

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
«МИСиС»
НОВОТРОИЦКИЙ ФИЛИАЛ

Кафедра металлургических технологий и оборудования

**М.В. Харченко,
Р.Н. Амиров,
Р.Р. Дема,
О.С. Железков**

ДЕТАЛИ МАШИН

Лабораторный практикум

Новотроицк, 2022 г.

УДК 621.8

X 20

Рецензенты:

Доцент кафедры Metallургических технологий и оборудования
Новотроицкого филиала ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский
технологический университет «МИСиС», к.т.н. **Е.В. Братковский**

Доцент кафедры проектирования и эксплуатации металлургических машин и
оборудования ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический
университет им Г.И. Носова», к.т.н. **Н.Ш. Тютряков**

Харченко М.В., Амиров Р.Н., Дема Р.Р., Железков О.С. Детали машин:
лабораторный практикум. – Новотроицк: НФ НИТУ «МИСиС», 2022. 60 с.

Лабораторный практикум предназначен для проведения лабораторных
занятий по дисциплине «Детали машин» для обучающихся всех форм обуче-
ния и направлений, реализуемых в Новотроицком филиале НИТУ «МИСиС».

Рекомендовано Методическим советом НФ НИТУ «МИСиС»

ISBN 978-5-903472-32-1

© ФГАОУ ВО «Национальный
исследовательский технологический
университет «МИСиС»
Новотроицкий филиал, 2022

Содержание

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1 ИСПЫТАНИЕ МАТЕРИАЛОВ НА РАСТЯЖЕНИЕ	4
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2 ИЗУЧЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ.....	17
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3 ИЗУЧЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ.....	26
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4 ИЗУЧЕНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ.....	33
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5 ИЗУЧЕНИЕ АНТИФРИКЦИОННЫХ СВОЙСТВ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ПОКРЫТИЙ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ.....	41
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И КИНЕМАТИКИ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ.....	50
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 7 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И КИНЕМАТИКИ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ.....	55
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	59

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

ИСПЫТАНИЕ МАТЕРИАЛОВ НА РАСТЯЖЕНИЕ

Цель работы

1. Ознакомиться с проведением испытания материалов на растяжение.
2. Научиться определять показатели прочности и пластичности материалов.

Оборудование и материалы для выполнения работы

1. Разрывная машина.
2. Штангенциркуль.
3. Измерительная линейка.
4. Набор образцов.

Порядок выполнения лабораторной работы

1. Перед выполнением лабораторной работы необходимо ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выполнить в соответствии с заданием экспериментальную часть.
3. Провести анализ полученных результатов и сделать выводы по результатам работы всей подгруппы.

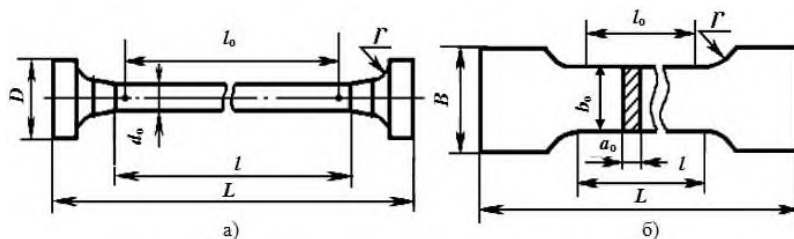
Содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Сведения об определении механических характеристик прочности и пластичности.
3. Протокол испытаний.
4. Выводы по работе.

ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Образцы для испытаний

Для испытания на растяжение применяют пропорциональные цилиндрические или плоские образцы (из листового материала) диаметром или толщиной в рабочей части 3 мм и более (рисунок 1.1 а, б).



d_0 - начальный диаметр образца, a_0 - начальная толщина, b_0 - начальная ширина, l_0 - начальная расчетная длина, l - рабочая длина, D - диаметр головок, B - ширина захватов, L - общая длина

Рисунок 1.1 – Цилиндрические (а) и плоские (б) образцы, применяемые при испытании на растяжение

Для замера деформаций на расчетной части образца отмечают отрезок, называемый расчетной длиной. Наиболее распространены цилиндрические образцы, у которых выдерживается пропорциональное соотношение между начальной расчетной длиной l_0 и диаметром d_0 : $l_0 = 5 d_0$ (короткие, пятикратные образцы) и $l_0 = 10 d_0$ (длинные, десятикратные). Такие образцы называют пропорциональными.

У плоских образцов соотношение между расчетной длиной и размерами поперечного сечения остается таким же, как для цилиндрических образцов, но вместо диаметра фигурирует площадь поперечного сечения F_0 .

Так как площадь поперечного сечения $F_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}$, то для короткого цилиндрического образца

$$l_0 = 5 d_0 = 5 \sqrt{\frac{4 F_0}{\pi}} = 5,65 \sqrt{F_0}$$

для длинного цилиндрического образца

$$l_0 = 10 d_0 = 10 \sqrt{\frac{4 F_0}{\pi}} = 11,3 \sqrt{F_0} .$$

Расчетную длину l_0 с погрешностью до 1 % ограничивают на рабочей длине образца l кернами или рисками. При этом l должна составлять:

от $l_0 + 0,5 d_0$ до $l_0 + 2 d_0$ – для цилиндрических образцов;

от $l_0 + 1,5 \sqrt{F_0}$ до $l_0 + 2,5 \sqrt{F_0}$ – для плоских образцов.

Формы и размеры головок и переходных частей цилиндрических и плоских образцов определяются способом крепления образцов в захватах испытательной машины. Способ крепления должен предупреждать проскальзывание образцов в захватах, смятие опорных поверхностей, деформацию головок и разрушение образца в местах перехода от рабочей части к головкам и в головках.

Испытательная машина. Испытанию на растяжение подвергают конструкционные пластичные стали, инструментальные стали, находящиеся в отожженном состоянии, цветные металлы. Испытания на растяжение проводятся на испытательной машине при условии ее соответствия требованиям ГОСТ 28840-90. Машина предназначена для статических испытаний образцов различных материалов на растяжение и изгиб: металлов и сплавов по ГОСТ 1497-84, ГОСТ 6996, ГОСТ 10006; пластмасс по ГОСТ 12262-80. Испытание на растяжение заключается в деформировании образца в условиях однородного и одноосного напряженного состояния до разрушения.

Механические испытания осуществляются путем деформирования образцов при контролируемой нагрузке, перемещении, деформации и скорости изменения параметров.

Работа заключается в нагружении закрепленного в захватах образца ис-

пытательной нагрузкой.

Машинная диаграмма растяжения

Материалы для конструкционных материалов должны обладать определенными механическими свойствами – прочностью, пластичностью.

Прочность – способность материала сопротивляться пластической деформации и разрушению.

Пластичность – способность материала к пластической деформации без разрушения.

Деформацию растяжения можно охарактеризовать абсолютным удлинением или абсолютной деформацией Δl , равной разности длин образца после растяжения l_k и до него l_0 : $\Delta l = l_k - l_0$.

При испытаниях автоматически вычерчивается первичная диаграмма растяжения (рисунок 1.2) в координатах « $P \sim \Delta l$ ».

На диаграмме « $P-\Delta l$ » выделяют три участка деформации.

1. Участок упругой деформации до нагрузки $P_{упр}$. Упругая деформация полностью исчезает после снятия нагрузки. Пока сила P не достигнет определенной величины, вызванные ею деформации будут исчезать при разгрузке. Процесс разгрузки изобразится той же линией, что и нагружение.

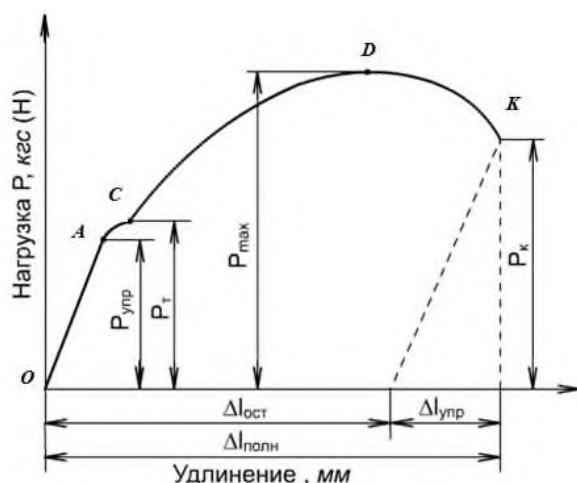


Рисунок 1.2 – Диаграмма растяжения малоуглеродистой стали

Прямолинейный участок диаграммы OA указывает на пропорциональную зависимость между нагрузкой P и удлинением Δl . Закон пропорциональности установлен Р. Гуком в 1670 г.

2. Участок равномерной пластической деформации от нагрузки $P_{упр}$ до нагрузки P_{max} . При нагружении образца более $P_{упр}$ появляется остаточная (пластическая) деформация. Пластическое деформирование идет при возрастающей нагрузке, так как металл упрочняется в процессе деформирования. Упрочнение металла при деформировании называется наклепом.

3. Участок сосредоточенной пластической деформации – от P_{max} до P_k . После достижения максимального значения нагрузки P_{max} в наиболее слабом месте появляется местное утонение образца – шейка (рисунок 1.3, б), в которой и протекает дальнейшее пластическое деформирование (деформация

шейки). Образование шейки характерно для пластичных материалов, которые имеют диаграмму растяжения с максимумом.

Быстрое уменьшение площади сечения шейки вызывает падение нагрузки от P_{\max} до P_K . В момент, соответствующий точке К диаграммы, происходит разрыв образца по наименьшему сечению шейки. При этом упругая деформация образца $\Delta l_{\text{упр}}$ исчезает, а пластическая $\Delta l_{\text{ост}}$ остается (рисунок 1.2).

До точки D диаграммы во всех сечениях поперечные размеры образца уменьшались одинаково. С момента образования шейки вся деформация образца локализуется на малой длине ($l_{\text{ш}} \approx 2d_0$) в области шейки, а остальная часть практически не деформируется (рисунок 1.3,б).

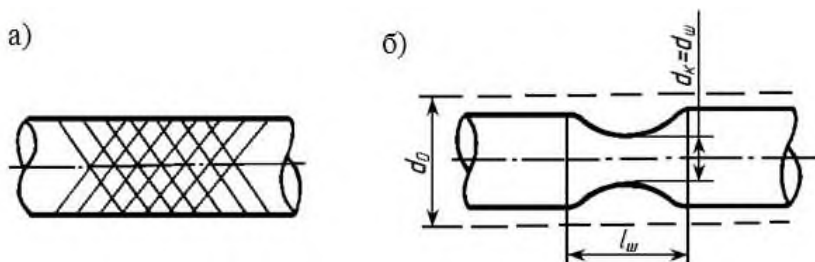


Рисунок 1.3 – Образование линий сдвига (а) и местного сужения – шейки (б) при испытании образца на растяжение

Свойство материала деформироваться при практически постоянной нагрузке называется **текучестью**. Участок диаграммы растяжения АС, который в некоторых материалах может быть практически параллельным оси абсцисс, называется площадкой текучести.

В процессе текучести на отшлифованной поверхности образца можно наблюдать появление линий (полос скольжения), наклоненных примерно под углом 45° к оси образца (рисунок 1.3,а). Эти линии являются следами взаимных сдвигов кристаллов, вызванных касательными напряжениями.

Для определения упругой деформации в момент разрыва необходимо из точки К диаграммы провести прямую, параллельную прямолинейному участку ОА, так как упругие деформации при разрыве также подчиняются закону Гука.

При деформировании твердого тела внутри него возникают внутренние силы. Величину сил, приходящуюся на единицу площади поперечного сечения образца, называют напряжением. За единицу механического напряжения в системе СИ принята единица паскаль (Па): $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$ и $1 \text{ кгс/мм}^2 = 10 \text{ МПа}$.

