

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Кафедра «Проектирование и управление в технических системах»**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ
ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ**

Б1.Б.12.03 - Детали машин и основы конструирования

Направление подготовки (специальность) 20.03.01 – Техносферная безопасность
Профиль образовательной программы Безопасность жизнедеятельности в техносфере
Форма обучения заочная полная

СОДЕРЖАНИЕ

1.	Конспект лекций	3
1.1	Лекция № 1 Введение. Прямозубые цилиндрические передачи	3
1.2	Лекция № 2 Косозубые цилиндрические передачи. Ремённые передачи	8
1.3	Лекция № 3 Цепные передачи. Валы и оси. Расчёт валов	20
1.4	Лекция № 4 Подшипники скольжения. Расчёт	29
2.	Методические указания по выполнению лабораторных работ	35
2.1	Лабораторная работа № ЛР-1 Сборка разборка зубчатого цилиндрического редуктора.....	35
2.2	Лабораторная работа № ЛР-2 Определение коэффициента полезного действия червячного редуктора.....	37
2.3	Лабораторная работа № ЛР-3 Испытание клиноремённой передачи.....	41
2.4	Лабораторная работа № ЛР-4 Определение приведённого коэффициента трения в подшипниках качения.....	45
2.5	Лабораторная работа № ЛР-5 Определение коэффициента трения в резьбе и на торце гайки.....	49
2.6	Лабораторная работа № ЛР-6 Испытание колодочного электромагнитного тормоза типа ТКТ.....	52
3.	Методические указания по проведению практических занятий	56
3.1	Практическое занятие № ПЗ-1 Правила безопасной эксплуатации приводов машин.....	56

1. КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

1. 1 Лекция № 1 (2 часа).

Тема: «Введение. Прямозубые цилиндрические передачи»

1.1.1 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

1.1.2 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:

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**.

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



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.

Передачное 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

$$Z_2 = U \cdot Z_1.$$

Передачное число U ограничено габаритами зубчатой передачи.

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

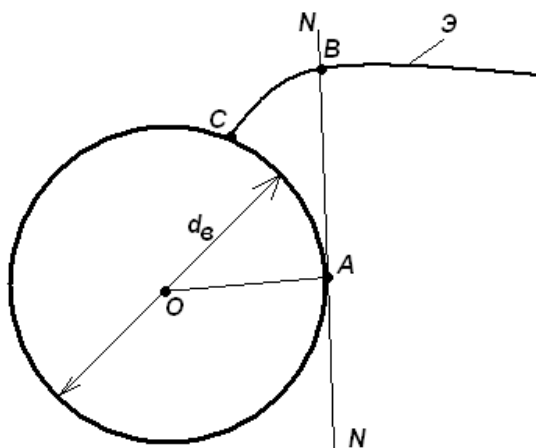
Ширина колеса задаётся обычно коэффициентом ширины $\Psi_a = b / A_w$, где b – ширина венца; A_w – межосевое расстояние (ГОСТ 2185-66).

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 колес 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 $u = const$ полюс неподвижен.



$d_б$ – диаметр основной окружности; NN – производящая прямая.

Единственный параметр эвольвенты, определяющий ее форму, – диаметр основной окружности $d_б$. С ростом $d_б$ эвольвента становится более полой и при $d_б \rightarrow \infty$ 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.

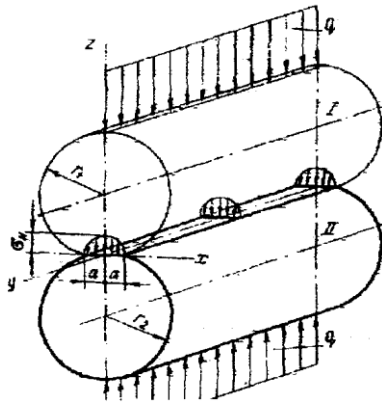
Критерии расчёта эвольвентных зубьев

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:

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

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

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

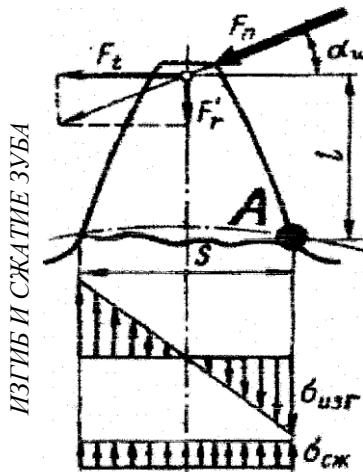
ρ_{np} – приведённый радиус кривизны зубьев

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

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 проекторочный. 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.

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

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 $Y_{FH} = 1 / Y_H$.

Таким образом, получаем в окончательном виде условие прочности зуба на изгиб: $\sigma_A = q_n Y_H / m \leq [\sigma]_{FE}$. 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 $[\sigma]_{FE} = [\sigma]_F K_F K_{FC} / SF$; $[\sigma]_{HE} = [\sigma]_H K_H / SH$.

Здесь $[\sigma]_F$ и $[\sigma]_H$ – соответственно пределы изгибной и контактной выносливости; SF и SH – 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. 2 Лекция № 2 (2 часа).

Тема: «Косозубые цилиндрические передачи. Ремённые передачи»

1.2.1 Вопросы лекции:

1. Расчёт косозубых цилиндрических передач на прочность.
2. Виды повреждений зубчатых колёс.
3. Понятие об эквивалентном колесе.
4. Общие сведения о ремённых передачах.
5. Классификация ремней.
6. Скольжение в ремённой передаче.
7. Кинематика и геометрия ремённых передач.
8. Напряжения и силы в ремне.

1.2.2 Краткое содержание вопросов:

1. 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 контактным 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.

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

Проверочный расчет:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_{\omega}} \cdot \sqrt{\frac{K_{HB} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha} (U + 1)^3 \cdot T_2}{v_2 \cdot U^2}} \leq [\sigma_H] \quad ;$$

для косозубых передач:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_{\omega}} \sqrt{\frac{K_{HV} K_{H\beta} (U + 1)^3 \cdot T_2}{v_2 U^2}} \leq [\sigma_H]$$

для прямозубых передач:

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;

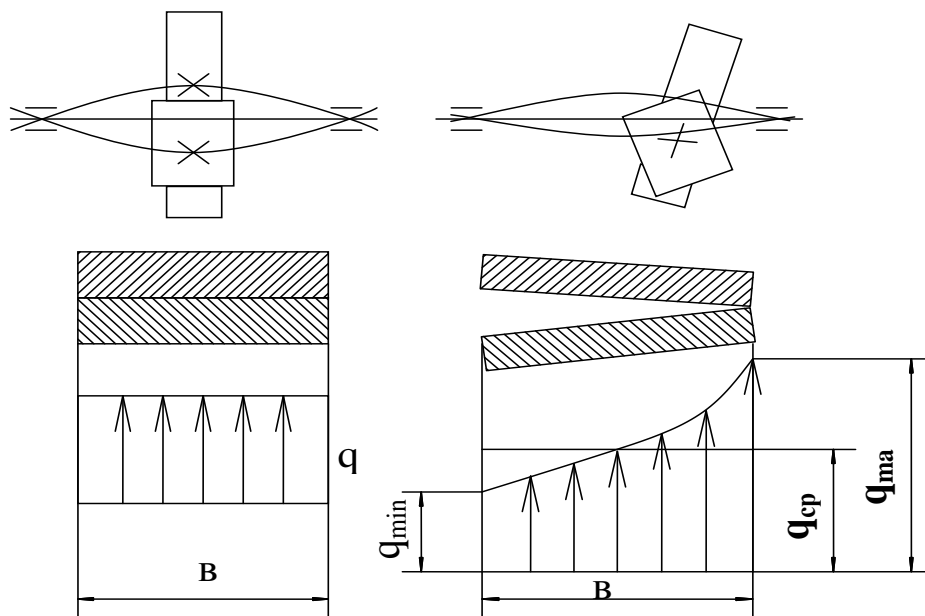
$\psi_{\omega a}$ - коэффициент ширины зубчатого венца относительно межосевого расстояния,

$$\psi_{\omega a} = v_2 / a_{\omega};$$

$[\sigma_H]$ - 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 $\psi_{ba} = b/a \cdot \omega$. Величину ψ_{ba} назначают в зависимости от твердости рабочих поверхностей, степени точности и расположения колес

