Какими средствами обеспечивается замыкание тормозов?
 4. Назовите типы устройств для размыкания тормозов?
 5. Почему стопорные тормоза ГПМ должны быть нормально замкнутыми и автоматическими?
 6. В чем преимущество двухколодочных тормозов по сравнению с одноколодочными?
 7. Объяснить принцип работы тормоза ТКТ.
 8. Назовите материалы накладок тормозных колодок.
 9. Перечислите основные требования при проектировании и изготовлении тормозов.
 10. Перечислите основные требования при эксплуатации тормозов.
 11. Почему тормозной момент тормоза при ПВ=25 % выше, чем при ПВ=100 %?
 12. От чего зависит и чем ограничивается величина тормозного момента тормоза?
 13. Каким образом обеспечивается необходимый отход тормозных колодок от шкива?
- Объяснить регулировку хода якоря электромагнита.
14. Объяснить регулировку длины рабочей пружины.
 15. Как обеспечить равномерность отхода тормозных колодок от шкива?
 16. В чем преимущества использования короткоходовых электромагнитов?
 17. Назовите причины перегрева электромагнита.

II. Установка для испытаний

Испытания проводятся на установке ДМ-38М, представляющей собой инерционный стенд, снабжённый системой управления и сбора данных.

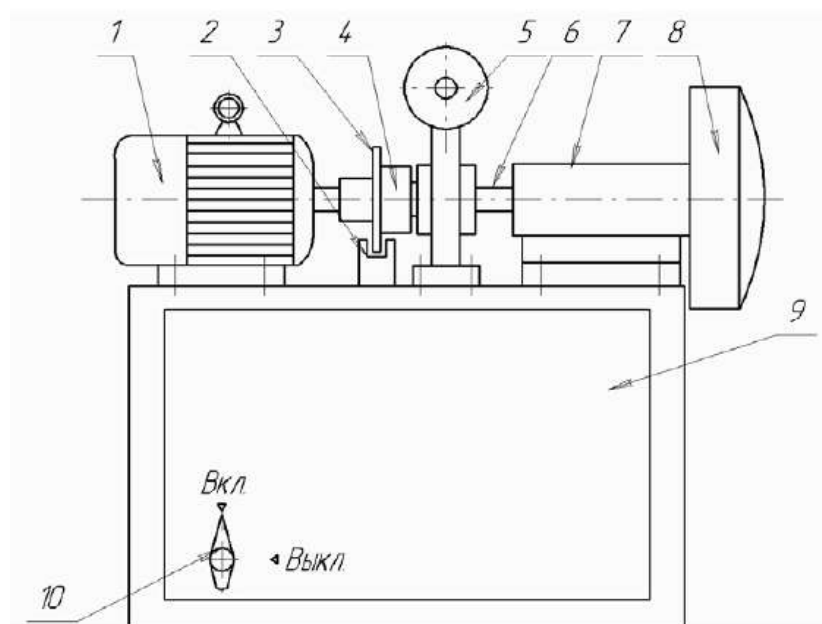


Рис. 1. Схема установки

Привод станда (рис. 1) осуществляется от двухскоростного асинхронного электродвигателя 1 (АОЛ 2-31-6/4). Вал двигателя муфтой 4 (МУВП) соединяется с ведомой системой 6, установленной на подшипниках качения в литом чугунном корпусе 7 на основании 9. На выходном конце ведомой системой крепятся закрытые кожухом три инерционных диска 8, два из которых съёмные, что позволяет варьировать величину момента инерции вращающихся масс станда. Ведомая полумуфта (МУВП) используется в качестве тормозного шкива двухколодочного тормоза 5 типа ТКТ-100, снабжённого электромагнитом (МО-100Б). На панели управления станда расположен выключатель электросети 10. Питание установки осуществляется от сети переменного тока.

Включение и выключение электрооборудования станда, а так же анализ полученных данных, осуществляется прикладной программой IBM – совместимого компьютера.

На валу электродвигателя установлен диск прерывателя 3 со 125-ю отверстиями. При вращении диска переключки между отверстиями перекрывают луч освещения фотодатчика 2. Импульсы от фотодатчика поступают на вход компьютера. Дальнейшая обработка данных осуществляется специальной прикладной программой.

Тормоз ТКТ-100 является нормально-замкнутым. Это означает, что без управления тормозом (без подачи напряжения на катушку электромагнита) происходит торможение привода. Подобный принцип действия необходим для обеспечения безопасности работы различных подъёмно-транспортных устройств в случае аварийного или произвольного отключения электроэнергии. То есть обесточенный привод не может прийти в движение в результате действия сил гравитации или технологической нагрузки.

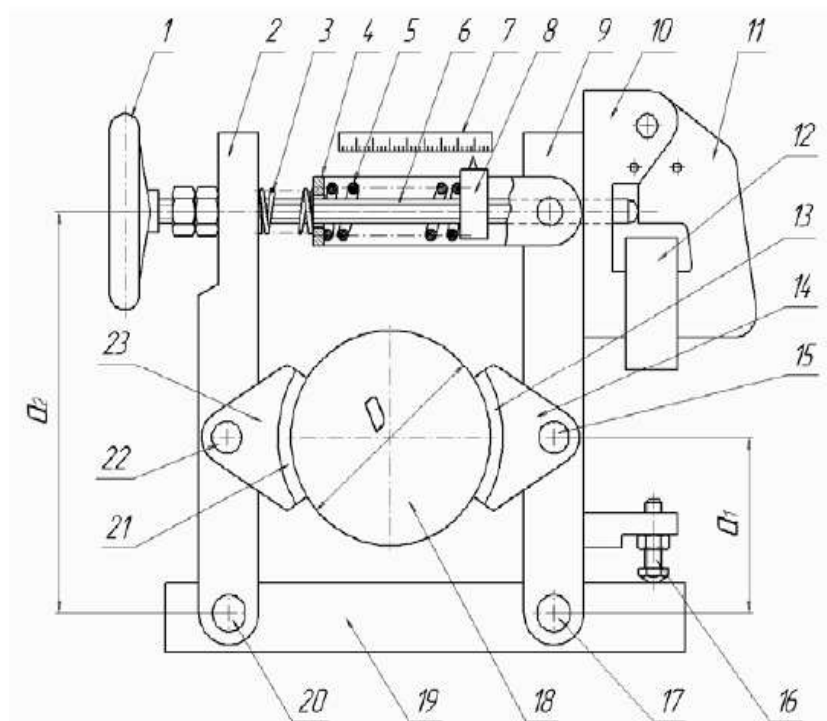


Рис. 2. Схема тормоза.

Под действием усилия главной пружины 5 (рис. 2) шток 6 и скоба 4 воздействуют на рычаги 2 и 9, которые прижимают колодки 23 и 14 к шкиву 18, тем самым затормаживая привод. Колодки снабжены фрикционными накладками 21 и 13, закреплёнными с помощью заклёпок. Рычаги тормоза подвижно соединены с помощью осей 20 и 17 с основанием 19, что обеспечивает одинаковое усилие прижатия колодок к шкиву. Колодки закреплены на рычагах осями 22 и 15, снабжёнными специальными пружинами (на рисунке не показаны), необходимыми для сохранения положения автоустановки колодок относительно рычагов.

Главная пружина 5 работает на сжатие, а реверс усилия обеспечивается скобой 4. Подобная конструкция повышает надёжность работы тормоза и обеспечивает оптимальную компоновку. Регулировка момента тормоза осуществляется вращением маховичка 1. При этом гайка 8 перемещается по штоку 6 и сжимает главную пружину 5. Её осадка берётся в пределах 12 – 16 мм и отсчитывается по масштабной линейке 7, закреплённой на скобе главной пружины.

На одном из рычагов закреплён тяговый электромагнит переменного тока, который состоит из статора 10, якоря 11 и катушки 12. При подаче напряжения питания на обмотку катушки электромагнита якорь 11 притягивается к статору 10, нажимая на конец штока 6. При этом главная пружина сжимается, и силовой контур замыкается в системе электромагнит-шток-пружина-скоба. Таким образом, рычаги и колодки освобождаются от нагрузки, и шкив 18 растормаживается. Для того чтобы отвести колодки от штока служит вспомогательная пружина 3. Регулировка распределения общего зазора между колодками и шкивом в расторможенном состоянии осуществляется с помощью винта 16.

II. Основные расчётные зависимости

2.1. Режим торможения.

В процессе торможения кинетическая энергия вращающихся масс инерционного стенда преобразуется в тепловую, рассеиваемую в окружающую среду. Согласно принципу Даламбера уравнение динамического равновесия системы в период торможения имеет вид

$$\dot{O}_{\partial\partial} + \dot{O}_{\partial\partial} = I \frac{d\omega}{dt}$$

где $T_{тр}$ – момент трения, развиваемый тормозом, Н·м;
 $T_{ст}$ – момент статических сопротивлений системы, Н·м;
 I – момент инерции вращающихся масс, кг·м²;
 $\frac{d\omega}{dt} = \varepsilon_i$ – угловое замедление, рад·с⁻².

Поскольку время торможения мало допустимо принять процесс торможения равнозамедленным $\left(\frac{d\omega}{dt} = const\right)$, т.е.

$$\dot{\omega}_{\dot{\omega}} + \dot{\omega}_{\dot{\omega}} = I \frac{\omega_{\dot{\omega}}}{t_{\dot{\omega}}}$$

где ω_d – угловая скорость вала электродвигателя в начале торможения, рад·с⁻¹.

Средний за время торможения момент трения, развиваемый тормозом

$$\dot{\omega}_{\dot{\omega}} = I \cdot \omega_{\dot{\omega}} \cdot \left(\frac{1}{t_{\dot{\omega}}} - \frac{1}{t_0}\right)$$

Момент инерции вращающихся масс станда

$$I = \frac{3 \cdot m \cdot \ddot{A}_{\dot{\omega}}^2 + m \cdot \ddot{A}_{\dot{\omega}\dot{\omega}}^2 + \dot{\omega} \cdot \ddot{A}_i^2 + \dot{\omega} \cdot \ddot{A}_0^2}{4}$$

где $m \cdot \ddot{A}_{\dot{\omega}}^2$, $m \cdot \ddot{A}_{\dot{\omega}\dot{\omega}}^2$, $\dot{\omega} \cdot \ddot{A}_i^2$, $\dot{\omega} \cdot \ddot{A}_0^2$ – маховые моменты инерционного диска, ротора двигателя, муфты и прочих вращающихся масс, кг·м².

Маховый момент одного инерционного диска:

$$m \cdot \ddot{A}_{\dot{\omega}}^2 = \frac{\dot{\omega}}{8} \cdot \rho \cdot d^4 \cdot b$$

где ρ – плотность стали, кг/м³;
 d – диаметр диска, м;
 b – толщина диска, м.

В итоге момент трения, развиваемый тормозом, определяется по динамике режима торможения.

2.2. Работа тормоза.

Расчётный момент трения двухколодочного тормоза (рис. 2) при заданной регулировке натяжения главной пружины:

$$T_{\dot{\omega}\dot{\omega}} = (F_0 - F_{\dot{\omega}}) \frac{a_2}{a_1} \cdot \eta_{\dot{\omega}} \cdot f \cdot D$$

где D – диаметр тормозного шкива, м;
 f – коэффициент трения фрикционных пар;
 $\eta_{\dot{\omega}}$ – КПД рычажной системы тормоза;
 a_2 – расстояние от центра нижнего шарнира рычага тормоза до оси штока, мм;
 a_1 – расстояние между центрами шарниров рычага и колодки, мм;
 $F_{\dot{\omega}}$ – усилие вспомогательной пружины, Н;
 F_0 – усилие главной пружины, Н.

$$F_0 = C \cdot \lambda$$

где C – жёсткость пружины, Н·мм⁻¹;
 λ – рабочая осадка пружины, мм.

Расчётное давление на фрикционных поверхностях тормоза

$$P = \frac{(F_0 - F_{\dot{\omega}}) \cdot \dot{a}_2}{l \cdot B \cdot a_1}$$

где l – длина колодки, м;
 B – ширина колодки, м.

III. Обработка результатов испытаний

Для этапа 3.1:

1. По формуле подсчитать маховый момент одного инерционного диска.
2. По формуле подсчитать момент инерции вращающихся масс стенда.
3. По формуле определить среднее за время торможения значение момента трения тормоза для двух частот вращения.

Для этапа 3.2:

1. По формуле подсчитать усилие главной пружины.
2. Вычислить расчётный момент трения тормоза и расчётное давление на фрикционных поверхностях. Результаты всех вычислений занести в журнал испытаний.
3. Сопоставить и оценить сходимость результатов определения момента трения тормоза по этапам 3.1 и 3.2 согласно Δ . Дать заключение о степени влияния частоты вращения вала двигателя на величину момента трения, развиваемого тормозом, время торможения и выбега. Занести выводы в журнал испытаний.

2.17 Лабораторная работа №17 (2 часа).

Тема: «Исследование напряжённого резьбового соединения, нагруженного осевой силой»

2.17.1 Цель работы: Теоретическое и экспериментальное определение коэффициента основной нагрузки и сил, действующих на детали напряженного болтового соединения

2.17.2 Задачи работы:

1. Изучить принцип воздействия осевой силы на болтовое соединение.
2. Выполнить эксперимент.
3. Выполнить расчёты.

2.17.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Болтовое соединение.
2. Гаечный ключ.

2.17.4 Описание (ход) работы:

I. Домашнее задание

1. Для чего нужна предварительная затяжка в соединениях, нагруженных отрывающими силами и моментами?
2. К каким нежелательным последствиям приводит явление раскрытия стыка?
3. Как воспринимает болт и стык прилагаемую внешнюю нагрузку?
4. Когда при конструировании резьбового соединения требуется иметь коэффициент основной нагрузки малой величины, а когда большой величины?
5. При большей или меньшей жесткости болта требуется меньшая величина предварительной затяжки?
6. При каком соотношении жесткости болта и стыка увеличивается значение критической силы, раскрывающей стык?
7. Перечислите причины расхождения между расчетными и экспериментальными значениями коэффициента основной нагрузки.
8. Почему в предварительно затянутом болтовом соединении, нагруженном внешней растягивающей силой, применяют податливые болты и жесткие детали стыка?
9. Какое влияние оказывают упругие прокладки на нагруженность болта в предварительно затянутом болтовом соединении, нагруженном внешней растягивающей силой?
10. Как осуществляется определение жесткости болта в лабораторной установке?
11. Как контролируется усилие предварительной затяжки болта в лабораторной установке?
12. От чего зависит значение коэффициента основной нагрузки?

II. Общие сведения о резьбовом соединении нагруженном осевой силой

Для предотвращения сдвига соединяемых деталей - «стыка» необходимо создать в нем определенное давление. С этой целью сборка соединения производится с

предварительной затяжкой. Работу такого соединения удобно представить в виде диаграммы, показанной на рис. 1. Прямая линия, проходящая через точку O_1 представляет собой, в определенном масштабе, график зависимости деформации деталей системы «болт» от величины приложенной к ним нагрузки. Аналогичный график для деталей системы «стык» проходит через точку O_2 . Точка пересечения графиков определяет величину силы затяжки стыка $P_{зат}$ и соответствующие этой силе деформации элементов затянутого стыка.

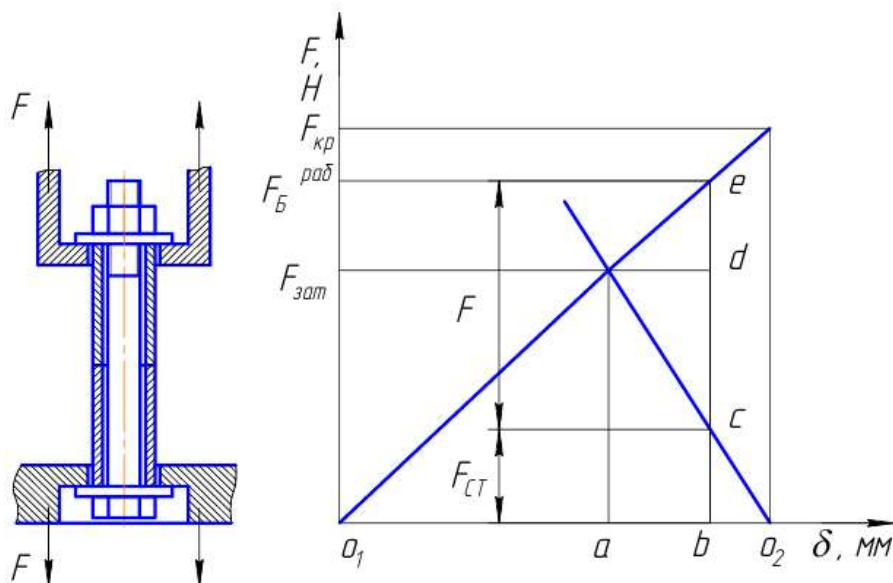


Рис. 1. Затянутый стык с диаграммой усилий и деформаций в его элементах

При нагружении напряженного резьбового соединения внешней осевой силой F (величине этой силы на рис. 1 соответствует отрезок se) изменяются силы, действующие на детали соединения. Задача по определению величины этих сил является статически неопределимой и может быть решена только с учетом совместности деформаций деталей соединения: в результате нагружения соединения силой F деформация системы «болт» увеличивается, а деформация системы «стык» уменьшается на одну и ту же величину отрезка ab . Сила $F_{б}^{раб}$ действующая на детали системы «болт», увеличивается на величину отрезка de , а сила $F_{ст}$ действующая на детали системы «стык», уменьшится на величину отрезка cd .

Для исследования болтового соединения используется экспериментальная установка, конструкция которой показана на рис. 2.

Установка состоит из неподвижной траверсы 7, закрепленной с помощью стоек 13 на основании 14, и подвижных (нижней и верхней) траверс 1 и 3, соединенных между собой тягами 2. Верхняя траверса 3 через динамометр 4, снабженный индикатором 8, соединена с гайкой 5 натяжного винта 6, закрепленного в неподвижной траверсе 7.

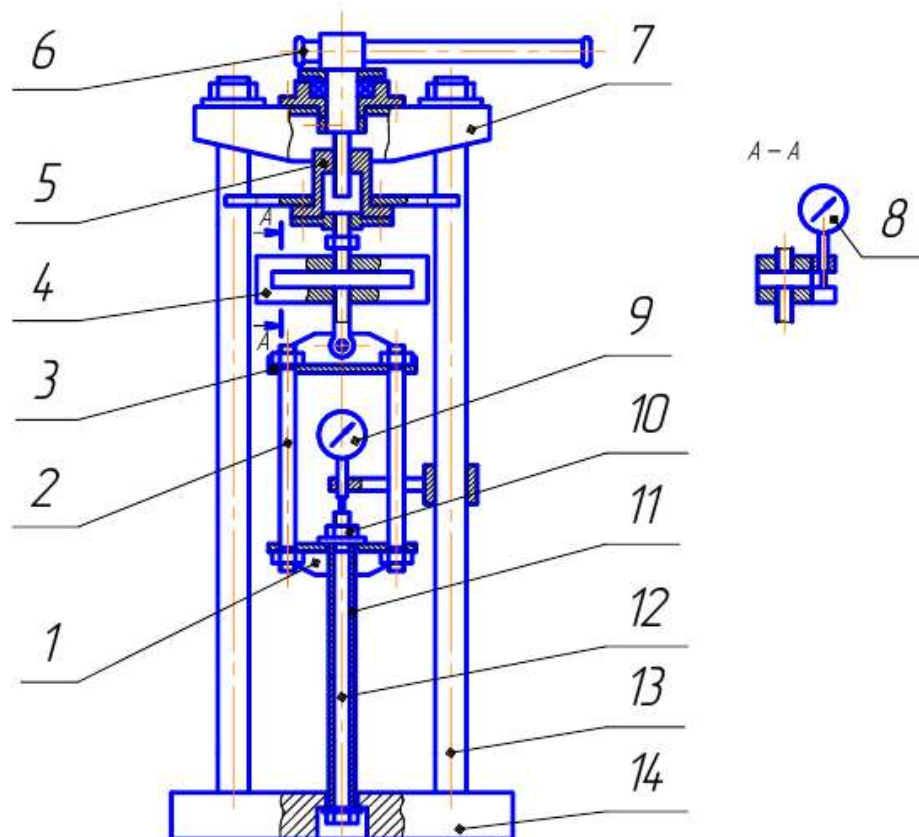


Рис. 2. Экспериментальная установка для испытания болтового соединения

Исследуемое болтовое соединение состоит из болта 12, двух втулок 11, стягиваемых гайкой 10. Втулки 11 выполняют роль соединяемых деталей. Для получения сравнительно больших деформаций и обеспечения возможности замера длины болтового соединения принимается небольшая. Болтовое соединение устанавливается в отверстия основания 14 и нижней подвижной траверсы 1. При завинчивании натяжного винта 6 гайка 10 захватывается нижней подвижной траверсой 1, а головка болта опирается на неподвижное основание 14, и болт 12 при этом растягивается. Замер деформации болта осуществляется с помощью индикатора 9.

Для определения жесткости болта C_B необходимо ослабить гайку 10 испытуемого болта 12, затем с помощью натяжного винта 6 нагрузить его растягивающей силой F . Величину силы F контролируют динамометром 4, снабженным индикатором 8, а удлинение болта δ_B замеряют индикатором 9.

Растягивающая сила:

$$F = C_{\text{дин}} \cdot \delta_{\text{дин}}$$

где жесткость динамометра $C_{\text{дин}} = 10000/0,45 \text{ Н/мм}$,

$\delta_{\text{дин}}$ - деформация динамометра, измеряемая по индикатору 8.

Жесткость болта:

$$C_A = \frac{F}{\delta_A}$$

Предварительная затяжка болтового соединения силой $F_{\text{зат}}$ осуществляется путем завинчивания гайки 10 при наличии зазора между торцом гайки и подвижной траверсой 1. Величина усилия затяжки, контролируемая по удлинению болта δ_B индикатором 9, определяется по формуле:

$$F_{\text{зат}} = C_B \cdot \delta_B.$$

Нагружение затянутого соединения внешней силой F осуществляется так же, как и в случае нагружения незатянутого болтового соединения. Величина рабочего усилия в болте после приложена внешней силы, контролируемая по общему удлинению болта $\delta_{\text{Браб}}$ индикатором 9, определяется по формуле:

$$F_A^{\delta\delta\dot{a}\dot{a}} = \tilde{N}_A \cdot \delta_A^{\delta\delta\dot{a}\dot{a}}$$

Коэффициент основной нагрузки χ показывает, какая часть внешней силы F , приложенной к напряженному резьбовому соединению, нагружает болт. Экспериментальное значение коэффициента основной нагрузки определяется по формуле:

$$\chi = \frac{F_A^{\delta\delta\dot{a}\dot{a}} - F_{\dot{a}\dot{a}\dot{o}}}{F}$$

Критическое значение внешней силы, раскрывающей стык, которое контролируется проворачивание втулок от руки, определяется по формуле:

$$F_{\dot{e}\dot{o}} = \delta_{\dot{e}\dot{o}} \cdot \tilde{N}_A$$

где $\delta_{кр}$ - удлинение болта при критической нагрузке, замеренное по индикатору 9.

Расчетное значение коэффициента основной нагрузки определяется по формуле:

$$\chi = \frac{\lambda_{\tilde{N}\dot{o}}}{\lambda_A + \lambda_{\tilde{N}\dot{o}}}$$

где λ_B , $\lambda_{СТ}$ - податливости болта и соединяемых деталей (стыка).

Податливость болта:

$$\lambda_A = \frac{4 \cdot (l_A + 0,5l)}{\tilde{A}_A \cdot \pi \cdot d^2}$$

податливость стыка:

$$\lambda_{\tilde{N}\dot{o}} = \frac{4l_{\tilde{N}\dot{o}}}{\pi \cdot (D^2 - d_0^2) \cdot \tilde{A}_{\tilde{N}\dot{o}}}$$

Здесь d - диаметр болта;

l_B , $l_{СТ}$ - длины болта и стыка;

H - высота гайки;

E_B , $E_{СТ}$ - модули упругости материалов болта (для стали $E_B = 2 \cdot 10^5$ МПа) и стыка (для титана $E_{СТ} = 10^5$ МПа);

D , d_0 - наружный и внутренний диаметры втулки.

Расчетное критическое значение внешней силы (рис. 1) определяется по формуле:

$$F_{\dot{e}\dot{o}} = F_{\dot{a}\dot{a}\dot{o}} \cdot \left(1 + \frac{\lambda_{\tilde{N}\dot{o}}}{\lambda_A} \right)$$

III. Порядок выполнения работы

1. Нагрузить незатянутое болтовое соединение растягивающей силой $F = 5000$ Н и определить жесткость болта по формуле.
2. С помощью гаечного ключа затянуть болтовое соединение силой $F_{зат} = 5000$ Н.
3. С помощью натяжного винта нагрузить затянутый стык внешней нагрузкой $F = 5000$ Н. Замерить величину общей деформации болта $\delta_B^{раб}$ и определить рабочее усилие в болте $F_B^{раб}$.
4. Определить экспериментальное значение коэффициента основной нагрузки χ .
5. Определить экспериментальное значение критической внешней силы $F_{кр}$.
6. Определить расчетное значение коэффициента основной нагрузки.
7. Определить расчетное значение критической внешней силы $F_{кр}$.
8. Выполнить отчет по приведенной форме.

2.18 Лабораторная работа №18 (2 часа).

Тема: «Изучение конструкции и принципа работы ручной тали»

2.18.1 Цель работы:

1. Изучение устройства и принципа работы ручной тали;
2. Анализ конструктивного исполнения отдельных узлов;
3. Составление кинематической схемы;

4. Определение грузоподъемности ручной тали.

2.18.2 Задачи работы:

1. Изучить конструкцию ручной тали.
2. Изучить порядок проведения работы.
3. Произвести измерение.

2.18.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Штангенциркуль, калькулятор.

2.18.4 Описание (ход) работы:

I. Домашнее задание

1. Из чего состоит ручная таль? Принцип работы ручной тали.
2. Почему в тали использован двухзаходный червяк?
3. Назначение тормоза тали.
4. Нужен ли тормоз при использовании однозаходного червяка?
5. Каким элементом определяется грузоподъемность тали?
6. Каким образом повышается грузоподъемность ручной тали?

II. Общие сведения

К простейшим грузоподъемным механизмам наряду с домкратами относят подъемные лебедки и тали, предназначенные в основном для перемещения груза по вертикали при техническом обслуживании станков и ремонте. Таль (тельфер) представляет собой компактную лебедку с ручным (рис.1), электрическим или пневматическим приводом.

Ручные тали (грузоподъемность до 350 кг) обычно применяют при монтажных и ремонтных работах, когда отсутствует возможность использования стационарных грузоподъемных механизмов.

III. Описание лабораторной установки

Ручная червячная таль (рис.1) состоит из открытой червячной передачи, установленной в сборном корпусе 11, монтажного крюка 6 для подвешивания ручной тали, приводного цепного колеса 3, тяговой круглозвенной цепи 2, храпового останова, заблокированного с коническим тормозом 5, грузовой звездочки 10, пластинчатой цепи 1, подвижного блока-звездочки 8, грузового крюка 7, на который подвешивается груз.

Все грузоподъемные механизмы обязательно оборудуются тормозными устройствами. В ручных таях груз удерживается от самопроизвольного опускания с помощью храпового или роликового останова.

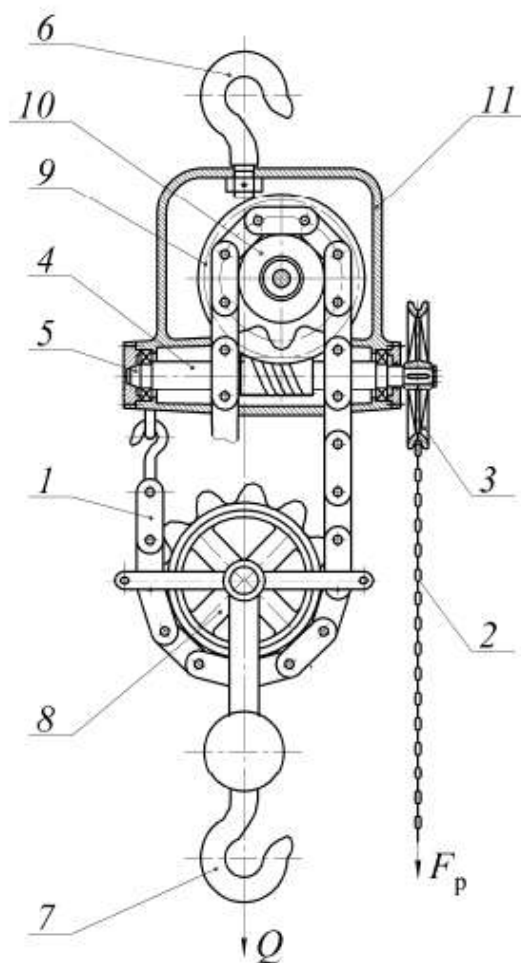


Рис.1 Ручная таль:

- 1 – грузонесущая пластичная цепь; 2 – приводная сварная калиброванная круглозвенная цепь; 3 – приводное цепное колесо; 4 – вал червяка;
 5 – храповый останов с коническим тормозом; 6 – монтажный крюк;
 7 – грузонесущий крюк; 8 – блок-звездочка; 9 – червячное колесо;
 10 – грузовая звездочка; 11 – корпус

В нашем случае для увеличения КПД червячной тали применяется не самотормозящая червячная передача, поэтому используется храповый механизм, заблокированный с коническим тормозом (рис. 1), который установлен на валу червяка 1 и состоит из корпуса тормоза 4, который крепится к корпусу ручной тали и является опорой червяка; храпового колеса 2, собачки 5, пружины 7, оси собачки 6.

Ручная таль работает следующим образом. Таль подвешивается за крюк 6 (см. рис. 1) над поднимаемым грузом. Рабочий вращает вал червяка 4 с помощью круглозвенной цепи 2 с окружным усилием F_p . От червяка вращательное движение передается червячному колесу 9, которое через шпоночное соединение приводит в движение вал, на который крепится грузовая звездочка 10, приводящая с помощью пластинчатой цепи 1 к подъему или опусканию крюка 7 и груза. Крюк может крепиться непосредственно к цепи или с помощью блока-звездочки 8 (для получения двукратного полиспаста).

Направление витков червяка выбрано таким образом, чтобы при подъеме груза осевая сила F_a зацепления, действующая на червяк, была направлена в сторону конического тормоза и тем самым создавала тормозной момент, удерживающий храповое колесо неподвижно на валу червяка.