Диаграмма условных напряжений. Механические характеристики материалов

Чтобы исключить влияние размеров и формы деталей, во-первых, испытания проводят на стандартных образцах ГОСТ 1497-84. Во-вторых, результаты пересчитывают на относительные величины: прикладываемую нагрузку –

в механическое напряжение $\sigma = \frac{P}{F_0}$; абсолютную деформацию – в относительную деформацию $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}$.

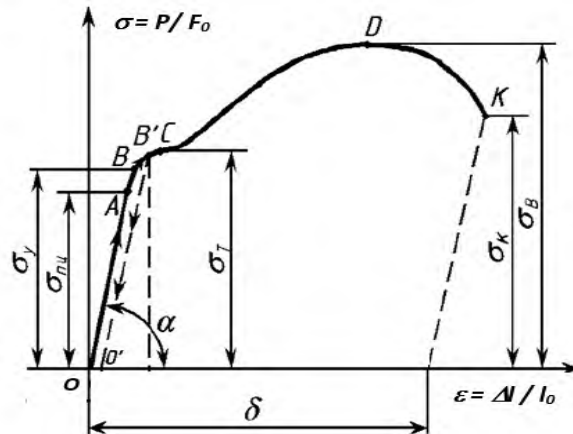


Рисунок 1.4 – Диаграмма условных напряжений малоуглеродистой стали

Перестроенная таким образом диаграмма называется диаграммой условных напряжений (рисунок 1.4). Такое название объясняется тем, что площадь образца в процессе испытания изменяется.

Предел пропорциональности. Значению нагрузки $P_{\text{пц}}$, при которой нарушается линейная зависимость между нагрузкой P и удлинением Δl (закон пропорциональности), на диаграмме соответствует точка A . Напряжение, вызванное нагрузкой $P_{\text{пц}}$, называется пределом пропорциональности и вычисляется по формуле

$$\sigma_{\text{пц}} = \frac{P_{\text{пц}}}{F_0}. \quad (1.1)$$

Таким образом, пределом пропорциональности называется напряжение, после которого нарушается закон Гука

$$\sigma = E \cdot \varepsilon,$$

где E – модуль нормальной упругости или модуль жесткости.

Модуль E графически изображается тангенсом угла наклона прямолинейного участка к оси абсцисс диаграммы условных напряжений $E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \text{tg } \alpha$.

Величина модуля зависит от природы сплава и изменяется незначительно при изменении состава, структуры или после термической обработки. Например, для стали $E = (2,0 \div 2,2) \cdot 105$ МПа, для чугуна $E = (0,75 \div 1,6) \cdot 105$ МПа.

Предел упругости. Наибольшему значению нагрузки $P_{\text{уп}}$, при которой образец еще не дает при разгрузке остаточной деформации, соответствует точка

В. Упругой стадии растяжения образца – участок диаграммы ОВ.

Наибольшее напряжение, до которого остаточная деформация при разгрузке не обнаруживается, называется пределом упругости. Это напряжение вызывается силой $P_{уп}$ и определяется по формуле

$$\sigma_{уп} = \frac{P_{уп}}{F_0} \quad (1.2)$$

Предел упругости является характеристикой, не связанной с законом Гука. Точка В может располагаться как выше, так и ниже точки А. Эти точки, а следовательно, и значения напряжений $\sigma_{пц}$ и $\sigma_{уп}$ близки и обычно различием между ними пренебрегают.

Предел текучести – напряжение, при котором происходит рост деформации без увеличения растягивающей нагрузки. Величина предела текучести вычисляется по формуле

$$\sigma_{т} = \frac{P_{т}}{F_0} \quad (1.3)$$

У большей части технических металлов и сплавов на диаграмме отсутствует явно выраженная площадка текучести. В этом случае предел текучести определяется с допуском 0,2 %, т.е. – условный предел текучести ($\sigma_{0,2}$) – напряжение, при котором образец получает остаточное (пластическое) удлинение, равное 0,2 % своей расчетной длины:

$$\sigma_{0,2} = \frac{P_{0,2}}{F_0} \quad (1.4)$$

Предел прочности (временное сопротивление разрыву) – напряжение, соответствующее наибольшей нагрузке P_{max} , которую выдерживает образец

$$\sigma_{в} = \frac{P_{max}}{F_0} \quad (1.5)$$

Напряжение в момент отрыва образца. Обозначив через P_k величину растягивающей нагрузки в момент разрыва, получим

$$\sigma_{к} = \frac{P_{к}}{F_0} \quad (1.6)$$

Определяемое таким образом напряжение при разрыве образца не может быть использовано в качестве характеристики механических свойств металлов и сплавов. Оно получено делением нагрузки в момент разрыва на первоначальную площадь поперечного сечения образца, а не на действительную его

площадь при разрыве, которая значительно меньше начальной, вследствие образования шейки.

Механические характеристики $\sigma_{\text{пл}}$, $\sigma_{\text{уп}}$, σ_{T} и $\sigma_{\text{в}}$ называются характеристиками прочности материалов. В практических расчетах оценка механических свойств преимущественно проводится по пределу текучести σ_{T} и пределу прочности $\sigma_{\text{в}}$. Например, для малоуглеродистой стали (0,2 % C), имеющей площадку текучести: $\sigma_{\text{T}} = 300$ МПа, $\sigma_{\text{в}} = 450$ МПа.

Кроме перечисленных выше характеристик прочности материала при испытании на растяжение определяют также относительное удлинение после разрыва δ и относительное сужение после разрыва ψ :

$$\delta = \frac{l_k - l_0}{l_0} \cdot 100\% ; \quad (1.7)$$

$$\psi = \frac{F_0 - F_k}{F_0} \cdot 100\% \quad (1.8)$$

где l_0 – первоначальная расчетная,

а l_k – конечная расчетная длина образца;

$F_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}$ – начальная площадь поперечного сечения,

$F_k = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4}$ – площадь поперечного сечения в наиболее тонком месте шейки

после разрыва (рисунок 1.3).

Механические характеристики δ и ψ являются характеристиками пластичности материала: чем они больше, тем материал пластичнее. Для сталей, например, $\delta = 8 \div 45\%$, $\psi = 40 \div 65\%$.

Диаграмма растяжения хрупких материалов

Хрупкие материалы, например, чугун, дают диаграмму растяжения иного характера (рисунок 1.5). Чугун разрушается внезапно без образования шейки при малых деформациях, составляющих 0,5÷0,6 % от расчетной длины образца l_0 .

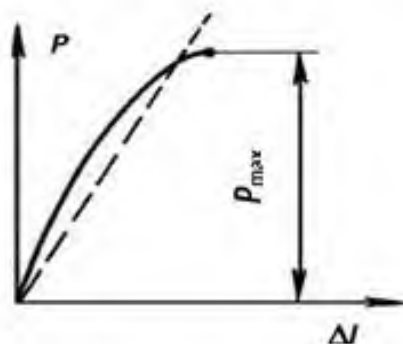
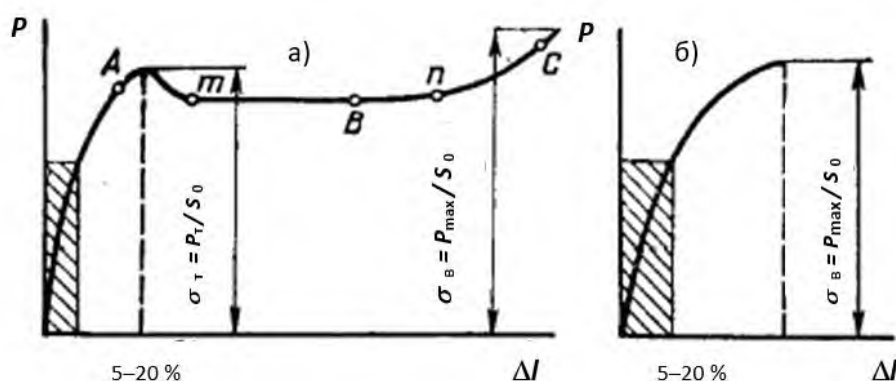


Рисунок 1.5 – Диаграмма растяжения чугуна

Диаграмма не имеет выраженного прямолинейного участка (отклонение от закона Гука начинается очень рано), площадки текучести и зоны упрочнения. При испытании на растяжение хрупких материалов определяют, как правило, только максимальную нагрузку P_{max} . При практических расчетах для хрупких материалов отклонение от закона Гука не учитывают и криволинейную диаграмму заменяют условной прямолинейной.

Диаграммы растяжения пластмасс

Диаграммы растяжения пластмасс (рисунок 1.6) отличаются от тех, что имеются у металлов, поскольку полимеры характеризуются вязкоупругим поведением под нагрузкой. Деформация полимера – это сумма упругой, высокоэластичной и вязкотекучей деформаций. Эти составляющие общей деформации зависят от структуры материала, температуры и условий деформирования.



а – вязкие аморфные и кристаллические термопласты; б – хрупкие термопласты, реактопласты, вязкие термопласты с ориентированной структурой

Рисунок 1.6 – Диаграммы растяжения пластмасс

Заштрихованная область – допустимые нагрузки и удлинения. А, В, С – точки разрушения полимеров с разной молекулярной массой: $M_A < M_B < M_C$

Все полимеры и пластмассы имеют модули упругости, которые в $100 \div 1000$ раз меньше, чем у металлов. При повышении температуры пластмассы становятся более вязкими. При увеличении скорости деформирования не успевают развиваться высокоэластичная деформация и возрастает склонность к хрупкому разрушению. При длительном действии нагрузки уменьшается прочность и появляется ползучесть. Пористые пластмассы имеют наименьшую прочность.

Термопласты разрываются с остаточной деформацией порядка десятков и сотен процентов (рисунок 1.6, а). Высокоэластичная деформация возникает при вытягивании макромолекул под действием напряжений. При растяжении образца появляется шейка. Пластическое течение представляет постепенное развитие шейки по всему образцу (участок mn на рисунке 1.6, а). Высокоэластичная деформация при снятии напряжения не исчезает. Прочность термопластов максимальна вдоль вытянутых молекул.

Пластическая деформация кристаллических полимеров (рисунок 1.6, б) сопровождается рекристаллизацией, которая состоит из трех последователь-

ных этапов: разрушение кристаллов под действием напряжения; вытягивание молекул вдоль направления растяжения на участке с разрушенными кристаллами; образования новых, ориентированных кристаллов между параллельно ориентированными молекулами. Новые кристаллы фиксируют высокоэластичную деформацию, которая сохраняется после снятия нагрузки.

Хрупкость пластмасс возрастает при увеличении количества связей, степени кристаллизации полимеров. Для уменьшения хрупкости применяют пластификаторы, а также волокнистые наполнители. Реактопласты прочнее термопластов, их свойства меньше зависят от температуры. Различие связей между молекулами сказывается на виде диаграмм (рисунок 1.6, б). Сетчатая структура мешает развиваться высокоэластичной деформации и реактопласты, как и хрупкие материалы (например, чугун) разрываются с незначительной остаточной деформацией.

Порядок проведения испытаний

Перед испытанием необходимо ознакомиться с устройством машины и правилами поведения в лаборатории (вводный инструктаж).

До испытания проводится измерение штангенциркулем размеров образца (рисунок 1.1) по рабочей части l_0 и d_0 с погрешностью до 0,1 мм. Для этого проводится измерение длины рабочей зоны, отмеченной на образце накерненными точками и диаметра образца в трех сечениях расчетной зоны. За расчетный диаметр принимается среднее значение по выполненным трем замерам. Рассчитывается начальная площадь поперечного сечения F_0 .

На рабочей части образца наносят метки на расстоянии 5 или 10 мм друг от друга. Благодаря меткам можно определить деформацию каждого 5 или 10-миллиметрового промежутка, так и всей рабочей длины образца.

Образец устанавливается в захваты испытательной машины и производится его растяжение.