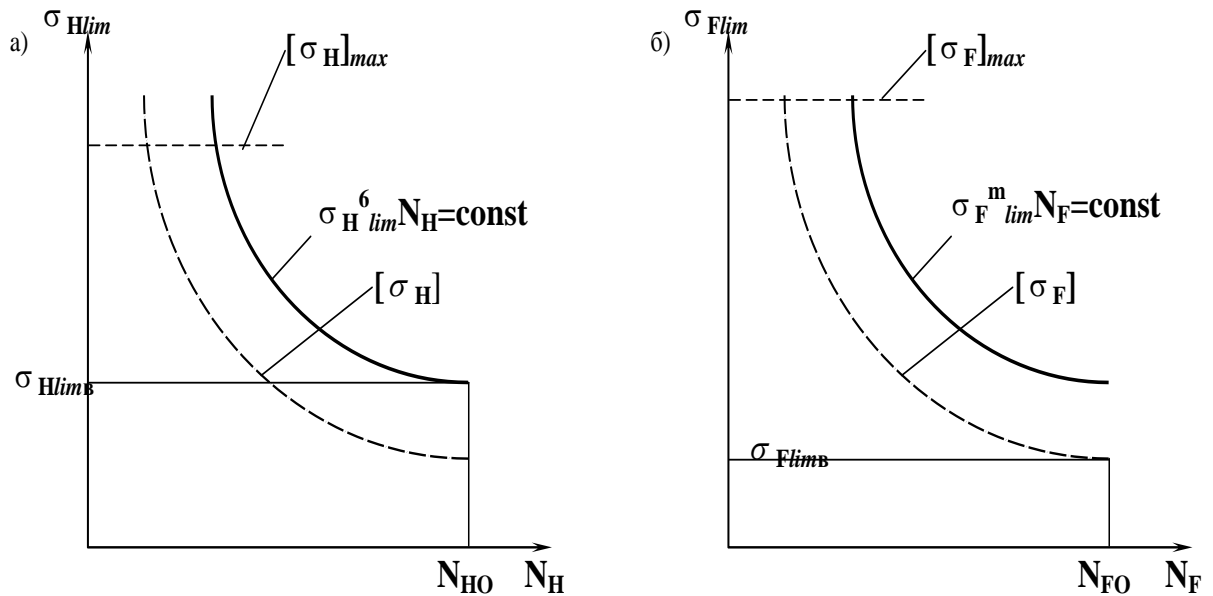
относительно опор. Для прямозубых передач $\psi_{ba} = 0,15 \dots 0,25$, для косозубых -

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

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, $N_{HO} = 30 H B_{cp}^{2,4}$; $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$.

$N = 60 n L_h$ – 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.

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

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:

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

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

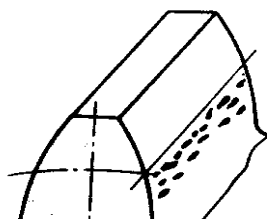
где σ_H, σ_F – расчетные напряжения (изгибные или контактные), вызываемые расчетным, длительно действующим моментом T ;

$\sigma_{Hmax}, \sigma_{Fmax}$ – максимальные расчетные напряжения в зубьях при перегрузке моментом T_{max} ;

$[\sigma_H]_{max}, [\sigma_F]_{max}$ – допускаемые максимальные напряжения на контактную и изгибную прочность.

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.

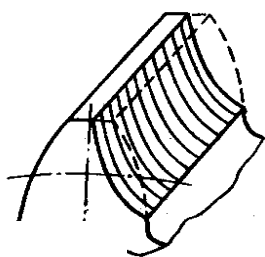


На рабочих поверхностях появляются небольшие углубления, которые затем превращаются в раковины. Выкрашивание носит усталостный характер и вызвано контактными напряжениями, которые изменяются по отнулевому пульсирующему циклу. Выкрашивание приводит к повышению контактного давления и нарушению работы передачи.

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,

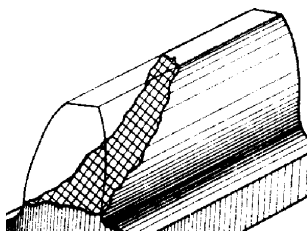
применение специальных масел. В расчёте на контактную выносливость абразивный износ учитывается занижением допускаемых контактных напряжений.

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. Рекомендуются 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. 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

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

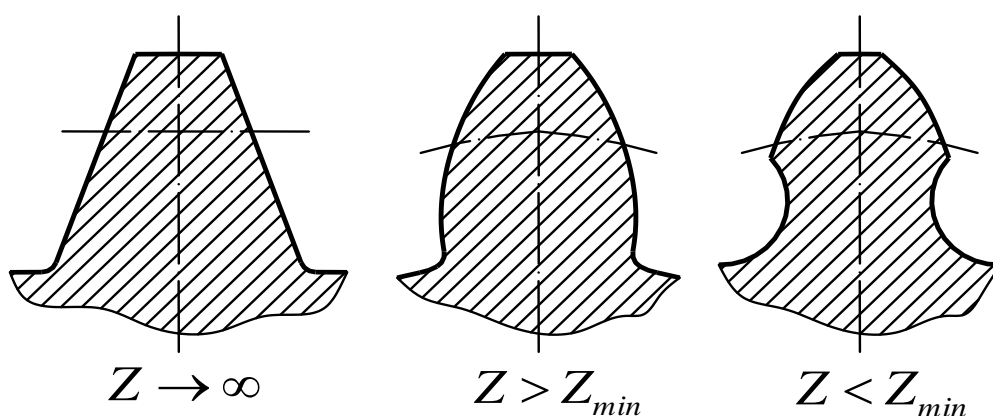
Y_β – коэффициент, учитывающий повышенную прочность косого зуба на изгиб $Y_\beta = 1 - \beta^\circ / 140 \geq 0,7$;

$Y_\epsilon = 1 / \epsilon_\alpha$ – 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



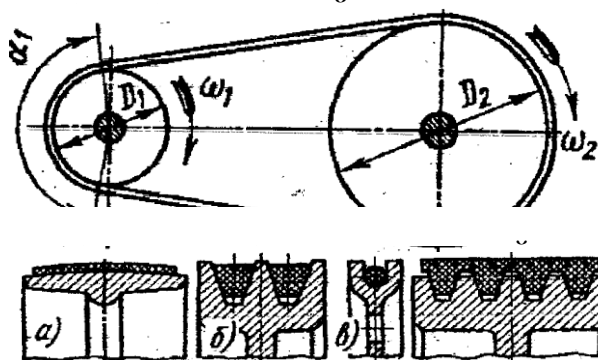
4. Общие сведения о ремённых передачах.

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.

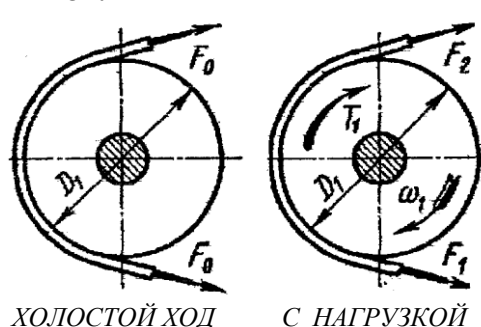
Недостатки ремённых передач:

- 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 ремённых 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 ремённых 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

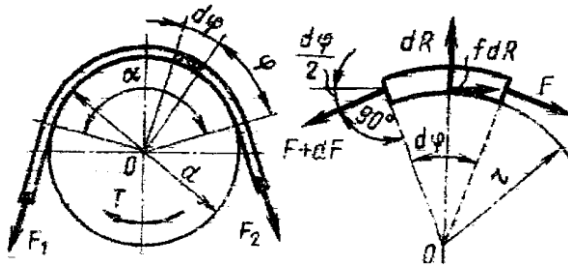
натягивается до силы F_1 , а натяжение ведомой ветви уменьшается до F_2 . Составляя уравнение равновесия моментов относительно оси вращения имеем $-T_1 + F_1 D_1/2 - F_2 D_2/2 = 0$ или $F_1 - F_2 = F_t$, где F_t – окружная сила на шкиве $F_t = 2T_1/D_1$.