При подъеме груза за счет осевой силы зацепления тормоз конической поверхностью вала червяка 1 (рис. 2) упирается во внутреннее коническое углубление храпового колеса 2, которое выступом упирается в неподвижную пяту 3, закрепленную в

корпусе 4. Направление зубьев храпового колеса выбрано таким, что оно может вращаться только в сторону подъема груза и задерживаться собачкой 5 в сторону опускания. При подъеме груза за счет сил трения детали 1 и 2 вращаются совместно и храповые зубья не мешают подъему. При остановке за счет сил трения между колесом 2 и конусом 1 груз удерживается от опускания собачкой 5, установленной на оси 6 и прижимаемой к храповому колесу плоской пружиной 7.

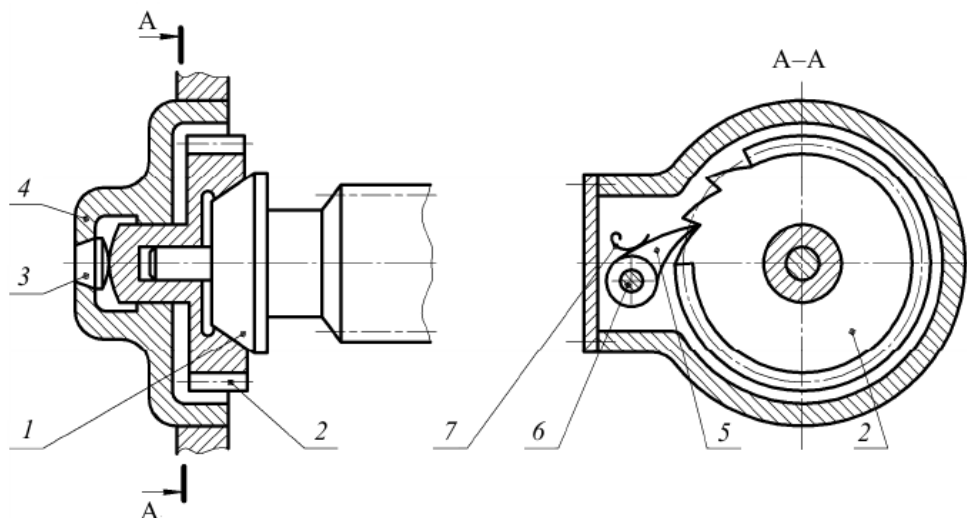


Рис. 2. Тормоз ручной тали:

1 – вал червяка; 2 – храповое колесо; 3 – пята; 4 – корпус; 5 – собачка;
6 – ось собачки; 7 – пружина

При опускании груза рабочий вращает вал червяка в другую сторону, осевая сила F_a меняет свое направление, что приводит к значительному уменьшению тормозного момента в коническом тормозе, и храповое колесо свободно проворачивается на валу червяка. Поэтому величина момента, который прикладывается рабочим, равна сумме моментов сил трения в зацеплении червячной передачи и двух пар подшипников на валу червяка и червячного колеса. Как только рабочий перестает вращать вал червяка, осевая сила меняет свое направление и конический тормоз за счет храпового колеса и собачки удерживает груз от опускания.

IV. Порядок выполнения работы

1. Определить число заходов червяка Z_1 и число зубьев червячного колеса Z_2 , найти передаточное число червячной передачи по формуле

$$u = \frac{Z_2}{Z_1}$$

2. Штангенциркулем измерить наружный диаметр приводного цепного колеса круглозвенной сварной цепи D_H и глубину ручья h , значения B_1 , B_2 и B_3 и определить число ячеек Z_K (рис. 3).

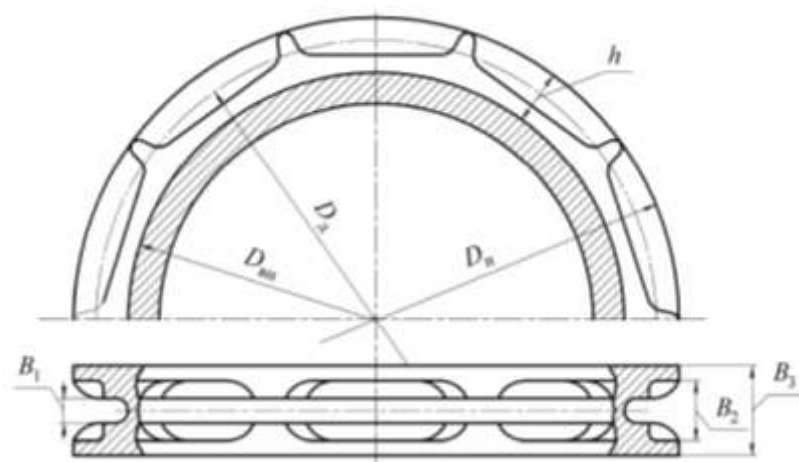


Рис. 3 Приводное цепное колесо

3. Ориентировочно рассчитать делительный диаметр приводного колеса по формуле

$$D_{\Delta} = D_f - h$$

4. Вычислить предварительное значение шага цепи по следующей формуле:

$$t' = D_f \left(\sin \left(\frac{90^\circ}{Z_{\epsilon}} \right) \right)$$

5. По табл. 1 с учетом полученных результатов измерений найти ближайшее стандартное значение шага цепи t (рис. 4)

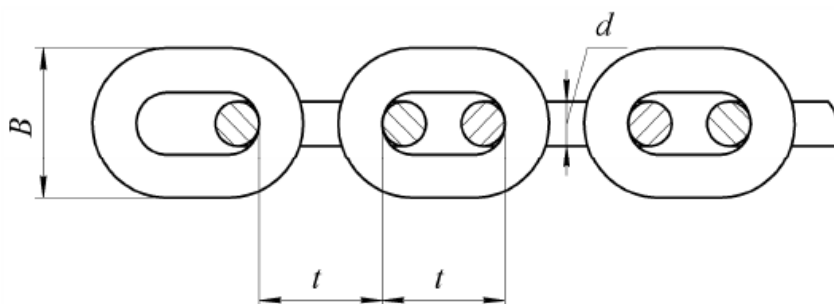


Рис. 4. Параметры сварных круглозвенных цепей:
B – ширина; t – шаг; d – диаметр проволоки (калибр)

Таблица 1

Параметры сварных круглозвенных цепей

Калибр цепи d , мм	Шаг Цепи t , мм	Ширина звена B , мм	Масса, кг/м	Испытательная нагрузка, кН	
				приемочная пробная	разрушающая, не менее
5	15	17	0,54	15,8	31,6
5,6	17	19	0,75	19,8	39,6
(6)	18	20	0,80	22,7	45,4
6,3	19	21	0,90	25,0	50,0
(7)	21	23	1,10	30,8	61,6
7,1	21	23	1,20	31,7	63,4
8	24	26	1,40	40,3	80,6
(8,7)	26	29	1,65	47,6	95,2
9	27	30	1,80	51,0	102,0

Примечание. Значения, приведенные в скобках, неpreferred.

6. Уточнить значение делительного диаметра приводного колеса D_d .
7. С помощью штангенциркуля измерить параметры грузовой звездочки пластинчатой цепи, установленной на выходном валу: диаметр выступов D_e , диаметр впадин D_i и ширину зуба B , определить число зубьев грузовой звездочки $Z_{тр}$ (рис. 5).

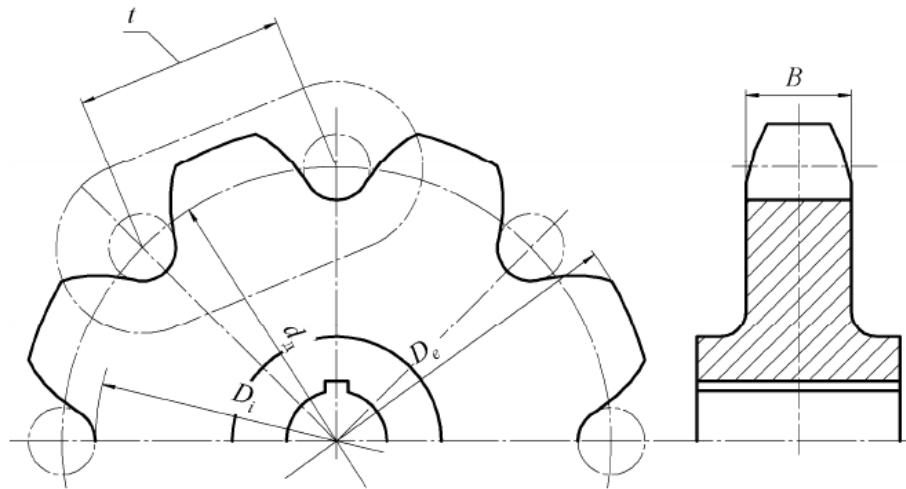


Рис. 5. Грузовая звездочка

8. Найти ориентировочное значение делительного диаметра звездочки по формуле

$$d_{\bar{A}} = \frac{D_{\bar{A}} - D_i}{2}$$

9. Исходя из полученной величины $d_{\bar{A}}$, рассчитать предварительное значение шага пластинчатой цепи по следующей формуле:

$$t' = d_{\bar{A}} \left(\sin \left(\frac{180^\circ}{Z_{\bar{A}B}} \right) \right)$$

10. По табл. 2 установить стандартное значение шага цепи t и уточнить величину делительного диаметра грузовой звездочки d_d из выражения (4).

11. Определить величину крутящего момента на ведомом валу при заданной преподавателем грузоподъемности Q , кг, по формуле

$$T_2 = \frac{Q \cdot g \cdot d_{\bar{A}}}{2}$$

12. Вычислить величину момента на ведущем валу по формуле

$$T_1 = \frac{T_2}{u \cdot \eta_0}$$

где η_0 - КПД ручного привода тали.

Общий КПД ручного привода рассчитывается из выражения

$$\eta_0 = \eta_{\text{ч.п}} \cdot \eta_{\text{п.п}}^2 \cdot \eta_{\text{пр}} \cdot \eta_{\text{д}}$$

где $\eta_{\text{ч.п}}$ – КПД открытой червячной передачи, принимаемый 0,5 – 0,6;

$\eta_{\text{п.п}}$ – КПД пары подшипников, равный 0,99;

$\eta_{\text{пр}}$ – КПД приводного колеса, принимаемый 0,09 - 0,94.

13. Найти величину окружного усилия рабочего:

$$F_{\delta} = \frac{2T_1}{D_{\bar{A}}}$$

14. Учитывая, что при использовании дополнительного блока-звездочки (при двукратном полиспасте) максимальное усилие на рукоятке уменьшается, определить величину окружного усилия рабочего по формуле

$$F_{\text{д}} = \frac{F_{\text{в}}}{a \cdot \eta_i}$$

где a – кратность полиспаста;

$\eta_{\text{п}}$ – КПД двукратного цепного полиспаста, равный 0,95.

Таблица 2

Параметры пластинчатых цепей

Шаг t , мм	Ширина B , мм	Разрушающая нагрузка $F_{\text{разр}}$, кН	Масса 1 м цепи, кг
25	18	25	1,4
35	22	50	2,7
40	25	80	3,4

15. Исходя из полученных величин усилий рабочего, по согласованию с преподавателем выбрать скорость перемещения приводной цепи рабочим (табл. 3), найти скорость подъема груза при различных схемах использования тали. Без использования дополнительного блока-звездочки скорость груза $V_{\text{гр1}} = VD_{\text{д}}/UD_{2\text{к}}$. С использованием дополнительного блока-звездочки скорость груза за $V_{\text{гр2}} = V_{\text{гр1a}}$.

Результаты расчетов занести в табл. 4.

Таблица 3

Силовые и скоростные параметры ручной тали

Продолжительность работы	Усилие рабочего $F_{\text{р}}$, Н	Скорость V , м/с
Непрерывная (6 – 8 ч)	120 - 160	0,6 - 0,8
Периодическая (6 – 8 ч) с частыми перерывами	180 - 200	0,5 - 0,6
Кратковременная (\square 5 мин)	300 - 400	0,3 - 0,4
Рывок	\square 800	0,1 - 0,2

2.19 Лабораторная работа №19 (2 часа).

Тема: «Изучение конструкции и принципа работы электротельфера»

2.19.1 Цель работы:

1. Изучение устройства и принципа работы электротельфера;
2. Анализ конструктивного исполнения отдельных узлов;
3. Составление кинематической схемы механизмов подъема и передвижения;
4. Расчет грузоподъемности;
5. Определение фактических скоростей подъема и передвижения.

2.19.2 Задачи работы:

1. Изучить конструкцию электротельфера.
2. Изучить порядок проведения работы.
3. Произвести измерение.

2.19.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Штангенциркуль, линейка, секундомер.

2.19.4 Описание (ход) работы:

I. Домашнее задание

1. Назначение ГПМ.
2. Основные параметры ГПМ.
3. Какие существуют режимы работы ГПМ и как они устанавливаются?

4. Что представляет собой электротельфер?
5. Особенности конструкции механизма подъема и механизма передвижения.
6. Назвать элемент, которым определяется грузоподъемность ГПМ.
7. Каким образом повысить грузоподъемность электротельфера?
8. Как определяется мощность электродвигателя?
9. Зачем вводится коэффициент запаса прочности и от чего он зависит?
10. Каковы особенности конструкции тормоза электротельфера?
11. Устройства, обеспечивающие безопасную эксплуатацию электротельфера.

II. Общие сведения

Комплексная механизация и автоматизация производственных процессов на базе исполнения грузоподъемных и транспортирующих машин позволяет обходиться минимумом рабочей силы на погрузочно-разгрузочных и транспортных операциях, обеспечивая непрерывность и ритмичность производства.

Основной характеристикой грузоподъемной машины является ее грузоподъемность Q , под которой понимают массу номинального (максимального) рабочего груза (кг, т) с учетом массы сменных грузоподъемных и вспомогательных приспособлений, на подъем которого рассчитана машина. Грузоподъемность определяется прочностью и коэффициентом запаса гибкого грузонесущего органа (цепи или каната). Вес груза измеряется в единицах силы (Н, кН).

К геометрическим характеристикам грузоподъемных машин (ГПМ) относятся: высота подъема груза H (м), пролет крана L (м) – горизонтальное расстояние между осями рельсов кранового пути, а также вылет крана L (м) – расстояние от оси вращения поворотной части крана до оси грузозахватного органа.

Каждый цикл работы механизма ГПМ состоит из пуска, движения с установившейся скоростью, торможения и паузы. Отношение суммы времени пуска и установившегося движения к общей продолжительности цикла называется относительной продолжительностью включения двигателя (%) и обозначается ПВ. В зависимости от сочетания количественных показателей ПВ и коэффициентов использования механизма по грузоподъемности, суточного и годового использования директивными органами установлены следующие режимы работы ГПМ: с ручным приводом (Р), с машинным приводом – легкий (Л), средний (С), тяжелый (Т) и весьма тяжелый (ВТ).

Все механизмы по ГОСТ 25835 делятся на шесть групп режимов работы в зависимости от семи классов использования (А0-А6) и четырех классов нагружения (В1-В4).

Классы использования определяются среднесуточным временем работы механизма в часах. Класс нагружения – коэффициенты нагрузки, которые вычисляются в зависимости от значения и продолжительности действия фактических нагрузок по отношению к наибольшей расчетной.

В свою очередь все ГПМ по ГОСТ 25546 подразделяются на восемь групп режимов работы в зависимости от пяти классов использования (0-4) и десяти классов нагружения (от С0 до С9).

Для предотвращения предельных состояний ГПМ, при которых практически невозможна эксплуатация устройств, РТМ 24.09.26 предусматривает три группы расчетов: первая группа – на прочность, контактную прочность, устойчивость, вторая – на выносливость, износ и нагрев, третья – на ограничение упругих деформаций, проверку сцепления колес с рельсами и т.п.

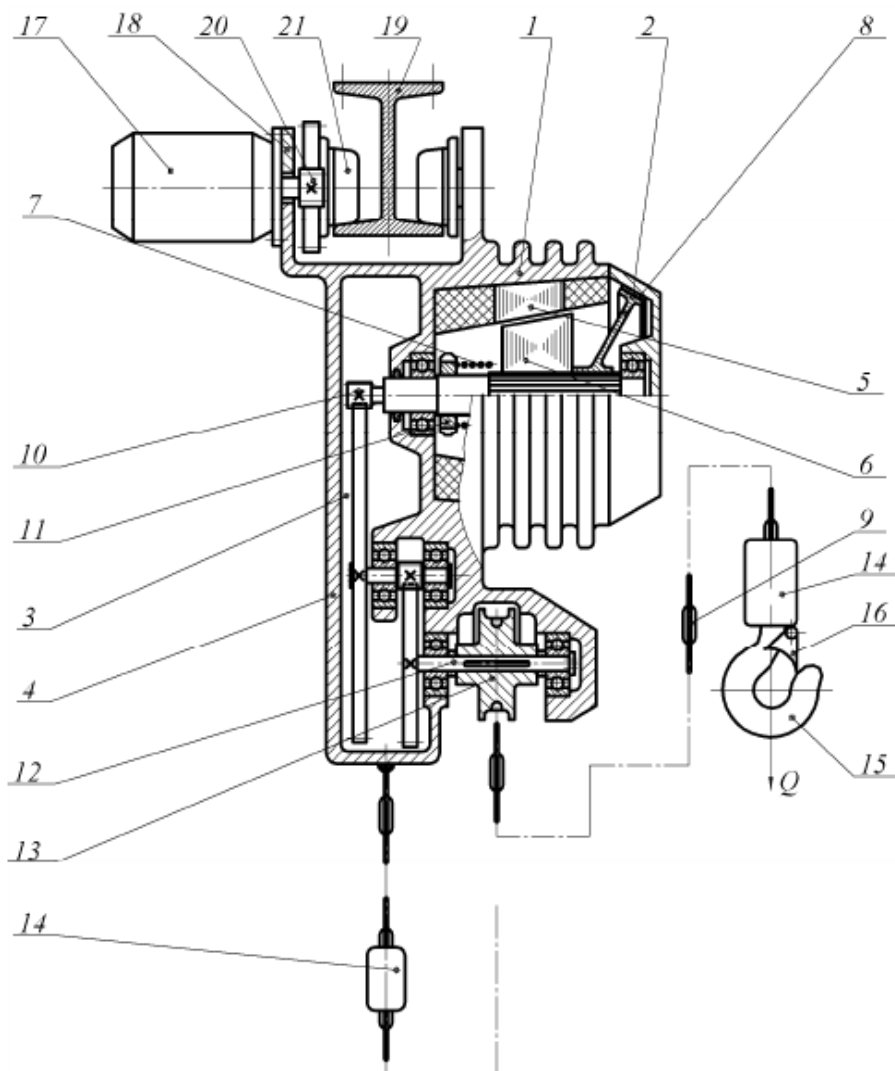
Компактные подвесные электрические стационарные и передвижные тельферы широко используются как самостоятельные грузоподъемные машины или в качестве подъемных механизмов однобалочных мостовых, козловых и других кранов.

Грузоподъемность электротельферов составляет 0,25-15,0 т, скорость подъема груза варьируется от 0,08 до 0,42 м/с. Электротельфер каждой грузоподъемности является самостоятельной базовой моделью и может изготавливаться в различных исполнениях (стационарный и передвижной; с ручным и электрическим приводом механизма

передвижения; с продольным и поперечным расположением механизма подъема; с высотой подъема от 6 до 18 м; управляемый с пола или из кабины).

III. Описание лабораторной установки

Цепной электротельфер (рисунок) используется для подъема, перемещения и опускания грузов и состоит из механизма подъема и механизма перемещения.



Элетротельфер:

- 1 – электродвигатель; 2 – конусный тормоз; 3 – двухступенчатый редуктор;
4 – корпус редуктора; 5 – статор; 6 – ротор; 7 – пружина; 8 – конусный диск; 9 –
круглозвенная цепь; 10 – шестерня; 11 – регулировочная гайка;
12 – приводной вал; 13 – грузовая звездочка; 14 – резиновый буфер;
15 – грузовой крюк; 16 – предохранитель; 17 – электродвигатель механизма
передвижения; 18 – тележка; 19 – монорельс; 20 – шестерня; 21 – ходовое колесо

Механизм подъема представляет собой сочетание электродвигателя 1 с дисковым конусным тормозом 2 и двухступенчатого зубчатого редуктора 3, размещенного в корпусе 4. При подаче электрического напряжения на обмотки магнитное поле статора 5 электродвигателя механизма подъема притягивает конусный ротор 6, установленный на шлицах, внутрь (влево), преодолевая силу упругости тормозной пружины 7, усилие которой регулируется гайкой 11. Одновременно конусный диск 8 тормоза, располагаемый на шлицах вала ротора, выходит из контакта с корпусом 4, растормаживая тем самым ротор, который начинает вращаться под действием вращающегося магнитного поля

статора. Крутящий момент от вала электродвигателя, снабженного шестерней 10, передается на двухступенчатый зубчатый цилиндрический редуктор 3, который установлен в корпусе 4, изготовленном из высококачественного алюминиевого сплава. На выходном валу 12 редуктора закреплена грузовая звездочка 13, на которую набегает калиброванная высокопрочная круглозвенная цепь 9, один конец которой зафиксирован на корпусе электротельфера, а ко второму крепится грузовой крюк 15.

В случае выключения напряжения питания магнитное поле в обмотках исчезает, ротор электродвигателя под действием пружины 7 сдвигается вправо и прижимает тормозной диск 8 к корпусу 4, надежно затормаживая тем самым подвешенный груз в заданном положении. Таким образом, за счет некоторого усложнения конструкции удалось объединить электродвигатель и тормоз в одну компактную конструкцию.

Электропривод механизма подъема для улучшения условий работы имеет две скорости подъема (опускания), которые включаются в зависимости от величины усилия нажатия пусковых кнопок. При этом включается разное число обмоток статора, что и определяет величину частоты вращения ротора.

На грузонесущей цепи закреплены резиновые буферы 14, которые служат для смягчения ударов о корпус и для привода рычажных концевых выключателей, отключающих питание электродвигателя по достижении крюком 15 крайнего верхнего или нижнего положения. Крюк для предотвращения самоотцепления груза снабжен предохранителем 16.

Механизм передвижения состоит из электродвигателя 17 и тележки 18, которая перемещается по нижней полке монорельса 19 в виде двутавра. Конец вала электродвигателя выполнен в виде шестерни 20 с числом зубьев $Z_1 = 10$, которая входит в зацепление с ведущими ходовыми колесами 21, реборды (выступы) которых изготовлены в виде венцов зубчатых колес с числом зубьев $Z_2 = 67$. На концах монорельсового пути должны быть установлены эластичные буферы и концевые выключатели. Механизм передвижения тормоза не имеет.

Техническая характеристика изучаемого электротельфера приведена в табл. 1.

Таблица 1

Параметры электротельфера

Параметр	Значение		Параметр	Значение	
Грузоподъемность номинальная	250 кг		Механизм подъема груза	Мощность электродвигателя	0,36 кВт
Высота подъема	6,4			Скорость вращения	138 с ⁻¹
Скорость подъема, м/с	1-я	0,133			46 с ⁻¹
	2-я	0,05		Относительная продолжительность включения	25%
Напряжение питания механизмов	380 В		Механизм передвижения	Мощность электродвигателя	0,03 кВт
				Скорость передвижения	0,33 м/с
				Скорость вращения	93 с ⁻¹
				Относительная продолжительность включения	25%
Частота питания	50 Гц		Собственная масса		
Минимальный радиус пути	1 м				
Кратность подвески	1				

IV. Порядок выполнения работы

1. С помощью штангенциркуля измерить параметры звена цепи: диаметр проволоки d и ширину звена b , а затем по данным табл. 2 найти величину разрушающей нагрузки $F_{\text{разр}}$ для указанной цепи.

Таблица 2

Параметры сварных круглозвенных цепей

Калибр цепи d , мм	Шаг Цепи t , мм	Ширина звена B , мм	Масса, кг/м	Испытательная нагрузка, кН	
				приемочная пробная	разрушающая, не менее
5	15	17	0,54	15,8	31,6
5,6	17	19	0,75	19,8	39,6
(6)	18	20	0,80	22,7	45,4
6,3	19	21	0,90	25,0	50,0
(7)	21	23	1,10	30,8	61,6
7,1	21	23	1,20	31,7	63,4
8	24	26	1,40	40,3	80,6
(8,7)	26	29	1,65	47,6	95,2
9	27	30	1,80	51,0	102,0

2. Определить расчетное значение фактического коэффициента запаса прочности цепи по формуле

$$k = \frac{F_{\text{дв}}}{F_{\text{max}}}$$

где F_{max} – максимальная нагрузка на цепь при эксплуатации, вычисляемая как $F_{\text{max}} = Q'g$, здесь Q' – фактическая грузоподъемность, кг, значение которой при выполнении лабораторной работы выбирается по согласованию с преподавателем.

3. Сопоставить расчетное значение коэффициента запаса прочности и допускаемое $[k]$, результаты занести в табл. 3.

4. Найти опытным путем скорости подъема груза (1-ю и 2-ю). Для этого необходимо опустить крюк в нижнее положение и измерить длину цепи от концевого выключателя на механизме подъема электротельфера до верхней точки резинового буфера 14 (см. рис. на с. 5). Затем одновременно нажав кнопку «Подъем» и кнопку секундомера, определить время прохождения измеренного отрезка цепи при работе на подъем до выключения двигателя концевым выключателем. Длину отрезка цепи разделить на время, измеренное по секундомеру, и получить скорость подъема груза.

5. Повторить операцию при другом усилии нажатия кнопок пульта.

6. Аналогично для нахождения скорости передвижения электротельфера необходимо отметить на рельсовом пути две метки, затем полученные значения занести в табл. 4.

7. Статистическую мощность двигателя при подъеме номинального груза рассчитать из следующего соотношения:

$$P_c = \frac{F_{\text{max}} \cdot V_{\text{АД}}}{\eta_{\text{тд}}}$$

где $V_{\text{гр}}$ – скорость подъема груза, м/с;

$\eta_{\text{пр}}$ – КПД механизма подъема (для приводов с зубчатыми цилиндрическими передачами $\eta_{\text{пр}} = 0,8$).

Полученное значение статистической мощности внести в табл. 4.

8. Сравнить фактические значения параметров с паспортными (табл. 3). Дать заключение о работоспособности электротельфера.

2.20 Лабораторная работа №20 (2 часа).

Тема: «Изучение полиспастной системы и устройств крепления канатов»

2.20.1 Цель работы:

1. Изучение устройства и принципа работы канатного механизма подъема, а также устройства полиспастов;
2. Ознакомление с характеристиками и схемами полиспастов и определение усилий в их ветвях;
3. Изучение конструкций барабанов и блоков;
4. Ознакомление со способами крепления каната к барабану и методиками их расчета.

2.20.2 Задачи работы:

1. Изучить принцип работы полиспаста.
2. Изучить порядок выполнения работы.
3. Произвести измерение.

2.20.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Динамометр, штангенциркуль.

2.20.4 Описание (ход) работы:

I. Домашнее задание

1. Полиспасты и их назначение?
2. Какой полиспаст называется простым (одинарным) и сдвоенным?
3. Какие блоки называются подвижными и неподвижными и каково их значение?
4. Влияние, которое оказывает кратность полиспаста на его КПД.
5. В чем заключаются достоинства и недостатки сдвоенного полиспаста?
6. Конструкции, назначения и параметры барабанов и блоков.
7. Методы крепления каната на барабане.
8. Какие напряжения испытывает барабан?

II. Общие сведения

Полиспастом называют систему подвижных и неподвижных блоков, огибаемых одной гибкой связью (канатом или цепью). Полиспасты служат для увеличения грузоподъемности грузоподъемных машин (ГПМ) за счет уменьшения натяжения ветви гибкого органа (силовые полиспасты) или скорости подъема груза (скоростные полиспасты). В механизмах подъема ГПМ применяются силовые полиспасты, снижающие натяжение гибкого органа за счет подвешивания груза на нескольких ветвях, что позволяет использовать меньшие диаметры каната, барабана и блоков.

Полиспастная система (рис. 1) состоит из неподвижных (обводных 4 или уравнивающих 5) блоков, подвижных блоков 1, гибкого органа 2, крюка 6 и барабана 3. Подвижные блоки, соединенные деталями с крюком, образуют подвеску.

При огибании блока гибким органом одна ветвь набегаёт на блок, а другая с него сбегает. Для того чтобы блок свободно вращался, необходимо, чтобы сила натяжения в сбегавшей ветви $F_{сб}$ была больше, чем в набегающей $F_{наб}$ ветви на величину, достаточную для преодоления основных сопротивлений: сил трения как в опоре блока, так и гибкого органа о ручей блока; сопротивления жесткости каната или цепи при их сгибании-разгибании на блоке или звездочке. Усилие в набегающей ветви определяется по формуле

$$F_{\text{наб}} = F_{\text{сб}} \cdot \eta_{\text{бл}}$$

где $\eta_{\text{бл}}$ – КПД блока с учетом всех потерь.

Для практических расчетов можно принять для блока на подшипниках скольжения $\eta_{\text{бл}} = 0,93 - 0,95$, для блока на подшипниках качения $\eta_{\text{бл}} = 0,97 - 0,98$. Меньшие значения следует выбирать для блоков, работающих при повышенных температурах либо условиях запыленной или загазованной среды.

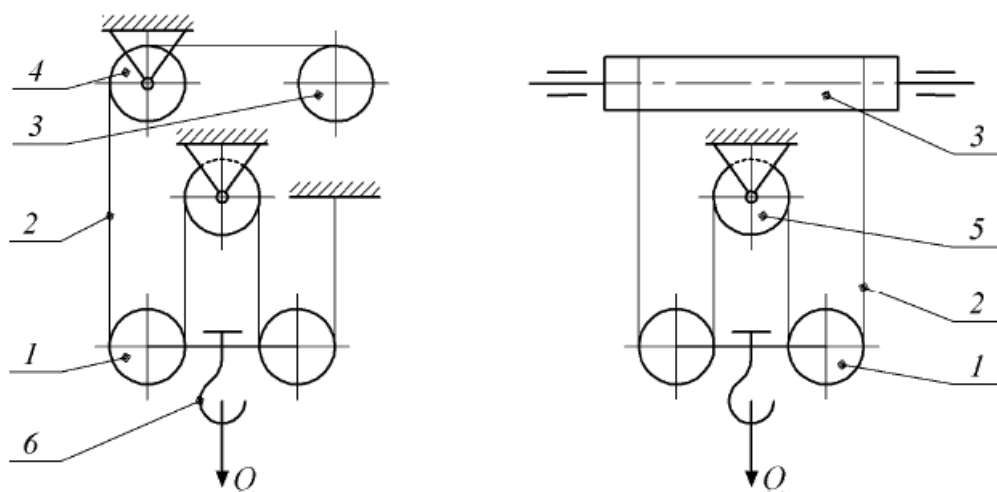


Рис. 1. Полиспастная система:
a – простой, или одинарный, полиспаст; *б* – сдвоенный полиспаст:
 1 – подвижный блок; 2 – канат; 3 – барабан; 4 – обводной блок;
 5 – уравнильный блок; 6 – крюк

Подвижные блоки 1 перемещаются в пространстве вместе с подвеской и грузом и определяют кратность полиспаста. Оси неподвижных блоков 4, 5 закреплены неподвижно вне подвески и служат для изменения направления движения каната либо выравнивания натяжения гибкого органа в сдвоенном полиспасте.