1. Определение предела текучести и предела прочности.

После проведения испытания по машинной диаграмме растяжения определяют нагрузку P_T , соответствующую пределу текучести, и наибольшую разрушающую нагрузку P_{max} . Используя значения P_T , P_{max} и площадь F_0 по формулам (1.3 и 1.4) определяют прочностные характеристики материала σ_T и σ_B .

2. Определение характеристик пластичности материала.

После испытания части разорванного образца складывают и штангенциркулем измеряют конечную расчетную длину l_k . а также толщину в наиболее тонком месте шейки d_k . При разрыве образца в средней части расчетной длины измерение l_k производится между крайними рисками, как показано на рисунке 1.7. Измерив l_k по формулам (1.7–1.8) определяют характеристики пластичности материала на растяжение δ и ψ :

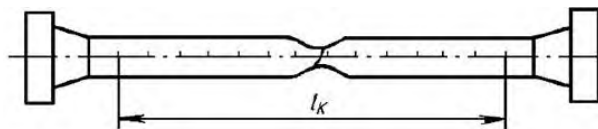


Рисунок 1.7 – Определение конечной расчетной длины при разрыве образца в средней части

3. Определение предела пропорциональности.

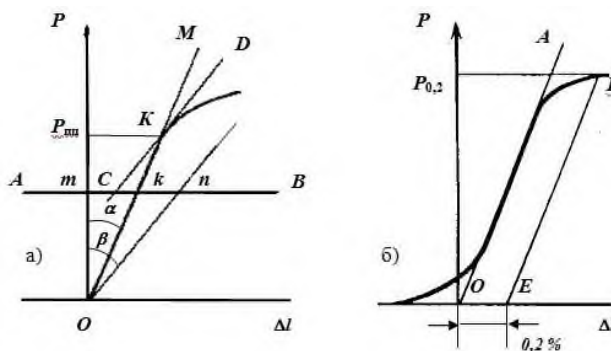
Условный предел пропорциональности находится тогда, когда по диаграмме трудно точно определить точку, до которой сохраняется линейная зависимость между прикладываемой нагрузкой и удлинением образца.

Величину нагрузки $P_{\text{пц}}$ можно с некоторым приближением определить графически на диаграмме растяжения (рисунок 1.8, а). Отклонение от линейной зависимости между нагрузкой и удлинением должно достигнуть такой величины, когда тангенс угла наклона кривой деформации с осью нагрузок увеличится на 50% своего значения на линейном упругом участке.

- Из начала координат проводят прямую OM , совпадающую с начальным линейным участком диаграммы растяжения.
- Проводят прямую линию AB , параллельную оси абсцисс.
- На прямой AB откладывают отрезок kn , равный половине отрезка mk .
- Через точку n и начало координат проводят прямую On . Тангенс угла наклона прямой On к оси ординат (β) и будет на 50 % больше тангенса угла наклона прямолинейного участка диаграммы растяжения $OM(\alpha)$.
- Параллельно линии On проводят касательную линию CD к диаграмме растяжения.
- Точка касания K определяет нагрузку $P_{\text{пц}}$.
- В соответствии с формулой (1.1) рассчитывают значение предела пропорциональности $\sigma_{\text{пц}}$.

4. Определение условного предела текучести с допуском 0,2 %.

Вследствие неполного контакта между головками образца и гнездами для них в траверсе, в начале диаграммы получается криволинейный участок, который следует исключить, продолжив прямолинейный участок диаграммы до пересечения с осью абсцисс в точке O (рисунок 1.8, б).



а – для определения условного предела пропорциональности;

б – для определения условного предела текучести

Рисунок 1.8 – Начальные участка диаграммы растяжения

- Вычисляют величину пластической деформации, которая составляет 0,2%, от начальной расчетной длины l_0 .
- Найденную величину увеличивают пропорционально масштабу диаграммы и отрезок $OE = 0,002l_0$ (рисунок 1.8,б) откладывают от точки O .
- Из точки E проводят прямую, параллельную OA . Точка пересечения прямой с диаграммой соответствует нагрузке $P_{0,2}$.
- По формуле (1.6) рассчитывают значение условного предела текучести $\sigma_{0,2}$.

5. Определение работы, затраченной на деформацию образца.

Для оценки качества испытанного материала необходимо определить работу, затраченную на разрыв образца.

- Работу деформации в пределах упругости можно выразить через площадь диаграммы OAA_1O (рисунок 1.9).
- Работа, затраченная на образование пластической деформации, графически определяется площадью $OACDKK_1$.
- Полная работа (A), затраченная при растяжении образца до его разрушения, численно равна площади диаграммы растяжения $OACDKK_2O$ с учетом тех же масштабов сил и удлинений: 1 см² площади диаграммы соответствует работе деформации 1 кг·см.

Удельная работа (a) – отношение полной работы A , затраченной на разрушение образца, к начальному объему средней цилиндрической части образца V ($a = A / V$) характеризует способность материала образца поглощать энергию разрыва, вязкость материала и сопротивляемость его динамическим воздействиям нагрузки.

Для упрощения расчетов, работу, затраченную на пластическое деформирование, определяют как площадь прямоугольника с основанием $\Delta l_{ост}$ и высотой P_{max} (рисунок 1.2).

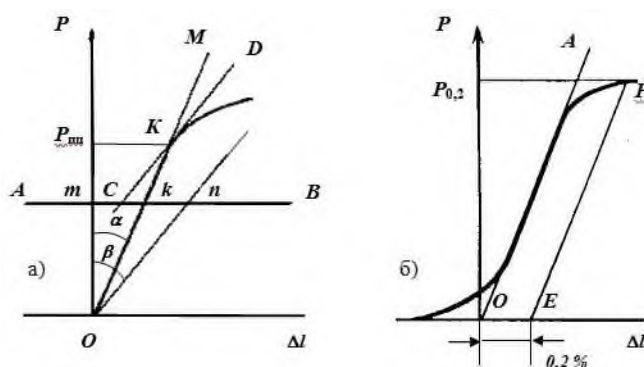


Рисунок 1.9 – Полная диаграмма растяжения

Обработка результатов испытаний

1. Замерить конечную рабочую длину и диаметр в шейке образца с помощью штангенциркуля.
2. Снять в масштабе с диаграммы растяжения величины нагрузок $P_{пц}$, P_T , P_{max} , $P_{0,2}$.

3. Определить характеристики прочности $\sigma_{\text{пц}}$, $\sigma_{\text{т}}$, $\sigma_{\text{в}}$, $\sigma_{0,2}$.
4. Вычислить значения характеристик пластичности δ и ψ .
5. Зарисовать диаграмму растяжения образца в координатах $P \sim \Delta l$, в масштабе, с указанием точек, соответствующих $P_{\text{пц}}$, $P_{\text{т}}$, P_{max} , $P_{0,2}$.
6. Зарисовать диаграмму растяжения, пересчитанную в координаты $\sigma \sim \varepsilon$, $\sigma_{\text{пц}}$, $\sigma_{\text{т}}$, $\sigma_{\text{в}}$, $\sigma_{0,2}$.
7. Сравнить значения рассчитанных величин со значениями, полученными машиной в автоматическом режиме и отраженными в протоколе испытаний.

Протокол испытаний

Марка материала _____

№ п/п	Снимаемые параметры	Обозначение	Размер	Численная величина
1.	Исходные данные Рабочая длина образца до испытания	l_0	мм	
2.	Диаметр образца до испытания	d_0	мм	
3.	Площадь поперечного сечения до испытания	F_0	мм ²	
4.	Масштаб записи диаграммы по деформации	M		
5.	Результаты испытаний Нагрузка, соответствующая пластическому удлинению образца на 0,2 %	$P_{0,2}$	кгс	
6.	Максимальная нагрузка при испытании	P_{max}	кгс	
7.	Нагрузка в момент разрушения	P_k	кгс	
8.	Диаметр образца в момент разрушения	d_k	мм	
9.	Площадь поперечного сечения образца в месте разрушения	F_k	мм ²	
10.	Рабочая длина образца после испытания	l_k	мм	
11.	Характеристики прочности и пластичности Условный предел текучести	$\sigma_{0,2}$	кгс/мм ²	
12.	Временное сопротивление (предел прочности)	$\sigma_{\text{в}}$	кгс/мм ²	
13.	Относительное остаточное удлинение	δ	%	
14.	Относительное остаточное сужение	ψ	%	
15.	Удельная работа на разрушение образца	a	%	

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Какие образцы применяются для испытания материалов на растяжение?
2. Объясните принцип работы испытательной машины.
3. Какой вид имеет диаграмма растяжения для пластичного материала, для хрупкого материала?
4. Чем объясняется наличие участка упрочнения на диаграмме растяжения?
5. Как графически определить модуль продольной упругости E ?
6. Что такое предел пропорциональности, предел упругости, предел прочности (временное сопротивление разрыву)?
7. До какой точки диаграммы растяжения образец деформируется равномерно?
8. Какие механические характеристики определяют прочностные свойства материала?
9. Какие механические характеристики определяют пластические свойства материала?
10. Как определить расчетную длину образца после испытания?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2 ИЗУЧЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы

Ознакомление с основными параметрами и типами передач, их конструкциями, применением и принципами работы.

Порядок выполнения лабораторной работы

1. Перед выполнением лабораторной работы необходимо ознакомиться с основными теоретическими положениями в объеме проводимой лабораторной работы.

2. Изучить принцип работы и эксплуатации механических передач

3. Провести анализ достоинств и недостатков механических передач, используемых в машинах и агрегатах металлургических и машиностроительных производств.

4. Изучить принцип определения основных кинематических и силовых соотношений механических передач.

5. Изучить условное изображение передач на кинематических схемах приводов.

Содержание отчета

1. Название и цель работы.

2. Краткие теоретические сведения

3. Ответы на контрольные вопросы.

4. Выводы по работе.

ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Общие сведения

Основную часть производственных процессов современной хозяйственной деятельности человека выполняют машины – механические устройства, выполняющие движения и служащие для преобразования энергии, материалов и информации. Большинство современных машин создается по схеме двигатель – передаточный механизм(передача) – исполнительный орган машины.

Применение передач связано с тем, что стандартные двигатели с целью снижения массы, габаритов и стоимости выполняют быстроходными с узким диапазоном регулирования скорости, а исполнительные органы должны иметь малые скорости, причем часто требуется разветвление потоков энергии и одновременная передача движения с различными параметрами к нескольким исполнительным органам.

Передачи – это механизмы, служащие для передачи механической энергии на расстояние.

Кроме основной функции передачи движения они обеспечивают:

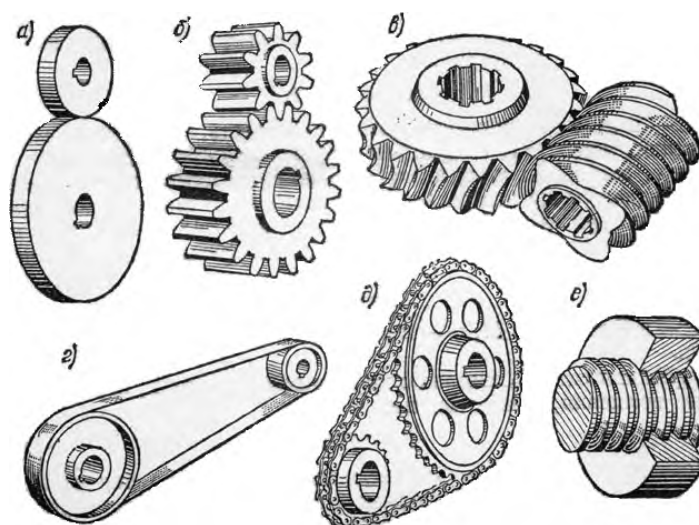
✓ согласование угловых скоростей исполнительных органов машины и двигателя;

- ✓ регулирование и реверсирование (изменение направления) скорости исполнительного органа машины при постоянной угловой скорости двигателя;
- ✓ преобразование вращательного движения двигателя в поступательное или другое движение исполнительного органа;
- ✓ приведение в движение нескольких исполнительных органов (с различными скоростями движения) от одного двигателя.