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 $d\varphi$. Для него dR – нормальная реакция шкива на элемент ремня, $f dR$ – элементарная сила трения. По условию равновесия суммы моментов

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

Сумма горизонтальных проекций сил:

$$dR - F \sin(d\varphi/2) - (F + dF) \sin(d\varphi/2) = 0.$$

Отбрасывая члены второго порядка малости и

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

помня, что синус бесконечно малого угла равен самому углу, Эйлер получил простейшее дифференциальное уравнение:

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_0 , 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.

В ремне действуют следующие напряжения:

- предварительное напряжение (от силы натяжения F_0) $\sigma_0 = F_0 / S$;
- "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 $\sigma_{\max} = \sigma_0 + \sigma_n + \sigma_u + \sigma_v$.

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 $F_r \approx 2 F_0 \cos(\beta/2)$. Обычно эта радиальная нагрузка на опору в 2 ... 3 раза больше передаваемой ремнём вращающей силы.

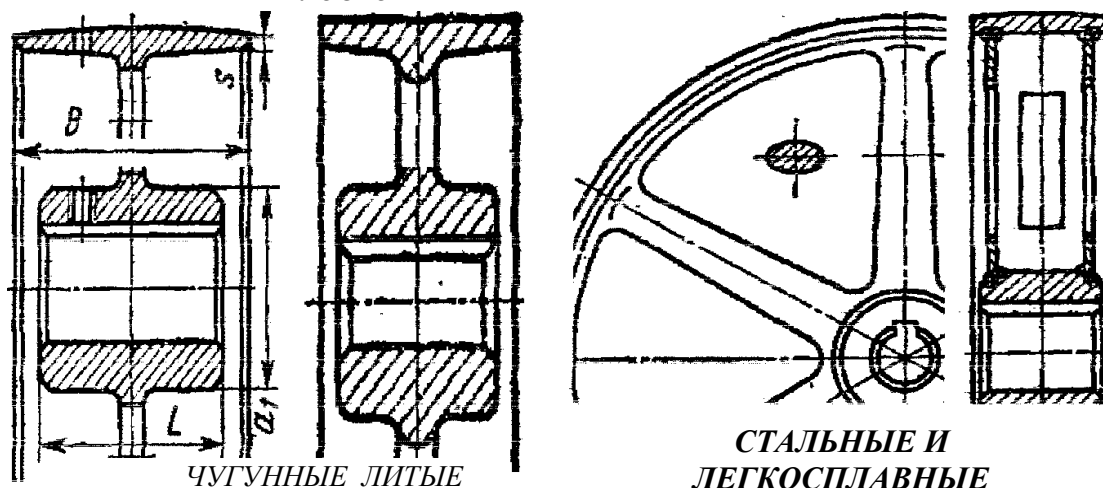
Шкивы плоскоремённых передач имеют: обод, несущий ремень, ступицу, сажаемую на вал и спицы или диск, соединяющий обод и ступицу.

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 $60 \div 80 \text{ м/с}$.

ПЛОСКОРЕМЕННЫЕ ШКИВЫ



Шкивы из лёгких сплавов перспективны для быстроходных передач до 100 м/с .

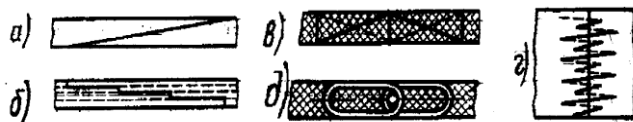
Плоские ремни должны обеспечивать:

- ➔ 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].

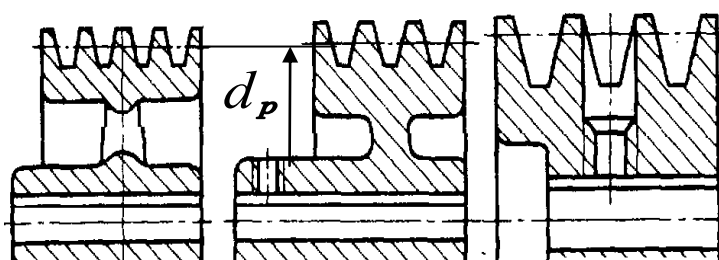
Ремни выпускают конечными и поставляют в рулонах.

СОЕДИНЕНИЯ КОНЦОВ РЕМНЯ



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

КЛИНОРЕМЕННЫЕ ШКИВЫ



льшое 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

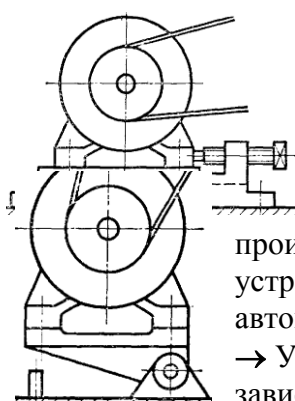
ГОСТу для правильного контакта ремня со шкивом угол канавки назначают в зависимости от диаметра шкива.

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° .

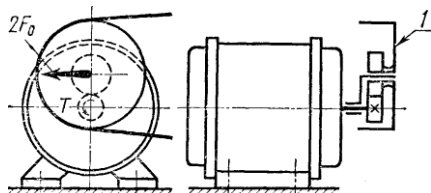
Натяжение ремня существенно влияет на долговечность, тяговую способность и к.п.д. передачи. Чем выше предварительное натяжение ремня F_o , тем больше тяговая способность и к.п.д., но меньше долговечность ремня. Натяжение ремня в передачах осуществляется:



→ 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. Шкив 1 установлен на качающемся рычаге, который также является осью ведомого колеса зубчатой передачи. Натяжение ремня $2F_o$ равно окружной силе на шестерне и пропорционально передаваемому моменту.



5. 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 клиновой или поликлиновой.

6. Скольжение в ремённой передаче.

Скольжение ремня. В ремённой 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 (рис. 17.5). 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 a_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 набегающего ремня на шкив имеется дуга покоя a_n , на которой сила в ремне не меняется, оставаясь равной натяжению набегающей ветви, и ремень движется вместе со шкивом без скольжения. Сумма дуг a_c и a_n равна дуге обхвата a .

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 a_{c1} , рис. 17.5).

Таким образом, упругое скольжение ремня неизбежно в ремённой 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 a_n , следовательно, уменьшается и запас сил трения. При значительной перегрузке дуга скольжения a_{c1} достигает дуги обхвата a_1 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.

7. Кинематика и геометрия ремённых передач.
Межосевое расстояние a ремённой 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 клиноременных и поликлиноременных 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 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 проскоремных передач рекомендуют $\alpha_1 \geq 150^\circ$, для клиноременных 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 $u = d_2/d_1$; $\xi = (v_1 - v_2)/v_1$.

8. 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:

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

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. 3 Лекция № 3 (2 часа).

Тема: «Цепные передачи. Валы и оси. Расчёт валов»

1.3.1 Вопросы лекции:

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

5. Общие сведения о валах и осях.
6. Расчёт валов на прочность.
7. Конструктивные и технологические мероприятия по повышению выносливости валов.

1.3.2 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 наlinks 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; круглозвепные (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.