По конструкции полиспасты бывают простые (одинарные) (рис. 1, *a*) и сдвоенные (рис. 1, *б*). В простом полиспасте на барабан 3 наматывается одна ветвь каната, а в сдвоенном – две.

Основной характеристикой полиспаста является его кратность (передаточное отношение) – отношение числа несущих ветвей каната (число ветвей, на которых подвешен груз) к числу ветвей, наматываемых на барабан, или отношение окружной скорости барабана к скорости подъема груза:

$$U_i = \frac{n_i}{n_a} = \frac{V_a}{V_{a0}}$$

где n_n – число несущих ветвей, на которых подвешен груз, в полиспасте;

n_6 – число ветвей, наматываемых на барабан, м/с;

$V_{гр}$ – скорость подъема груза, м/с.

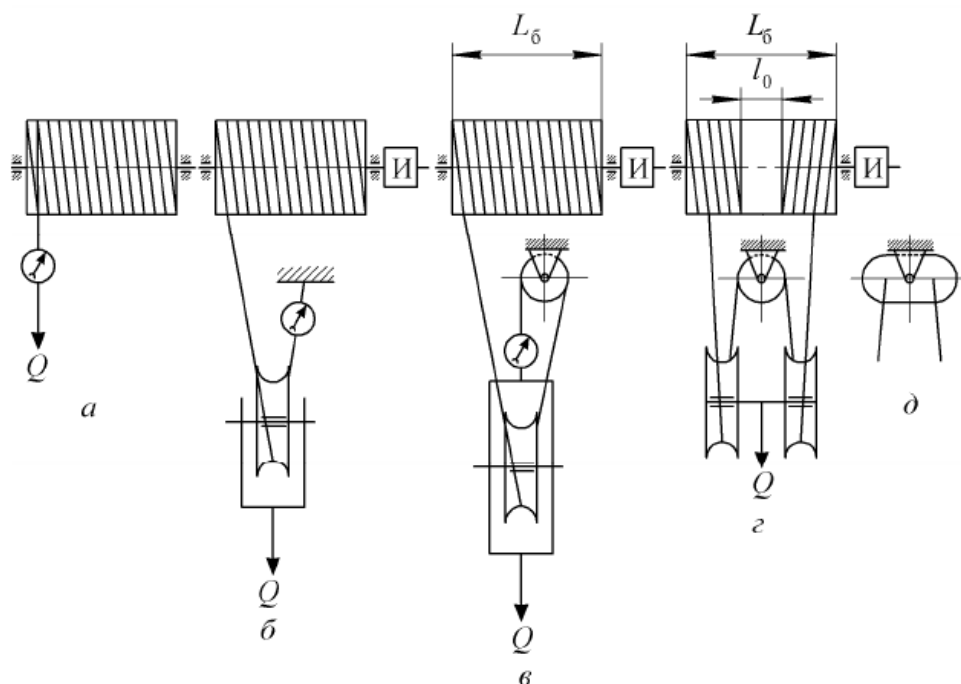


Рис. 2. Схемы монтажа полиспаста:

а – однократный одинарный; *б* – двукратный одинарный;
в – трехкратный одинарный; *г* – двукратный сдвоенный; *д* – балансир

В одинарных полиспастах при наматывании или сматывании каната с барабана вследствие перемещения каната вдоль оси барабана (рис. 2, *б*) создается нежелательное изменение нагрузки на опоры барабана. Кроме того, если в одинарном полиспасте отсутствуют свободные блоки и канат с блока крюковой подвески непосредственно передается на барабан (рис. 2, *б*), то в силу того, что $F_{сб} \neq F_{наб}$, груз не только перемещается по горизонтали, но и отклоняется от вертикали.

Для обеспечения строго вертикального подъема груза и одинаковой нагрузки на опоры барабана используются сдвоенные полиспасты, состоящие из двух одинарных полиспастов (рис. 2, *г*). В этом случае на барабане закрепляются оба конца каната. Для обеспечения нормального положения крюковой подвески при возможной неравномерной вытяжке ветвей каната обоих полиспастов применяется уравнительный блок 5 (см. рис. 1) или балансир (рис. 2, *д*). Преимуществом уравнительного блока является возможность использования целого каната без дополнительного крепления концов на балансире. Однако в процессе работы в местах соприкосновения каната с ручьем уравнительного блока имеет место повышенный износ каната, который очень тяжело проконтролировать. Поэтому в кранах тяжелого и весьма тяжелого режимов работы желательно применять балансиры.

Тип и кратность полиспаста выбирают в зависимости от конструкции грузоподъемной машины и ее грузоподъемности. В стреловых кранах, как правило, используются простые полиспасты, а для кранов пролетного типа (мостовые, козловые и т.п.) для обеспечения строго вертикального подъема груза – сдвоенные.

Кратность полиспаста в зависимости от его схемы и грузоподъемности механизма дана в табл. 1.

Простой полиспаст		Сдвоенный полиспаст	
Грузоподъемность Q , т	Кратность $U_{\text{п}}$	Грузоподъемность Q , т	Кратность $U_{\text{п}}$
1	1-2	8,0	2
1,25-6,3	2-3	10,0-16,0	2-3
8,0-16,0	3-4	20,0-32,0	2-4
20,0-32,0	5-6	40,0-50,0	4-5

Максимальное усилие в канате, наматываемом на барабан, рассчитывается по формуле

$$F_{\text{max}} = \frac{Q \cdot g}{U_i \cdot z_a \cdot \eta_i}$$

где Q – номинальная грузоподъемность крана, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

$U_{\text{п}}$ – кратность полиспаста; Z_6 – число канатов, наматываемых на барабан (для простого полиспаста $Z_6 = 1$, для сдвоенного $Z_6 = 2$);

$\eta_{\text{п}}$ – КПД полиспаста.

КПД полиспаста определяется либо по табл. 2, либо по следующему соотношению:

$$\eta_i = \frac{(1 - \eta_{\text{дв}}^{U_i}) \cdot \eta_{\text{дв}}^t}{(1 - \eta_{\text{дв}}) \cdot U_i}$$

где $\eta_{\text{дв}}$ – КПД одного блока;

$U_{\text{п}}$ – кратность полиспаста; t – число свободных блоков.

Таблица 2

КПД полиспастов

Тип подшипника	$\eta_{\text{п}}$ при кратности $U_{\text{п}}$				
	2	3	4	5	6
Скольжения	0,975	0,95	0,94	0,92	0,90
Качения	0,98	0,98	0,97	0,96	0,95

Барабаны. Для наматывания и размещения канатов и сварных цепей грузоподъемные машины оборудуются барабанами различной конструкции. Обычно барабаны выполняют цилиндрическими, однако когда необходим определенный закон изменения усилия, то применяют барабаны сложной формы.

Различают барабаны для многослойной и однослойной навивок каната. Барабаны для многослойной навивки могут выполняться с гладкой поверхностью или с винтовыми канавками. Они применяются только при очень больших длинах каната, а также при навивке на барабан цепи. При многослойной навивке каната на барабан должна быть обеспечена правильная укладка каждого слоя, которая осуществляется канатоукладчиками. Такие барабаны используются, как правило, для простого полиспаста. В нижнем слое уложенного каната при многослойной навивке возникают большие сжимающие напряжения не только от усилия натяжения, но и от нагрузки вышерасположенных слоев. Кроме того, при навивании каната на гладкий барабан происходит трение между соседними витками каната, что существенно сокращает его срок службы.

Гладкие барабаны и барабаны с навивками, предназначенные для многослойной навивки каната, должны иметь реборды H с обеих сторон барабана и возвышаться над верхним слоем навитого каната не менее чем на два диаметра каната, а для цепей – не менее чем на ширину звена цепи (рис. 3).

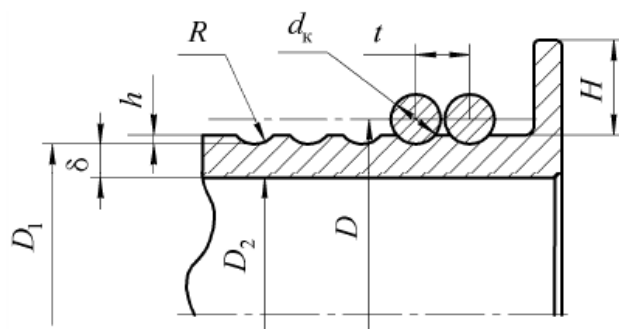


Рис. 3. Профиль нарезки канавок на барабане:

δ – толщина стенки; R – радиус канавки; d_k – диаметр каната; t – шаг канавок; D – диаметр барабана по средней линии навитого каната; D_1 – нагруженный диаметр барабана по дну канавки; D_2 – внутренний диаметр барабана

Наиболее широкое распространение получили нарезные барабаны с однослойной навивкой (рис. 3). Винтовые канавки, нарезанные на поверхности барабана, увеличивают поверхность соприкосновения с канатом, устраняют трение между соседними витками и уменьшают напряжения смятия и износ каната. Размеры профиля канавок барабана принимают по табл. 3 или рассчитывают по следующим зависимостям $t = d_k + (2 - 3)$; $h = 0,3d_k$, $R = 0,54d_k$.

Таблица 3

Размеры профиля канавок барабанов, мм

Диаметр каната d	Радиус R	Глубина h	Шаг t	Диаметр каната d	Радиус R	Глубина h	Шаг t
7,4-8,0	4,5	2,5	9	21,6-23,0	12,5	7	26
8,1-9,0	5	2,5	10	23,1-24,5	13,5	7,5	28
9,1-10,	5,5	3	11	24,6-26,0	14	8	29
10,1-11,0	6	3,5	10,5	26,1-27,5	15	8,5	32
11,1-12,0	6,5	3,5	13,5	27,6-29,0	16	9	34
12,1-13,0	7	4	15	29,1-31,0	17	9,5	36
13,1-14,0	7,5	4,5	16	31,1-33,0	18	10	38
14,1-15,0	8,5	4,5	17	33,1-35,0	19	10,5	40
15,1-16,0	9	5	18	35,1-37,5	21	11,5	42
16,1-17,0	9,5	5,5	19	37,6-40,0	22	12	44
17,1-18,0	10	5,5	20	40,1-42,5	23	13	48
18,1-19,0	10,5	6	22	42,6-45,5	25	14	50
19,1-20,0	11	6	23	45,6-47,5	26	14,5	52
20,1-21,5	12	6,5	24	-	-	-	-

Диаметр барабана по средне линии навитого стального каната находится по условию

$$D \geq e \cdot d_e$$

где e – коэффициент, зависящий от типа машины, привода механизма и режима работы механизма (табл. 4).

Таблица 4

Наименьшие допускаемые значения коэффициента e

Тип грузоподъемной машины	Тип привода	Режим работы механизма	Значение e
Грузоподъемные машины всех типов, за исключением стреловых кранов, электроталей и лебедок	Ручной	-	18
	Машинный	Легкий	20
		Средний	25
		Тяжелый	30
		Весьма тяжелый	35
Краны стреловые	Ручной	-	16
	Машинный	Легкий	16
		Средний	18
		Тяжелый	20
		Весьма тяжелый	25
Электрические тали	-	-	20
Грейферные лебедки: - машин, указанных в п. 1 данной таблицы	-	-	30
-стреловых кранов	-	-	20
Лебедки для подъема грузов	Ручной	-	12
	Машинный	-	20

Число витков на барабане определяется по формуле

$$Z_{\hat{A}} = \frac{U_i \cdot \dot{I}}{\pi \cdot D} + Z_1 + Z_2$$

где H – высота подъема груза, мм;

Z_1 – количество запасных (неиспользуемых) витков, принимаемое 1,5 – 2,0;

Z_2 – количество витков каната для закрепления под зажимным устройством на барабане, равное 3 – 4.

Длина нарезанной части барабана вычисляется:

- при одинарном полиспасте

$$L_d = Z_{\hat{A}} \cdot t$$

- при сдвоенном полиспасте

$$L_d = 2Z_{\hat{A}} \cdot t + l_0$$

где t – шаг канавок, мм;

l_0 – ненарезной участок барабана между витками правой и левой нарезок витков на барабане, выбираемый с таким расчетом, чтобы отклонение навиваемого каната от вертикали не превышало 6° при верхнем положении крюковой подвески (принимается ориентировочно $l_0 = 150 - 200$ мм).

Толщина стенки литого чугунного барабана должна быть не менее

$$\delta_{\min} = 0,02D_1 + (6 - 10)$$

где D_1 – диаметр барабана по дну канавок, мм, рассчитываемый по формуле

$$D_1 = D - d_e$$

Полученное значение толщин стенки барабана округляется в большую сторону до ближайшего целого числа с последующей проверкой на прочность.

Стенки барабана при работе испытывают сложное напряжение сжатия, кручения, изгиба. При барабанах длиной менее трех диаметров напряжения изгиба и кручения не превышает 10 – 15 % от напряжения сжатия. Поэтому основным расчетом стенки барабана является расчет на сжатие.

Рассматривая стенку барабана как втулку, нагруженную равномерно распределенным усилием F_{\max} , равным максимальному рабочему усилию каната, и используя формулу Лямэ, получают напряжение сжатия:

$$\sigma_{\text{нж}} = \frac{F_{\max}}{\delta \cdot t} \leq [\sigma_{\text{нж}}]$$

где δ – минимальная толщина стенки барабана, мм;

t – шаг нарезки, мм;

$[\sigma_{\text{сж}}]$ – допускаемое напряжение сжатия, Н/мм², определяемое по формуле

$$[\sigma_{\text{нж}}] = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{[S]}$$

где σ_{lim} – предельное напряжение материала изготовления барабана, Н/мм²; $[S]$ – коэффициент запаса прочности. Для чугунных барабанов в качестве предельного напряжения принимают предел прочности $\sigma_{\text{lim}} = \sigma_b$ (для чугуна СЧ-15 $\sigma_b = 650$ Н/мм²) и коэффициент запаса $[S] = 4,25$; для стальных – предел текучести $\sigma_{\text{lim}} = \sigma_T$ и $[S] = 1,5$.

При соотношении длины барабана и его диаметра $L_6 / D \geq 3$ необходимо дополнительно проверить прочность барабана по сложному напряжению от изгиба и кручения по формуле

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{\sqrt{M_{\text{из}}^2 + Q^2}}{W_{\text{из}}} \leq [\sigma_{\text{из}}]$$

где $M_{\text{из}}$, T – соответственно изгибающий и крутящий моменты, действующие на барабан, Н·мм;

$W_{\text{из}}$ – экваториальный момент сопротивления барабана, мм³, рассчитываемый из выражения

$$W_{\text{из}} = 0,1 \frac{D_1^4 - D_2^4}{D_1}$$

где D_1 – наружный диаметр барабана по дну канавки, мм, определяемый по формуле;

D_2 – внутренний диаметр барабана, мм, равный $D_2 = D_1 - 2\delta$;

$[\sigma_{\text{из}}]$ – допускаемое напряжение изгиба материала стенок барабана, Н/мм².

Допускаемое напряжение изгиба находится по следующим формулам:

- при чугунном барабане

$$[\sigma_{\text{из}}] = \frac{0,6\sigma_b}{[S]}$$

где σ_b – предел прочности материала барабана, Н/мм²;

$[S]$ – коэффициент запаса прочности, равный 4,25;

- при стальном барабане

$$[\sigma_{\text{из}}] = \frac{1,15\sigma_T}{[S]}$$

где σ_T – предел текучести материала изготовления стенок барабана, Н/мм²; $[S] = 1,5$.

Для обеспечения работоспособности канатного механизма необходимо, чтобы конструкция крепления каната к барабану была надежной, доступной для осмотра, удобной для смены каната и достаточно простой в изготовлении и эксплуатации. Канат в месте крепления не должен подвергаться резкому изгибу, вот почему в соответствии с «Правилами устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов» канатомкость барабана должна быть такой, чтобы при наименьшем возможном положении грузозахватного органа на барабане оставались навитыми не менее 1,5 витка каната или цепи, не считая витков, находящихся под зажимным устройством. Эти витки разгружают устройства крепления каната к барабану от действия силы натяжения каната.

На практике применяют крепление каната на барабане тремя методами: наружной прижимной планкой (рис. 4), внутренней прижимной планкой (рис. 5, б) или клиновыми зажимами (рис. 5, а).

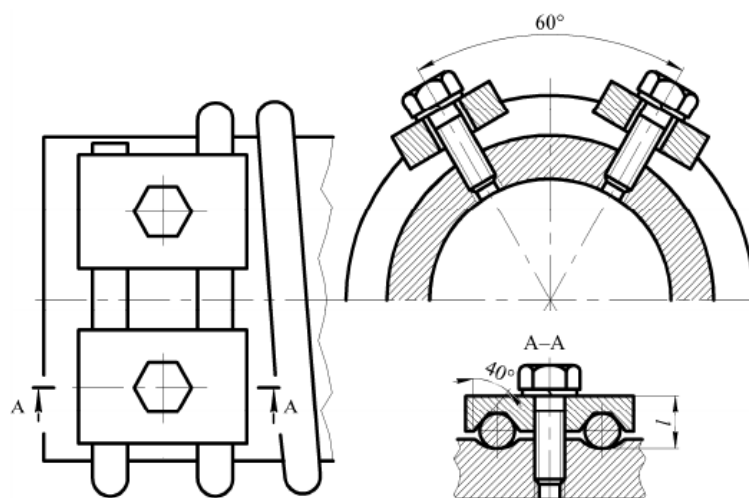


Рис. 4. Крепление каната к барабану наружной планкой

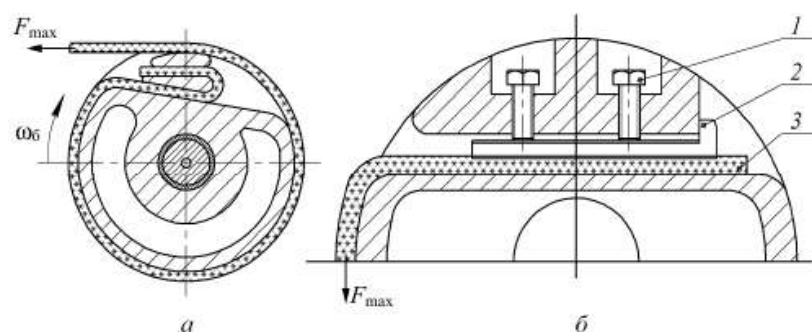


Рис. 5. Крепление конца каната на барабане:

а – клиновое; *б* – внутренней планкой;

1 – болт; *2* – внутренняя прижимная планка; *3* – канат

Конец каната на барабане наиболее удобно закреплять при помощи накладок с трапецидальной (иногда полукруглой) канавкой (рис. 4) или прижимной планкой. Накладки на барабане могут фиксироваться одним либо двумя болтами (шпильками). Канат крепят не менее чем двумя одноболтовыми накладками, а при диаметре каната более 31 мм – одной двухболтовой.

Натяжение каната в месте крепления на барабане вычисляется из следующего соотношения:

$$F_{\text{ед}} = \frac{F_{\text{max}}}{e^{f\alpha}}$$

где f – коэффициент трения между канатом и барабаном, принимаемый 0,10 - 0,16;

α – угол обхвата барабана витками каната, рад, $\alpha = (3 - 4)\pi$.

Растягивающая сила, действующая на болт (шпильку), находится по формуле

$$F_{\delta} = \frac{F_{\text{ед}}}{f + f_1}$$

где f_1 – приведенный коэффициент трения между канатом и планкой. При трапецидальной канавке

$$f_1 = \frac{f}{\sin \beta + f \cos \beta}$$

где β – угол наклона боковой грани канавки, равный 40° . При круглой канавке принимают $f_1 = f$.

Проверочный расчет болтов (шпилек) выполняют на прочность при совместном действии растяжения и изгиба по условию

$$\sigma_{\text{yêa}} = \frac{4 \cdot 1,3 F_{\delta}}{z \cdot \pi \cdot d_1^2} + \frac{M_{\text{e}}}{0,1 z \cdot d_1^3} \leq [\sigma_{\delta}]$$

где Z – число болтов (шпилек);

d_1 – внутренний диаметр болта (шпильки), мм;

$M_{\text{и}}$ – изгибающий момент ($M_{\text{и}} = F_{\text{кр}} l$, здесь l – плечо изгиба болта);

$[\sigma_{\text{p}}]$ – допускаемое напряжение растяжения материала изготовления болта, рассчитываемое по формуле

$$[\sigma_{\delta}] = \frac{\sigma_{\delta}}{[S]}$$

где σ_T – предел текучести материала изготовления болта (шпильки), Н/мм²; $[S]$ – коэффициент запаса, определяемый из табл. 5.

Таблица 5

Коэффициент запаса для расчета болтов при неконтролируемой затяжке

Материал болта (сталь)	Тип резьбы		
	M6-M16	M16-M30	M30-M60
Углеродистая	4-3	3-2	2,0-1,3
Легированная	5-4	4,0-2,5	2,5

Блоки изготавливают литыми (сталь или чугун) или штампованными (более рационально). Для повышения долговечности каната иногда ручей блока футеруют различными материалами, что значительно снижает износ каната. Блоки стреловых и грузовых полиспастов должны иметь устройство, исключающее выход каната из ручья блока. Зазор между блоком по его внешнему диаметру и ограждением должен быть не более 0,2 диаметра канала.

Диаметр блока определяется аналогично диаметру барабана по формуле (5), все остальные параметры (см. рис. 6) – по табл. 6.

Таблица 6

Размеры ручья крановых блоков, мм

Диаметр каната d_k	R	B	B_1	h	r	r_1	r_2	r_3	l
4,8-8,7	4,0	15,0	22,0	12,5	6,0	2,5	2,5	8,0	8,0
8,7-11,0	5,0	20,0	28,0	15,0	8,0	3,0	3,0	9,0	8,0
11,0-14,0	8,0	28,0	40,0	22,0	16,0	3,0	3,0	19,0	10,0
14,0-18,0	10,0	34,0	50,0	28,0	20,0	3,0	3,5	23,0	15,0
18,0-23,0	12,5	45,0	65,0	36,0	25,0	4,0	5,0	30,0	18,0
23,0-28,5	15,5	55,0	80,0	45,0	30,0	6,0	7,0	35,0	20,0
28,5-35,0	19,5	67,0	95,0	55,0	36,0	7,5	8,5	40,0	22,0
35,0-39,0	25,0	85,0	100,0	65,0	40,0	8,0	9,0	45,0	22,0

Диаметр барабана или блока, огибаемого сварной цепью, должен быть: у грузоподъемных машин с ручным приводом не менее 20-кратного шага цепи; у грузоподъемных машин с машинным приводом не менее 30-кратного шага цепи.

Применение в грузоподъемных механизмах сварных цепей исключает громоздкие барабаны, делая тем самым механизм компактным за счет уменьшения грузового момента.

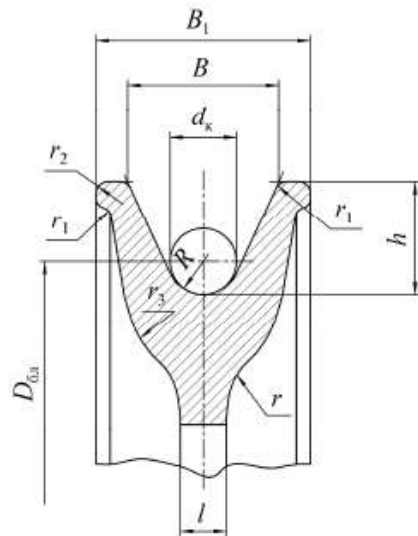


Рис. 6. Геометрические параметры профиля ручья крановых блоков:

$D_{\text{бл}}$ – диаметр блока; d_k – диаметр каната; L – толщина диска;
 h, B_1, B – соответственно высота, внешняя и внутренняя ширина профиля;
 R, r, r_1, r_2, r_3 – радиусы закруглений

Сварные калиброванные и пластинчатые цепи при работе на звездочке должны находиться одновременно в полном зацеплении не менее чем с двумя зубьями звездочки.

Цепные колеса (см. рис. 3) для сварных калиброванных цепей изготавливаются из чугуна СЧ15, СЧ18 или из стали 25Л, а звездочки (см. рис. 5) для пластинчатых шарнирных цепей – из стали Ст4, Ст5, стали 20, 25Л.

III. Описание лабораторной установки

Установка по исследованию простой (одинарной) полиспастной системы представляет собой канатный механизм подъема груза, смонтированный на рамной конструкции (рис. 7).

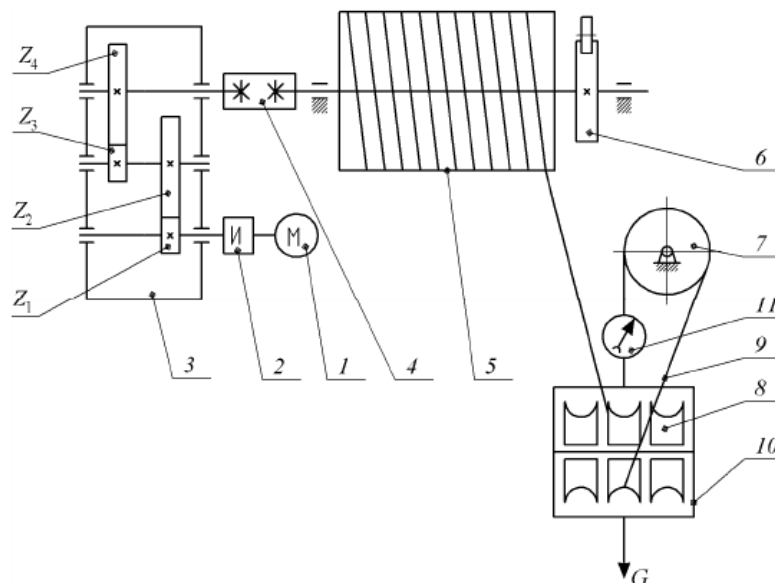


Рис. 7. Схема лабораторной установки:

1 – электродвигатель; 2 – упругая муфта; 3 – цилиндрический редуктор;
 4 – жесткая муфта; 5 – барабан; 6 – храповый останов; 7 – неподвижный блок; 8 –
 подвижный блок; 9 – канат; 10 – подвеска; 11 – динамометр

Вращающий момент от двигателя 1 посредством упругой муфты 2 передается на двухступенчатый цилиндрический зубчатый редуктор 3, выходной вал которого с помощью втулочной жесткой муфты 4, соединяется с грузовым барабаном 5, на валу которого установлен храповый останов 6. На барабан, проходя через неподвижные 7 и подвижные 8 блоки, наматывается канат 9, удерживая крюковую подвеску 10. Измерение натяжения ветвей каната осуществляется с помощью динамометра 11.

IV. Порядок выполнения работы

1. Перебрасывая конец каната через подвижные и неподвижные блоки, произвести монтаж простых полиспастов с кратностью от 1 до 5 (см. рис. 2), одновременно измеряя натяжение каната с помощью динамометра при одной и той же величине подвешенного к подвеске груза массой 25 – 30 кг (по согласованию с преподавателем). Результаты опыта занести в табл. 7.
2. По формуле (3) найти расчетные теоретические значения максимального натяжения каната для простого полиспаста с кратностью от 1 до 5.
3. Рассчитать теоретический КПД полиспаста по формуле (4). Результаты расчетов занести в табл. 7.
4. Определить скорость подъема груза, приняв частоту вращения двигателя $n_{\text{дв}} = 680 \text{ мин}^{-1}$, по формуле

$$V_{\text{г}} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{\text{дв}}}{60 U_{\text{р}}}$$

где D – диаметр барабана, м;

$n_{\text{б}}$ – частота вращения грузового барабана, мин^{-1} , вычисляемая по следующей формуле:

$$n_{\text{б}} = \frac{n_{\text{дв}}}{U_{\text{р}}}$$

где $U_{\text{р}}$ – передаточное число редуктора, определяемое из выражения

$$U_{\text{р}} = \left(\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \left(\frac{z_4}{z_3} \right)$$

где Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 – количество зубьев колес редуктора, принимаемое $Z_1 = 20, Z_2 = 79, Z_3 = 16, Z_4 = 83$.

Результаты расчёта занести в табл. 7.

5. Измерить геометрические параметры натурального образца барабана, выполненного в масштабе. С учетом кратности масштаба изготовления образца (по согласованию с преподавателем) рассчитать реальные размеры барабана в соответствии с рис. 3.

2.21 Лабораторная работа №21 (2 часа).

Тема: «Гибкие органы грузоподъемных машин»

2.21.1 Цель работы:

1. Изучение назначения, устройства и правил использования грузонесущих гибких органов ГПМ.

2.21.2 Задачи работы:

1. Изучить виды грузозахватных устройств.
2. Изучить принцип проведения эксперимента.
3. Произвести измерение.

2.21.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Штангенциркуль.

2.21.4 Описание (ход) работы:

I. Домашнее задание

1. Достоинства, недостатки и область применения канатов и цепей.

2. Классификация стальных канатов.
3. Когда используются стальные канаты одинарной, двойной и тройной свивок?
4. Классификация и назначение сердечников в стальных канатах.
5. Как составляется структурная формула стального каната?
6. Как выбрать канат по заданной грузоподъемности?
7. Каким образом устанавливается работоспособность стального каната?
8. Преимущества и недостатки сварных и пластинчатых цепей.
9. Расчет цепей на прочность.
10. Область применения строп.

II. Общие сведения

В грузоподъемных машинах в качестве гибкого органа применяются канаты или цепи. Канаты могут быть: стальные, пеньковые, хлопчатобумажные и из синтетических материалов. Цепи различают сварные круглозвенные и пластинчатые.

В зависимости от назначения гибкие органы применяются: для обвязки тарных и штучных грузов, в качестве строи для крепления и подвешивания грузов, в качестве грузоподъемного органа.

Для обвязки грузов используются в основном пеньковые и хлопчатобумажные канаты. В качестве строи применяются пеньковые и стальные канаты, сварные короткозвенные цепи, стропыленты из полиамидной ткани или ленты с каркасом из стальных тонких канатов, находящихся в оболочке из пластмассы, и парусиновые полотнища. В качестве основного грузоподъемного органа используются стальные канаты, сварные круглозвенные и пластинчатые цепи.

Пеньковые канаты изготавливают из пеньки двух видов: бельные канаты из обыкновенной пеньковой пряжи и смольные из просмоленной пеньковой пряжи. Последние лучше противостоят гниению, но имеют пониженную механическую прочность из-за термического просмаливания. Достоинством пеньковых канатов является большая гибкость, малый вес и легкость вязки. Они должны соответствовать требованиям ГОСТ 483-75 «Канаты пеньковые».