Следовательно, под передачами понимают механизмы, обусловлено его непрерывностью и равномерностью при малых потерях на трение. служащие для передачи механической энергии на расстояние, с преобразованием скоростей и моментов, иногда с преобразованием видов и законов движения. В данной лабораторной работе рассматриваются только механические передачи. Эти передачи используются преимущественно для передачи равномерного движения и реже для преобразования вращательного движения в поступательное. Применение равномерного вращательного движения обусловлено его непрерывностью и равномерностью при малых потерях на трение.

Классификация механических передач

Во всех механических передачах различают два основных звена: звено передачи, которое получает движения от двигателя, называемое ведущим, и звено, которому передается движение, называемое ведомым. Параметры, относящиеся к ведущему звену, обозначаются индексом 1, а параметры, относящиеся к ведомому звену, - индексом 2.



а – фрикционная; б – зубчатая; в – червячная; г – ременная; д – цепная;
е – винт–гайка

Рисунок 2.1 – Основные типы механических передач

1. По принципу передачи движения от ведущего звена к ведомому механические передачи делятся на:

- ✓ передачи трением (основаны на использовании сил трения между элементами передачи); фрикционные (рисунок 2.1,а), ременные (рисунок 2.1,г);
- ✓ передачи зацеплением, работающие в результате возникновения давления между сопрягаемыми зубьями: зубчатые (рисунок 2.1,б), зубчато-

ременные, цепные (рисунок 2.1,д).

2. По способу соединения звеньев механические передачи делятся на:

- ✓ передачи непосредственного контакта сопрягаемых звеньев - фрикционные, зубчатые, червячные, винт–гайка;
- ✓ передачи гибкой связью – ременные, цепные.

3. По характеру изменения скорости механические передачи делятся на понижающие и повышающие.

Зубчатые передачи

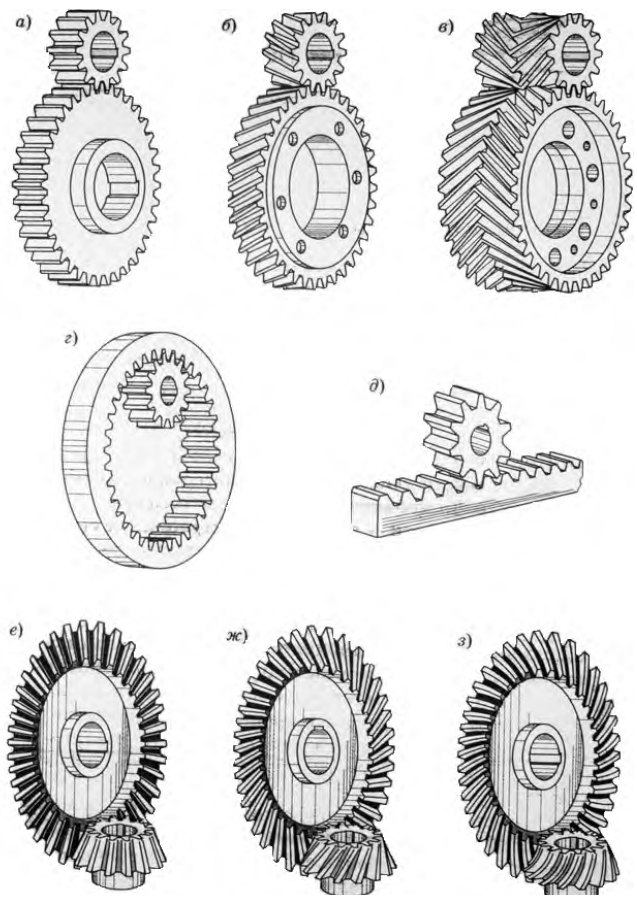
Зубчатая передача – это механизм, который с помощью зубчатого зацепления передает или преобразует движение с изменением скоростей и моментов. Усилие от одного элемента сцепляющейся пары к другому передается посредством зубьев, последовательно вступающих в зацепление.

Зубья в основном имеют эвольвентный профиль. Меньшее зубчатое колесо передачи является ведущим и называется **шестерней**, а большее зубчатое колесо, получающее движение от ведущего, является ведомым и называется **колесо** зубчатое.

Зубчатая передача, преобразующая вращательное движение между параллельными валами, называется цилиндрической, так как образующая сопрягаемых зубчатых колес является цилиндрической поверхностью. Цилиндрическая передача внешнего зацепления бывает с прямыми (рисунок 2.2,а), косыми (рисунок 2.2,б) и шевронными (рисунок 2.2,в) зубьями. На кинематических схемах такие передачи и изображаются в виде (рисунок 2.3,а,б). На одной из пары зацепляющихся зубчатых колес зубья могут нарезаться не на наружной, а на внутренней поверхности. Такая передача является цилиндрической передачей внутреннего зацепления (рисунок 2.2,г). На кинематических схемах такая передача изображается в виде (рисунок 2.3,в).

Для преобразования вращательного движения шестерни в поступательное движение рейки, или поступательного движения рейки во вращательное движение зубчатого колеса, применяется зубчато–реечная передача (рисунок 2.2,д), которая на кинематических схемах изображается в виде (рисунок 2.3,г). В таких передачах рейка рассматривается как колесо с бесконечно большим диаметром (числом зубьев).

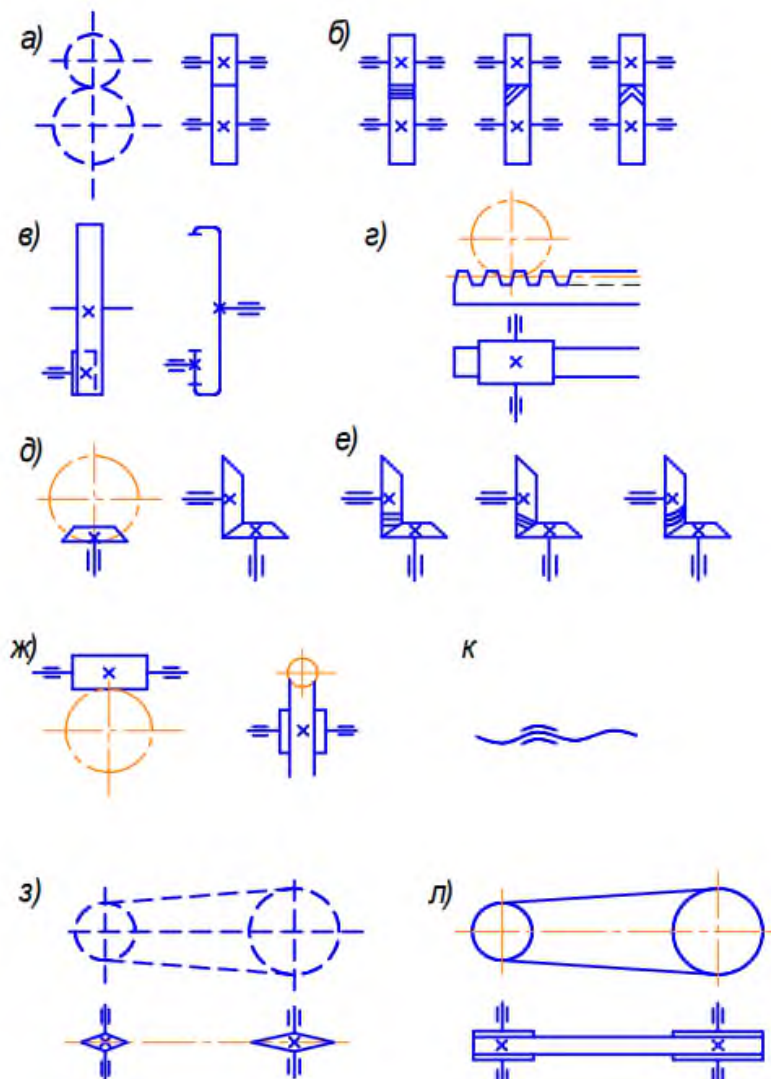
Зубчатая передача, передающая движение между пересекающимися осями, называется конической, так как пара зубчатых колес, находящихся в зацеплении, имеет форму усеченных конусов. Обычно межосевой угол 90° . Конические передачи бывают с прямыми зубьями (рисунок 2.2,е), с косыми (тангенциальными) зубьями (рисунок 2.2,ж) и с круговыми зубьями (рисунок 2.2,з). На кинематических схемах, коническая передача без указания типа зубьев приведена на (рисунок 2.3,д), а с указанием типа зубьев (рисунок 2.3,е).



а – цилиндрическая прямозубая; б – цилиндрическая косозубая; в – шевронная;

г – цилиндрическая с внутренним зацеплением; д – реечная; е – коническая прямозубая; ж – коническая косозубая; з – коническая с круговыми зубьями

Рисунок 2.2 – Основные виды зубчатых передач

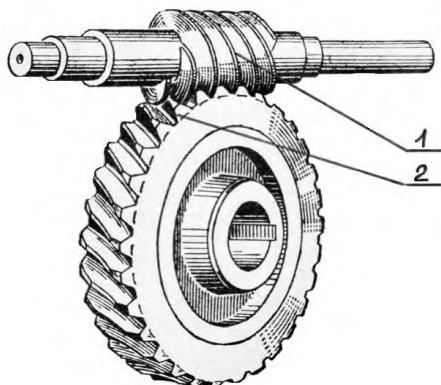


- а – цилиндрическая зубчатая передача; б – цилиндрические передачи соответственно с прямыми, косыми и тангенциальными зубьями;
 в – цилиндрическая зубчатая передача с внутренним зацеплением;
 г – зубчато-реечная передача; д – коническая зубчатая передача; е – конические передачи соответственно с прямыми тангенциальными и круговыми зубьями;
 ж – червячная передача; з – цепная передача; к – передача винт–гайка;
 л – ременная передача

Рисунок 2.3 – Условные обозначения передач на кинематических схемах

Червячные передачи

Предназначены для передачи движения между валами со скрещивающимися осями и состоят из винта, называемого червяком 1 (рисунок 2.4), и червячного колеса 2. Ведущим элементом передачи обычно является червяк, движение от которого к червячному колесу осуществляется по принципу винтовой пары.



1 - червяк; 2 – червячное колесо
Рисунок 2.4 – Червячная передача

При определенных параметрах (угле подъема винтовой линии червяка) ведущим элементом передачи может быть и червячное колесо (например, в центрифугах). На кинематических схемах червячная передача изображается в виде (рисунок 2.3,ж). Передача используется в машинах, где требуется большое передаточное число, а также точные перемещения.

Цепные передачи

Относятся к передачам зацепления с гибкой связью и состоят из расположенных на некотором расстоянии друг от друга (межосевое расстояние передачи) двух зубчатых колес, называемых звездочками, и охватывающей их цепи (рисунок 2.1,д). На кинематических схемах передача изображается (рисунок 2.3,з). Движение в передаче осуществляется за счет зацепления зубьев звездочек, имеющих специальную форму, с шарнирами цепи. Последние состоят из чередующихся наружных и внутренних пластин, соединенных валиками с надетыми на них втулками. Для уменьшения трения и износа на втулки с зазором надеваются ролики, такие цепи – приводные роликовые обозначаются ПР. Цепные передачи широко используются в транспортных средствах и в сельскохозяйственных машинах.