Круглозвепные 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,

$$V = z n P / (60 \cdot 1000)$$

где z — число зубьев звездочки; n — частота ее вращения, мин⁻¹; P — шаг 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 потребное 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 цепных 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 цепных 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 полезная сила, которую может передавать цепь с шарниром скольжения,

$$F = [p]_0 A / K_\Sigma;$$

здесь $[p]_0$ — допустимое давление, МПа, в шарнирах для средних эксплуатационных условий (табл. 12.4); A - проекция опорной поверхности шарнира, мм², равная для роликовых и втулочных цепей $d_{Ввн}$, $[d]$ — диаметр валика; $Ввн$ - ширина внутреннего звена (см. табл. 12.1)]; K_Σ - коэффициент эксплуатации.

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

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

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 (межзвеновое 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 $a=(30...50)P$ принимают $K_a=1$; при $a<25P$ $K_a=1,25$, при $a=(60...80)P$ $K_a=0,9$. 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° $K_n=0,15 \sin \gamma$. Коэффициент $K_{рег}$ учитывает регулировку передачи; для передач с регулировкой положения оси одной из звездочек $K_{рег}=1$; для передач с натяжными звездочками или нажимными роликами $K_{рег}=1,1$; для передач с нерегулируемыми осями звездочек $K_{рег}=1,25$. Коэффициент $K_{см}$ учитывает характер смазывания; при непрерывном смазывании в масляной ванне или от насоса $K_{см}=0,8$, при регулярном капельном или внутришарнирном смазывании $K_{см}=1$, при периодическом смазывании 1,5. Коэффициент $K_{реж}$ 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_Σ необходимо хотя бы ориентировочно учитывать стохастический (случайный) характер ряда влияющих на него параметров.

Если по расчету значение коэффициента $K_\Sigma > 2...3$, 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, $c \gg 0,25$ 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

$$F = cP^2 [p] o \text{ мр/Кэ},$$

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

$$z_p = 1 \dots 2 \dots 3$$

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

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

$$T_1 = F d_1 / 2 \cdot 10^3 = F P z_1 / 2 p 10^3$$

Отсюда шаг цепи

$$P = 18,5 \sqrt[3]{T_1 K_{\text{э}} / (c z_1 m_p [p] o)}.$$

Ориентировочное значение шага однорядной цепи (мм)

$$P = (12,8 \dots 13,5) \sqrt[3]{T_1 / z_1}$$

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

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 $K_{\text{э}}$.

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'), 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 $K_{\text{э}}$ допускается ограничиваться учетом коэффициента угла наклона K_n и при $u > 10$ м/с коэффициента влияния центробежных сил $K_v = 1 + 1 \cdot 10^{-3} v^2$

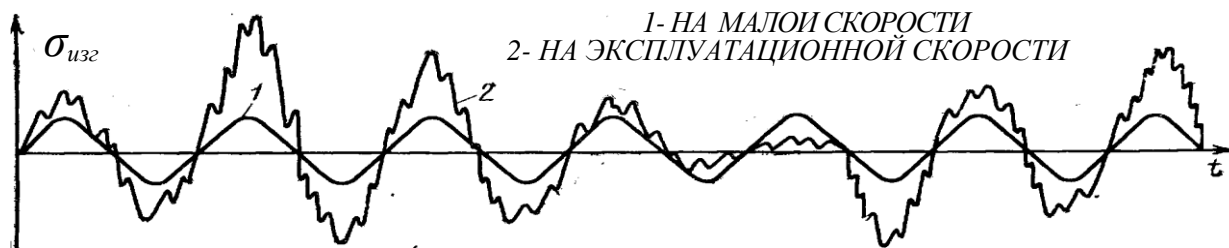
5. Общие сведения о валах и осях.

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.



КОЛЕБАНИЯ ИЗГИБНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ОСИ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ В ДВИЖЕНИИ

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.

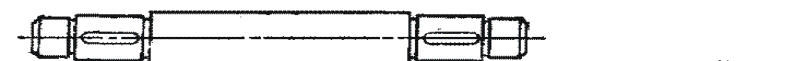
Для работоспособности вала или оси необходимо обеспечить:

- ➔ 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).

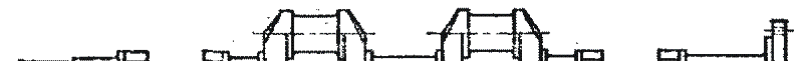
Все валы в обязательном порядке рассчитывают на объёмную прочность.



ВАЛЫ ПЕРЕДАЧ, НЕСУЩИЕ ДЕТАЛИ ПЕРЕДАЧ



КОРЕННЫЕ ВАЛЫ, НЕСУЩИЕ КРОМЕ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧ



КОЛЕНЧАТЫЕ ВАЛЫ, НЕСУЩИЕ НА СЕБЕ ШАТУНЫ



ОСИ ВРАЩАЮЩИЕСЯ И НЕПОДВИЖНЫЕ

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 брусья, 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.

6. 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

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

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

$$M_{эkv} = \sqrt{M_{изг_{сумм}}^2 + \alpha M_{вр}^2},$$

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 $\sigma_{эkv} = M_{эkv} / W_p$.

Уравнение также решается относительно минимального диаметра вала

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

Или то же самое для сравнения с допускаемыми нормальными напряжениями:

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

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

7. 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_a 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. 4 Лекция № 4 (2 часа).

Тема: «Подшипники скольжения. Расчёт»

1.4.1 Вопросы лекции:

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

1.4.2 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:

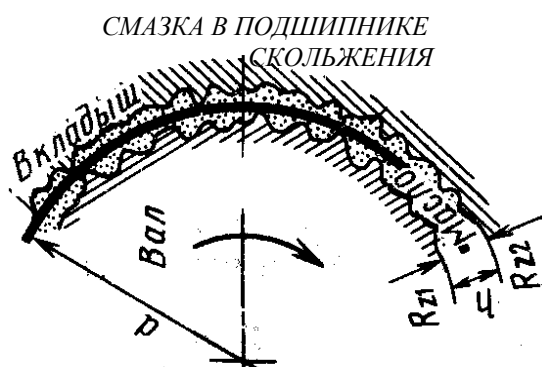
- + в разъёмных конструкциях (см. рисунок);
- + при больших скоростях вращения (газодинамические подшипники в турбореактивных двигателях при $n > 10\,000$ об/мин);
- + при необходимости точного центрирования осей;
- + в машинах очень больших и очень малых габаритов;
- + в воде и других агрессивных средах.

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.

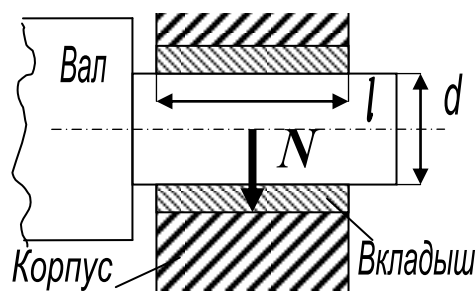


толщиной не более 4 мм, выполненных из стальной полосы и алюминиево-оловянного сплава АО 20-1.

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 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.

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

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 цапфы.

- 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 цапфы.

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, остальноеZn),**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 структуры 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 350МПа; широкий интервал температур от -200⁰С до +280⁰С, но при температуре свыше 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 слоистыепластикиимеют хорошую износостойкость. В качестве смазки используют жидкие минеральные масла, воду, эмульсию, пластичные смазочные материалы.

3. Древесные подшипникиизготавливают из прессованных брусков березы, бука, дуба 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 К.П.Д.. 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 коэффициент 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 уравнивает 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: [] $p_c \leq p_{c\text{доп}}$, (1) $p_c v \leq [p_c v]$, (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 стали	2-4	1-3
Сталь по бронзе	БрОБЦБСЗ 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 $p = F_r / (d_l \cdot c) = \gamma$, (3) где F_r — радиальная нагрузка на подшипник; d — диаметр цапфы; l — длина цапфы; d_l — проекция опорной поверхности на диаметральную плоскость. Рис. 12. Расчетная площадь смятия подшипника

Окружная скорость цапфы $v = (\omega d) / 2$ (4) где ω — угловая скорость цапфы; d — ее диаметр. Среднее рабочее давление под пятой (рис. 8, б) $p = \frac{F_a}{d \cdot d_0 \cdot K \cdot \psi}$ (5) где F_a — осевая нагрузка; d и d_0 — диаметры пяты; $K = 0,8 \dots 0,9$ — 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; $R_{пр}$ — приведенный радиус; d и d_0 — диаметры пяты

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

2.1 Лабораторная работа №1 (2 часа).