По структуре (строению) пеньковые канаты делятся на тросовые (рис. 1, а), которые получают скручиванием трех прядей, изготовленных из канатной пряжи (каболок), и кабельтовые (рис. 1, б), получающиеся скручиванием в обратном направлении трех тросовых канатов. Волокна пенькового каната при нагружении испытывают напряжения растяжения, кручения и сжатия, а при огибании блоков - напряжения изгиба. Наибольшее значение имеет напряжение растяжения. Расчет пеньковых канатов ведут по формуле

$$[F_{\max}] = \frac{F_{\text{разр}}}{[k]}$$

где $[F_{\max}]$ - максимальное допускаемое натяжение ветви, Н;

$F_{\text{разр}}$ - разрывная сила выбранного каната (по ГОСТ 486-75), Н;

$[k]$ - допускаемый коэффициент запаса прочности, принимаемый не менее 10.

Для уменьшения напряжения изгиба, а также для предохранения раскрытия прядей каната при огибании блоков и барабана диаметры последних выбираются из соотношения $D = 10d_k$, где D - диаметр блока или барабана; d_k - диаметр каната.

При расчете канатов из синтетических материалов допустимый коэффициент запаса прочности $[k]$ следует принимать в зависимости от диаметра каната. Для канатов диаметром 40 мм и выше он может быть равен 10, а для диаметров 20 мм и менее - 20. Это объясняется тем, что влияние неоднородности материала и поверхностного износа возрастает с уменьшением диаметра каната.

Стальные канаты обладают высокой прочностью, так как свиваются из высокоуглеродистых холоднотянутых стальных светлых или оцинкованных проволочек

марок В, I и II по ГОСТ 7372-66, диаметром от 0,2 до 3,0 мм, с расчетным пределом прочности до 2600 МПа, полученных методом многократного холодного волочения с промежуточной термической и химической обработкой для обеспечения необходимой прочности, структуры, вида и качества поверхности. В грузоподъемных машинах применяются канаты с пределом прочности проволок от 1600 до 2000 МПа, так как менее прочная проволока увеличивает диаметр каната, а с более высоким пределом прочности приводит к снижению срока службы из-за увеличения жесткости проволок.

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

Стальные канаты допускают работу с высокими скоростями, хорошо воспринимают толчки и удары и надежны в эксплуатации. Разрыву всего стального каната предшествует разрыв наружных его проволок, что дает возможность своевременно заменить износившийся канат. Собственная масса стальных канатов сравнительно невелика. Стальные канаты, применяемые в качестве грузоподъемных, стреловых, несущих и тяговых, должны соответствовать ГОСТ 3241-91 «Канаты стальные».

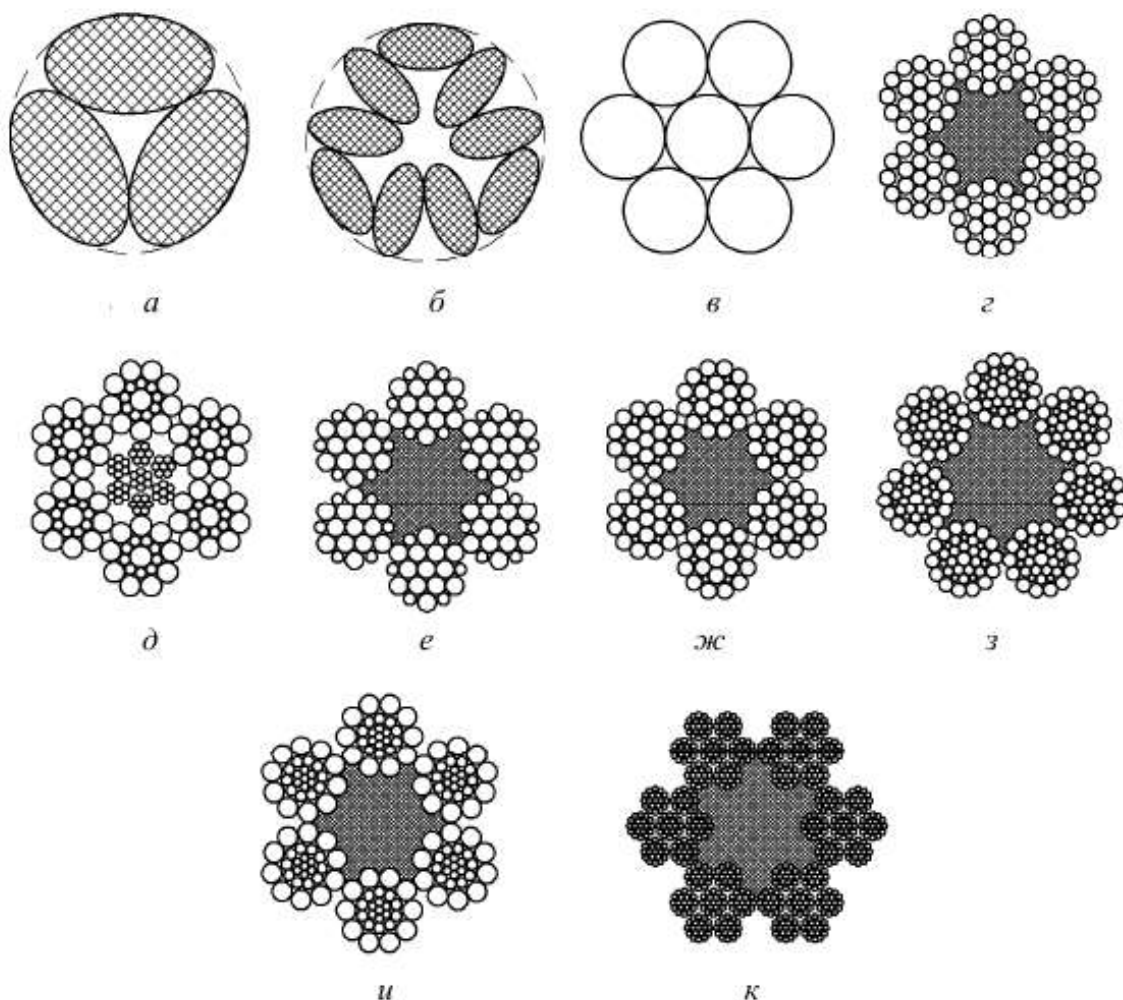


Рис. 1. Канаты:

- а - пеньковый тросовый;
- б - пеньковый кабельтовый, ГОСТ 483-75;
- в - стальной ЛК-О конструкции 1х7, ГОСТ 3062-80;
- г - стальной ТК конструкции 6х19 + 1 о. с., ГОСТ 3070-80;
- д - стальной ЛК-О конструкции 6х19 + 7/7, ГОСТ 3081-80;
- е - стальной ЛК-Р конструкции 6х 19 + 1 о. с., ГОСТ 2688-80;
- ж - стальной ЛК-З конструкции 6х25 + 1 о. с., ГОСТ 7665-80;
- з - стальной ЛК-РО конструкции 6х36 + 1 о. с., ГОСТ 7668-80;
- и - стальной ТЛК-О конструкции 6х27 + 1 о. с., ГОСТ 3079-80;
- к - стальной канат-кабель конструкции 6х7х19 + 1 о. с.

По форме поперечного сечения канаты могут быть круглые и плоские. Последние используются в шахтных подъемниках и в некоторых типах лифтов.

Стальные круглые канаты изготавливают на специальных прядовьющих и канатовьющих машинах в следующих вариантах плетения: одинарная спиральная свивка - канат свивается непосредственно из стальных проволок (рис. 1, в); двойная свивка (трос) - сначала из отдельных проволок свиваются пряжи, затем из нескольких прядей вокруг сердечника свивается один крученный канат (рис. 1, д); тройная свивка (кабель) - из канатов малого диаметра двойной свивки (тросов) свивается канат большого диаметра (рис. 1, к).

Канаты одинарной (спиральной) свивки очень жесткие, вследствие чего плохо сгибаются на блоках и барабанах, что приводит к значительному увеличению диаметров

блоков и барабанов. Их применяют в качестве несущих канатов подвесных дорог, а также в качестве растяжек (вант).

В подъемных и транспортирующих машинах наибольшее использование получили канаты двойной свивки (тросы).

Канаты тройной свивки обладают большей гибкостью, однако они изготавливаются из более тонких проволок, поэтому при равном диаметре с канатом двойной свивки они быстрее истираются при огибании барабанов и блоков. По этой причине, а также из-за большой стоимости эти канаты не получили широкого распространения.

Для сохранения каната круглого сечения при огибании блоков или наматывании на барабан и тем самым уменьшения износа проволок пряди свивают в канат вокруг сердечника. Сердечник может быть металлическим (рис. 1, д) или из минеральных волокон (асбест), а для канатов малых диаметров - из льняной или хлопчатобумажной пряжи.

Органические сердечники пропитывают антикоррозионной противогнилостной смазкой, не содержащей кислот и щелочей. Пеньковая сердцевина увеличивает гибкость каната, являясь одновременно как бы резервуаром для смазки, из которого при перегибах каната смазка поступает в зазоры между проволоками. Для смазывания канатов пригодны жидкие масла, не имеющие кислот. Смазывание следует производить при изогнутом канате, так как пряди несколько раскрываются, что облегчает поступление масла внутрь каната. В канатах, подвергающихся действию высокой температуры, вместо пеньки применяют асбест или мягкую стальную проволоку.

Если на барабан наматывается несколько слоев стального каната с пеньковой сердцевиной (например, на трелевочных лебедках), нижние слои каната подвергаются сжатию и расплющиванию, поэтому для таких работ целесообразно использовать канаты со стальной сердцевиной, хорошо сопротивляющиеся расплющиванию. В качестве металлического сердечника применяется отдельная прядь или канат двойной свивки (см. рис. 1, д).

Металлический сердечник не увеличивает разрушающую нагрузку каната, так как при нагружении каната сердечник, представляющий прямую прядь, разрывается уже при 0,7 - 0,9 от предельной нагрузки, разрывающей стальные пряди. В канате может быть один (центральный) или несколько сердечников.

По направлению проволок в прядях и прядей в канатах различают: канаты параллельной (односторонней) свивки, в которых проволоки в прядях и пряди в канатах свиты в одном направлении; канаты крестовой свивки, в которых проволоки в прядях свиты в одном направлении, а пряди в канате в другом; канаты комбинированной свивки, в которых проволоки в двух рядом лежащих слоях имеют противоположное направление. Канаты параллельной свивки имеют более ровную внешнюю поверхность, площадь сечения в них заполнена лучше, они более гибкие, более долговечны, чем канаты крестовой свивки. Эти канаты меньше изнашиваются при работе на блоках и барабанах в результате увеличений поверхности соприкосновения проволок с поверхностью блока или барабана. Срок их службы на 25 - 50 % больше срока службы канатов крестовой свивки. Однако имеют два недостатка: вследствие стремления к раскручиванию под действием растягивающей нагрузки эти канаты непригодны для поднятия грузов, подвешенных на одной ветви; из-за повышенной чувствительности к расплющиванию желательно применять только при однослойной навивке на барабан с канавками.

В канатах крестовой свивки наружные проволоки прядей соприкасаются по отдельным точкам, что увеличивает контактные напряжения, повышает износ и снижает долговечность каната. Они не раскручиваются в свободном состоянии, и разрыв проволок не влечет самораспускания конца каната или его пряди. Вследствие большой структурной прочности канаты крестовой свивки применяются не только при однослойной, но и при многослойной навивке на барабан.

В зависимости от вида свивки изготавливают следующие канаты: обыкновенные (раскручивающиеся) канаты, в которых проволоки пряди не сохраняют своего положения, если они не стянуты обвязкой или стальным кольцом, а стремятся выпрямиться и распуститься; нераскручивающиеся канаты - это канаты, свиваемые из заранее деформированных проволок и прядей, которые получают перед свивкой форму, соответствующую их положению в канате. Проволоки такого каната в ненагруженном состоянии не испытывают внутренних напряжений, вследствие чего такой канат не раскручивается, усилия в нем равномерно распределены между всеми его проволоками, он обладает большей гибкостью и сопротивляемостью переменным изгибам, имеет более высокий срок службы, оборванные проволоки сохраняют свое прежнее положение и не выходят из каната, что облегчает его обслуживание и уменьшает износ поверхности барабана и блоков лопнувшими проволоками.

По роду свивки проволок в прядях канаты изготавливают: с точечным касанием (ТК) отдельных проволок между слоями прядей, при этом диаметры проволок всей пряди одинаковы (см. рис. 1, г); с линейным касанием (ЛК) проволок в пряди, которые имеют несколько разновидностей: ЛК-О (рис. 4.1, д) - проволоки отдельных слоев пряди имеют одинаковый диаметр; ЛК-Р (рис. 1, е) - проволоки в верхнем слое пряди двух разных диаметров; ЛК-РО (рис. 1, з) - проволоки разного и одинакового диаметра по отдельным слоям пряди; ЛК-З (рис. 1, ж) - между двумя слоями проволок размещаются заполняющие проволоки меньшего диаметра; с точечным и линейным касанием (ТЛК) проволок в пряди (рис. 1, и).

Канаты типа ТК применяются только при ненапряженных режимах работы, когда длительность срока службы определяется не качеством каната, а условиями его эксплуатации. Канаты типа ЛК имеют лучшее заполнение сечения, более гибкие и износостойкие. Срок службы канатов ЛК на 30 - 100 % выше срока службы ТК.

Стальные канаты различаются по конструкции (структуре), которая определяет число прядей в канате, проволок в каждой пряди в целом канате, число сердечников. Конструкция канатов может быть оценена по двум параметрам: конструктивной плотности и гибкости. Первая величина характеризует отношение суммарной площади проволок в канате по ГОСТ к площади каната по диаметру d_k . Вторая величина определяет способность каната к изгибу на блоках барабанах в пределах упругой деформации и численно равна частному от деления диаметра каната δ на наибольший диаметр проволоки в канате δ . Практикой эксплуатации установлены следующие наиболее рациональные конструкции канатов для использования в кранах в качестве подъемных и тяговых органов:

6x19 + 1 о. с. (ГОСТ 3070-80);
6x37 + 1 о. с. (ГОСТ 3071-88);
6x61 + 1 о. с. (ГОСТ 3072-88);
6x37 + 1 о. с. (ГОСТ 3079-80);
6x19 + 1 о. с. (ГОСТ 2688-80);
6x19 + 1 о. с. (ГОСТ 3077-80);
6x19 + 1 п. с. (ГОСТ 3081-80);
6x27 + 1 о. с. (ГОСТ 3078-82).

Первая цифра структурной формулы означает число прядей, вторая – проволок в прядях, третья - сердечников.

Пример обозначения структурной формулы каната: линейное касание проволок в прядях, в верхней пряди проволоки разных диаметров, шесть прядей, в каждой пряди 19 проволок, которые свиваются вокруг одной центральной проволоки, в первом ряду шесть проволок одинакового размера, во втором (внешний) - проволоки разного диаметра: шесть одного и шесть другого, пряди свиты вокруг одного органического сердечника: ЛК-Р 6x19 (1 x6x6/6) + 1 о. с.

Причины износа и разрушения канатов можно свести к двум видам: поверхностные и внутренние. К первым относятся те, которые возникают при контакте каната с поверхностью барабана и блоков. Ко вторым - те, которые возникают при взаимном контакте проволок в прядях между собой. Оба вида зависят от правильного выбора конструкции каната, типа и направления свивки, выбора соотношения диаметра каната и барабана или блоков, а также профиля и размеров ручья блока и канавки барабана, допущения перегрузок, чрезмерных динамических воздействий на канат, угла обхвата блока или барабана и технико-эксплуатационных факторов (смазка, уход, абразивная среда).

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 прочность и сокращается срок службы.

Для уменьшения износа каната, его повреждений при сохранении и в процессе эксплуатации канаты покрываются защитной смазкой. Смазывание производят при изготовлении, хранении и эксплуатации каната. Обычно в качестве смазки применяют технический вазелин, пушечную смазку, канатную мазь и графитовые смазки.

Степень износа стального каната и необходимость его замены определяются по числу оборванных проволок в наружных слоях прядей на длине одного шага свивки. Нормами надзора установлено для каждой конструкции каната число обрывов, при превышении которых канат должен быть забракован (табл. 1). Число оборванных проволок определяется либо визуальным методом, либо с применением электронного дефектоскопа (ГОСТ 5.175-69 «Измерение износа стальных канатов»).

Таблица 1

Предельно допускаемые числа обрывов проволок на длине одного шага свивки каната

Коэффициент запаса прочности k	Конструкция каната			
	6x19		6x37	
	Односторонняя свивка	Крестовая свивка	Односторонняя свивка	Крестовая свивка
≤ 6	6	12	11	22
6 - 7	7	14	13	26
> 7	8	16	15	30

В процессе работы каната, который является слоистым телом, его волокна испытывают напряжения растяжения, изгиба, смятия, кручения, а также подвергаются износу. Вследствие того, что канат при работе многократно огибает блоки и барабаны, напряжения в канате носят циклический и знакопеременный характер, что приводит к появлению усталостных явлений, которые значительно сокращают срок службы каната. 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 максимальные натяжения каната и отношение диаметров блоков и барабана к диаметру каната. В зависимости от этих факторов экспериментальными методами установлены нормы для подбора каната. Расчет каната ведется по уравнению прочности каната:

$$k = \frac{F_{\partial\partial\partial\partial}}{F_{\max}} \geq [k]$$

где k - действительный коэффициент запаса прочности;

$F_{\text{разр}}$ - разрывное усилие каната в целом, Н, определяемое экспериментально для диаметра и типа конструкции каната и принимаемое по таблицам соответствующих стандартов;

F_{\max} - максимальное фактическое натяжение каната, Н, зависящее от грузоподъемности и принятой системой подвески груза;

$[k]$ - допускаемый коэффициент запаса прочности, зависящий от назначения каната, режима работы и типа привода и выбираемый из табл. 2

Таблица 4.2

Минимальные допускаемые значения коэффициента запаса прочности канатов

Назначение канатов	Тип привода	Режим работы	Значение [k]
Грузовые и стреловые	Ручной	-	4,0
	Машинный	Легкий	5,0
		Средний	5,5
		Тяжелый и 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

Грузовые цепи выпускаются двух видов: сварные круглозвенные и пластинчатые.

В сварных цепях (ГОСТ 2319-70) (рис. 2, а) звенья цепи изготавливаются кузнечно-горновой или электроконтактной сваркой из сталей 3Ц по ГОСТ 924-64 ($\sigma_b = 370 - 450$ МПа), Ст2 и Ст3 по ГОСТ 380-71 ($\sigma_b = 340-420$ МПа), стали 10 по ГОСТ 1050-60 ($\sigma_b = 300$ МПа).

Сварные цепи нормальной прочности в соответствии с ГОСТ 2319-81 могут быть коротко- и длиннозвенные, калиброванные и некалиброванные. Короткозвенной называется цепь, длина звеньев L которой не превышает $5d$, а ширина $B < 3,5d$ (d - диаметр прутка); остальные цепи относятся к длиннозвенным.

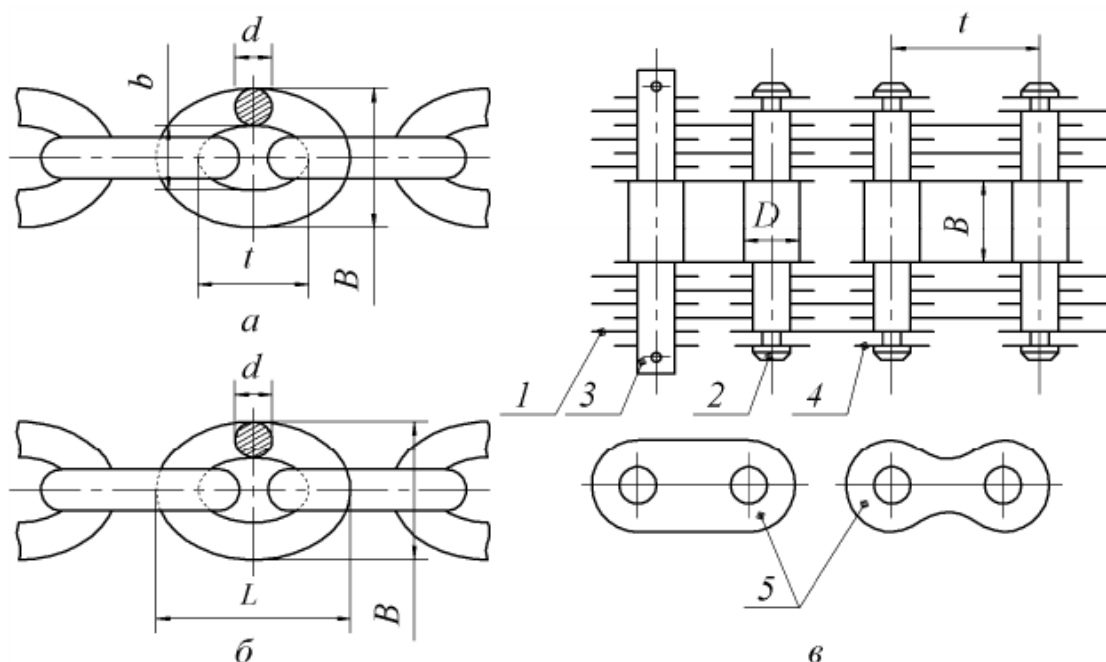


Рис. 2. Грузовые цепи:
 а - сварная калиброванная; б - сварная некалиброванная;
 в - пластинчатая шарнирная:
 1 - пластина; 2 - валик; 3 - валик разъема; 4 - шайба;
 5 - типы пластин: простая и фасонная соответственно

Размер калиброванной цепи (рис. 2, а) характеризуется диаметром прутка d , шириной звена B , внутренним размером b и шагом t , а некалиброванной цепи (рис. 2, б) - шириной B и длиной звена L . Шаг звеньев t калиброванной цепи имеет допуски 1,5 - 2,0 %, ширина звена B — допуски в пределах $\pm 5\%$ от номинального диаметра прутка d .

Достоинствами сварных цепей являются их дешевизна и большая гибкость во всех направлениях, что допускает применение блоков малых диаметров. К недостаткам сварных цепей относятся внезапное их разрушение в результате плохого качества сварки или скрытых пороков металла хотя бы одного звена и усталости металла, а также значительное вытягивание цепей под нагрузкой и большой износ. Вследствие этих недостатков сварные цепи применяются в грузовых подвесках машин, работающих с малыми скоростями (до 0,3 м/с) и при грузоподъемности до 5 т.

Калиброванные цепи применяют в подъемных механизмах с ручным и машинным приводами. При подъеме груза цепь укладывают в углубления, имеющиеся в блоках-звездочках с соответствующими профилированными ручьями. Для правильной совместной работы цепи и блока используют только калиброванные цепи с жесткими допусками в размерах. Некалиброванной цепью можно пользоваться только при работе с гладким барабаном или блоком.

Сварные цепи рассчитывают только на растяжение, хотя в действительности звенья испытывают и напряжения изгиба. Во избежание значительных напряжений изгиба в звеньях цепи диаметр блока или барабана принимают равным $20d$ при ручном приводе и не менее $30d$ при машинном приводе.

Расчет цепей ведут по формуле, при этом наименьший допускаемый коэффициент запаса прочности $[k]$ принимается для некалиброванных цепей 3 - 6 и калиброванных при ручном приводе 3 и машинном 6 - 8; для обвязки груза и строи - 5.

Грузовые пластинчатые цепи имеют по сравнению со сварными следующие достоинства: высокую прочность (детали цепи изготавливают из качественной стали), большую безопасность (своевременное обнаружение дефектов в одиночных пластинах цепи до разрушения всей цепи) и большую гибкость в направлении движения, что допускает применение приводных и направляющих звездочек малых диаметров. У пластинчатых цепей есть и недостатки, которые ограничивают их использование: значительный износ в шарнирах, особенно при работе в пыльном помещении, и возможность поворота звеньев только в одном направлении вокруг шарниров.

Пластинчатая цепь (рис. 2, в) состоит из штампованных пластин, собираемых на валики, концы которых расклепывают на шайбе или без шайбы, либо закрепляют шплинтовым валиком с подкладкой шайбы.

В зависимости от грузоподъемности пластинчатые цепи изготавливают одно-, двух-, трех-, четырех- и шестирядными. В многорядных цепях из-за неточности изготовления пластин и неоднородности металла, а также вследствие несимметричного приложения нагрузки усилие между пластинами распределяется неравномерно. Эта неравномерность растет с увеличением числа пластин.

Пластинчатые цепи применяют в грузоподъемных машинах, работающих с небольшими скоростями, обычно до $V = 0,25 - 0,35$ м/с (предельно до $V = 1,5$ м/с). Размер пластинчатой цепи (ГОСТ 191-89) характеризуется номинальным шагом цепи t и разрушающей нагрузкой. Расчет цепи ведется по формуле. Наименьший коэффициент запаса прочности $[k]$ принимают равным 3 при ручном приводе и 5 при машинном.

Стропы для крепления и подвески груза. Стропы предназначены для подъема, горизонтального и наклонного перемещения грузов. Поднимаемый груз можно подвешивать на одинарном стропе или на стропах, имеющих две и более ветвей.

Стропы бывают канатные (стальные и пеньковые), цепные и из полотнищ для единичных и пакетных грузов, с ручной или автоматической отцепкой груза.

Для стальных стропов наилучшими являются гибкие канаты, имеющие большое число проволок (6х24, 6х37 и 6х61). Цепные стропы формируют из сварных некалиброванных короткозвенных цепей. Звенья цепных стропов изготавливают из стали 20 или стали МСГ-Зсп. Стропы из парусиновых полотнищ окаймляют по контуру пеньковым канатом.

Условия работы стропов неблагоприятные (резкие перегибы, быстрая загрязняемость, влажность и т. д.). При определении размеров стропов допускаемые напряжения принимают пониженными по сравнению с допускаемыми напряжениями для соответствующих материалов при нормальных условиях работы.

Допускаемые напряжения в материале стропа при расчете принимают следующими (МПа): стальной - 120, цепной - 30, пеньковый - 5, хлопчатобумажный тканый - 2.

Весьма перспективны для подъема грузов (особенно тех, где требуется хорошая сохранность поверхности) стропы-ленты из полиамидной ткани или ленты с каркасом из стальных тонких канатов, находящихся в оболочке из пластмассы.

Для обеспечения безопасной работы ГПМ необходимо надежно крепить концы каната с образованием петли. Исходя из производственного опыта, рекомендуются следующие способы крепления (рис. 3).

С целью предотвращения смятия, излома и износа каната в петлю каната обязательно закладывается коуш - стальное фасонное кольцо желобчатого сечения (см. рис. 4), размеры которого соответствуют диаметру каната по ГОСТ 2224-93.

Петля может быть образована двумя способами: путем вплетения прядей расплетенного конца каната (с обязательным удалением органического сердечника) в его основную ветвь с последующей оплеткой каната стальной проволокой (рис. 4) или путем опрессовки толстостенной втулки (рис. 3, а) или отдельных колец в специальных штампах, при этом

длина участка конца каната должна быть $L \geq 20d$; с помощью зажимов (рис. 3, г), количество которых определяется расчетом, но не должно быть меньше трех.

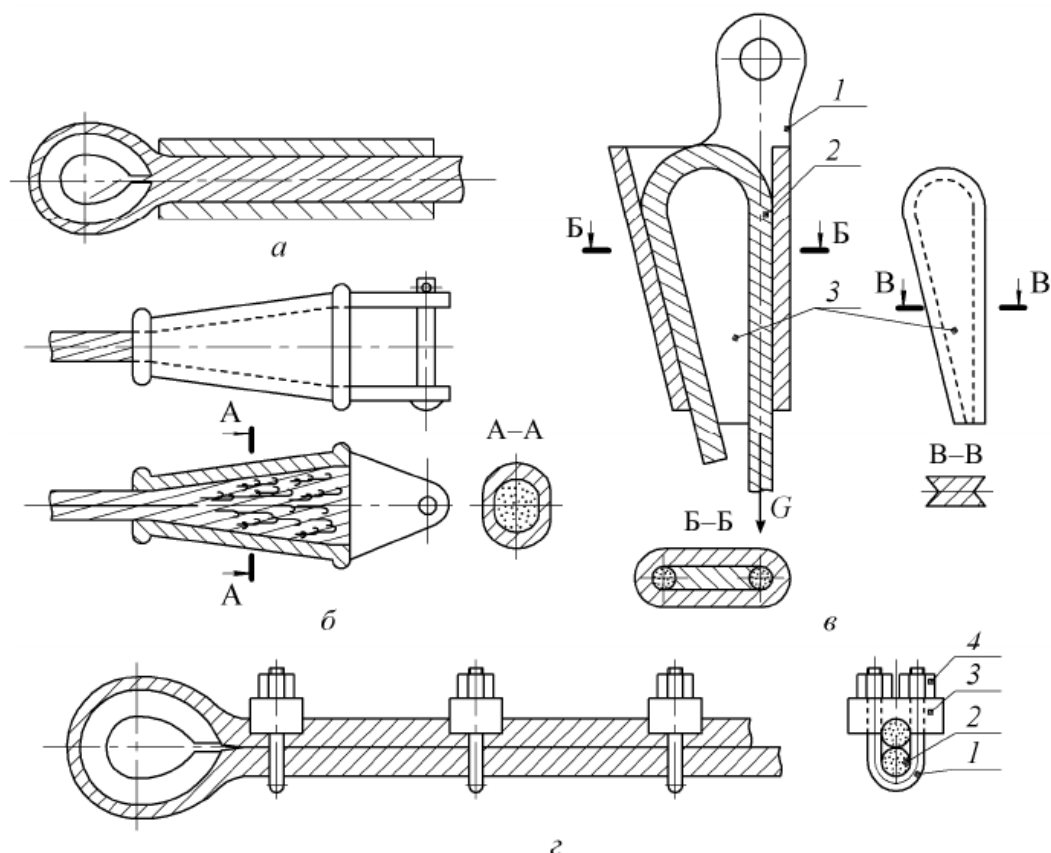


Рис. 3. Схемы крепления канатов:

- а - заплеткой; б - конической втулкой с заливкой;
 в - клиновым зажимом: 1 - корпус; 2 - канат; 3 - клин;
 г - зажимами: 1 - скоба; 2 - канат; 3 - планка; 4 - гайка

Очень надежным является крепление конца каната в стальной конической втулке (рис. 3, б) путем заливки расплетенного конца каната (с вырезанным органическим сердечником), обезжиренного, протравленного кислотой и промытого в горячей воде, с загнутыми концами проволок в подогретую до 100°C стальную коническую втулку баббитом, свинцом или цинком. Получается монолитное соединение, отличающееся повышенной надежностью. На рис. 3, в показан широко применяемый способ крепления конца каната с помощью желобчатого клина, позволяющий осуществлять быструю сборку и разборку соединения.