Передачи винт–гайка

Передача используется для преобразования вращательного движения одного из звеньев (винта или гайки) в поступательное движение другого. При этом как винт, так и гайка могут иметь либо одно из названных движений, либо оба движения одновременно. Один из элементов передачи может быть неподвижным. Винты в передачах делятся на грузовые (домкраты, прессы, нажимные устройства) и ходовые (создание установочных, рабочих и холостых перемещений в станках и приборах). В передачах используются пары винт–гайка скольжения либо качения (рисунок 2.1,е). На кинематических схемах передача изображается (рисунок 2.3,к). В винтовых передачах обычно используется трапецеидальная резьба, в домкратах и винтовых прессах – упорная.

Ременные передачи

Это передачи трения с гибкой связью. Они состоят из двух или несколь-

ких шкивов, охватываемых гибким ремнем (рисунок 2.1,д). На кинематических схемах ременная передача изображается (рисунок 2.3,л). Нагрузка в передаче за счет сил трения, возникающих между шкивами и ремнем вследствие натяжения последнего. В качестве тягового органа ременной передачи (ремня), используются плоские, клиновые и поликлиновые ремни. Наибольшее применение получили прорезиненные и синтетические ремни. В настоящее время широкое применение получили зубчато–ременные передачи, соединяющие в себе достоинство ременных и цепных передач. Зубчато–ременные передачи лишены основного недостатка стандартных ременных передач – проскальзывание ремня и шкива, то есть они имеют постоянное передаточное отношение. Движение в таких передачах осуществляется за счет зацепления зубьев ремня с зубьями шкивов. Ременные передачи широко применяются в машинах легкой и текстильной промышленности.

Кинематические и силовые соотношения в механических передачах

В любой механической передаче звено, передающее вращающий (крутящий) момент, называется ведущим, и параметры, относящиеся к нему, отмечаются индексом 1; а звено, приводимое в движение от ведущего – ведомое, и параметры, относящиеся к нему, отмечаются индексом 2 (рисунок 2.5). Контакт ведущего звена с ведомым происходит в точке Р (для зубчатой передачи это полюс зацепления)

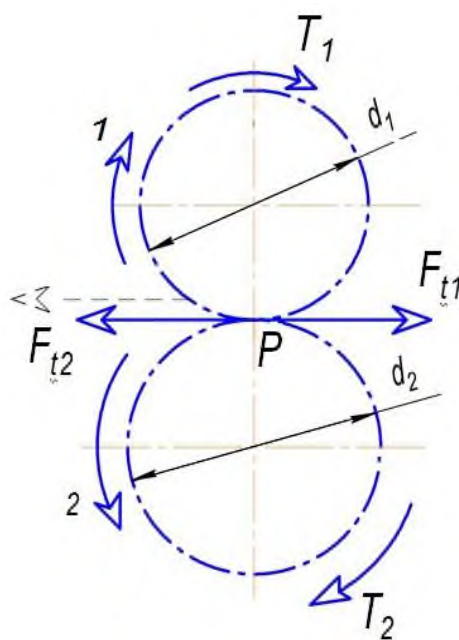


Рисунок 2.5 – Механическая передача

Кинематические соотношения механических передач

- ✓ Угловые скорости w_1 ведущего звена 1 и w_2 ведомого звена 2;
- ✓ Частоты вращения n_1 ведущего звена и n_2 ведомого звена

$$n_1 = \frac{30 \cdot w_1}{\pi};$$

$$n_2 = \frac{30 \cdot w_2}{\pi};$$

- ✓ Придаточное отношение передачи

$$i = \frac{w_1}{w_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

- ✓ Передаточное число передачи
- ✓

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{d_2}{d_1},$$

где Z_1, Z_2 – число зубьев соответственно ведущего и ведомого звеньев передачи.

- ✓ Передаточное число машины (привода), состоящей из нескольких передач, равно произведению передаточных чисел передач, входящие в машину

$$U_m = U_1 = U_2 = U_3 \dots$$

- ✓ Окружная скорость звеньев равна

$$v = w_1 \cdot \frac{d_1}{Z} = w_2 \cdot \frac{d_2}{Z} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 30^3} \left[\frac{M}{c} \right]$$

Угловая скорость ведущего звена w_1 и передаточного отношение передачи i является основным кинематическим параметрами передачи, остальные – дополнительные.

Силовые соотношения механических передач

- ✓ Мощность соответственно ведущего P_1 и ведомого P_2 звеньев, кВт.
- ✓ Коэффициент полезного действия (КПД) передачи

$$\eta_m = \frac{P_2}{P_1}.$$

- ✓ КПД машины (привода), состоящий из нескольких передач, равно произведению КПД всех элементов (передач, подшипников, муфт и т.д.), входящих в машину

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

- ✓ Определение мощности ведомого звена передачи P_2 через мощность ведущего звена передачи

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_n,$$

где η_n - КПД передачи.

Силы, вызывающие вращение звеньев (или сопротивление вращению) и направленные по касательной к траектории точек их приложения P – окружные силы F_t . Связь этими силами, окружной скорости v и мощности P , определяется зависимостью

$$P = F_t \cdot v \text{ [кВт]}.$$

Окружная сила F_t связана с крутящим моментом T , передаваемым звеном вращения, соотношением

$$F_t = \frac{2 \cdot T_t}{d_1} \text{ [Н]}.$$

Без учета сил трения окружные силы на ведущем F_{t1} и ведомом F_{t2} звеньях равны и противоположны направлены

$$F_{t1} = -F_{t2} \text{ [Н]}.$$

Крутящий момент T и мощность P , передаваемые звеньям передачи, связаны зависимостью

$$T = 9550 \cdot \frac{P}{n} \text{ [Н} \cdot \text{ м]}.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Сравнительная характеристика механических передач.
2. Фрикционные передачи. Классификация, достоинства и недостатки. Расчёт прижимающей силы, передаточного числа.
3. Зубчатые передачи. Классификация, область применения, достоинства и недостатки. Порядок расчёта открытых передач
4. Цепные передачи. Классификация, область применения, достоинства и недостатки. Конструкция цепей, способы натяжения.
5. Ременные передачи. Классификация, область применения, достоинства и недостатки. Конструкция, способы натяжения. Расчёт передаточного числа.
6. Червячные передачи. Классификация, область применения, достоинства и недостатки. Конструкция, геометрия, расчёт температурного режима.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3 ИЗУЧЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ

Цель работы

Ознакомиться с конструкциями зубчатых редукторов, с порядком их сборки и регулировки, измерить их размеры, определить параметры и размеры зубчатой передачи.

Оборудование и материалы для выполнения работы

1. Штангенциркуль.
2. Измерительная линейка.
3. Штангензубомер

Порядок выполнения лабораторной работы

1. Перед выполнением лабораторной работы необходимо ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выполнить в соответствии с заданием экспериментальную часть.
3. Провести анализ полученных результатов и сделать выводы по результатам работы об основных параметрах зубчатого редуктора
4. Ответить на контрольные вопросы для самопроверки

Содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Сведения, содержащие информацию о назначении изучаемого редуктора, его типе и конструктивном исполнении.
3. Протокол с результатами измеренных и определенных величин параметров редуктора
3. Ответы на контрольные вопросы.
4. Выводы по работе.

ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Общие сведения

Зубчатый редуктор – механизм с зубчатыми передачами, выполненный в виде отдельного агрегата (сборочной единицы) и предназначенный для понижения частоты вращения и повышения крутящего (вращающего) момента от входного (быстроходного) к выходному (тихоходному) валу.

Редукторы выполняют одно-, двух- и трехступенчатыми (рисунок 3.1). В них применяют, как правило, косозубы цилиндрические и конические с круговыми зубьями передачи, обладающие большой несущей способностью и плавностью работы по сравнению с прямозубыми.

Для получения выигрыша в массе и габаритах передачи нерационально использовать большие передаточные числа U в одной ступени. Практикой выработаны следующие рекомендации для редукторов: одноступенчатых цилиндрических $U=1,8...6,3$, но не более 8 (рисунок 3.1,а); одноступенчатых кони-

ческих $U=1,5...4$, но не более 6,3 (рисунок 3.1,б); цилиндрических двухступенчатых $U=6,3...40$, но не более 50 (рисунок 3.1,в,г,д); коническо-цилиндрических $U=8...28$ (рисунок 3.1,е); трехступенчатых цилиндрических и коническо-цилиндрических $U=31,5...180$. Коническо-цилиндрические редуктора применяют при необходимости обеспечения взаимной перпендикулярности входного и выходного валов.

Общее передаточное число двух- и многоступенчатых редукторов распределяют между ступенями. Масса и габариты редукторов в значительной степени зависят от того, как распределено общее передаточное число между ступенями. Лучшие показатели имеют редукторы, у которых размеры диаметров колес всех ступеней близки между собой. В этом случае также выполняется и условие смазывания погружением колес в общую масляную ванну.

Так как быстроходная ступень нагружена меньше, чем тихоходная, то для получения диаметров колес, размеры которых близки между собой, передаточное число первой (быстроходной) ступени рекомендуют брать больше, чем второй, при одновременном увеличении коэффициента ширины колес от быстроходной к тихоходной ступени.

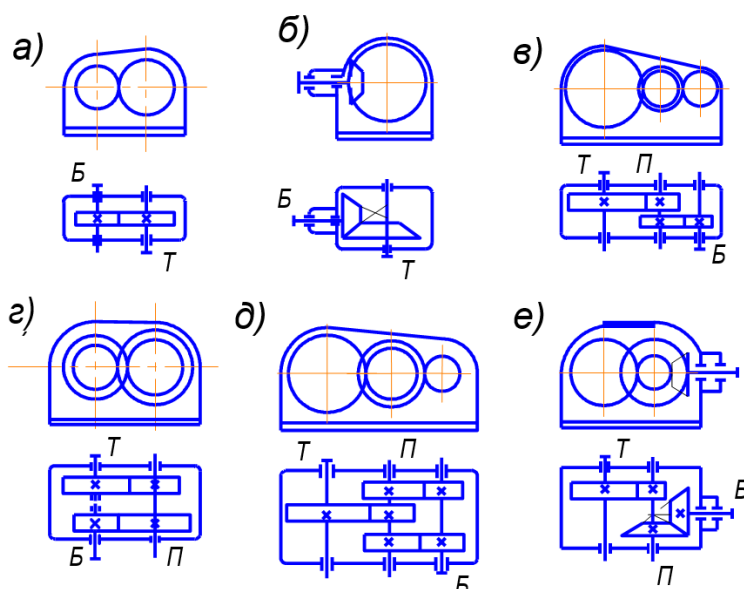


Рисунок 3.1 – Кинематические схемы зубчатых редукторов

Двухступенчатый цилиндрический зубчатый редуктор может быть выполнен по развернутой (рисунок 3.1,в) или сосной (рисунок 3.1,г) схемам. Простая развернутая схема (рисунок 3.1,в) встречается чаще. Однако несимметричное расположение колес на валах приводит к повышенной концентрации нагрузки по длине зуба. Для таких редукторов требуется применять жесткие валы. Редукторы, выполненные по развернутой схеме, применяют, например, в механизмах подъема кранов.

В целях улучшения работы наиболее нагруженной тихоходной ступени используют редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью (рисунок 3.1,д). В этом случае деформация валов не вызывает какой-либо существенной концентрации нагрузки по длине зубьев, вследствие симметричного расположе-

ния колес относительно опор. Такие редукторы применяются значительно реже, как правило в тяжело нагруженных передачах.

Редукторы, выполненные по соосной схеме (рисунок 3.1,г) отличаются тем, что геометрические оси входного и выходного валов совпадают. Эти редукторы более удобны с точки зрения общей компоновки привода, например, в трансмиссиях. Они имеют уменьшенный габарит по длине, зубчатые колеса на входном и выходном валах расположены симметрично, однако расположение опор соосных валов внутри корпуса приводит к увеличению длины промежуточного вала, а следовательно, его прогиба и частой недогрузки быстроходной ступени.

Выбор принципиальной схемы редуктора определяется эксплуатационными требованиями и условиями компоновки.