Тема: «Сборка разборка зубчатого цилиндрического редуктора»

2.1.1 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.

2.1.2 Задачи работы:

1. Выполнить разборку двухступенчатого цилиндрического редуктора.
2. Произвести измерение зубчатых передач.
3. Выполнить расчёт.

2.1.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Штангенциркуль.

2.1.4 Описание (ход) работы:

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 $\beta = 8^0 \dots 15,0^0$ 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:

$$T_3 = \frac{a_w^3 \cdot u_T^2 \cdot [\sigma_H]^2 \cdot \Psi_{ва}}{K_a^3 (u_T + 1)^3 \cdot K_{H\beta}}, \quad K_a = 430, K_{H\beta} = 1, [\sigma_H] = 400 \text{ МПа}$$

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.

2.2 Лабораторная работа №2 (2 часа).

Тема: «Определение коэффициента полезного действия червячного редуктора»

2.2.1 Цель работы: работа предназначена для экспериментального и теоретического определения КПД червячного редуктора при различных нагрузках.

2.2.2 Задачи работы:

1. Произвести тарировку индикаторов часового типа.
2. Выполнить эксперимент.

3. Выполнить расчёты.

2.2.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Груз 20 Н.

2. Линейки.

2.2.4 Описание (ход) работы:

I. Домашнее задание

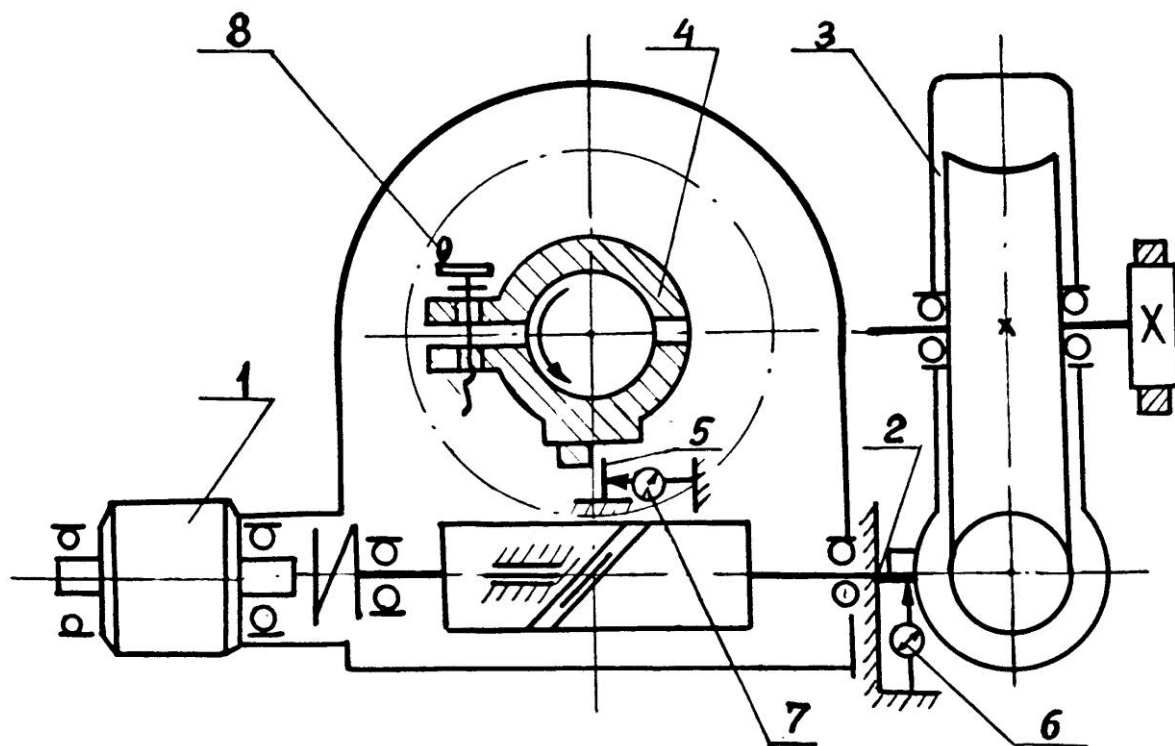
1. По какой формуле определяется передаточное число червячной передачи?
2. Как можно выразить межосевое расстояние червячной передачи через модуль?
3. Как определить угол подъёма винтовой линии червяка?
4. Условие самоторможения червячной передачи.
5. По какой формуле определяется экспериментальное значение 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 $m = 2\text{мм}$
 - 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 – 0,01мм



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:

$$\Delta = \frac{\eta_{\text{экс}} - \eta_{\text{теор}}}{\eta_{\text{теор}}}.$$

2.3 Лабораторная работа №3 (2 часа).

Тема: «Испытание клиноремённой передачи»

2.3.1 Цель работы: Определение КПД и коэффициента тяги клиноремённой передачи.

2.3.2 Задачи работы:

1. Снять показания с индикаторов часового типа.
2. Выполнить расчёты.

2.3.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Груз 80 Н.

2.3.4 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 набегает 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 закреплен 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.

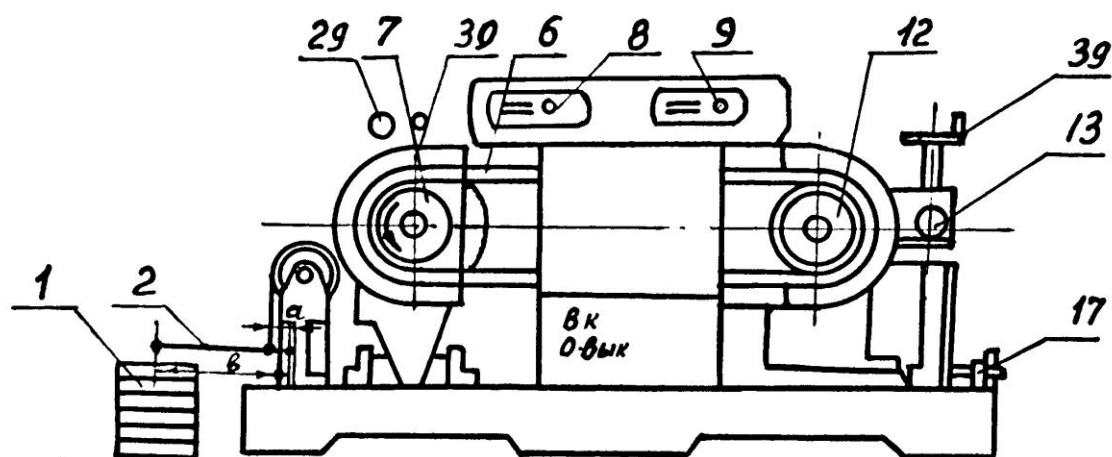
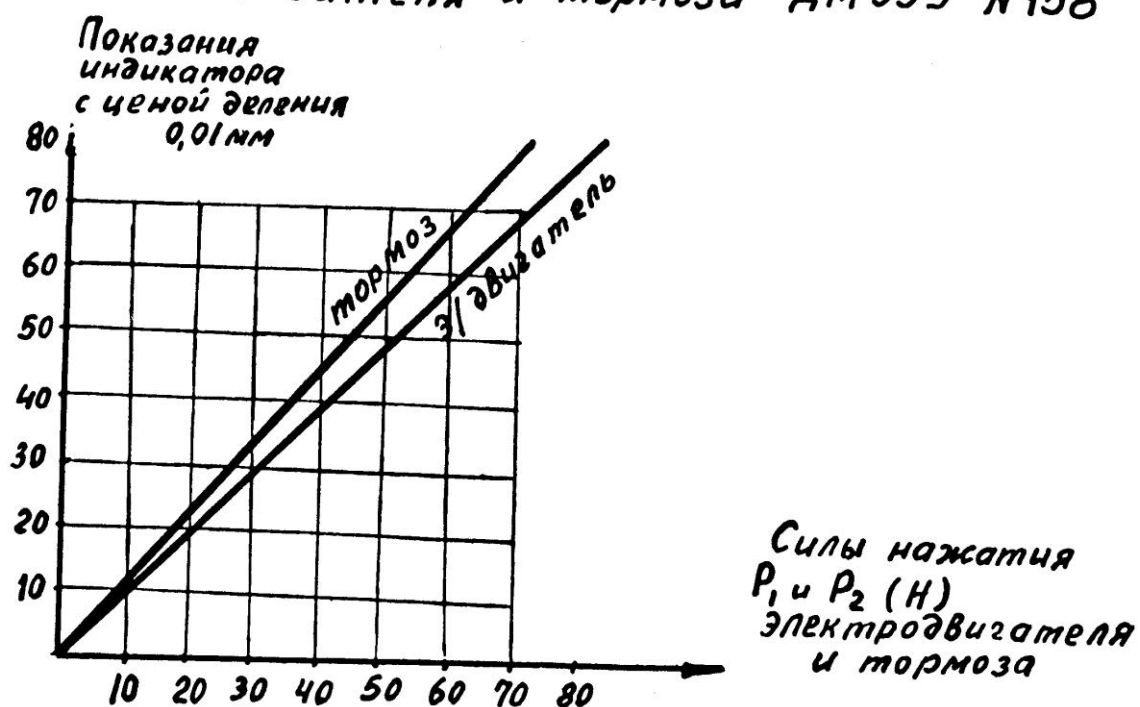