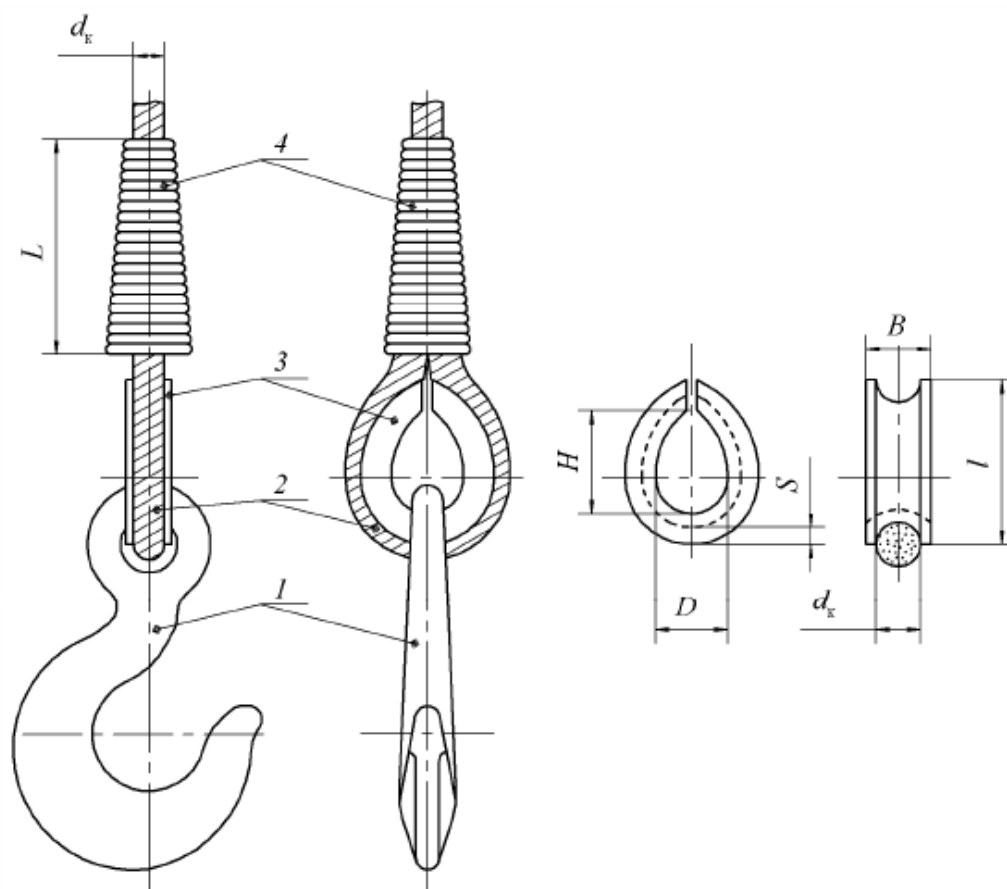


Рис. 4. Крепление каната к крюку:
1 - крюк; 2 - канат; 3 - коуш; 4 - оплетка

III. Описание лабораторной установки

Определение основных параметров тяговых органов осуществляется на натуральных образцах стальных проволочных канатов, сварных и пластинчатых цепей.

IV. Порядок выполнения работы

1. Измерив размеры элементов образца каната с помощью штангенциркуля, заполнить табл. 3 и составить структурную формулу каната.
2. Выбрать (по согласованию с преподавателем) для каната маркировочную группу каната с пределом прочности проволок $\sigma_b = 1372, 1568, 1764$ или 1960 Н/мм^2 ; величину агрегатной прочности принять равной $k_{agr} = 0,82$ от суммарной прочности проволок. Определить величину разрывной нагрузки каната по зависимости

$$F_{\text{разр}} = k_{agr} \cdot \sigma_b \cdot \Sigma A$$

3. Задав тип привода и режимом работы (см. табл. 2), рассчитать величину максимального натяжения каната.
4. Приняв ориентировочно плотность стальной проволоки $\rho_0 = 7500 \text{ кг/м}^3$, найти ориентировочный вес 1 м каната из выражения

$$G_e = \rho_0 \cdot \Sigma A$$

5. Для образца заделки конца каната установить размеры коуша (рис. 4) и сравнить его со стандартными, для чего заполнить табл. 5.
6. Измерить параметры натурального образца пластинчатой цепи (см. рис. 4.2, в): шаг цепи t , диаметр валика D , внутреннюю длину валика B и заполнить табл. 6.
7. Определить параметры натурального образца сварной круглозвенной цепи (см. рис. 2, а): диаметр проволоки d , шаг звена t , ширину звена B , внутренний размер b и заполнить табл. 7.

8. Перечислить виды заделок каната по возрастанию трудоемкости (см. рис. 3).

2.22 Лабораторная работа №22 (2 часа).

Тема: «Изучение грузозахватных приспособлений грузоподъемных машин»

2.22.1 Цель работы:

1. Изучение устройства и принципа работы грузозахватных приспособлений грузоподъемных машин (ГПМ);
2. Анализ конструктивного исполнения их отдельных узлов;
3. Выполнение регулировок и проверочных расчетов грузозахватных приспособлений.

2.22.2 Задачи работы:

1. Изучить типы грузозахватных приспособлений.
2. Изучить порядок проведения работы.
3. Произвести измерение.

2.22.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Штангенциркуль.

2.22.4 Описание (ход) работы:

I. Домашнее задание

1. Достоинства и недостатки крюков и грузовых петель.
2. Почему правилами Проматомнадзора запрещена транспортировка опасных грузов с использованием фрикционных захватов?
3. Какие из нижеперечисленных изделий можно поднимать электромагнитом: стальной вал, чугунную отливку, алюминиевый блок цилиндров, стальную заготовку, нагретую под закалку, латунный лист, медный прут, стальную стружку?
4. Чем определяется предельная величина груза, поднимаемого вакуумным захватом?
5. Преимущества и недостатки грейферов любого типа.

II. Общие сведения

Грузозахватные приспособления ГПМ служат для подвески транспортируемых грузов к гибкому органу подъемного механизма. Для переноса разнородных грузов кран оборудуется универсальным грузозахватным приспособлением - крюком (рис. 1, 2) или скобой (рис. 3), к которым с помощью вспомогательных элементов (стропов, клещей, электромагнитов, ковшей и т. п.) можно подвешивать различные грузы.

Для повышения производительности в случае работы крана с однородными грузами (плиты, листы, ящики, контейнеры, бочки, уголь, руда и т. п.) его оборудуют специальными грузозахватными устройствами (клещевые и эксцентриковые захваты, грейферы), что позволяет значительно проще, быстрее и удобнее крепить и освобождать груз (см. рис. 5, 6).

Грузовые крюки (рис. 1) изготавливаются ковкой или штамповкой из низкоуглеродистой стали 20 или стали 20Г. Применение литых стальных крюков ограничивается возможностью образования внутренних дефектов металла при отливке. Механической обработке подвергается только хвостовик крюка, на котором нарезается резьба, с помощью которой крюк закрепляется в траверсе крюковой подвески. По форме крюки подразделяются на однорогие (рис. 1, а) по ГОСТ 6627-74 и двурогие (рис. 1, б) в соответствии с ГОСТ 6628-73 и имеют форму, обеспечивающую минимальные размеры и вес при достаточной прочности, одинаковой во всех сечениях.

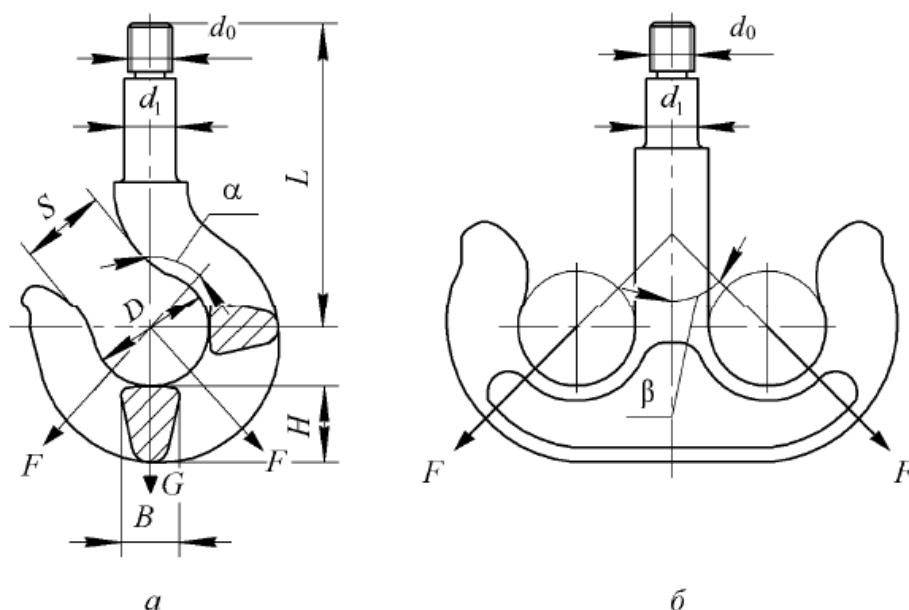


Рис. 1. Грузовой крюк:
а - однорогий; б - двурогий

Для кранов большой грузоподъемности применяют пластинчатые однорогие (рис. 2, а) и двурогие крюка (рис. 2, б) по ГОСТ 6619-65, собираемые из отдельных элементов, которые вырезаны из мартеновской листовой стали.

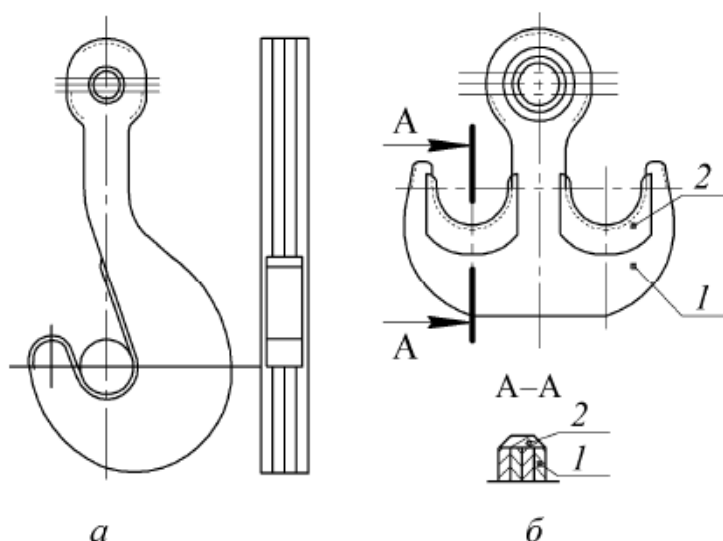


Рис. 2. Пластинчатые крюки:
а - однорогий; б - двурогий: 1 - корпус; 2 - накладка

Для равномерного распределения нагрузки между пластинами в зевах крюков помещают вкладыши, изготовленные из мягкой стали. Эти крюки легче кованных и не требуют для изготовления мощного прессового оборудования.

Кроме грузовых крюков в грузоподъемных машинах применяются цельнокованные и составные грузовые петли (рис. 3). Грузовые цельнокованные (рис. 3, а, б) и составные (рис. 3, в) петли намного компактнее крюков, но требуют повышенных трудозатрат при зачаливании груза из-за продавливания строп в отверстие петли. Форма и размер петли не стандартизированы, и поэтому необходим обязательный расчет на прочность.

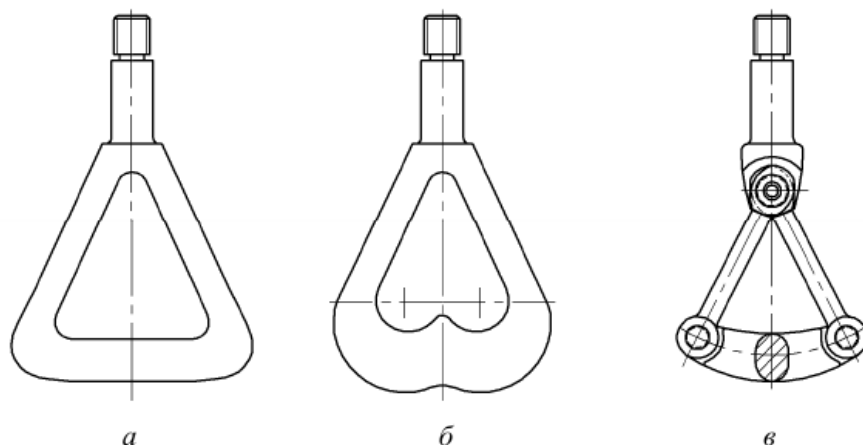


Рис. 3. Грузовые петли:

а, б - цельнокованные; в - составная

Для обвязки груза при его прикреплении к крюку применяются различные виды стропов (рис. 4), изготавливаемых из стальных или пеньковых канатов либо сварной цепи. Во избежание повреждения транспортируемого изделия стропы, изготовленные из стального каната, иногда покрываются предохранительной пленкой из пластмасс или резины. Стropы накладываются на груз без узлов и петель, на острые ребра груза подкладываются специальные подкладки, предохраняющие стропы от повреждения.

При работе грузоподъемной машины со штучными грузами определенной формы и размера для сокращения времени, затрачиваемого на подвеску и освобождение грузов, а также с целью уменьшения потребности ручного труда применяются специальные захваты, которые подвешиваются к крюку, соответствуют форме и свойствам грузов. При их конструировании стремятся обеспечить надежность их действия, удовлетворить требования

техники безопасности, создать малогабаритные захваты, предотвратить порчу груза при его захватывании и сократить ручные операции.

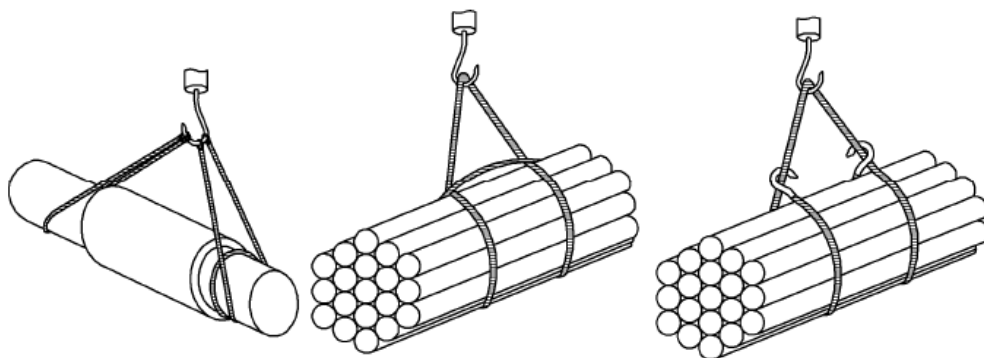


Рис. 4. Конструкции стропов

Клещевые захваты относят к специализированным захватам, служащим для захвата штучных грузов, имеют рычажную систему в виде ножниц (рис. 5) и удерживают груз силами трения, возникающими между захватом и грузом.

При расчете клещевых захватов (рис. 5, г) исходят из предположения, что при подъеме груза сила трения между упорами клещей и грузом затягивает клещи, в результате чего должно выполняться следующее условие:

$$2F_{\text{тр}} > G,$$

или

$$2F_{\text{тр}} = kG,$$

где $F_{\text{тр}}$ - сила трения между упорами и грузом, Н;

G - вес груза, Н;

k - коэффициент запаса неподвижности, который зависит от режима работы механизма и для практических расчетов принимается равным 1,25 - 1,50.

В свою очередь $F_{тр} = f \cdot F_n$, где f - коэффициент трения между упорами клещей и грузом, принимаемый по табл. 1; F_n - нормальная сила, действующая упорами клещей на груз, Н.

Если подставить значение $F_{тр}$ и выразить отсюда нормальную силу F_n получим

$$F_n = \frac{kG}{2f}$$

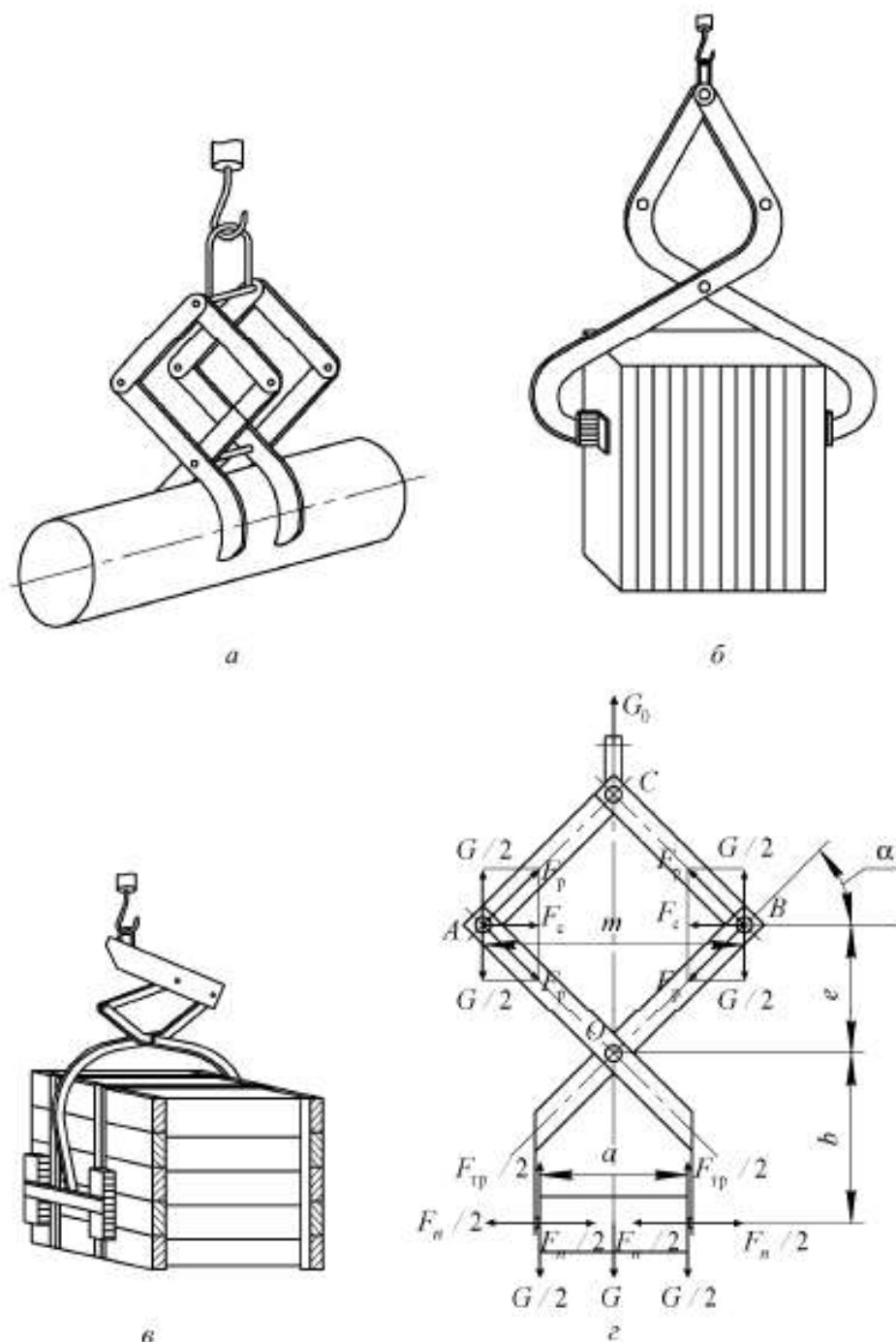


Рис. 5. Клещевые захваты:
а - для цилиндрических заготовок;
б - набора плит; в - контейнера;
г - схема сил в рычагах клещевого захвата

Таблица 5.1

Груз	Коэффициенты трения	
	Состояние поверхности упоров захвата	
	гладкие	рифленные
Сталь	0,12-0,15	0,3-0,4
Камень	0,2-0,25	0,4-0,5
Дерево	0,3-0,35	0,6-0,8

Рассмотрим действие сил на груз и захват. Проанализировав действие сил в шарнирах А и В (рис. 5, г), видно, что возникает неуравновешенная сила F_c , которая стремится сложить захват даже от собственного веса захвата и тем самым создать первоначальную силу трения между упором захвата и грузом.

Поскольку захват симметричный, то достаточно рассмотреть действие сил на один рычаг захвата. Составные моментов сил, действующих на рычаг относительно точки О, выглядят следующим образом:

$$\Sigma M_o = -\frac{F_n \cdot b}{2} + \frac{G \cdot a}{2 \cdot 2} + F_c \cdot e - \frac{G \cdot m}{2 \cdot 2} = 0$$

Силу F_c можно записать в виде

$$F_c = \frac{G}{2 \operatorname{tg} \alpha}$$

где α - угол наклона рычагов к горизонтали, град.

Из уравнения выразим нормальную прижимную силу F_n , которая создает необходимую силу трения для удержания груза:

$$F_n = \frac{G}{2b} \cdot \left(\frac{a}{2} - \frac{m}{2} + \frac{e}{\operatorname{tg} \alpha} \right)$$

Это уравнение справедливо при выбранных для данной конструкции захвата значениях a , b , m , e . Из формулы видно, что увеличение угла α приводит к снижению прижимной силы F_n , увеличение параметров a , m , e и уменьшение b - к увеличению прижимной силы.

Эксцентрикковые захваты листовых материалов подвешиваются к крюку крана. Груз удерживается силами трения между эксцентриками и грузом, грузом и скобой. Конструктивной особенностью захватов является то, что центр радиуса дуги эксцентрика находится выше центра вращения эксцентрика на величину эксцентриситета b , что позволяет при повороте эксцентрика вокруг своей оси вращения увеличивать (при подъеме) или уменьшать (при опускании) зазор между дугой эксцентрика и опорной поверхностью скобы (где зажимается груз).

На рис. 6, б представлена схема рычажно-кулачкового эксцентриккового захвата повышенной надежности, так как сила трения между эксцентриком и листом создается благодаря воздействию гибкого органа на плечо эксцентрика.

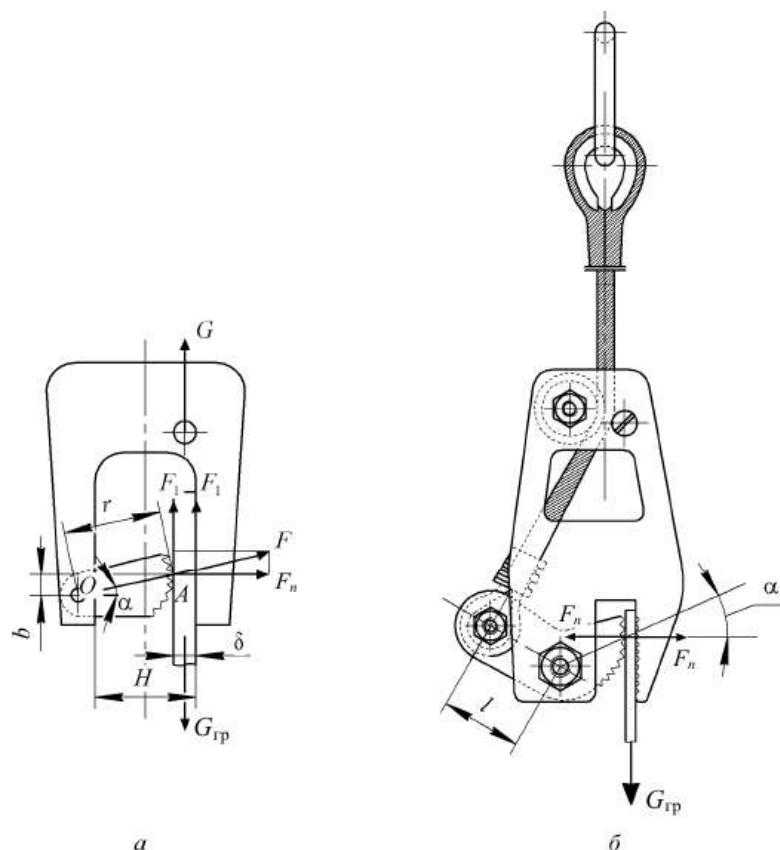


Рис. 6. Эксцентрикые захваты:
а - гравитационно-затягивающий; б - рычажно-кулачковый

В начале подъема под собственным весом гравитационно-затягивающий эксцентрик (рис. 6, а) прижимается к листу в точке А и создает первоначальную силу трения между грузом и эксцентриком. В дальнейшем вес подвешенного груза за счет силы трения увлекает эксцентрик вниз, тем самым прижимает груз к упору рамки захвата и создает достаточную силу трения для удержания груза. Чем больше масса груза, тем больше прижимная сила.

Условие удержания груза при его подъеме можно записать в виде

$$G_{\text{гп}} > F_1 + F_2$$

или

$$G_{\text{гп}} = k \cdot (F_1 + F_2)$$

где $G_{\text{гп}}$ - вес груза, Н;

F_1 - сила трения между эксцентриком и грузом, Н;

F_2 - сила трения между грузом и скобой, Н;

k - коэффициент запаса неподвижности, принимаемый в зависимости от режима работы 1,25 - 1,50.

Силы трения определяются по следующим формулам:

$$F_1 = F_n \cdot f_1, \quad F_2 = F_n \cdot f_2$$

где F_n - нормальная сила, Н;

f_1 - коэффициент трения между эксцентриком и грузом;

f_2 - коэффициент трения между грузом и скобой.

Из уравнения моментов относительно оси вращения эксцентрика (точка О) получим:

$$F_n \cdot r \cdot \sin \alpha - k \cdot F_n \cdot f_1 \cdot r \cdot \cos \alpha - k \cdot F_n \cdot f_2 \cdot (r \cos \alpha + \delta) = 0$$

где r - радиус вращения эксцентрика, мм; δ - толщина поднимаемого листа, мм, откуда

$$\sin \alpha - k \cdot f_1 \cdot \cos \alpha - k \cdot f_2 \cdot \left(\cos \alpha + \frac{\delta}{r} \right) = 0$$

или

$$\operatorname{tg} \alpha = k \cdot \left(f_1 + f_2 \cdot \left(1 + \frac{\delta}{r \cdot \cos \alpha} \right) \right)$$

Из последнего выражения назначаются соотношения между параметрами эксцентрикового захвата.

Электромагниты постоянного тока широко применяются для подъема стальных и чугунных грузов весом до 30 т. Использование электромагнита (рис. 7) устраняет ручной труд при зачаливании груза, однако существует повышенная опасность падения груза или его частей даже при нормальной работе устройства. Подъемная сила электромагнита сильно зависит от типа, формы и температуры груза. Например, электромагнит М42 диаметром 1670 мм, поднимающий стальную плиту массой 16 т, может поднять только 200 кг стальной стружки. При температуре материала выше 200 °С подъемная сила уменьшается и при 700 °С и выше она практически равна 0.

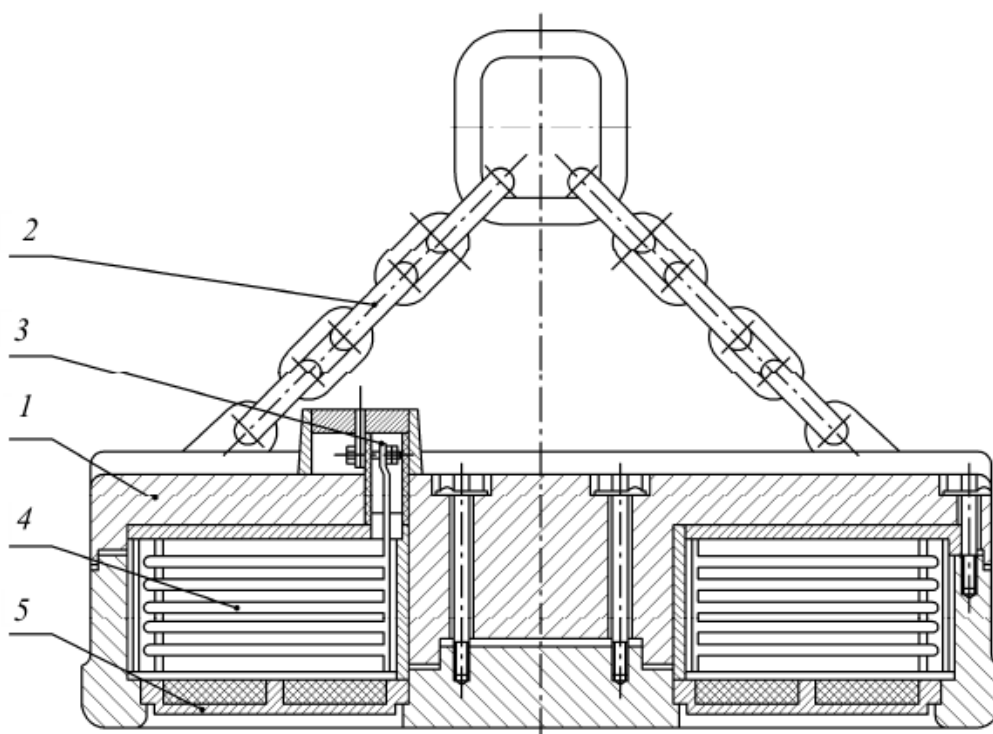


Рис. 7. Электромагнит:

1- корпус; 2 - цепи; 3 - клеммовая коробка; 4- катушка; 5- защитные листы

Электромагнит состоит из стального (сталь 25Л) корпуса 1, подвешенного цепями 2 к крюку крана. Постоянный ток по гибкому кабелю, автоматически наматываемому и сматываемому со специального кабельного барабана через клеммовую коробку 3, подается на катушки 4, защищенные снизу листами 5 из марганцовистой стали.

Вакуумные захваты (рис. 8) применяют для транспортирования листовых материалов с различными свойствами.

Захват состоит из металлического диска 2 с центральным отверстием и из эластичного резинового герметизирующего кольца 1. Диск соединяется гибким шлангом 3 с вакуумным насосом, приводимым в действие от электродвигателя. Захват для

самоустановки покачивается на шарнире 4, опирающемся на листовую пружину 5. Для отключения захвата шланг 3 перекрывается краном 6.

По сравнению с электромагнитами захваты транспортируют различные, в том числе и немагнитные, материалы при значительно меньшей массе захватов. Преимуществом их также является большая безопасность работы (благодаря использованию резервных резервуаров) и устранение прогибов при транспортировании несколькими захватами длинномерных предметов. На 1 кг массы груза требуется 120 - 130 мм² активной площади вакуумного захвата, т. е. захват диаметром 608 мм поднимает груз массой до 1 т.