Конструкция зубчатого редуктора

Конструкция цилиндрического горизонтального одноступенчатого зубчатого редуктора представлена на рисунке 3.1,а.

Корпус редуктора определяет взаимное расположение деталей передач, воспринимает возникающие силы, служит для защиты деталей от загрязнения и обеспечения смазывания. Основные требования к конструкции корпуса – прочность и жесткость.

Корпус редуктора – обычно литой чугунный (реже сварной стальной или литой из легких сплавов). Для увеличения жесткости корпуса в местах расположения подшипников предусматривают бобышки (т.е. массивные приливы) и ребра. Как правило, корпус имеет горизонтальный разъем по плоскости, в которой находятся оси всех валов (рисунок 3.2). Это обеспечивает удобную сборку, если каждый вал заранее собран со всеми находящимися на нем деталями.

Нижняя часть корпуса (основание) 4 соединяется с верхней (крышкой) 8 болтами 7, установленными с зазором. Фиксация правильного взаимного расположения частей корпуса осуществляется двумя штифтами 6, обычно коническими. Шестерня 1 часто изготавливается заодно с быстроходным валом. Зубчатое колесо 17 напрессовывается на тихоходный вал 14. В качестве опор валов в большинстве цилиндрических зубчатых редукторов применяют подшипники качения. В редукторах с прямозубыми колесами используют более дешевые и удобные в монтаже радиальные однорядные подшипники. В редукторах с косозубыми колесами рекомендуется использовать конические роликоподшипники 2,16. Внутренние кольца на вал устанавливаются по переходной посадке, наружные в расточках корпуса монтируются по посадке с зазором.

Регулировка подшипников качения осуществляется набором регулировочных металлических колец 13 и 18, устанавливаемых между торцом наружного кольца одного из подшипников вала и регулировочным кольцом. Должен оставаться зазор, примерно 0,1 мм, для компенсации теплового расширения вала. Для компенсации неточности осевого положения зубчатых колес, находящихся в зацеплении, шестерню делают большей ширины, чем колесо.

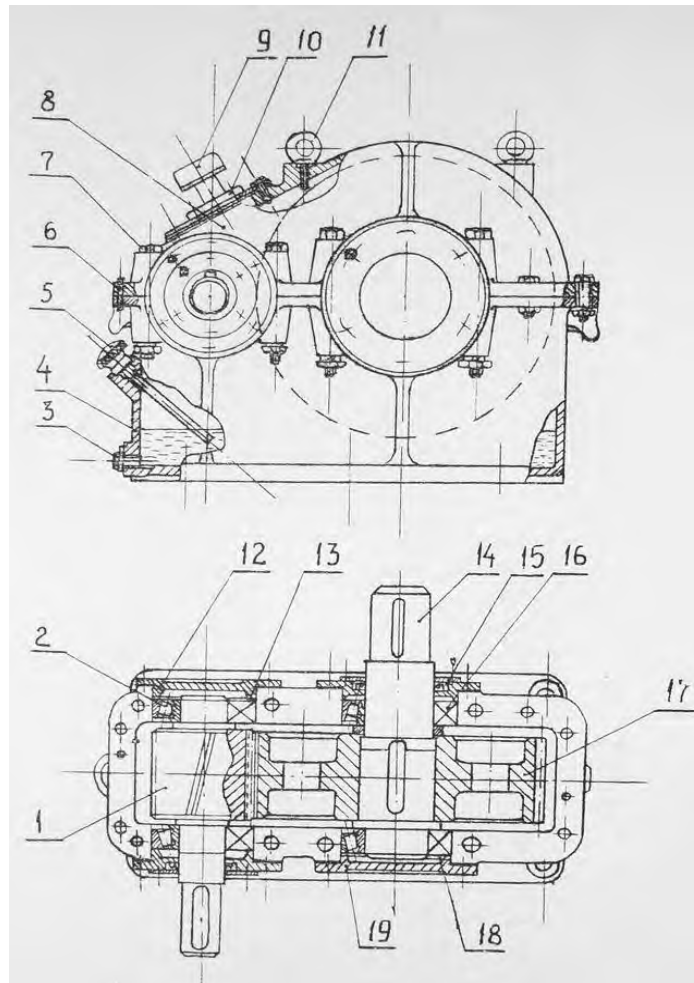


Рисунок 3.2 – Редуктор зубчатый цилиндрический

В сквозных крышках редуктора для предотвращения попадания механических частиц, пыли, грязи, воды в подшипник и далее во внутреннюю полость редуктора устанавливаются уплотнения. При малых скоростях применяются пропитанные маслом войлочные уплотнения, при больших скоростях (более 2 м/с) рекомендуется использовать манжетные уплотнения 15, более надежные и долговечные.

В плоскости стыка не допускается устанавливать уплотняющие прокладки, так как деформация этих прокладок при затяжке болтов не обеспечивает точности размеров отверстий под подшипник. Болты, стягивающие бобышки для гнезд подшипников, следует располагать через стык корпуса и крышки. Перед окончательной сборкой плоскости разъема покрывают специальной пастой. Чтобы при разборке облегчить отделение склеившихся корпусных деталей, предусматривают отверстия под отжимные винты.

Для осмотра зубьев зацепления и заливки масла при сборке и при его замене в крышке корпуса 8 предусматривается смотровое окно (люк), закрываемое крышкой 10. Для подъема и транспортировки корпусных деталей и собранного редуктора на корпусе предусматривают отверстия под крюк либо вкручиваются грузовые винты (рым – болты) 11.

Шестерни 1, как правило, выполняют заодно с валом, а колеса 17 насажи-

ваются на шпоночный участок вала с натягом. Возможна посадка зубчатых колес на гладкие валы с большим натягом, а также на шлицевые валы. Сборку зубчатых колес и подшипников качения проводят с использованием температурного деформирования либо под прессом.

Смазка редуктора

В редукторах для смазывания, а также для защиты от коррозии, охлаждения, очистки передач применяют циркуляционную систему или смазывание погружением колес в масляную ванну. Циркуляционная система смазывания наиболее совершенна. Масло, охлажденное и профильтрованное, непрерывно подводится к трущимся поверхностям. Обычно этот вид смазывания применяют при окружных скоростях зубчатых колес свыше 12,5 м/с или при большом тепловыделении. При невысоких окружных скоростях зубчатых колес (до 12,5 м/с) чаще применяют смазывание погружением колес в масляную ванну, её достоинства – простота и большая надежность. Масло заливают в корпус редуктора так, чтобы колеса были в него погружены. Для уменьшения потерь на перемешивание и разбрызгивание масла быстроходные колеса желательно погружать в масло на меньшую глубину, чем тихоходные. Обычно рекомендуют погружать быстроходные колеса не более чем на двойную высоту зуба, а тихоходные – не более, чем на одну треть радиуса колеса.

При вращении колес масло увлекается зубьями, разбрызгивается, попадает на внутренние поверхности корпуса, откуда стекает в его нижнюю часть. Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, масло покрывает поверхность всех расположенных внутри корпуса деталей, при этом обеспечивается и смазывание подшипников качения.

С течением времени свойства масла ухудшаются, оно загрязняется и его сливают через резьбовое отверстие, закрываемое резьбовой пробкой 3. Дно основания корпуса 4 выполняется с уклоном в сторону резьбовой пробки. Корпус после слива масла промывается и в него заливается свежее масло. Для контроля за уровнем масла в корпусе устанавливается либо жезловый 5, либо круглый маслоуказатель.

Во время работы редуктор нагревается, при этом возможно повышение давления воздуха внутри корпуса, что может привести к просачиванию масла через уплотнения и стыки. Чтобы не происходило выброса масла, внутреннюю полость редуктора делают сообщающейся с внешней средой при помощи отдушин.

Объем масляной ванны для одноступенчатых цилиндрических редукторов определяется из расчета 0,4...0,8 л масла на 1 кВт передаваемой мощности.

Размеры цилиндрического зубчатого редуктора

Цилиндрический зубчатый редуктор характеризуется следующими размерами (рисунок 3.3):

1. Габаритные размеры – размеры между крайними точками редуктора в трех взаимно перпендикулярных плоскостях: длина L , ширина B , высота H .
2. Размеры присоединительных поверхностей, определяющие размеры и

взаимное расположение поверхностей присоединения редуктора к другим узлам и деталям: расстояние от осей быстроходного h_6 и тихоходного h_T валов до базовой опорной поверхности; диаметры d_6 и d_T выступающих концов соответственно быстроходного и тихоходного валов; длины l_6 и l_T выступающих концов соответственно быстроходного и тихоходного валов; диаметр d_0 и координаты C и C_1 между осями отверстий для крепления редуктора к раме или плите; размеры базовых опорных плоскостей E и K .

3. Основные расчетные размеры: межосевые расстояния быстроходной a_{w6} и тихоходной a_{wT} ступеней редуктора; ширина зубчатого колеса b_2 быстроходной и тихоходной ступени редуктора.

Последовательность выполнения лабораторной работы

1. Подсчитать числа зубьев шестерен Z_{16} , Z_{1T} и зубчатых колес Z_{26} , Z_{2T} быстроходной и тихоходной ступеней редуктора.

2. Определить передаточные числа быстроходной U_6 и тихоходной U_T ступеней редуктора:

$$U_6 = \frac{Z_{26}}{Z_{16}} ;$$

$$U_T = \frac{Z_{2T}}{Z_{1T}} ,$$

3. Определить передаточное число редуктора $U_{ред} = U_6 \cdot U_T$

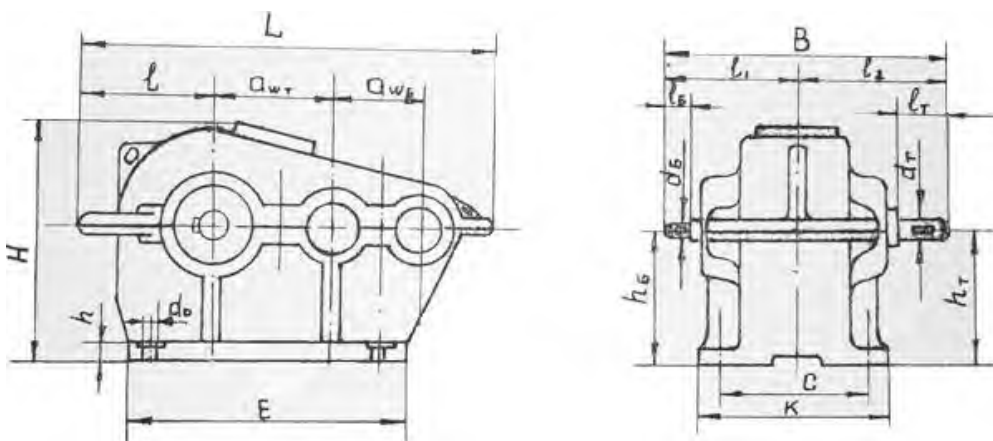


Рисунок 3.3 – Габаритные и присоединительные размеры цилиндрического редуктора

4. Подсчитать количество оборотов n_6 быстроходного вала, которые он совершит за время одного полного оборота $n_T=1$ об/мин тихоходного вала.

5. Определить передаточное отношение редуктора

$$i_{ред} = \frac{n_6}{n_T} = \frac{n_6}{1} = n_6 .$$

Примечание. Полученное передаточное отношение редуктора $i_{ред}$ должно

быть близким к рассчитанному передаточному числу $U_{ред}$.

6. Измерить с помощью штангенциркуля межосевое расстояние быстроходной $a_{wб}$ и тихоходной $a_{wт}$ ступеней редуктора.

Примечание. Для редуктора, выполненного по сосной схеме, межосевые расстояния быстроходной и тихоходной ступеней редуктора должны быть одинаковыми $a_{wб} = a_{wт}$.

7. Принять предварительное значение угла наклона зубьев передач $\cos\beta = 0,98$.