Рис. 1 Установка типа ДМ35У

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.

2.4 Лабораторная работа №4 (2 часа).

Тема: «Определение приведённого коэффициента трения в подшипниках качения»

2.4.1 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

2.4.2 Задачи работы:

1. Изучить принцип работы лабораторной установки.
2. Выполнить эксперимент.
3. Выполнить расчёты.

2.4.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Масло.

2.4.4 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).

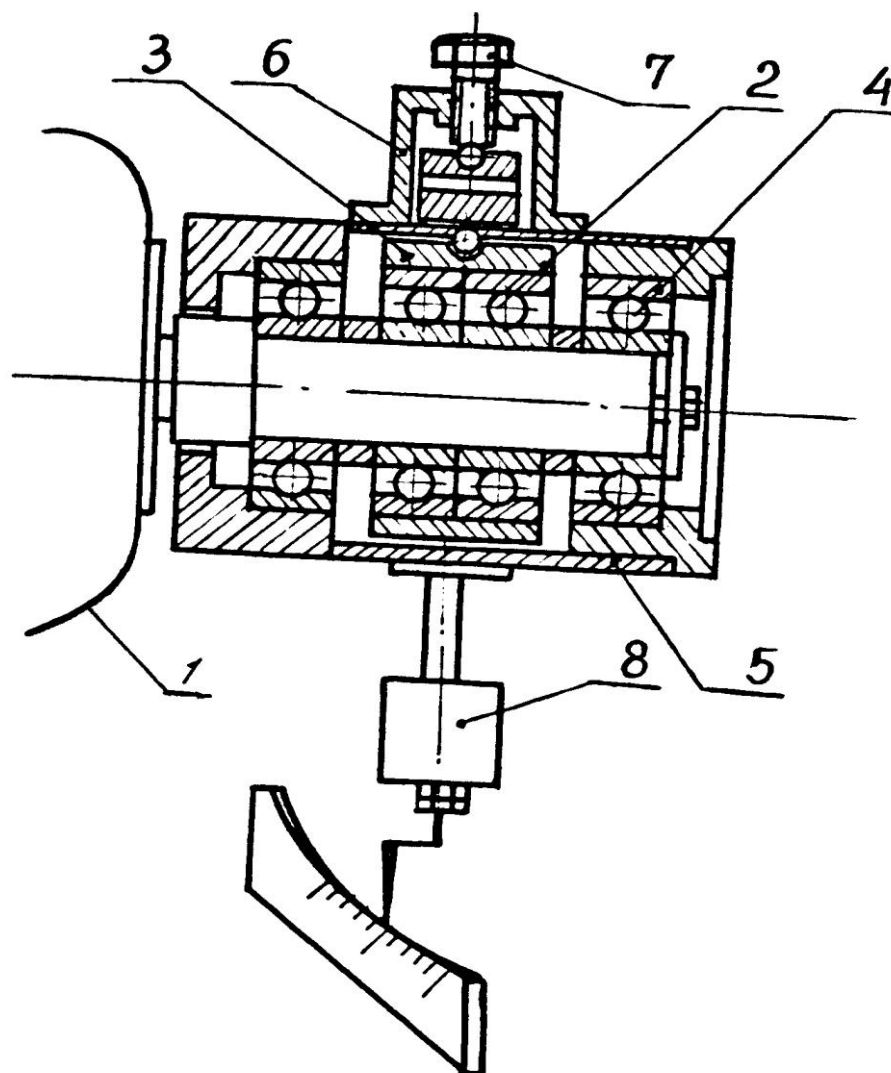
Наружные кольца двух средних испытываемых подшипников (2) расположены в общей обойме (3), а наружные кольца двух крайних испытываемых подшипников (4) в корпусе (5) головки, охватывающем обойму средних подшипников с зазором.

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.



Р
ис

.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

2.5 Лабораторная работа №5 (2 часа).

Тема: «Определение коэффициента трения в резьбе и на торце гайки»

2.5.1 Цель работы: Экспериментальное определение коэффициентов трения в резьбе и на торце гайки.

2.5.2 Задачи работы:

1. Выяснить разницу между моментом трения на торце гайки и моментом трения в резьбе.
2. Выполнить эксперимент.
3. Выполнить расчёты.

2.5.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Ключ гаечный.
2. Динамометрический ключ.
3. Шайба.
4. Втулка.

2.5.4 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 H).

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:

$$T_T = F_a \cdot f \frac{d_{cp}}{2} \quad (3)$$

$$\text{где: } d_{cp} = \frac{D + d_{отв}}{2} \quad (4)$$

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.