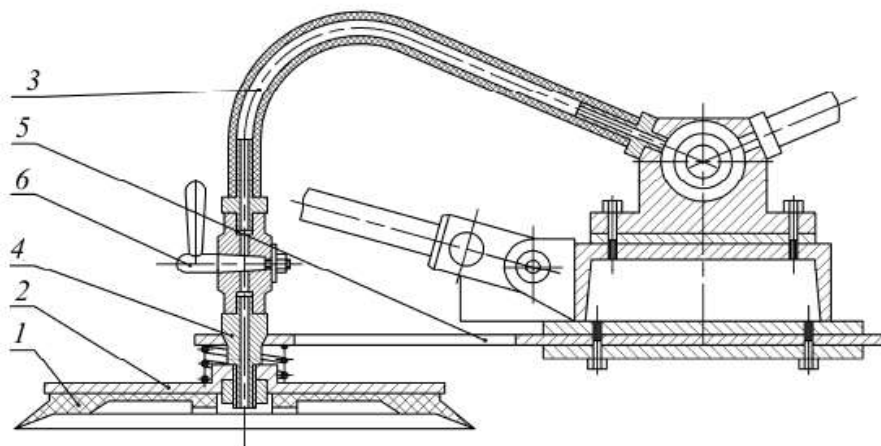


Рис. 8. Вакуумный захват:

1 - эластичное кольцо; 2 - металлический диск;
3 - гибкий шланг; 4 - шарнир; 5 - опорная пружина; 6 – кран

Вакуумные захваты имеют ряд преимуществ по сравнению с электромагнитными: возможность перемещать грузы из любых материалов (металл, бетон, дерево, стекло, пластмассы и др.), сокращается время на захват и транспортирование грузов, повышается безопасность проведения работ, значительно снижается масса захвата.

Для порционного транспортирования груза применяются ковши, бадьи и грейферы. Разгрузка бадей и ковшей производится путем опускания дна или опрокидывания через край. Загрузка бадей является одной из самых трудоемких операций, часто требующих применения ручного труда. Автоматизация захвата грузов и разгрузка решается путем применения автоматических грузозахватных устройств - грейферов (рис. 9).

Грейфер состоит из двух челюстей 5, соединенных шарнирно нижней траверсой 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.

Грейферы по кинематике подразделяются на канатные (в том числе многоканатные) - приводятся в действие канатами, на которых они подвешиваются, и приводные - с расположением на грейфере привода загрузки и разгрузки. Наиболее широко применяются одноканатные съемные грейферы (рис. 9), позволяющие использовать кран как для работы с крюком, так и для работы с грейфером. После освобождения грейфера (рис. 9, г) он перемещается на место загрузки и опускается на поднимаемый материал. Головка 6 опускается и происходит захват с нижней траверсой 8 (рис. 9, а). При подъеме челюсти начинают смыкаться и под действием своей массы грейфер зачерпывает груз (рис. 9, б). После смыкания челюстей и перемещения к месту разгрузки грейфер опускается на поверхность места разгрузки, при этом захваты 7 раскрываются и головка 6 отсоединяется от нижней траверсы 8 (рис. 9, в). Подъем скобы 1

вызывает подъем верхней траверсы 2, что приводит к раскрытию грейфера и его опорожнению.

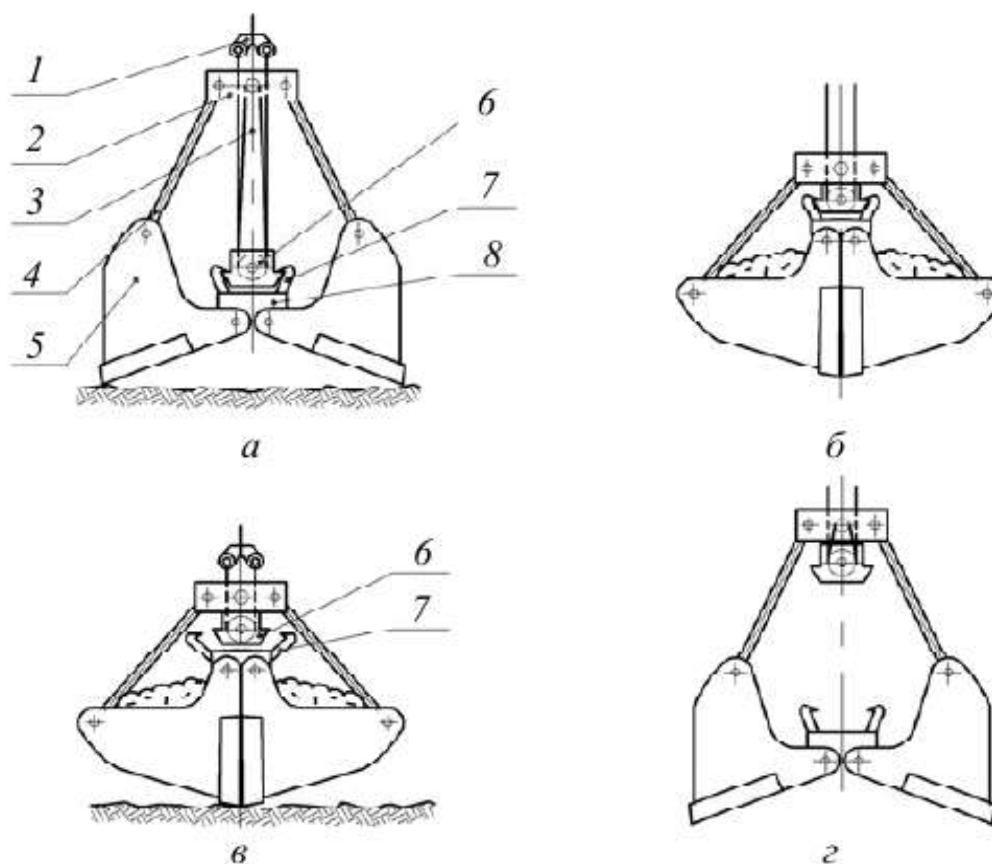


Рис. 9. Грейфер:

а - начало захвата груза; *б* - перемещение груза;

в - освобождение захвата; *г* - положение грейфера после разгрузки:

1 - скоба; 2 - верхняя траверса; 3 - канат; 4 - тяги; 5 - челюсти;

6 - головка; 7 - захваты; 8 - нижняя траверса

Раскрытия грейфера можно достичь и не опуская его на поверхность, а приводя в действие запорное устройство с помощью тросика или цепи. При наличии двух лебедок на кране возможно применение более производительного двухканатного грейфера, у которого различают подъемный и замыкающий канаты; с помощью последнего осуществляется управление механизмом замыкания и размыкания грейфера. Для работы с кусковыми грузами (руда, камни, скрап) используют многочелюстные грейферы с челюстями клиновидной формы, которые легко проходят между кусками материала, что обеспечивает хорошее заполнение грейфера.

III. Описание лабораторной установки

В качестве объектов лабораторной работы применяются натурные образцы крюка (см. рис. 1, а), грузоподъемной петли (см. рис. 3, а), клещевого (см. рис. 5, г) и эксцентрикового (см. рис. 6, а) захватов.

IV. Порядок выполнения работы

1. Штангенциркулем измерить натурный образец крюка (рис. 1, а), заполнить табл. 2 и определить грузоподъемность крюка.

2. Измерить параметры клещевого захвата (рис. 5, г) в трех положениях (в крайних верхнем, нижнем и среднем). Путем геометрических замеров рычагов определить угол α . Данные занести в табл. 3 и рассчитать нормальную силу прижатия по формуле.

3. Найти грузоподъемность эксцентрикового захвата, задавшись значениями коэффициентов трения $f_1 = 0,3$ и $f_2 = 0,15$. Геометрически определить угол α по заданной толщине поднимаемого груза δ (по согласованию с преподавателем). Вычислить нормальную силу прижатия по формуле. Найти силы трения. Определить грузоподъемность. Все значения свести в табл. 4.

2.23 Лабораторная работа №23 (2 часа).

Тема: «Изучение конструкции и принципа работы крюковых подвесок»

2.23.1 Цель работы:

1. Изучение конструкций крюковых подвесок;
2. Проведение проверочных расчетов отдельных деталей крюковых подвесок с целью определения их пригодности к эксплуатации.

2.23.2 Задачи работы:

1. Изучить работу крюковой подвески.
2. Изучить порядок проведения работы.
3. Произвести измерение.

2.23.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Штангенциркуль, калькулятор.

2.23.4 Описание (ход) работы:

I. Домашнее задание

1. Типы крюковых подвесок. Область применения.
2. Отличие нормальной подвески от укороченной.
3. Может ли укороченная подвеска иметь нечетное число блоков?
4. Может ли нормальная подвеска иметь нечетное число количество блоков? 5. Какие напряжения действуют во всех элементах подвесок?

II. Общие сведения

Конструкция соединения грузового крюка с гибким органом подъемного механизма зависит в основном от числа ветвей каната, на котором подвешивается груз, и от требований, предъявляемых к подвижности этого соединения. При подвеске груза на нескольких ветвях каната (полиспастная система) применяются и укороченная подвески.

Нормальная подвеска (рис. 1.) включает следующие основные элементы: подвижный блок 1, установленный на подшипниках качения 2 и на оси блока 3; крышки подшипников 4 с уплотнениями, защищающими подшипник от загрязнений и вытекания смазки; траверсу 5 с отверстием посередине, сквозь которое проходит хвостовик крюка 6 с гайкой 7 крюка; шариковый упорный подшипник 8, служащий опорой для гайки; винт 9 вместе с торцевой шайбой 10, которая предохраняет гайку от самоотвинчивания; серьгу 11, соединяющую ось блоков с цапфами траверсы; защитные листы 12 из листовой стали, предназначенные для защиты блоков от случайных ударов и сбрасывания каната с блоков; стопорные планки 13, фиксирующие траверсу 5 от осевого перемещения; стопорные шайбы, фиксирующие ось блоков; замок 15, предотвращающий самопроизвольное выпадение строп с грузом.

В верхней части подвеска снабжена дополнительно осью 16 для закрепления конца каната при использовании подвески в качестве элемента полиспаста с нечетной кратностью.

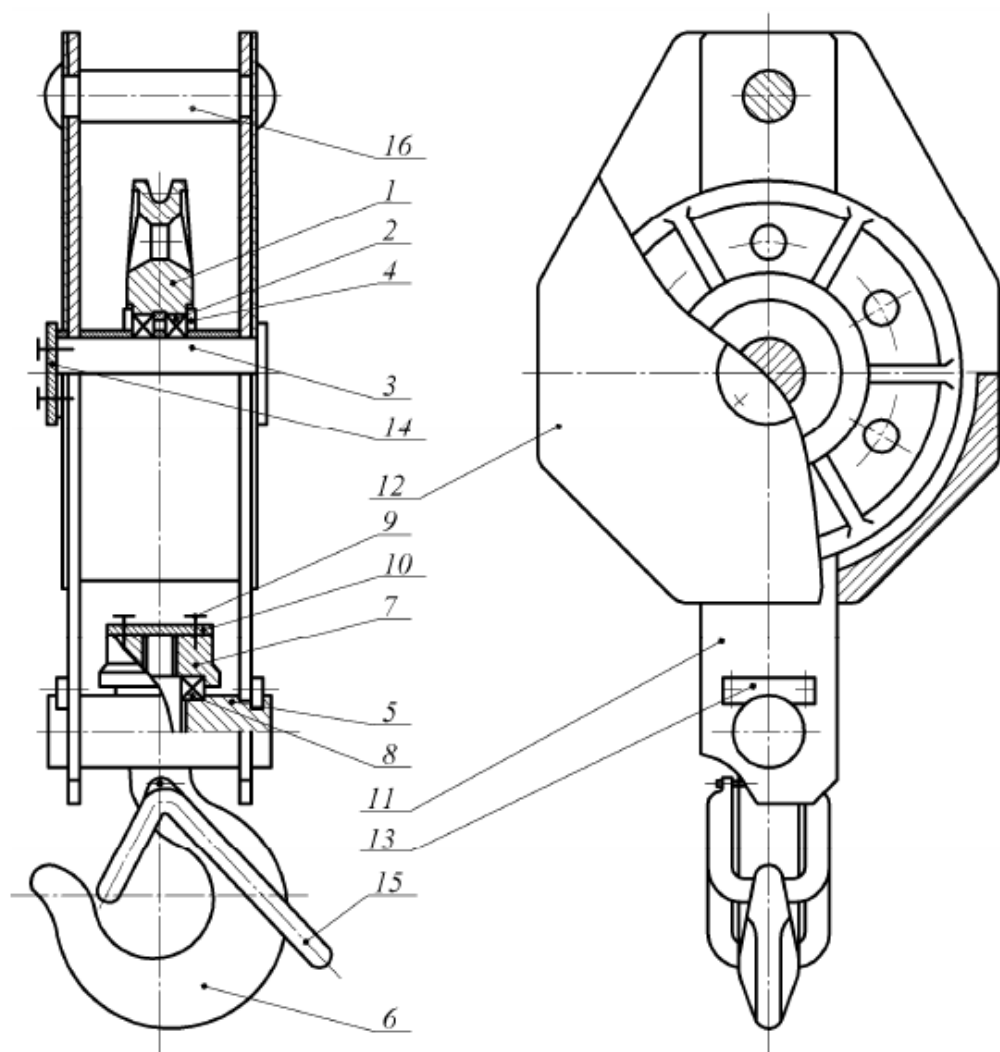


Рис. 1. Нормальная подвеска:

- 1 - блок; 2 – радиальный подшипник; 3 – ось блока;
 4 – крышка подшипника; 5 – траверса; 6 – крюк; 7 – гайка;
 8 – упорный подшипник; 9 – винт; 10 – торцевая шайба; 11 – серьга;
 12 – защитный лист; 13 – стопорная планка; 14 – стопорная шайба;
 15 – замок; 16 – ось крепления свободного конца каната

Укороченная подвеска (рис. 2) отличается от нормальной тем, что подвижные блоки 1 и крюк 6 закреплены на поперечине 3. Участок поперечины, на котором установлен блок, называется цапфой. Блоки закреплены на радиальных подшипниках 2, закрытых крышками 4. Для возможности поворота груза при выполнении монтажных работ хвостовик крюка подвески в поперечине устанавливается на упорный подшипник 8, а на нарезанную часть хвостовика навинчивается гайка 7, которая защищена от произвольного самоотвинчивания торцевой шайбой 10 с винтами 9. Защитные листы 12 блоков подвески закреплены стопорными шайбами 11.

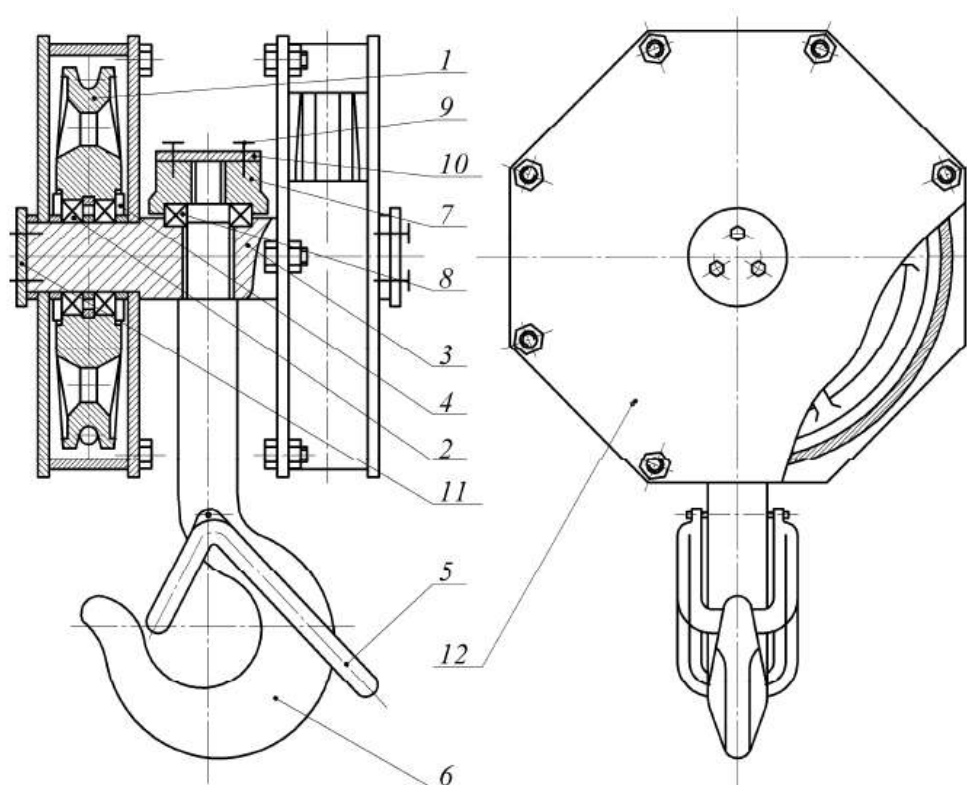


Рис. 2. Укороченная подвеска:

- 1 – блок; 2 – радикальный подшипник; 3 – поперечина;
 4 – крышка подшипника; 5 – замок; 6 – крюк; 7 – гайка;
 8 – упорный подшипник; 9 – винт; 10 – торцевая шайба;
 11 – стопорная шайба; 12 – защитный лист

Применение укороченной подвески позволяет незначительно увеличить высоту подъема груза. Однако использование укороченной подвески возможно только при четном количестве блоков.

III. Описание лабораторной установки

В качестве объектов лабораторной работы используются натурные образцы нормальной и укороченной подвесок.

IV. Порядок выполнения работы

1. Изучить конструкции нормальной и укороченной подвесок и выполнить их кинематические схемы.
2. Измерить основные размеры деталей нормальной подвески: оси (рис. 3, а), траверсы (рис. 3, б), серьги (рис. 3, в), крюка (рис. 3, д) и упорного подшипника (рис. 3, г). Данные занести в табл. 1 - 3.

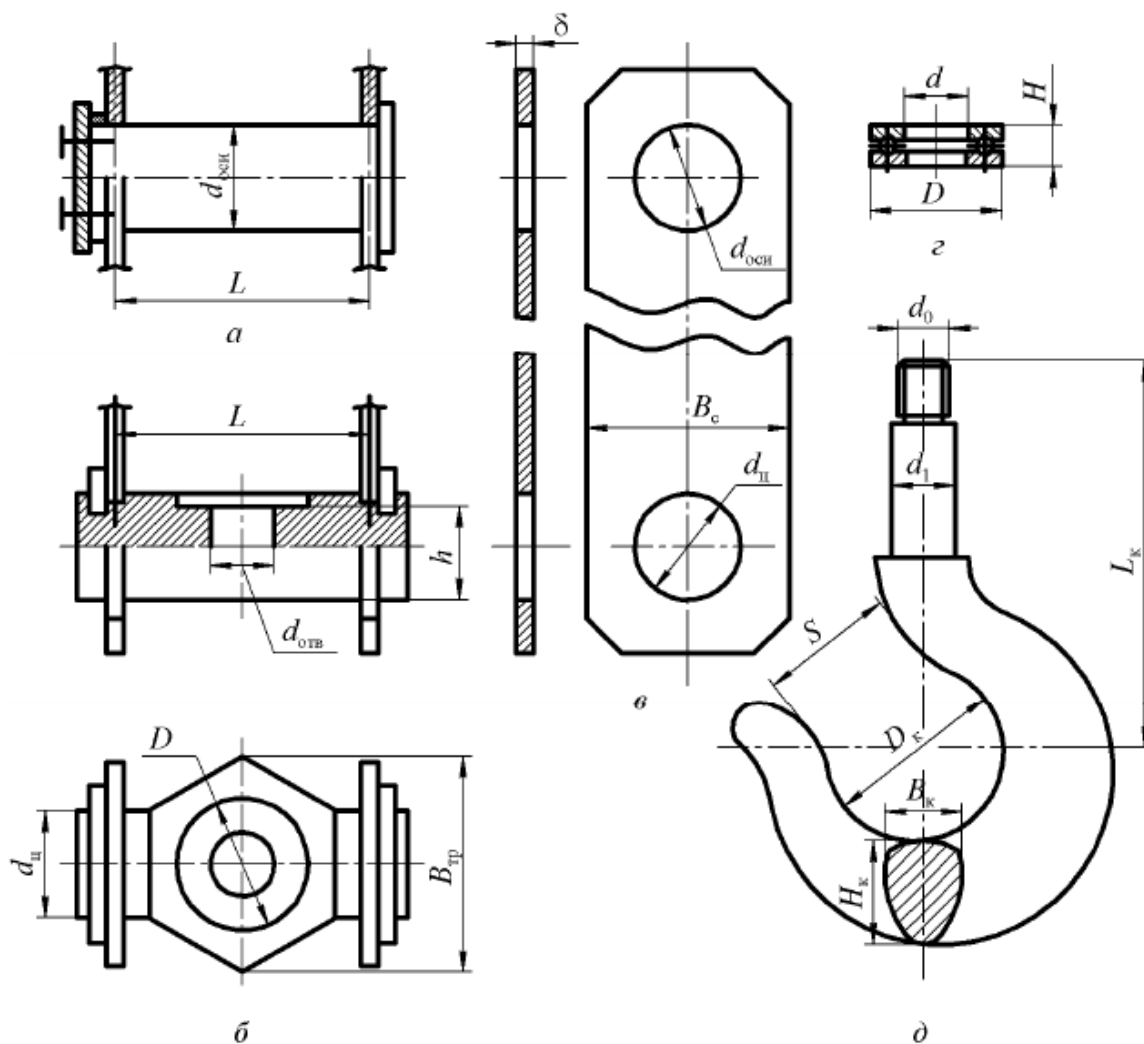


Рис. 6.3. Элементы нормальной крюковой подвески:
а – ось блока; б – траверса; в – серьга; г – подшипник; д - крюк

3. По измеренным параметрам и данным табл. 2 определить типоразмер и статическую грузоподъемность C_0 упорного подшипника.
4. Проверить ось блока по условию прочности на изгиб:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W} \leq [\sigma_{\text{из}}]$$

где $\sigma_{\text{из}}$ – фактическое напряжение изгиба оси, Н/мм²;
 $M_{\text{из}}$ – изгибающий момент, действующий на ось блока, Н·мм;
 W – момент сопротивления изгибу сечения оси блока, мм³;
 $[\sigma_{\text{из}}]$ – допускаемое напряжение изгиба, Н/мм², принимаемое по табл. 3.

Изгибающий момент при одном блоке на оси вычисляется по формуле

$$M_{\text{из}} = \frac{Q \cdot g \cdot l}{2 \cdot 2}$$

где Q – максимальная грузоподъемность подвески, принимается равной грузоподъемности крюка, кг;
 g – ускорение свободного падения, равной 9,81 м/с²;
 l – расчетная длина оси блока, мм.

Момент сопротивления изгибу сечения блока определяется из выражения

$$W = \frac{\pi \cdot d_{\text{н}}^3}{32}$$

где $d_{\text{оси}}$ - диаметр оси, мм.

5. Проверить серьги подвески в местах, ослабленных отверстиями диаметрами $d_{\text{оси}}$ и $d_{\text{ц}}$, по условию прочности на растяжение:

$$\sigma_{\delta} = \frac{F}{A_{\min}} \leq [\sigma_{\delta}]$$

где σ_p - фактическое напряжение растяжения, Н/мм²;

F – растягивающая нагрузка, действующая на серьгу, Н, принимаемая $F=Q \cdot g/2$;

A_{\min} – наименьшая площадь сечения серьги, работающая на растяжение, мм², рассчитываемая по формуле

$$A_{\min} = (B_c - d_{\max}) \cdot \delta$$

где B_c – ширина серьги, мм;

d_{\max} – диаметр большего из отверстий $d_{\text{оси}}$ или $d_{\text{ц}}$, мм;

δ – толщина серьги, мм;

$[\sigma_p]$ - допускаемое напряжение растяжения, Н/мм²

6. Проверить траверсу подвески по условию прочности на изгиб. Изгибающий момент в траверсе вычисляется по формуле, а момент сопротивления изгибу траверсы – из выражения

$$W_E = \frac{(B_{\text{тр}} - d_{\text{отв}}) \cdot h^2}{6}$$

где $B_{\text{тр}}$ – ширина траверсы, мм;

$d_{\text{отв}}$ – диаметр отверстия под хвостовик крюка, мм;

h – рабочая высота траверсы, мм.

Поверхность соприкосновения цапф траверсы с серьгами должна быть проверена на удельное давление по условию

$$p = \frac{F}{A_{\text{ц}}} \leq [p]$$

где F – нагрузка, действующая на цапфу, Н, принимаемая $F=Q \cdot g/2$;

$A_{\text{ц}}$ – площадь рабочей поверхности цапфы, мм², определяемая по формуле

$$A_{\text{ц}} = \delta \cdot d_{\text{ц}}$$

Измеренные и рассчитанные значения занести в табл. 6.3, сделать вывод о пригодности подвески в целом.

2.24 Лабораторная работа №24 (2 часа).

Тема: «Изучение конструкции остановов, ленточных и колодочных тормозов»

2.24.1 Цель работы:

1. Изучение классификации и конструкций остановов;
2. Ознакомление с классификацией и конструкциями ленточных и колодочных тормозов;
3. Приобретение практических навыков по регулировке тормозного момента нормально замкнутых колодочных тормозов;
4. Экспериментальное определение величин, характеризующих эффективность работы тормозных устройств.

2.24.2 Задачи работы:

1. Изучить конструкцию остановов, ленточных и колодочных тормозов.
2. Изучить порядок проведения работы.
3. Произвести измерение и расчёт.

2.24.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Штангенциркуль, секундомер.

2.24.4 Описание (ход) работы:

I. Домашнее задание

1. Типы остановов, тормозов и их назначения.
2. По каким признакам классифицируют тормозные устройства?
3. Перечислить остановки, которые применяют в грузоподъемных машинах.
4. Какие прочностные расчеты выполняют для элементов храпового останова?
5. Разновидности ленточных тормозов, их область использования, преимущества и недостатки.
6. Объяснить устройство и принцип действия нормально замкнутого колодочного тормоза типа ТКТ.
7. Для чего в тормозных устройствах необходимо регулировать величину тормозного момента?
8. Факторы, влияющие на тормозной момент и время торможения.
9. Как влияют длины плеч рычагов в суммирующем ленточном тормозе на угол обхвата шкива?
10. Рассказать, как отрегулировать силу прижатия колодок в колодочном тормозе типа ТКТ.
11. Как отрегулировать равномерность отхода колодок от тормозного шкива в тормозе типа ТКТ?
12. Пояснить, как отрегулировать величину зазора между колодками и тормозным шкивом в тормозе типа ТКТ.
13. Как влияют длины плеч l и l_1 рычага торможения?

II. Общие сведения

Все механизмы, входящие в состав грузоподъемных машин, снабжают надежными тормозными устройствами: в механизме подъема они обеспечивают остановку и удержание груза в подвешенном состоянии с заданным коэффициентом запаса торможения, а в механизмах передвижения и поворота – торможение до полной остановки при заданной длине тормозного пути. Применение тормозов в подъемно-транспортных машинах гарантирует безопасность работы этих машин и повышает их производительность.

Интенсивность работы механизма может быть достигнута за счет снижения длительности периода торможения, однако резкое торможение приводит к высоким динамическим нагрузкам, вызывающим потерю устойчивости, повышенный износ муфт, подшипников, ходовых и зубчатых колес, нарушению соединений и другим негативным явлениям.

Тормозные устройства подъемно-транспортных машин классифицируют по следующим признакам:

- 1) в зависимости от конструктивного исполнения рабочих элементов: колодочные – тормоза с рабочим элементом в виде колодки, трущейся по наружной или внутренней поверхности тормозного барабана (шкива); ленточные – с рабочим элементом в виде гибкой ленты, трущейся по тормозному барабану; дисковые – с рабочим элементом в виде целого кольцевого диска или отдельных сегментных колодок; конические – устройства с рабочим элементом в виде конуса;
- 2) по принципу действия: автоматические тормоза (с электромагнитным, электрогидравлическим или электромеханическим приводом, а также замыкаемые весом транспортируемого груза и т.п., в которых торможение выполняется независимо от воли обслуживающего персонала и происходит одновременно с отключением двигателя механизма, на котором установлен тормоз; управляемые тормоза, замыкание или размыкание которых производится обслуживающим персоналом при воздействии на орган управления;
- 3) в соответствии с назначением: стопорные тормоза, производящие остановку механизма, и спускные тормоза и регуляторы скорости, ограничивающие скорость движения в

определенных пределах и действующие в течение всего периода соответствующего механизма;

4) применительно к характеру действия силы, управляющей тормозом: нормально замкнутые тормоза, в которых замыкание (прижатие рабочего элемента к тормозному барабану или диску) создается постоянно действующей силой (от пружины, весом специального замыкающего груза и т. п.), а размыкание – одновременно с включением привода механизма за счет силы управления тормозом (при выключении привода тормоз автоматически замыкается); нормально разомкнутые тормоза, в которых рабочий элемент не соприкасается с тормозным барабаном (диском), а замыкание происходит при приложении силы управления тормозом; комбинированные тормоза, работающие в нормальных условиях как нормально разомкнутые тормоза, а в аварийных условиях – как тормоза, нормально замкнутые действием внешней замыкающей силы.

Основные требования, предъявляемые к тормозам: достаточный тормозной момент; быстрое замыкание и размыкание; прочность и долговечность элементов тормоза; простота конструкции; удобство осмотра, регулирования и замены износившихся деталей; надежность работы; минимальный износ трущихся элементов; минимальные габариты и масса; ограниченная температура на поверхности трения, не превышающая предельную температуру для применяемого фрикционного материала.

Тормозной шкив рекомендуется устанавливать на быстроходном валу механизма, где действует наименьший крутящий момент и, следовательно, требуется небольшой тормозной момент. В качестве тормозного шкива может использоваться одна из полумуфт соединения двигателя с редуктором. Если в механизме применена муфта с упругими элементами (втулочно-пальцевая, пружинная и т. п.), то в качестве тормозного шкива следует использовать ту полумуфту, которая находится на валу редуктора.

Остановы относятся к простейшим устройствам, служащим для удержания груза на весу. Они не препятствуют подъему груза, но исключают возможность самопроизвольного опускания под действием силы тяжести. В подъемно-транспортных машинах применяются храповые и роликовые остановки.

Храповый останов (рис. 1, а) состоит из храпового колеса 1, укрепленного на валу 2 механизма, и собачки 3, ось 4 которой установлена на неподвижных элементах механизма и пружины 5. В рабочем положении А собачка входит в зацепление с храповым колесом, препятствуя его повороту в сторону опускания груза. В другую сторону колесо поворачивается свободно. Для опускания груза собачку необходимо вывести из зацепления с храповым колесом в положение Б. Храповой останов желательно размещать на входном (самом быстроходном) валу, где действуют наименьшие крутящие моменты. Однако для повышения надежности храпового соединения, а также с учетом конструктивных особенностей различных грузоподъемных механизмов, храповое соединение может быть установлено на одном из промежуточных валов и даже непосредственно на валу барабана.