8. Определить расчетные значения нормальных модулей передач каждой ступени редуктора

$$m'_{пб} = \frac{2 \cdot a_{wб}}{Z_{1б} + Z_{2б}} \cdot \cos \beta ;$$
$$m'_{пт} = \frac{2 \cdot a_{wт}}{Z_{1т} + Z_{2т}} \cdot \cos \beta .$$

9. Полученные значения нормальных модулей передач быстроходной ступени $m'_{пб}$ и тихоходной ступени $m'_{пт}$ округлить до ближайших стандартных значений $m_{пб}$ и $m_{пт}$.

10. Определить углы наклона зубьев колес β для каждой ступени редуктора, с учетом принятых значений $m_{пб}$ и $m_{пт}$

$$\cos \beta_б = \frac{m_{пб} \cdot (Z_{1б} + Z_{2б})}{2 \cdot a_{wб}} ;$$
$$\cos \beta_т = \frac{m_{пт} \cdot (Z_{1т} + Z_{2т})}{2 \cdot a_{wт}} .$$

Примечание. Углы наклона зубьев передачи редуктора должны находиться в пределах $\beta = 8 \dots 20^\circ$. Если полученные значения углов наклона зубьев у колес передачи и уточнить число зубьев колес передач редуктора.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Назначение редукторов в приводах технологических машин
2. Назовите основные конструктивные исполнения цилиндрических редукторов
3. Способы определения общего передаточного числа редуктора с двумя и более ступенями.
4. Способы регулировки осевого зазора подшипников цилиндрических редукторов.
5. Назовите основные схемы расположения валов в подшипниковых узлах. Достоинства и недостатки каждой из них.
6. Назовите основные способы смазывания зубчатых передач в редукторе.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4 ИЗУЧЕНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

Цель работы

Ознакомиться с конструкциями червячных редукторов, с порядком их сборки и регулировки, измерить их размеры, определить параметры и размеры червячного зацепления.

Оборудование и материалы для выполнения работы

1. Штангенциркуль.
2. Измерительная линейка.
3. Штангензубомер

Порядок выполнения лабораторной работы

1. Перед выполнением лабораторной работы необходимо ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выполнить в соответствии с заданием экспериментальную часть.
3. Провести анализ полученных результатов и сделать выводы по результатам работы об основных параметрах зубчатого редуктора
4. Ответить на контрольные вопросы для самопроверки

Содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Кинематическая схема редуктора
2. Сведения содержащие информацию о назначении червячного редуктора, его типе и конструктивном исполнении.
3. Протокол с результатами измеренных и определенных величин параметров редуктора (тип червяка, геометрические параметры червяка и червячного колеса, основные кинематические характеристики).
3. Ответы на контрольные вопросы.
4. Выводы по работе.

ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Общие сведения

Червячная передача – передача зацепления со скрещающимися осями валов. Передача движения происходит от червяка (однозаходного или многозаходного винта) к зубчатому колесу специальной формы (ведущим при определенных условиях может быть и червячное колесо) и осуществляется по принципу винтовой пары. Наибольшее распространение получили одноступенчатые червячные редукторы с диапазоном передаточных чисел $U=8\dots 63$.

При больших передаточных числах применяют двухступенчатые червячные редукторы или комбинированные редукторы, состоящие из червячной и зубчатой передач. Серийно выпускаются только одноступенчатые червячные редукторы, с различными вариантами расположения червяка и червячного ко-

леса. В машинах легкой и текстильной промышленности червячные передачи применяются в виде отдельных механизмов, для получения малых скоростей движения или точных перемещений.

Кинематические схемы одноступенчатых червячных редукторов представлены на рисунке 4.1. Они выполняются со следующими вариантами расположения червяка 1 и червячного колеса 2:

- червяк над колесом (верхнее расположение червяка) рисунок 4.1,а;
- червяк под колесом (нижнее расположение червяка) рисунок 4.1,б;
- червяк расположен сбоку от колеса рисунок 4.1,в,г.

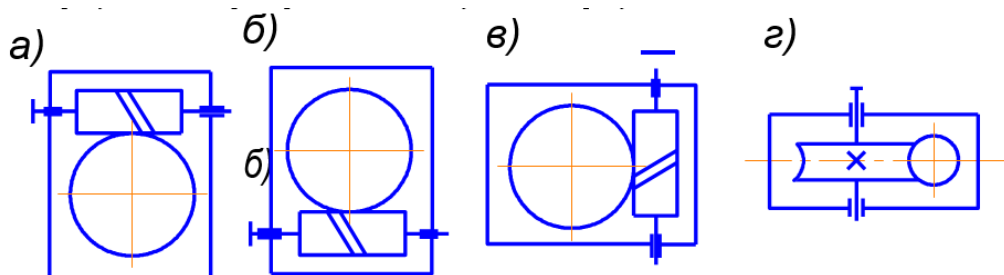


Рисунок 4.1 – Кинематические схемы червячных редукторов

Конструкции деталей червячной передачи

Червячная передача представляет собой передачу, у которой ведущее колесо (червяк) выполнено с малым числом зубьев ($Z_1=1\dots4$), а ведомое червячное колесо имеет большое число зубьев ($Z_2 \geq 28$). Угол скрещивания осей обычно составляет 90° . Цилиндрические червяки стандартных редукторов имеют в осевом сечении трапецеидальный профиль, а в торцовом сечении витки червяка могут быть архимедовы (обозначение ZA), конволютные (ZN), и эвольвентные (ZJ). В мелкосерийном производстве, а также в передачах с небольшой мощностью в основном используются архимедовы червяки, имеющие прямолинейный профиль в осевом сечении. Их изготавливают из термически улучшенных сталей (45, 50, 35ХМ). В крупносерийном производстве (серийно выпускаемые редуктора), а также в передачах с большой мощностью используются эвольвентные червяки, имеющие прямолинейный профиль витка в сечении плоскостью, параллельной осевой, но смещенной на величину радиуса основного цилиндра червяка. Их изготавливают из сталей (40ХН, 45Х, 45 ХЦ, 35 ХМ, 20Х), которые закаляются до твердости 45...50 НРС с последующим шлифованием.

Червячные колеса имеют зубья дуговой формы, охватывающие часть червяка. Их выполняют из антифрикционных материалов, вследствие того, что в передаче наблюдается высокая скорость скольжения и она склонна к заеданию и износу. При малых скоростях скольжения червячные колеса делаются цельными из чугуна. При средних скоростях скольжения колеса изготавливаются из латуни или бронзы, при высоких – из оловянистой бронзы. Для экономии дорогостоящих цветных металлов червячные колеса изготавливают составными: бронзовый венец напрессовывается на стальную ступицу.

Конструкция редуктора

При окружных скоростях червяка до 5 м/с, можно применять любую схему редуктора, приведенную на (рисунок 4.1,а). При больших скоростях используется только схема редуктора с верхним расположением червяка рисунок 4.1,а.

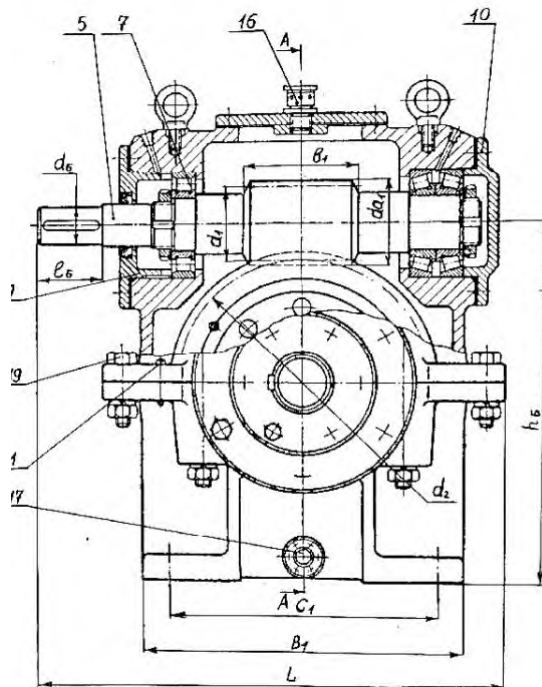
Корпус червячного редуктора обычно выполняется из чугунного литья либо для снижения веса из алюминиевого. В единичном производстве корпуса делаются сварными. Конструкция корпуса должна обеспечивать легкую постановку в него узлов червяк 1 и червячного колеса 2, а также возможность регулировки зацепления (рисунок 4.2). Для удобства сборки и разборки корпус редуктора делают разъемным по горизонтальной плоскости, проходящей через ось вала колеса, т.е. корпус состоит из основания 3 и крышки 4 корпуса. В одноступенчатых редукторах с межосевым расстоянием передачи $a_w < 240$ мм, корпус допускается делать неразъемным. В таких корпусах для возможности сборки узла червячного колеса, на его боковых стенках делаются отверстия диаметром несколько большим, наибольшего диаметра d_{am2} червячного колеса. Вал – червяк 5 (рисунок 4.2) и вал червячного колеса 6 устанавливаются на радиально-упорных подшипниках качения 7,8, по одному в каждой опоре. Для увеличения жесткости корпуса и создания лучших условий для крепления привертных крышек 9,10,11 и 12 в местах расположения подшипников предусмотрены крепежные фланцы и ребра жесткости. Для крепления редуктора к плите или раме применяются болты или винты, устанавливаемые в отверстиях 13 фундаментального фланца 14. Для заливки масла и осмотра передачи в верхней части крышки корпуса 4 делается окно, закрываемое крышкой 15, в которую вкручивается ручка отдушника 16, предназначенная для суфлирования полости редуктора с атмосферой (выравнивая давления внутри редуктора с атмосферным). Для слива масла в нижней части основания корпуса 3 предусмотрено резьбовое отверстие, закрываемое пробкой 17.

Контроль за уровнем масла проводится с помощью жезлового маслоуказателя 18, вставляемого в основание корпуса 3. Вместо жезлового маслоуказателя может использоваться круглый, крепящийся к корпусу винтами. Для герметизации корпуса редуктора, а также для защиты подшипников и зацепления от пыли и грязи в подшипниковых крышках 9 и 12 с отверстиями для выхода концов валов червяка и червячного колеса, устанавливаются уплотнения. Для увеличения теплоотдачи и понижения температуры масла, на боковых стенках корпуса (в районе расположения червяка) выполняются ребра. Крышка 4 и основание 3 корпуса редуктора соединяются крепежными болтами 19 и двумя штифтами 1, фиксирующими их правильное относительное положение.

Смазка редуктора

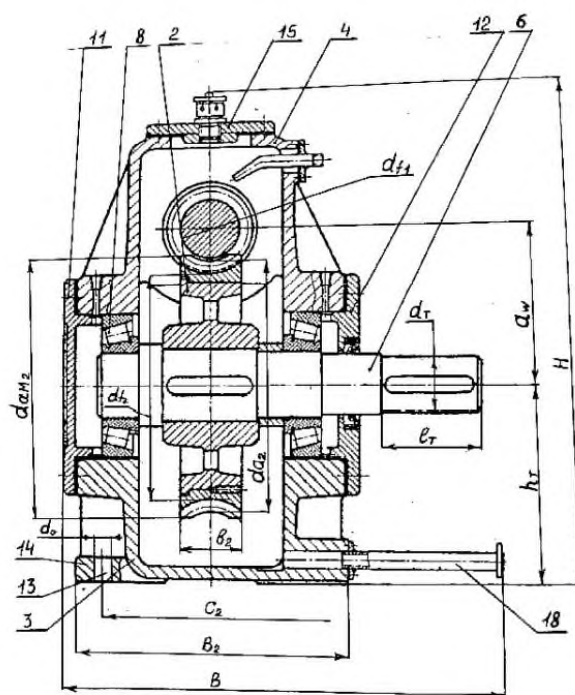
Назначение и системы смазки червячных редукторов такие же, как и для цилиндрических, т.е. картерная или циркуляционная. Система смазки выбирается в зависимости от скорости червяка. При нижнем расположении червяка масло должно покрывать всю высоту витка. При верхнем расположении червяка, уровень масла должен быть не менее $2m$, но не более $1/3$ радиуса чер-

вячного колеса. Для смазывания зацепления, при нижнем расположении червяка, на нем устанавливаются разбрызгиватели. Масло заливается в этом случае до центра нижнего тела качения подшипника. Подшипники качения смазываются путем разбрызгивания масла. Подшипники можно смазывать консистентной смазкой, но в этом случае в конструкции предусматриваются защитные шайбы от попадания масла из картера редуктора.