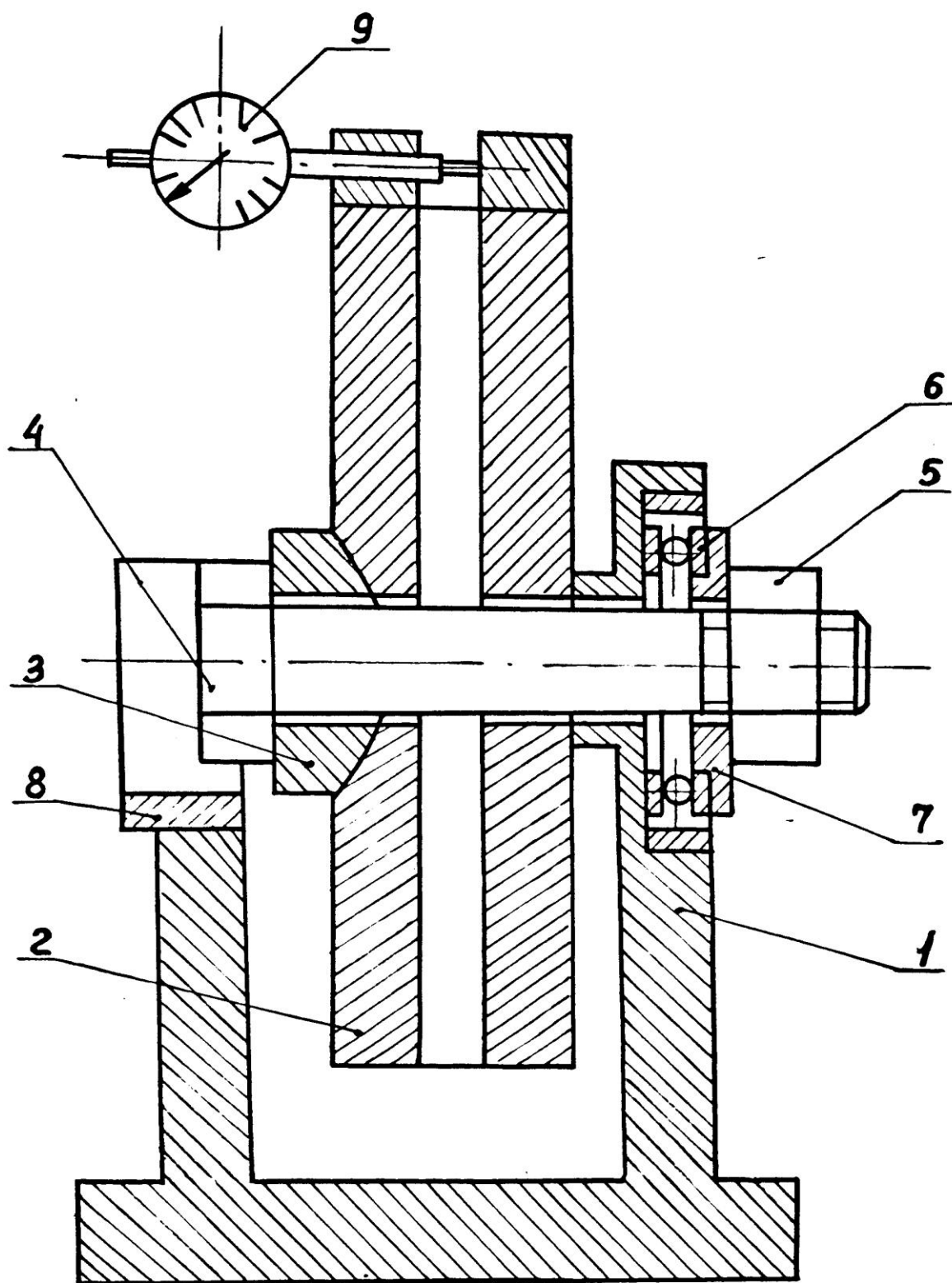


Рис. 1

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), исключаящей 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:

$$\operatorname{tg} \Psi = \frac{S}{\pi d_2} \text{ из формулы (1) определить } T_r.$$

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.

2.6 Лабораторная работа №6 (2 часа).

Тема: «Испытание колодочного электромагнитного тормоза типа ТКТ»

2.6.1 Цель работы: Экспериментальное изучение процесса торможения привода с инерционными ведомыми массами и работа механического двухколодочного тормоза.

2.6.2 Задачи работы:

1. Изучить конструкцию колодочного электромагнитного тормоза типа ТКТ.
2. Изучить принцип проведения эксперимента.
3. Выполнить эксперимент.
4. Выполнить расчёты.

2.6.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Установка ДМ-38М.

2.6.4 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.

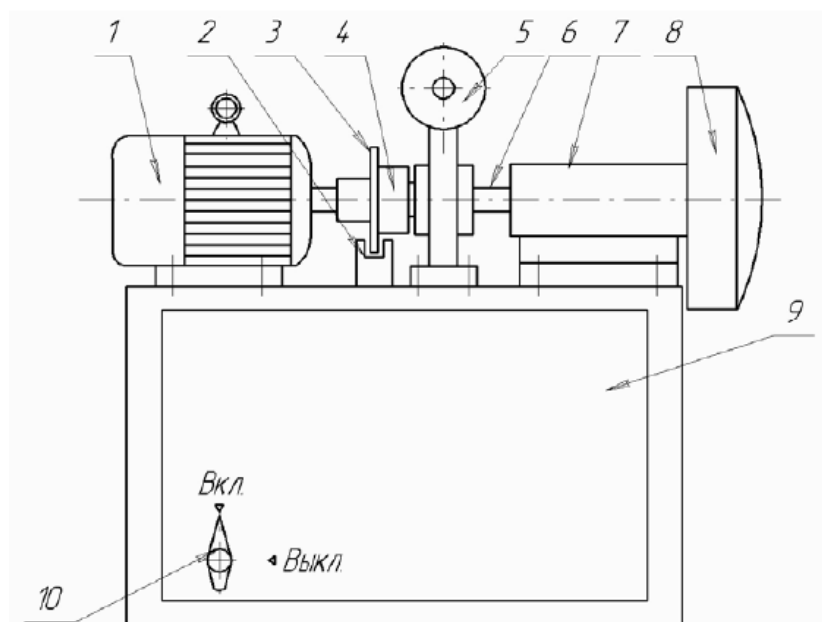


Рис. 1. Схема установки

Привод стенда (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 стенда. Ведомая полумуфта (МУВП) используется в качестве тормозного шкива двухколодочного тормоза 5 типа ТКТ-100, снабжённого электромагнитом (МО-100Б). На панели управления стенда расположен выключатель электросети 10. Питание установки осуществляется от сети переменного тока.

Включение и выключение электрооборудования стенда, 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.

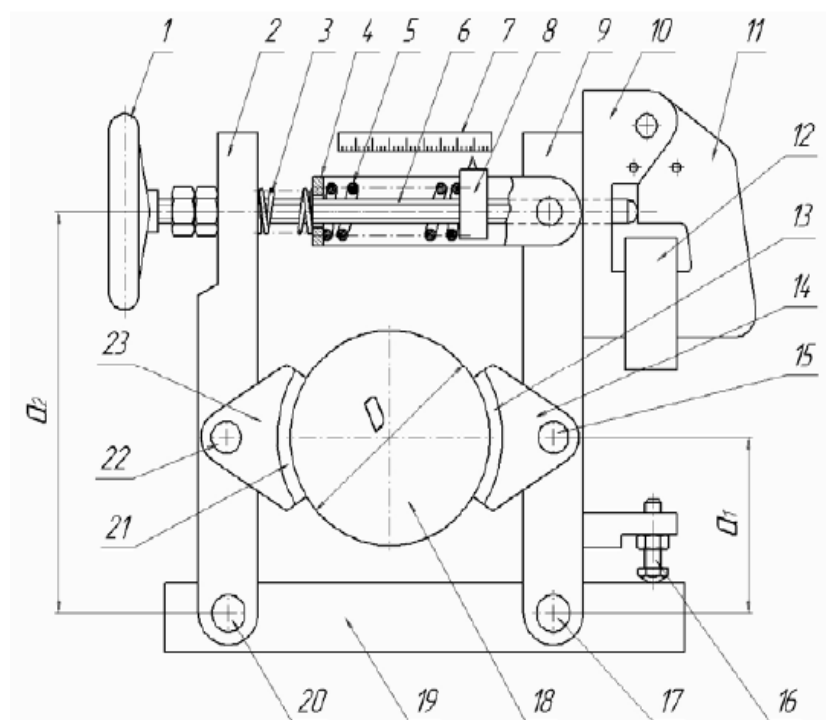


Рис. 2. Схема тормоза.

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.

$$\dot{\omega}_{\delta\delta} + \dot{\omega}_{\bar{n}\delta} = I \frac{\omega_{\bar{a}}}{t_{\delta}}$$

где ω_{δ} – угловая скорость вала электродвигателя в начале торможения, рад·с⁻¹.

Средний за время торможения момент трения, развиваемый тормозом

$$\dot{\omega}_{\delta\delta}^{\bar{n}} = I \cdot \omega_{\bar{a}} \cdot \left(\frac{1}{t_{\delta}} - \frac{1}{t_0}\right)$$

Момент инерции вращающихся масс станда

$$I = \frac{3 \cdot m \cdot \ddot{A}_{\bar{a}}^2 + m \cdot \ddot{A}_{\bar{a}\bar{a}}^2 + \delta \cdot \ddot{A}_i^2 + \delta \cdot \ddot{A}_0^2}{4}$$

где $m \cdot \ddot{A}_{\bar{a}}^2$, $m \cdot \ddot{A}_{\bar{a}\bar{a}}^2$, $\delta \cdot \ddot{A}_i^2$, $\delta \cdot \ddot{A}_0^2$ – маховые моменты инерционного диска, ротора двигателя, муфты и прочих вращающихся масс, кг·м².