Наиболее опасным для элементов останова является такое положение, в котором собачка упирается в вершину зуба храпового колеса (рис. 1, б). Поскольку зацепление зубьев с собачкой происходит с некоторым ударом, то кромки зуба колеса и собачки сминаются. Прочность кромок проверяют на удельное давление по условию

$$q = \frac{F_t}{b} \leq [q]$$

где F_t – окружная сила, Н;

b – ширина зуба храпового колеса, мм;

$[q]$ – допускаемое линейное давление с учетом динамического характера нагружения, Н/мм. При использовании в качестве материала изготовления храпового колеса сталь 45 принимают $[q] = 400$ Н/мм.

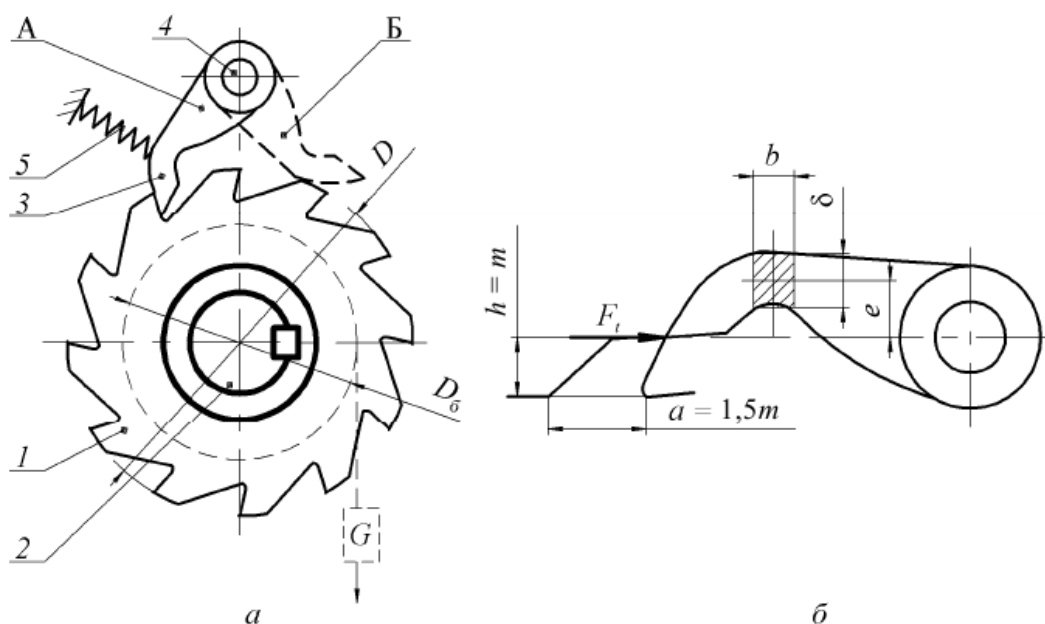


Рис. 1. Храповый останов:

a – схема останова; *б* – расчет собачки:

1 – храповое колесо; 2 – вал; 3 – собачка; 4 – ось; 5 – пружина;

A – рабочее положение собачки; B – холостое положение собачки;

D – наружный диаметр храпового колеса; D_δ – диаметр барабана;

G – масса груза; F_t – окружная сила; h , a , m – соответственно высота, толщина и модуль зуба; b , δ – соответственно ширина и высота собачки в опасном сечении; e – плечо изгиба

Окружная сила определяется по формуле

$$F_t = \frac{2T}{D} = \frac{2T}{mZ}$$

где T – крутящий момент, действующий на валу храпового колеса, Н·мм;

D – наружный диаметр храпового колеса, мм;

m , Z – соответственно модуль, мм, и число зубьев храпового колеса.

При модуле храпового колеса $m \geq 6$ мм можно ограничиться проверкой зуба по линейному давлению. При меньшем модуле необходима проверка зуба на прочность при изгибе. Плоскость излома зуба (рис. 1, б) отстоит на расстоянии $h = m$ от вершины зуба. Расчетная толщина сечения зуба храпового колеса с внешним зацеплением принимается $a = 1,5m$. Момент, изгибающий зуб, рассчитывается по формуле

$$\dot{I}_{\dot{E}} = F_t \cdot h = \frac{2T}{Zm} \cdot m = \frac{2T}{Z}$$

Момент сопротивления изгибу при рассмотрении зуба храпового колеса как балки, заделанной с одного конца, находится из соотношения

$$W = \frac{2,25\psi \cdot m}{6}$$

где Ψ – коэффициент, зависящий от материала изготовления, рассчитываемый как $\Psi = b/m$.

При проверке зуба храпового колеса на изгиб должно выполняться условие

$$\sigma_{\dot{E}} = \frac{\dot{I}_{\dot{E}}}{W} = \frac{12T}{2,25\psi \cdot Z \cdot m^3}$$

Допускаемое напряжение изгиба определяется по формулам:

- при чугунном храповом колесе

$$[\sigma_{\dot{\epsilon}}] = \frac{\sigma_b}{[S]}$$

где σ_b – предел прочности материала изготовления храпового колеса, Н/мм²;

[S] – коэффициент запаса прочности, равный 5;

- при стальном колесе

$$[\sigma_{\dot{\epsilon}}] = \frac{\sigma_{\delta}}{[S]}$$

где σ_{δ} – предел текучести материала изготовления храпового колеса, Н/мм²;

[S] = 3.

Собачку обычно изготавливают из стали 40Х, термообработанной до твердости не ниже HRC 48-50. Для обеспечения надежной работы соединений собачка прижимается к храповому колесу пружиной (рис. 1, а) или другими устройствами. Поверхность зуба колеса, упирающуюся в собачку, делают плоской, шириной b на 2 - 4 мм меньше ширины контактирующей поверхности собачки. 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.

Собачка, выполненная по схеме (см. рис. 1, б), воспринимает сжимающие и изгибающие нагрузки. Расчет ведут при положении собачки, упертой в кромку зуба колеса. Прочность собачки проверяют по условию

$$\sigma_{y\dot{\epsilon}a} = \frac{F_t}{b \cdot \delta} + \frac{6F_t e}{b \cdot \delta^2} \leq [\sigma_{\dot{\epsilon}}]$$

где b, δ – соответственно высота и ширина собачки в опасном сечении, мм;

e – плечо изгиба, мм.

Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_{\dot{\epsilon}}]$ определяется по формуле при коэффициенте запаса прочности [S] = 5.

Работа храпового соединения характеризуется шумом (щелчками), резким, ударным соединением собачки с зубом храпового колеса и мгновенной остановкой груза. Чтобы уменьшить динамические нагрузки 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 упора в него собачки (угол холостого хода) сокращается, храповое колесо при изменении направления вращения не успевает развить высокую скорость под действием веса груза, и удар при зацеплении собачки с зубом колеса происходит более мягко.

Роликовые остановы (автологи) относятся к фрикционным самотормозящим механизмам. Их действие основано на использовании силы трения, и они являются наиболее совершенными механизмами, которые обеспечивают безударное приложение нагрузки при минимальном угле холостого хода, предшествующем заклиниванию. Роликовый останов (рис. 2) состоит из корпуса 1, втулки 2 и заложенных в клиновые пазы роликов 3. Во время вращений втулки 2 против часовой стрелки (при неподвижном корпусе 1) ролики увлекаются силой трения в более широкую часть клинового паза, что обеспечивает свободное вращение корпуса 1. При изменении 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 4 и штифты 5, перемещающие ролики в угол паза.

Основным недостатком роликового останова является заклинивание ролика. Оно происходит, если силы и моменты сил, действующие в начальный момент заклинивания, стремятся втянуть его в клиновое пространство между корпусом и втулкой. При

одинаковых значениях коэффициентов трения f между роликом и обеими втулками значение угла α должно удовлетворять неравенству

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \leq f$$

Обычно для обеспечения саморасклинивания останова угол $\alpha = 6 - 8^\circ$. При использовании роликовых остановов подъемно-транспортных машин принимают число роликов $Z = 3 - 5$, длину ролика $l = (1,25 - 1,50) \cdot d$, внутренний диаметр корпуса $D = 8 \cdot d$, где d – диаметр ролика.

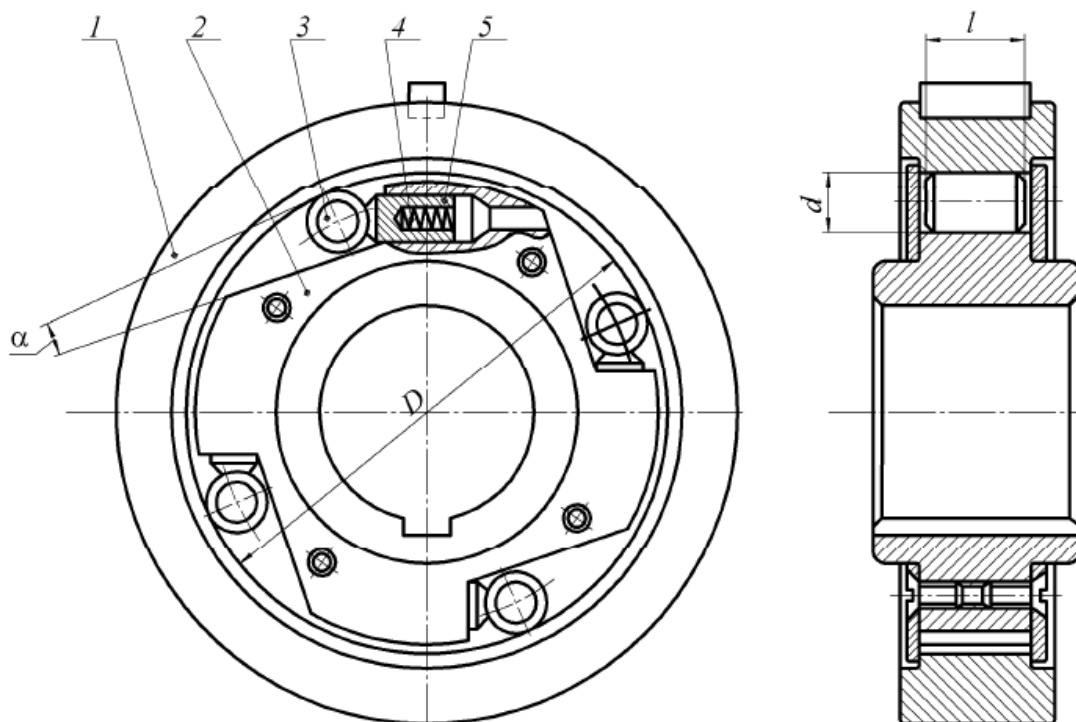


Рис. 7.2. Роликовый останов:

1 – корпус; 2 – втулка; 3 – ролик; 4 – пружина; 5 – штифт

Ленточные тормоза. В ленточных тормозах момент создается в результате трения фрикционного материала, прикрепленного к гибкой стальной ленте, по поверхности цилиндрического тормозного шкива. При практических расчетах ленточных тормозов обычно используется зависимости Эйлера для гибкой нити, позволяющие установить соотношения между максимальным F_{\max} натяжением в набегающей ветви ленты и минимальным F_{\min} в сбегающей (рис. 3, а): $F_{\max} = F_{\min} \cdot e^{f\alpha}$.

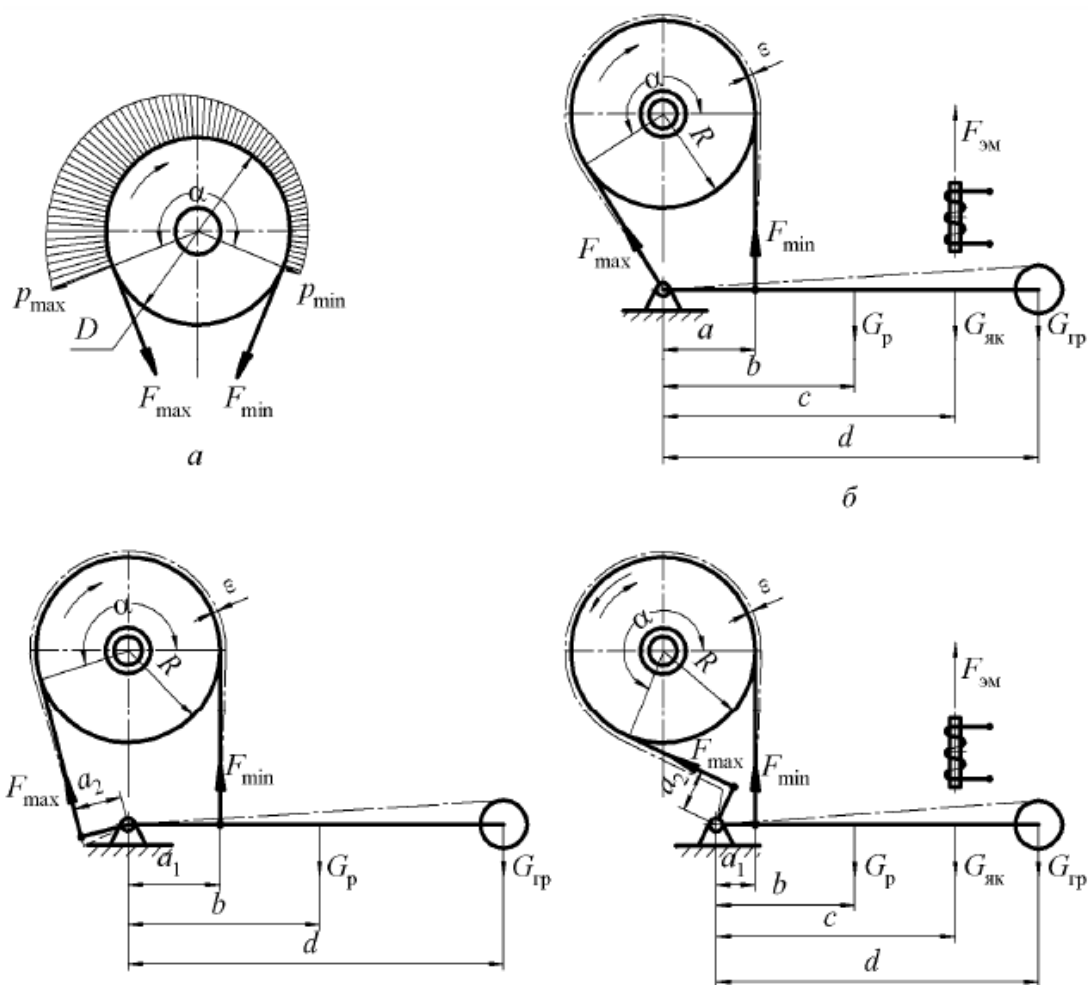


Рис. 3. Ленточные тормоза:

a – схема действия сил; *б* – простой тормоз;

в – дифференциальный тормоз; *г* – суммирующий тормоз;

R , D , α – соответственно радиус, диаметр и угол обхвата тормозного барабана;

ε – зазор между лентой и шкивом при его свободном вращении;

a , a_1 , a_2 , b , c , d – длины плеч приложения сил;

p_{\max} , p_{\min} – соответственно максимальное и минимальное давление между лентой и тормозным барабаном;

F_{\max} , F_{\min} – соответственно максимальное и минимальное натяжение в набегающей и сбегающей ветвях ленты;

$F_{\text{эм}}$ – усилие, развиваемое электромагнитом;

G_p , $G_{\text{як}}$, $G_{\text{гр}}$ – соответственно вес тормозного рычага, якоря электромагнита и замыкающего груза

При этом

$$F_{\max} = \frac{F_t e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_{\min} = \frac{F_t}{e^{f\alpha} - 1}$$

где F_t – окружная сила, Н;

f – коэффициент трения между шкивом и фрикционным материалом;

α – угол обхвата тормозного шкива лентой, град.

Из этих соотношений тормозной момент, развиваемый ленточным тормозом, находится по формуле

$$M_{\text{о}} = F_{\min} \cdot (e^{f\alpha} - 1) \cdot R = F_{\max} \cdot R \cdot \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}}$$

Поскольку коэффициент трения входит в показатель степени экспоненциальной функции, то даже малое его изменение вызывает значительное изменение тормозного момента. Вследствие этого тормозной момент ленточного тормоза отличается неустойчивостью.

В приведенных выше зависимостях Эйлера предполагается, что нить является однородным, абсолютно гибким и невесомым телом и что на всем протяжении прилегания нити к цилиндру обеспечен плотный контакт. Поэтому эти зависимости дают достаточно хорошее совпадение расчетных величин с фактическими только при применении тонкой гибкой стальной ленты.

Ширина ленты рассчитывается по допустимому давлению $[p]$, исходя из следующего соотношения:

$$B = \frac{2F_{\max}}{D \cdot [p]}$$

Из-за неравномерности распределения давления по дуге обхвата износ фрикционного материала также неравномерности. Для более полного использования фрикционного материала периодически меняют концы ленты местами либо используют фрикционные накладки в виде отдельных колодок, устанавливаемых с переменным шагом по дуге обхвата: шаг увеличивается от зоны высокого давления к зоне низкого давления.

Толщина стальной тормозной ленты δ определяется из условия прочности на растяжение по максимальной силе F_{\max} (толщину фрикционной накладки при расчете не учитывают).

В простом ленточном тормозе (рис. 3, б) силу наибольшего натяжения ленты воспринимает какая-либо неподвижная точка, обычно это ось вращения рычага. Такой тормоз имеет одностороннее действие, так как при изменении направления вращения шкива при той же замыкающей силе от веса замыкающего груза максимальное натяжение создается на том конце ленты, который прикрепляется к рычагу. По значению эта сила в $e^{f\alpha}$ раз меньше, чем при вращении шкива в прямом направлении, а следовательно, и тормозной момент также в $e^{f\alpha}$ раз меньше. Поэтому простые тормоза применяют в таких механизмах, как, например, механизм подъема, где не требуется одинаковый тормозной момент при вращении шкива в обе стороны; при этом тормоз устанавливают так, что тормозной момент больше при опускании груза. Для торможения поднимающегося груза достаточен меньший тормозной момент.

Вес груза, необходимый для создания тормозного момента, вычисляется из выражения

$$G_{AD} = \frac{\frac{a \cdot F_{\min}}{\eta} - (G_{\delta} \cdot b + G_{ye} \cdot \tilde{n}) \cdot \eta}{d}$$

где a, b, c, d – размеры по рис. 3, б (обычно принимают $d/a = 10 - 15$);

$G_p, G_{як}$ – соответственно вес тормозного рычага и якоря электромагнита; η – КПД рычажной системы тормоза, равный 0,90-0,95.

Тормозной момент, который развивается простым ленточным тормозом при направлении вращения, указанном на рис. 3, б), рассчитывается по формуле

$$M_{\delta} = (e^{f\alpha} - 1) \cdot R \cdot \frac{G_{\delta} \cdot b + G_{ye} \cdot \tilde{n} + G_{AD} \cdot d}{a} \cdot \eta$$

В дифференциальном тормозе (см. рис. 3, в) оба конца ленты закреплены на тормозном рычаге по обе стороны от оси его вращения, причем плечи a_1 и a_2 действия сил F_{\max} и F_{\min} относительно оси вращения тормозного рычага не равны между собой. Вес груза, создающего необходимый тормозной момент, находится из следующего соотношения:

$$G_{\bar{A}D} = \frac{\frac{a \cdot F_{\min}}{\eta} - (F_{\max} + G_{\delta} \cdot b) \cdot \eta}{d}$$

Тормозной момент, который развивается дифференциальным ленточным тормозом, при направлении вращения шкива, показанном на рис. 3, в, определяется по формуле

$$M_{\dot{\phi}} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_1 - a_2 \cdot e^{f\alpha}} \cdot (G_{\delta} \cdot b + G_{\bar{A}D} \cdot d) \cdot R \cdot \eta$$

Из анализа формулы видно, что при соотношении плеч рычага $a_1/a_2 \approx e^{f\alpha}$ при очень малом значении замыкающей силы можно получить тормозной момент $M_T \rightarrow \infty$, т. е. может происходить самозатягивание тормозной ленты, так как нажатие ленты на шкив осуществляется не только под действием внешней силы, приложенной к ленте, но и под действием силы трения, возникающей между шкивом и лентой.

Малая замыкающая сила является преимуществом дифференциального тормоза. Однако самозатягивающиеся тормоза применяются крайне редко, поскольку они имеют много недостатков: резкое захватывание шкива, сопровождающееся толчками; повышенный износ тормозной накладки и шкива. Значительное изменение тормозного момента при изменении коэффициента трения и склонность тормоза к самозатягиванию не позволяют широко использовать дифференциальный тормоз в лебедках с машинным приводом, он обычно имеет ручное управление. Для нормальной работы дифференциального тормоза без самозатягивания должно выполняться неравенство $a_1 > a_2 \cdot e^{f\alpha}$. Обычно принимают $a_1 = (2,5 - 3,0) \cdot a_2$, а длину плеча a_2 из конструктивных соображений принимают равной 30 - 50 мм. При перемене направления вращения шкива, показанного на рис. 3, в, на противоположный тормозной момент уменьшается в $(a_1 \cdot e^{f\alpha} - a_2)/(a_1 - a_2 \cdot e^{f\alpha})$ раз.

В суммирующем ленточном тормозе (рис. 3, г) оба конца ленты прикреплены к тормозному рычагу с одной стороны от оси его вращения. Плечи a_1 и a_2 действия сил F_{\max} и F_{\min} относительно оси вращения рычага могут быть различными или равными по величине. При одинаковых плечах тормозной момент не зависит от направления вращения шкива.

Суммирующий ленточный тормоз применяют преимущественно в тех механизмах, где требуется постоянный тормозной момент при прямом и обратном направлениях вращения вала, например в механизмах передвижения и поворота.

Вес груза, который необходим для создания тормозного момента в суммирующем тормозе, определяется суммой натяжений концов ленты:

$$G_{\bar{A}D} = \frac{F_{\min} \cdot (a_2 \cdot e^{f\alpha} + a_1)}{d} - (G_{\delta} \cdot b + G_{\bar{y}\bar{e}} \cdot \tilde{n}) \cdot R \cdot \eta$$

Из анализа данного уравнения видно, что при $a_1 = a_2$ создать определенный тормозной момент в суммирующем тормозе можно замыкающей силой в $(e^{f\alpha} + 1)$ раз большей, чем в простом ленточном тормозе. Тормозные моменты, развиваемый суммирующим ленточным тормозом, вычисляется по формуле:

$$M_{\dot{\phi}} = (G_{\delta} \cdot b + G_{\bar{y}\bar{e}} \cdot \tilde{n} + G_{\bar{A}D} \cdot d) \cdot \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_2 \cdot e^{f\alpha} + a_1} \cdot R \cdot \eta$$

Колодочные тормоза. В подъемно-транспортных машинах находят применение большое число разнообразных конструкций колодочных тормозов, состоящих из рычагов и двух колодок, диаметрально расположенных относительно тормозного шкива и различающихся в основном схемой рычажной системы. Торможение механизма с помощью колодочных тормозов происходит в результате создания силы трения между тормозным шкивом, связанным с одним из валов механизма, и тормозной колодкой,

которая укреплена на рычагах тормоза, установленного на металлоконструкции тележки или крана.

Наиболее широкое применение получили двухколодочные тормоза с тормозными колодками, шарнирно связанными с тормозным рычагом. Тормозной момент, создаваемый двухколодочным тормозом, равен сумме тормозных моментов, развиваемых каждой колодкой. В современных конструкциях тормозов для устранения сил, изгибающих тормозной вал, стремятся использовать тормоза с прямыми рычагами (см. рис. 4). При этом тормозные моменты, создаваемые каждой колодкой, одинаковы и не зависят от направления вращения тормозного шкива. Общий тормозной момент двухколодочного тормоза при прямых рычагах рассчитывается из выражения

$$M_{\partial} = f \cdot F_3 \cdot D \cdot \frac{l}{l_1} \cdot \eta$$

где f – коэффициент трения между накладкой колодки и тормозным шкивом; F_3 – сила, замыкающая тормоз, Н;

D – диаметр тормозного шкива, мм;

l, l_1 – длины плеч рычагов, мм (см. рис. 4);

η – КПД рычажной системы тормоза, равный 0,90 - 0,95 и учитывающий потери на трение в шарнирах рычажной системы (большие значения соответствуют шарнирам, имеющим смазку).

Удельное давление между шкивом и колодкой тормоза должно удовлетворять условию

$$p = \frac{M_{\partial}}{f \cdot D \cdot A_e} \leq [p]$$

где p – удельное давление между шкивом и колодкой, Н/мм²;

A_e – площадь рабочей поверхности одной тормозной колодки, мм², вычисляемая по формуле

$$A_e = \pi \cdot D \cdot \frac{\alpha}{360^\circ} \cdot B$$

где α – угол обхвата шкива одной колодкой, равный 70°;

B – ширина тормозной колодки, мм;

$[p]$ – допускаемое удельное давление, Н/мм², принимаемое по табл. 1.

Кроме указанного, следует проверять колодки тормоза на нагрев по удельной мощности трения:

$$A = p \cdot V_0 \cdot f \leq [A]$$

где V_0 – действительная окружная скорость на ободе шкива, м/с, определяемая по формуле

$$V_0 = V \cdot c_0$$

где V – действительная окружная скорость на ободе шкива, м/с;

c_0 – коэффициент безопасности, равный 1,1-1,2;

$[A]$ – допускаемое значение удельной мощности, принимаемое в пределах 1,5 - 2,0 МН/(м·с).

Действительная окружная скорость на ободе шкива рассчитывается из соотношения

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}$$

где n – частота вращения тормозного шкива, мин⁻¹.

Допускаемое давление [р] и коэффициент трения в колодочных тормозах

Материал трущихся поверхностей	f	$[p]$, Н/мм ²
Чугун и сталь по чугуну	0,15	1,5
Сталь по стали	0,20	0,2
Тормозная асбестовая накладка по чугуну или стали	0,35	0,3

Наиболее широкое распространение получили двухколодочные тормоза типа ТКП и ТКТ с приводом для размыкания от специальных электромагнитов типа МП и МО-Б – соответственно постоянного и переменного тока с замыкающей пружиной и нормально замкнутые. Регулирование тормозного момента осуществляется с помощью гаек, сжимающих пружину, которая создает усилие прижатия колодок к тормозному шкиву.

Во время торможения тормоз механизма подъема должен создать момент M_T , который уравновесит статистический момент груза M_{CT} , момент инерции груза $M_{Гр}$ и момент инерции вращающихся деталей привода M_d . Иными словами, с учетом момента сил сопротивления механизма (сил трения) M_C окончательно получим: $M_T = M_{CT} + M_{Гр} + M_d - M_C$.

III. Описание конструкции храпового останова

В качестве объекта лабораторной работы используется натурный образец храпового останова.

IV. Порядок выполнения работы

1. Измерить высоту h и ширину b зуба, а также наружный диаметр храпового колеса (см. рис. 1). Подсчитать количество зубьев Z колеса. Определить ширину b и толщину δ опасного сечения собачки, плечо изгиба e .
2. По согласованию с преподавателем выбрать величину крутящего момента на валу храпового колеса T , Н·м. Проверить прочность храпового колеса по формулам.
3. Проверить прочность собачки.

2.25 Лабораторная работа №25 (2 часа).

Тема: «Изучение конструкции транспортирующих машин с тяговым органом»

2.25.1 Цель работы:

1. Изучение классификации и конструкции транспортирующих машин с тяговым органом.
2. Установление фактической производительности ленточного конвейера.
3. Определение силы сопротивления движению ленты, тягового усилия на приводном барабане ленточного конвейера.
4. Расчёт требуемой мощности двигателя.

2.25.2 Задачи работы:

1. Изучить принцип работы транспортирующей машины с тяговым органом.
2. Изучить порядок проведения работы.
3. Выполнить расчёт.

2.25.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Секундомер, линейка.

2.25.4 Описание (ход) работы:**I. Домашнее задание**

1. Чем отличается транспортирующая машина с тяговым органом от машин без тягового органа?
2. Назначение и разновидности ленточных конвейеров.
3. Из каких основных частей может быть выполнен ленточный конвейер?
4. Какие разновидности лент применяют в ленточных конвейерах?
5. Для чего необходимо выполнять натяжение ленты и какие используют натяжные устройства в ленточных конвейерах?

6. Область применения и разновидности крутонаклонных конвейеров.
7. В каких случаях целесообразно использование пластинчатых конвейеров?
8. Назначение, разновидности и область применения скребковых конвейеров.
9. Разновидности подвесных конвейеров.
10. Пути повышения производительности машин с тяговым органом.

II. Общие сведения

Транспортирующие машины (конвейеры) предназначены для перемещения грузов непрерывным потоком без остановок для их загрузки и разгрузки.

Основной классификационный признак транспортирующей машины (конвейера) – тип тягового и грузонесущего органа. Различают конвейеры с тяговым органом (лента, цепь, канат), в которых груз перемещается на рабочих участках вместе с тяговым органом, и конвейеры без тягового органа (гравитационные, инерционные, винтовые). Конвейеры с тяговым органом могут быть по виду грузонесущего органа ленточными, пластинчатыми, люлечными, скребковыми, ковшовыми и пр. Тяговое усилие передаётся либо грузонесущим элементом, либо элементом, проталкивающим или тянущим груз по неподвижному желобу, трубе, настилу и т.п.

В зависимости от условий эксплуатации используют напольные и подвесные транспортирующие машины. Напольные конвейеры могут быть стационарными. Передвижными или переносными. Конвейеры с тяговым органом могут перемещать груз в горизонтальной или близкой к ней наклонной плоскости (ленточные, пластинчатые, скребковые); в

вертикальной или близкой к ней наклонной плоскости (скребковые, ковшовые); в любой плоскости, если конвейеры состоят из чередующихся горизонтальных, вертикальных или наклонных участков. Кроме того, они могут различаться в зависимости от рода перемещаемых грузов – насыпных или штучных. Конструкция большинства конвейеров с тяговым органом позволяет транспортировать как насыпные, так и штучные грузы. Особые группы транспортирующих машин с тяговым органом составляют элеваторы, вертикальные конвейеры с подвесными ковшами, люльками или полками, эскалаторы, специальные пластинчатые и ленточные конвейеры для перемещения людей.

Основными частями транспортирующих машин с тяговым органом являются:

- 1) бесконечная лента, канаты или цепи в качестве тягового органа, к которому могут прикрепляться несущие органы (пластины, или ковши);
- 2) устройства, поддерживающие и направляющие тяговый орган;
- 3) приводные и натяжные устройства тягового органа;
- 4) механический привод, включающий двигатель, соединительные муфты, редуктор (или другие передачи), тормоз или останов (при необходимости);
- 5) Загрузочные и разгрузочные устройства;
- 6) рама транспортирующей машины.

Производительность транспортирующей машины в зависимости от вида груза и принятой формы учёта может быть определена по массе, объёму или в штуках.

Насыпные грузы характеризуются плотностью насыпной массы, гранулометрическим составом, влажностью, абразивностью, агрессивностью, коэффициентом трения скольжения и углом естественного откоса. Сыпучие грузы поступают на конвейер непрерывно, а штучные и тарные – через равные или неравные промежутки времени и укладываются на грузонесущий орган на расстоянии друг от друга в зависимости от ритма поступления.