Маховый момент одного инерционного диска:

$$m \cdot \ddot{A}_{\bar{a}}^2 = \frac{\delta}{8} \cdot \rho \cdot d^4 \cdot b$$

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:

$$T_{\delta\delta} = (F_o - F_{\bar{a}}) \frac{a_2}{a_1} \cdot \eta_{\delta} \cdot f \cdot D$$

где D – диаметр тормозного шкива, м;

f – коэффициент трения фрикционных пар;

η_{δ} – 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;

$F_{\bar{a}}$ – усилие вспомогательной пружины, Н;

F_o – усилие главной пружины, Н.

$$F_o = C \cdot \lambda$$

где C – жёсткость пружины, Н·мм⁻¹;

λ – рабочая осадка пружины, мм.

Расчётное давление на фрикционных поверхностях тормоза

$$P = \frac{(F_o - F_{\bar{a}}) \cdot a_2}{l \cdot B \cdot a_1}$$

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.

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ПРОВЕДЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

3.1 Практическое занятие №1(2 часа).

Тема: «Правила безопасной эксплуатации приводов машин»

3.1.1 Задание для работы:

11. Изучение технических требований к грузоподъемным механизмам.
2. Поверочные расчеты отдельных элементов грузоподъемных механизмов.

3.1.2 Краткое описание проводимого занятия:

В механизмах,, предназначенных для подъема и перемещения грузов, безопасность рабочих должна обеспечиваться правильным выбором канатов, цепей, блоков и других элементов

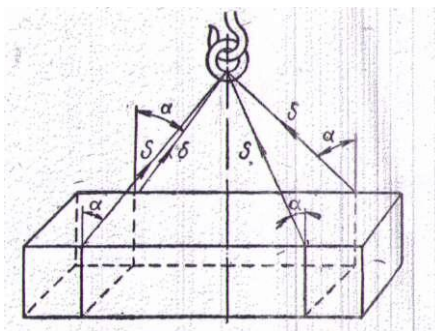


Рис. 16.1. Схема к расчету чалок.

Изучение методики поверочных расчетов можно начать с расчета грузозахватных приспособлений

Для захвата грузов и подвешивания их на крюк грузоподъемного механизма применяют чалки. На рисунке 10 показана схема захвата груза с помощью чалочного каната. Канат снабжен четырьмя ветвями, каждая из которых наклонена к вертикали под углом α .

При известном грузе Q натяжение S , возникающее в каждой ветви, находят по формуле

$$S = \frac{1}{\cos \alpha} \cdot \frac{Q}{m} \text{ кГ.} \quad (16.1)$$

где Q — вес поднимаемого груза, кг;

m — число ветвей каната

Если известно допускаемое натяжение ветви S , то максимально допускаемый вес груза определяют из выражения:

$$Q = m \frac{S}{K^0} \quad (16.2)$$

Величина K^0 зависит от угла наклона и равна соответственно при 0° —1, при 30° —1,15, при 45° —1,42 и при 60° —2.

Для чалок применяют пеньковые и стальные канаты. Пеньковые канаты рассчитывают только на растяжение по формуле

$$S = \frac{\pi d^2 \delta_p}{4} \kappa \Gamma, \quad (16.3)$$

где d —диаметр каната, см,

S —нагрузка на канат, $\kappa \Gamma$

δ_p —допускаемое условное напряжение на разрыв, $\kappa \Gamma/\text{см}^2$.

При расчетах можно принимать:

для несмоленого каната $\delta_p=100 \kappa \Gamma/\text{см}^2$

для смоленого каната $\delta_p=90 \kappa \Gamma/\text{см}^2$

При этих допускаемых напряжениях формула расчета нагрузки, допускаемой на канате, примет вид:

для несмоленого каната $S=0,785d^2 \kappa \Gamma$

для смоленого каната $S=0,705d^2 \kappa \Gamma$

Стальные канаты подвергают поверочному расчету по формуле:

$$S = \frac{P_p}{K} \kappa \Gamma \quad (16.4)$$

где S —натяжение ветви каната, $\kappa \Gamma$

P_p —разрывное усилие каната в целом, $\kappa \Gamma$

K —коэффициент запаса прочности каната. Наименьший допускаемый K для грузовых канатов при ручном приводе машин рекомендуется брать равным 4; при машинном приводе — в зависимости от характера работы:

- | | |
|---|-------|
| при легкой | —5; |
| » средней | —5,5; |
| » тяжелой | —6; |
| » весьма тяжелой и весьма тяжелой непрерывного действия | —6,5. |

Данные канатов приведены в таблицах

Таблица 16.1

Диаметр каната, <i>мм</i>	Разрывное усилие для канатов кГ		
	специальных	повышенной прочности	нормальных
9,6	704	631	
11,1	835	745	680
12,7	1101	994	907
14,3	1361	1228	1121
15,9	1740	1449	1323
19,1	2368	2017	1842
20,7	2731	2318	2117
23,9	3550	3091	2822
28,7	4830	4250	3880
31,8	5852	5175	4725

Таблица 16.2

Техническая характеристика стальных канатов

Диаметр мм.		разрывное усилие каната (кГ) в зависимости от расчетного предела прочности проволоки при растяжении кг/мм ²					
каната	проволки	130	140	150	160	170	180
Канат 6×19=114 проволочек и один органический сердечник (по гост 3070-55)							
6,2	0,4	---	1700	1820	1940	2070	2190
9,7	0,6	3560	3830	4100	4380	4650	490
11	0,7	4840	5210	5690	5960	6340	6710
12,5	0,8	6330	6810	7310	7790	8270	875
14	0,9	8000	8620	9220	9850	10450	11050
15,5	1	9860	10600	11350	12150	12900	13650
Канат 6×37=222 проволочек и один органический сердечник (по гост 3071-55) для кранов и полиспастов							
8,7	0,4	---	3200	3430	3660	3890	4120
11	0,5	4630	4990	5340	5700	6060	6420
13	0,6	6990	7200	7120	8240	8730	9260
15,5	0,7	9100	9790	10450	11150	11850	12550
17,5	0,8	11890	12750	13700	14600	15500	16450
19,5	0,9	15000	16150	17300	18450	19650	20800

В грузоподъемных механизмах наименьший допускаемый диаметр барабана или блока, огибаемого шальным канатом, определяют по формуле

$$D \geq d(e - 1), \quad (16.5)$$

где D — диаметр барабана или блока, измеренный по дну канавки, *мм*

d — диаметр каната, *мм*;

e — коэффициент, зависящий от типа грузоподъемной машины и режима ее работы (табл. 16.3).

Таблица 16.3

Тип грузовой машины	Привод грузоподъемной машины и режим ее работы	e
Всех типов, кроме стрелочных кранов, талей и лебедок	Ручной	18
	Машинный:	
	легкий	20
	тяжелый, весьма тяжелый и весьма тяжелый непре рывного действия	25 30
Электрические тали (тельферы)	-	20
Лебедки с ручным приводом для подъема грузов и людей	-	16

В некоторых грузоподъемных механизмах применяют грузовые цепи: сварные и пластинчатые. Расчеты цепей даны в курсе «Детали машин» и здесь не приведены. При изучении состояния техники безопасности в каком-либо производственном предприятии иногда возникает необходимость провести проверочные расчеты на эксплуатационную надежность грузоподъемных механизмов. Ниже приведены примеры таких расчетов.

3.1.3 Результаты и выводы: Научиться выполнять проверочный расчет элементов грузоподъемных механизмов.