Часовая производительность машины Q_m , по массе перемещаемого груза рассчитывается по формуле

$$Q_m = 3600 \cdot q \cdot V$$

где q – средняя погонная масса груза, перемещаемого грузонесущим органом, кг/м;

V – скорость грузонесущего органа, м/с.

Погонная масса груза находится из уравнения

$$q = A \cdot \rho$$

где A – площадь сечения сплошного слоя насыпного материала, расположенного на грузонесущем органе, м^2 ;

ρ – насыпная масса груза, кг/м^3 .

Объёмная производительность $Q_{об}$, определяется по следующей формуле:

$$Q_{об} = 3600 \cdot A \cdot V$$

Ленточные конвейеры используют для перемещения сыпучих, кусковых и штучных грузов на расстояния до 10 -12 км. При больших расстояниях транспортировки конвейер может состоять из нескольких секций и приводных станций. Трасса конвейера в горизонтальной плоскости прямолинейная, а в вертикальной может быть наклонной или иметь более сложную конфигурацию. Тяговым и грузонесущим органом является лента, которая движется по стационарным роlikоопорам, огибая приводной, натяжной, а иногда и отклоняющие барабаны. Груз перемещается на ленте вместе с ней.

Конструкция горизонтального ленточного конвейера может иметь вид, представленный на рис. 1. Такой конвейер состоит из приводного барабана 1, натяжного барабана 7, ленты 2, поддерживаемой на рабочей ветви роliками 3, а на холостой – роliками 6, загрузочной воронки 4, отклоняющих роliков 5 для возможности увеличения угла охвата приводного барабана и натяжения ленты, разгрузочного устройства 8, натяжного винта 9 с гайкой 10.

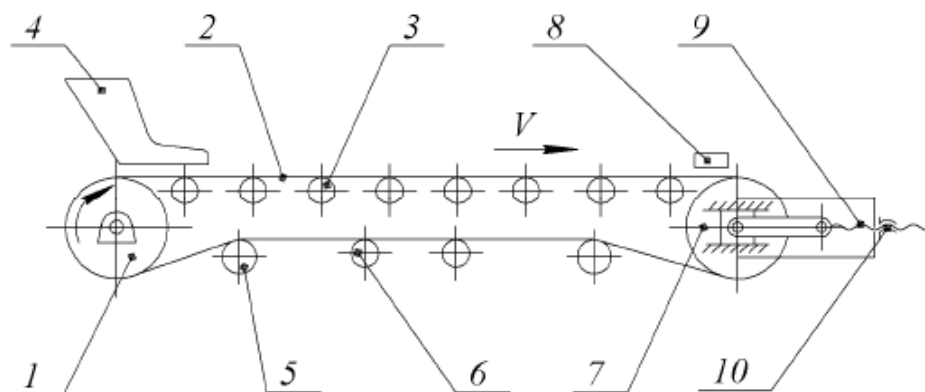


Рис. 1. Схема ленточного конвейера:

- 1 – приводной барабан; 2 – грузонесущее полотно; 3 – поддерживающий ролик рабочей ветви; 4 – загрузочная воронка; 5 – отклоняющий ролик;
6 – поддерживающий ролик холостой ветви; 7 – натяжной барабан;
8 – разгрузочное устройство; 9 – винт натяжного устройства; 10 – гайка

В зависимости от типа роlikоопор лента имеет плоскую или желобчатую форму (рис. 2). Транспортирующие машины с плоской лентой используются преимущественно для перемещения штучных грузов.

Ленты, применяемые в конвейерах, имеют ширину $B = 300 - 2000$ мм при скорости движения ленты $V = 1,5 - 4,0$ м/с. По типу ленты конвейеры бывают с прорезиненной, стальной цельнопрокатной и проволочной лентой. Наибольшее применение в качестве тяговых и несущих органов конвейеров получили резинотканевые ленты (ГОСТ 20-76). Такая лента (рис. 3, а, б) состоит из нескольких слоёв (прокладок) хлопчатобумажной (бельтинговой) ткани, соединённых натуральным или синтетическим каучуком. Наружные поверхности ленты иногда покрывают резиновыми обкладками, предохраняющими ленту от механических повреждений и действия влаги.

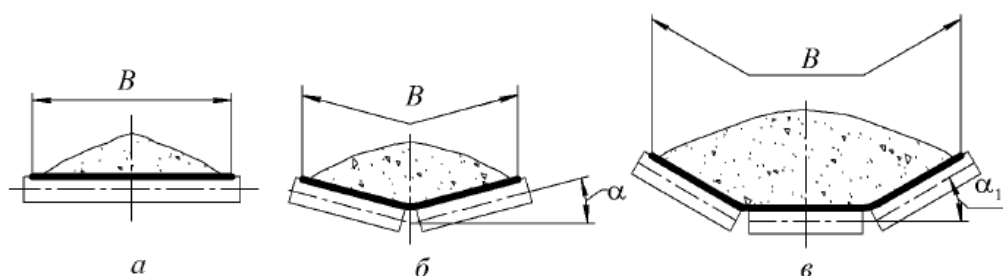


Рис. 2. Схема расположения роlikоопор рабочей ветви ленточного конвейера: а – плоская; б – желобчатая с двумя роliками ($\alpha = 10^0$); в – желобчатая с тремя роliками ($\alpha_1 = 20, 30, 45, 60^0$)

По характеру расположения прокладок в ленте предусматривают послойную завёрнутую (рис. 3, а), нарезную (рис. 3, б) и другие конструкции. Прокладки изготавливаются из обычного хлопка (бельтинг Б), нейлона, лавсана, стекловолокна, капрона и др. Применяют цельнотканевые прорезиненные ленты, обладающие повышенной прочностью и не поддающиеся расслаиванию, а также ленты с кордшнуровым каркасом, резиновые ленты с каркасом из стальной сетки или стальных тросов (рис. 3, г), ленты с рифлёной рабочей поверхностью (рис. 3, в), ленты с отогнутыми бортами.

Гладкие ленты используют при угле наклона конвейера к горизонту до 20^0 , рифленые – до 25^0 , с перегородками высотой до 200 мм – до 30^0 . Прорезиненные ленты обычного качества могут работать в диапазоне температур от -25 до $+50^0\text{C}$. При других температурах применяют специальные ленты.

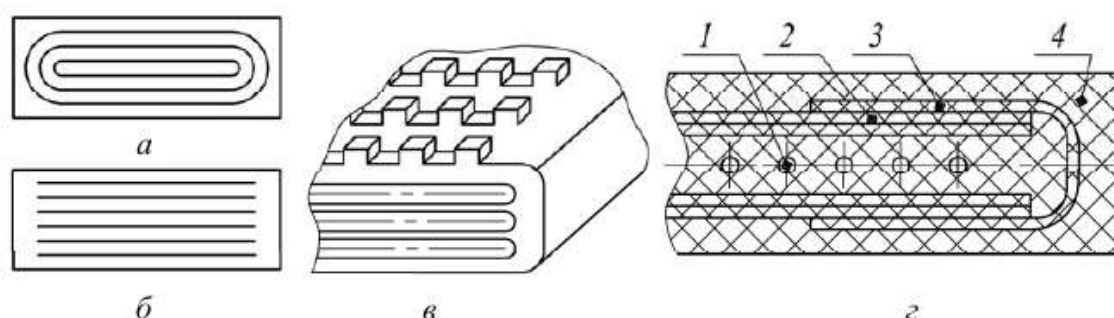


Рис. 3. Типы лент:

а – резиотканевая послойно завёрнутая с гладкой рабочей поверхностью;

б – резиотканевая нарезная с гладкой рабочей поверхностью;

в – резиотканевая нарезная с рифлёной рабочей поверхностью;

г – резиотканевая с тканевым чехлом:

1 – стальной канат; 2 – кордовая продольная прокладка; 3 – кордовые продольно-бортовые прокладки; 4 – резина

Основным критерием работоспособности ленточного конвейера является тяговая способность, которая записывается в виде условия

$$F_{\text{тр}} > F_t$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения между рабочей поверхностью барабана и тяговым органом, Н;

F_t – тяговая сила на приводном барабане, Н, рассчитываемая по формуле

$$F_t = \frac{2T_d}{D_d}$$

где T_d – крутящий момент на валу приводного барабана, Н·м;

D – диаметр приводного барабана, м.

Тяговая способность может быть повышена за счёт увеличения угла охвата α приводного барабана, натяжения ленты и использования футерованных барабанов. Применение последних позволяет повысить коэффициент трения между тяговым органом и рабочей поверхностью приводного барабана. Увеличение тяговой способности конвейера при одновременном повышении скорости загрузки транспортируемого материала на несущее полотно позволяет значительно увеличить его производительность и работоспособность.

Для натяжения ленты в ленточных конвейерах могут использоваться винтовые (рис. 4, а, б), пружинные (рис. 4, в) или грузовые (рис. 4, г, д) натяжные устройства. Винтовые механизмы требуют периодического подтягивания ленты винтом и по принципу действия могут быть с тянущим (рис. 4, а) или толкающим (рис. 4, б) винтом. Пружинные и грузовые натяжные устройства относятся к автоматическим, обеспечивающим постоянное по величине натяжение ленты. Грузовые натяжные устройства работают за счёт подвижных опор натяжного барабана (рис. 4, г) или могут быть с отклоняющим барабаном (рис. 4, д).

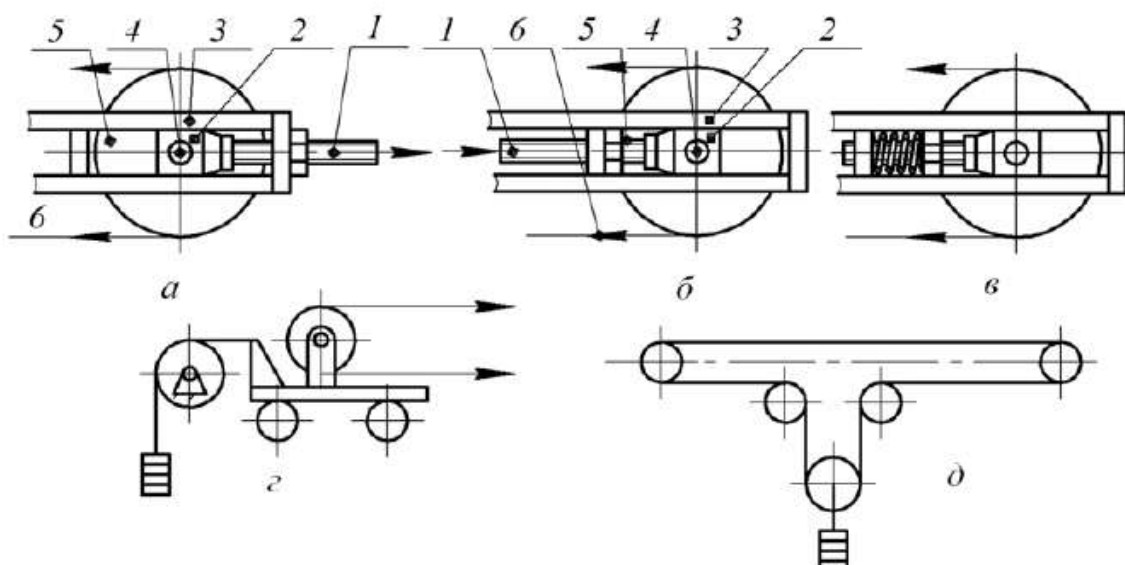


Рис. 4. Натяжные устройства:

- а, б – винтовые натяжные устройства; в – пружинные устройства;
г – натяжное устройство с подвижной рамкой; д – грузовое устройство:
1 – винт; 2 – бобышка; 3 – рама; 4 – ось; 5 – барабан; 6 – лента

Привод конвейера (приводная станция) состоит из электродвигателя, редуктора, открытых передач, барабана и соединительных муфт. Такой привод преобразует электрическую энергию в механическую и за счёт снижения угловой скорости повышает крутящий момент на валу приводного барабана, что позволяет увеличить тяговую силу F_t . Наличие в приводе упругих муфт и передач с упругими элементами компенсирует динамические нагрузки, возникающие в приводе при пуске, остановке и перегрузках.

Загрузка сыпучего груза на ленту может производиться через направляющий лоток или воронку, а разгрузка – через концевой барабан либо при помощи плужкового или барабанного сбрасывателя.

Кроме перечисленных устройств, ленточные конвейеры могут быть оснащены различными приборами управления и учёта (взвешивающими. Указателями скорости движения ленты, датчиками уровня слоя транспортируемого материала и др.), различного рода приспособлениями для очистки ленты (скребками-ножами, спиральными резиновыми роликами, вращающимися щётками и т.д.)

Ленточные конвейеры имеют высокую эксплуатационную надёжность и обеспечивают большую производительность. Для выполнения погрузочно-разгрузочных

работ могут использоваться короткие передвижные ленточные конвейеры, монтируемые на колёсном ходу.

Крутонаклонные конвейеры применяются для перемещения насыпных и штучных грузов, когда грузонесущее полотно транспортирующей машины имеет угол подъёма, больший критического, при котором груз на гладком полотне имеет гравитационное перемещение. По количеству тяговых элементов различают конвейеры с одним, двумя и четырьмя тяговыми элементами. Наибольшее распространение получили крутонаклонные конвейеры со специальными лентами, ленточно-цепные, пластинчатые и двухленточные.

В конвейерах со специальными лентами тяговый орган снабжён выступами (рис. 3, в) либо перегородками на рабочей поверхности, что обеспечивает удержание груза на ленте, наклонённой под углом $30 - 60^\circ$.

В ленточно-цепных конвейерах цепь выполняет тяговую, а лента – грузонесущую функцию. Лента может приводиться в движение за счёт сил трения между ней и опорной площадкой цепи, или жёсткой связью. Различают крутонаклонные конвейеры с внешним и внутренним расположением цепи относительно ленты.

В качестве крутонаклонного конвейера может использоваться пластинчатый конвейер с бортовым или коробчатым настилом.

Пластинчатые конвейеры предназначены для перемещения в горизонтальной плоскости или с небольшим наклоном (до 35°) тяжёлых (500 кг и более) штучных грузов, крупнокусковых, в том числе острокромчатых материалов, а также грузов, нагретых до высокой температуры. Пластинчатые конвейеры, стационарные или передвижные, имеют те же основные узлы, что и ленточные.

Схема простейшего пластинчатого конвейера представлена на рис. 5. В таком конвейере материал подаётся через загрузочную воронку 1 и транспортируется грузонесущим полотном 4. Тяговая цепь 3 натягивается с помощью звёздочки 2 и приводится в движение от звёздочки 5. Разгрузка транспортируемого материала осуществляется через окно 6.

Грузонесущий орган – металлический, реже деревянный, пластмассовый настил-полотно, который состоит из отдельных пластин, прикреплённых к одной или двум тяговым цепям. Настил может быть плоским, волнистым или коробчатого сечения, без бортов или с бортами. Тяговые цепи огибают приводные и натяжные звёздочки, установленные на концах рамы. Различают пластинчатые конвейеры общего назначения (основной тип) и специальные. К последним относятся конвейеры с пространственной трассой, разливочные машины для металла, пассажирские эскалаторы и др. Скорость движения груза небольшая – $0,3 - 1,0$ м/с. Для увеличения производительности конвейера с плоским настилом дополняют неподвижными бортами. Типовые пластинчатые конвейеры имеют производительность до 2000 т/ч.

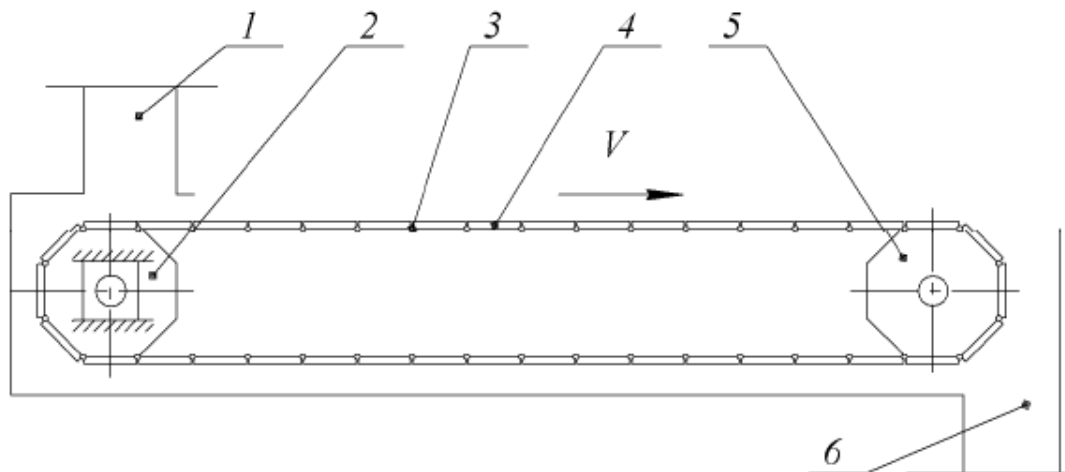


Рис. 5. Схема пластинчатого конвейера:

1 – загрузочная воронка; 2 – натяжная звёздочка; 3 – тяговая цепь;
4 – грузонесущее полотно; 5 – приводная звёздочка; 6 – разгрузочное окно

Скребковые конвейеры перемещают груз движущимися по желобу или трубе скребками. Такие конвейеры используют для перемещения сыпучих или кусковых грузов, поступающих в желоб через загрузочную воронку. Трасса скребковых конвейеров может быть горизонтальной, наклонной, а иногда пространственной. Рабочей ветвью обычно является нижняя, реже – верхняя, иногда обе ветви.

На рис. 6 приведена схема скребкового конвейера с нижней рабочей ветвью. Такой конвейер состоит из загрузочной воронки 1, желоба 2, поддерживающих роликов рабочей 6 и холостой 3 ветви, тягового полотна 7 с закреплёнными на нём скребками, приводного 4 и натяжного 5 барабанов, разгрузочного окна 8.

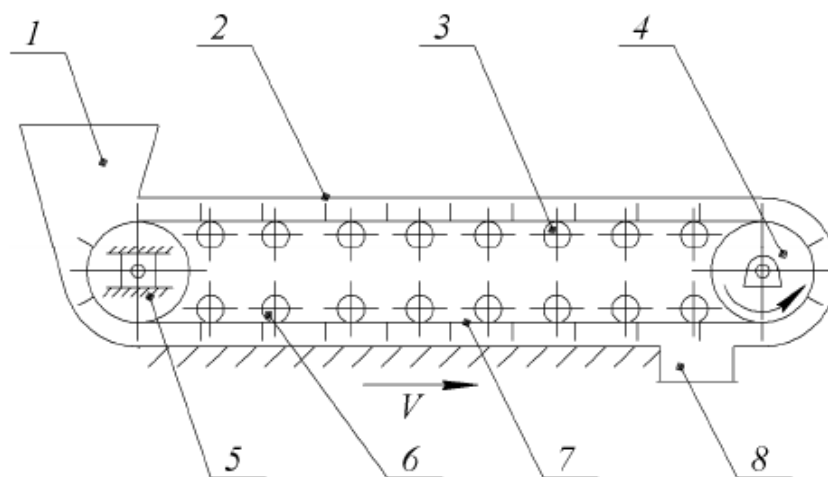


Рис. 6. Схема скребкового конвейера:

1 – загрузочная воронка; 2 – желоб; 3 – поддерживающий ролик холостой ветви; 4 – приводной барабан (звёздочка); 5 – натяжной барабан (звёздочка); 6 – поддерживающий ролик рабочей ветви; 7 – тяговый орган со скребками; 8 – разгрузочное окно

Контур сечения желоба и конфигурация скребков должны быть одинаковыми – прямоугольный, полукруглый, трапецеидальной формы. Скребки бывают штампованными из листовой стали или литыми, а желоба изготавливают металлическими, реже деревянными. Скребковые конвейеры по сравнению с пластинчатыми имеют меньшую массу, могут загружаться и разгружаться в любой точке по всей длине желоба. Применение скребковых конвейеров ограничено из-за измельчения грузов и быстрого износа желоба, особенно при перемещении абразивных материалов. Кроме того, для скребковых конвейеров характерен большой расход энергии, затрачиваемой на преодоление вредных сопротивлений. Скорость тягового органа скребковых конвейеров составляет 0,16 – 0,5 м/с, реже 1 м/с, производительность – 50 – 350 т/ч. Скребковые конвейеры обычно применяются для перемещения груза на расстоянии до 100 м.

Разновидностью скребковых конвейеров являются транспортирующие машины с погруженными скребками, у которых скребки перекрывают лишь часть сечения желоба, а груз заполняет всю рабочую ветвь желоба или большую её часть. Такие конвейеры могут иметь сложную трассу и используются для перемещения грузов (обычно мелкосыпучих) в горизонтальном, вертикальном и наклонном направлениях со скоростью 0,10 – 0,25 м/с. Особую группу скребковых конвейеров составляют трубчатые, у которых тяговая цепь и скребки размещены внутри трубы, причём скребки заполняют всё её сечение. Такие конвейеры также могут иметь пространственную трассу.

Подвесные конвейеры предназначены для транспортировки штучных грузов или насыпных грузов в таре по замкнутому контуру пространственной или одноплоскостной

(горизонтальной) трассы. Тяговым органом таких конвейеров является цепь или канат, на котором закреплены каретки с подвесками для транспортирования груза по подвешенному жёсткому пути. Подвесные конвейеры делят на три группы: грузонесущие (рис. 7, а), у которых каретки 1 постоянно соединены с тяговым органом 3; толкающие (рис. 7, б), где каретки не связаны постоянно с тяговым органом и передвигаются по грузовым подвесным путям 5, а грузовые тележки перемещаются толкателями 4; тянущие, или грузоведущие (рис. 7, в), когда каретки также постоянно соединены с тяговым органом и имеют захваты 6 для присоединения тележек 7, перемещающихся по полу цеха или склада.

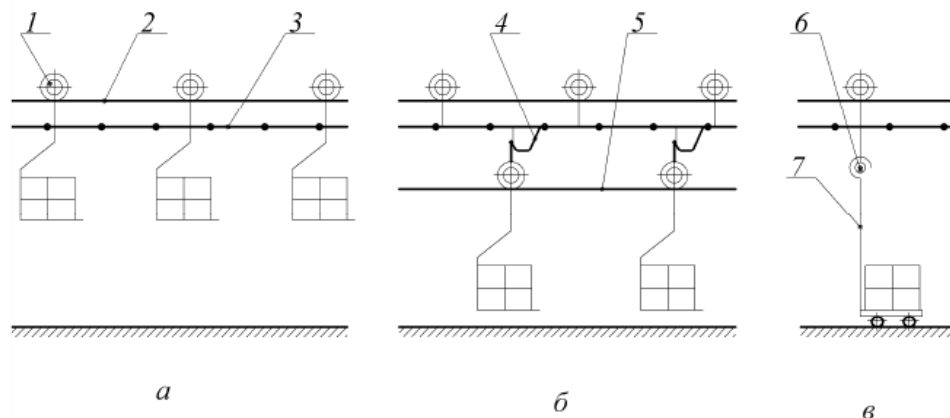


Рис. 7. Схемы подвесных конвейеров:

- а – грузонесущий; б – толкающий; в – грузоведущий: 1 – каретка;
2 – тяговый путь; 3 – тяговый элемент; 4 – толкатель;
5 – грузовой путь; 6 – захват; 7 – тележка со штангой

Применение подвесных конвейеров позволяет решить проблемы комплексной механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных и складских работ на стыке внутрицехового, внутризаводского и магистрального транспорта. Значительная роль им отводится и в создании полностью автоматизированных складов.

III. Порядок выполнения работы

1. Составить кинематическую схему ленточного конвейера и его привода.
2. По согласованию с преподавателем выбрать наименование транспортируемого материала, угол обхвата α приводного барабана, коэффициент трения f между приводным барабаном и лентой.
3. Определить скорость движения ленты. Для этого отметить на ленте конвейера две метки на расстоянии $L = 0,5 - 1,0$ м и напротив первой метки на ленте поставить метку на раме конвейера. С помощью секундомера измерить время t , за которое совместится вторая метка на ленте с меткой на раме. Найти скорость движения ленты по формуле

$$V = \frac{L}{t}$$

где t – время прохождения лентой заданного расстояния, с.

Опыт провести дважды. За расчётную скорость движения ленты принять среднее значение.

4. Измерить ширину ленты B , м; толщину ленты δ , м; расстояние между осями приводного и натяжного барабана, L_t , м.
5. Определить массовую производительность ленточного конвейера Q_m . Площадь транспортируемого материала рассчитать по формуле

$$A = \frac{0,64 \hat{A}^2 \cdot tg\left(\frac{\varphi}{2}\right)}{4}$$

где φ - угол естественного откоса материала в движении, град.

6. Методом обхода по контуру конвейера (рис. 8) найти натяжение в характерных точках профиля трассы. Натяжение несущего полотна в точке 1 сбегающей ленты с приводного барабана принимается за F_1 . Натяжение в точке 2 вычисляется по формуле

$$F_2 = F_1 + S_{1-2}$$

где S_{1-2} - сопротивление движению ленты на участке между точками 1 и 2, определяемое из выражения

$$S_{1-2} = (q_{\text{л}} + q_{\text{д}}^{\text{о}}) \cdot g \cdot \omega \cdot L_{\text{о}}$$

где $q_{\text{л}}$ – погонная масса конвейерной ленты, кг/м рассчитываемая по формуле

$$q_{\text{л}} = \rho_{\text{л}} \cdot B \cdot \delta$$

где $\rho_{\text{л}}$ – плотность ленты, равная 1100 кг/м³;

B – ширина ленты, м;

$q_{\text{д}}^{\text{о}}$ - погонная масса вращающихся частей роlikоопор холостой ветви, принимаемая 2,5 кг/м;

g – ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с²;

ω – коэффициент сопротивления (для роlikоопор на подшипниках качения, установленных в чистом помещении без пыли, $\omega = 0,018$);

$L_{\text{т}}$ – горизонтальная проекция трассы конвейера между точками 1 и 2, которая измеряется как расстояние между осями приводного и натяжного барабанов.

Характеристика свойств насыпных грузов

Наименование груза	Насыпная плотность ρ , кг/м ³	Угол естественного откоса φ , град	
		в покое	в движении
Бетон	1800 – 2200	45	27
Глина мокрая	1900 - 2000	30	25
Известь гашёная	320 – 810	30 – 50	15 – 25
Камень	1800 – 2200	45	30
Опилки древесные	160 – 320	39	19
Песок сухой	1400 – 1650	45	30
Песок влажный	1500 – 1700	50	35
Торф сухой	330 – 400	45	32
Уголь древесный	150 – 220	35 – 50	17 – 25
Цемент	1000 – 1800	40	30
Щебень	1200 - 1800	45	35

Натяжение в точке 3 вычисляется по следующей формуле:

$$F_3 = F_2 \cdot k_{\text{п}}$$

где $k_{\text{п}}$ – коэффициент увеличения натяжения тягового органа от сопротивления на поворотном пункте. При угле обхвата тяговым органом барабана $\alpha = 180^\circ$ – $k_{\text{п}} = 1,05 - 1,07$.

Натяжение в точке 4 рассчитывается по формуле

$$F_4 = F_3 + S_{3-4}$$

где S_{3-4} – сопротивление движению ленты на участке между точками 3 и 4, определяемое из уравнения

$$S_{3-4} = (q_{\text{л}} + q_{\text{д}}^{\text{о}} + q) \cdot g \cdot \omega \cdot L_{\text{о}} + S_{\text{сдв}}^{\text{о}}$$

где $q_{\text{д}}^{\text{о}}$ - погонная масса вращающихся частей роlikоопор рабочей ветви, принимаемая 8,4 кг/м;

q – погонная масса груза, кг/м, вычисляемая по формуле

$$q = A \cdot \rho$$

где A – площадь поперечного сечения груза, м^2 ;

ρ – насыпная плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$S_{\text{загр}}$ – сопротивление от загрузочного устройства, рассчитываемое из следующего соотношения:

$$S_{\text{загр}} = \frac{Q_i \cdot g \cdot V}{36000}$$

7. Силу натяжения в набегающей ветви найдём по формуле

$$F_{\text{наб}} = F_4 \cdot k_{\text{п}}$$

Для расчёта натяжений несущего полотна в точке 1 используется уравнение Эйлера, согласно которому

$$F_{\text{наб}} = F_{\text{сб}} \cdot e^{f\alpha}$$

где e – основание натурального алгоритма ($e = 2,72$);

f – коэффициент трения ленты по барабану;

α – угол обхвата барабана лентой, рад;

$e^{f\alpha}$ – коэффициент Эйлера (коэффициент тяги).

В нашем случае $F_{\text{сб}} = F_1$.

Используя полученное символьное выражение, рассчитать значение натяжения в сбегающей ветви $F_{\text{сб}}$.

Натяжение в точках 1-4 вычислить по формулам. Построить диаграмму сил, действующих в точках.

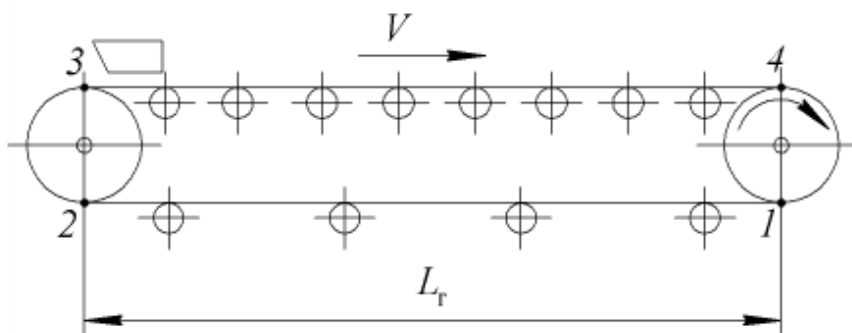


Рис. 8. Схема к расчёту натяжений несущего полотна:
1 – 4 – точки

8. Рассчитать требуемую тяговую силу конвейера по формуле

$$F_t = F_{\text{наб}} \cdot F_{\text{сб}} = F_4 \cdot F_1$$

9. Определить требуемую мощность $N_{\text{дв}}$, Вт, привода ленточного конвейера из следующего соотношения:

$$N_{\text{дв}} = \frac{F_t \cdot V}{\eta_0}$$

где η_0 – общий КПД механического привода $\eta_{\text{пр}}$ и приводного барабана $\eta_{\text{б}}$, вычисляемый по формуле

$$\eta_0 = \eta_{\text{пр}} \cdot \eta_{\text{б}}$$

КПД приводного барабана рассчитать из выражения

$$\eta_{\text{б}} = \frac{1}{1 + \omega_{\text{б}} \cdot \left(2 \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} - 1 \right)}$$

где $\omega_{\text{б}}$ – коэффициент сопротивления барабана, равный 0,03 – 0,05.