а

A-A



б

Рисунок 4.2 – Червячный редуктор

Размеры червячного редуктора

Червячный одноступенчатый редуктор характеризуется следующими размерами (рисунок 4.2):

- ✓ Габаритные размеры: длина L , ширина B , высота H .
- ✓ Размеры присоединительных поверхностей: расстояние от осей быстроходного h_b и тихоходного h_t валов до базовой опорной поверхности; длины L_b и L_t выступающих концов соответственно быстроходного и тихоходного валов; диаметр d_0 и координаты C_1 и C_2 между осями отверстий для крепления редуктора к раме или плите; размеры базовых опорных плоскостей β_1 и β_2 .
- ✓ Основные расчетные размеры: ширина червячного колеса b_2 ; длина нарезанной части червяка b_1 ; наружный диаметр червячного колеса $d_{ам2}$.

Определение параметров и размеров червячного зацепления (передач)

1. Подсчитать число заходов червяка Z_1 (количество нарезок, начинающихся с торца червяка) и число зубьев червячного колеса Z_2 .
2. Определить передаточное число передачи

$$u = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

3. Подсчитать число оборотов червяка n_1 , которые он совершит за время одного полного оборота $n_2=1$ об/мин червячного колеса.
4. Определить передаточное отношения передачи

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{n_1}{1} = n_1.$$

Примечание. Передаточное отношение передачи i должно быть близким к рассчитанному передаточному числу U .

5. Измерить штангенциркулем осевой шаг червяка P (расстояние между одноименными точками двух соседних зубьев на профиле червяка) (рисунок 4.2), мм.

6. Определить осевой модуль передачи, мм

$$m' = \frac{P}{\pi}.$$

7. Полученное значение осевого модуля передачи m' округлить до ближайшего стандартного значения m (таблица 4.1).

8. Измерить штангенциркулем значение диаметра выступов червяка d'_{a1} .

9. Определить расчетное значение коэффициента диаметра червяка:

$$q' = \frac{d_{a1} - 2 \cdot m}{m}.$$

Таблица 4.1 – Стандартные параметры

Осевой модуль передачи m, мм	1-й ряд	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10	12,5	16	
	2-й ряд	3,0		3,5		6,0		7,5		12		
Коэффициент диаметра червяка q	1-й ряд	8,0		10		12,5		16		20		25
	2-й ряд	7,1		9,0		11,2		14		18		22,4
Примечание: при выборе значений 1-й ряд следует предпочитать 2-му												

10. Полученное значение коэффициента диаметра червяка d'_{a1} округлить до ближайшего стандартного значения q (таблица 4.1).

11. Рассчитать геометрические размеры червяка и червячного колеса и полученные размеры занести в таблицу 4.2.

Таблица 4.2 – Результаты

№	Геометрические размеры	Червяк	Червячное колесо
1	Диаметр делительной окружности	$d_1 = m \cdot q$	$d_2 = m \cdot Z_2$
2	Диаметр окружности выступов	$d_{a1} = d_1 + 2m$	$d_{a2} = d_2 + 2m$
3	Диаметр окружности впадин	$d_{f1} = d_1 - 2.4m$	$d_{f2} = d_2 - 2.4m$
4	Наружный диаметр червячного колеса	-	$d_{ам2} = d_{a2} + \left(\frac{6m}{Z_1 + 2}\right)$ (проверить замером)
5	Длина нарезанной части червяка	b_1 – по замеру	
6	Ширина червячного колеса	-	b_2 – по замеру
7	Межосевое расстояние передачи	$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = 0,5 \cdot m \cdot (q + Z_2)$	

Сборка и регулировка редуктора

Рациональная конструкция редуктора позволяет осуществлять узловую сборку. Перед общей сборкой собираются валы с насаживаемыми на них деталями. На вал–червяк надеваются предварительно нагретые в масле подшипники. Собранный вал 5 устанавливается в крышке корпуса 4, сначала без наружных колец подшипника. На тихоходный вал напрессовывается червячное колесо до упора в буртик вала, за ним надеваются распорная втулка и надевается предварительно нагретые в масле подшипники. Собранный вал устанавливается на основание корпуса 3. Далее надевается крышка корпуса 4 на основание корпуса 3 и ставятся штифты. Витки червяка 1 вводятся в зацепление с зубьями червячного колеса 2, после чего устанавливаются наружные кольца подшипников вала-червяка.

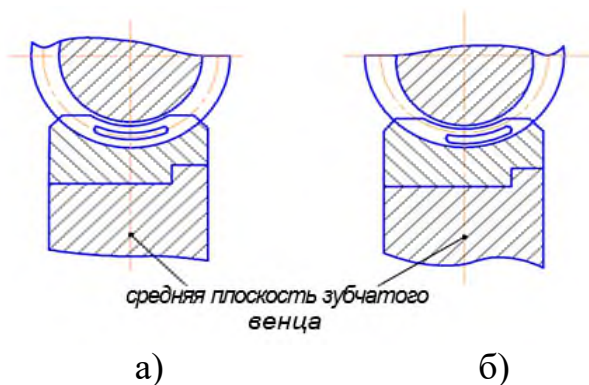
Подшипниковые крышки с надетыми на них регулировочными проклад-

ками устанавливаются в корпус и крепятся винтами. Сливное отверстие закрывается пробкой и устанавливается маслоуказатель.

После сборки осуществляется сначала регулирование подшипников, а затем – червячного зацепления. Регулирование заключается в установлении такого осевого зазора между торцом наружного кольца подшипника и торцом подшипниковой крышки, который при установившемся температурном режиме (в работающем редукторе, при рабочей нагрузке и температуре) был бы близок к нулю, но обеспечивал легкое вращение вала. Для радиально–упорных подшипников зазор должен составлять $0,07 \dots 0,1$ мм, в зависимости от их типов и размеров. Зазор обеспечивается путем изменением толщины регулировочных прокладок.

К регулированию зацепления можно приступить только после того как закончено регулирование подшипников. На рабочую поверхность витков червяка наносят тонкий слой краски, после чего проворачивают вал–червяк, притормаживая вал червячного колеса. О взаимодействии витка червяка и зубьев червячного колеса свидетельствует пятно контакта – отпечаток краски на рабочих поверхностях зубьев колеса. Положение пятна контакта в пределах границ зуба червячного колеса позволяет судить о том, как собрано зацепление.

В правильной собранной передаче пятно контакта расположено симметрично относительно средней плоскости венца колеса (рисунок 4.3). Если пятно контакта расположено справа или слева от средней плоскости зубчатого венца колеса (рисунок 4.3,б), то вал 6 с червячным колесом 2 (рисунок 4.2) необходимо переместить в осевом направлении соответственно вправо или влево. Перемещение вала с червячным колесом осуществляется путем переноса части регулировочных прокладок расположенных между фланцами подшипниковых крышек и корпусом редуктора. После этого затягиваются винты подшипниковых крышек и вновь проверяется положение пятна контакта.



а – симметричное; б – смещенное

Рисунок 4.3 – Положение пятна контакта в червячном зацеплении

В случае необходимости регулирование осуществляется вновь. Суммарная толщина набора прокладок при перестановке должна оставаться неизменной во избежание нарушения в осевом направлении, так как осевое положение цилиндрического червяка не влияет на точность червячного зацепления.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Назовите основные конструктивные исполнения червячных редукторов.
2. Способы определения передаточного числа червячного редуктора.
3. Способы регулировки осевого зазора подшипников цилиндрических редукторов.
4. Назовите материалы, применяемые при изготовлении червяка и червячного колеса.
5. На что влияет количество заходов червяка.
6. Основные схемы расположения червяка и тихоходного вала червячного колеса в подшипниках. Достоинства и недостатки каждой из них.
7. Назовите основные способы смазывания закрытой червячной передачи.
8. Охарактеризуйте КПД червячной пары.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5 ИЗУЧЕНИЕ АНТИФРИКЦИОННЫХ СВОЙСТВ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ПОКРЫТИЙ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Цель работы

Ознакомление с порядком проведения испытаний, для определения антифрикционных свойств функциональных покрытий, наносимых на поверхности трения деталей машин и механизмов для повышения их износостойкости.

Оборудование и материалы для выполнения работы

При проведении лабораторной работы будет задействован испытательный стенд – машина трения СМЦ-2. Для проведения испытаний на антифрикционную способность функциональных покрытий должен иметь возможность записи диаграммы зависимости крутящего момента (момента трения) от числа оборотов и времени, возможность программно управлять скоростью вращения образцов и производить запись параметров силы тока и мощности трения при проведении испытаний.

Основные узлы испытательной машины (рисунок 5.1): электродвигатель 1, ременная передача 2, редуктор 3, муфта 4, откидная каретка 5, зубчатая передача 6, механизм нагружения 7, индуктивный датчик момента трения 10. На валах редуктора и зубчатой передачи установлены образец 8 и контртело 9.

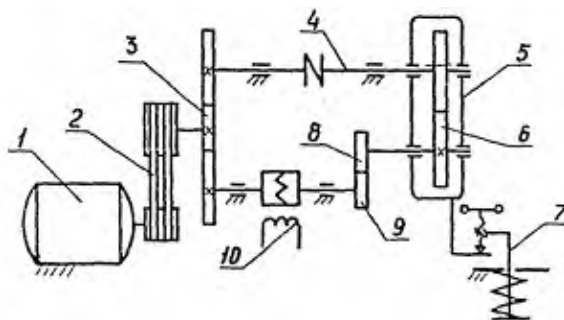


Рисунок 5.1 – Кинематическая схема машины трения СМЦ-2

Испытательная машина должна обеспечивать:

- прижатие подвижного и неподвижного образцов с нормальной силой не менее 1500Н (150 кг);
- частоту вращения нижнего образца не менее 10 об/мин;
- непрерывное измерение индикацию и регистрацию числа оборотов подвижного образца;
- жесткую фиксацию неподвижного образца в вертикальной плоскости.

В качестве нагрузочного устройства используется каретка с пружинным нагрузочным механизмом.

В случае неисправности испытательного оборудования или сбоя в ходе выполнения испытания, которые не связаны с конструкцией образца, пересмотра нагрузок не требуется, но образец (образцы) или запасные образцы, в случае повреждения первых, должны быть испытаны повторно. Число по-

вторных испытаний и потребность в повторных испытаниях должны быть отмечены в протоколах испытаний.

Порядок выполнения лабораторной работы

1. Перед выполнением лабораторной работы необходимо ознакомиться с основными теоретическими положениями разъемных резьбовых соединений.
2. Выполнить в соответствии с заданием экспериментальную часть.
3. Провести анализ полученных результатов и сделать выводы по результатам работы об основных эксплуатационных характеристиках антифрикционных покрытий резьбовых соединений.
4. Ответить на контрольные вопросы для самопроверки

Содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Краткая характеристика испытательного оборудования
3. Схема сил, действующих в винтовой паре
4. Кинематическая схема оснастки для проведения испытаний
5. Протокол испытаний с содержанием следующих сведений:
 - наименование объекта испытания;
 - материалы, представленные на испытания;
 - результаты испытания;
6. Выводы по работе.

ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Требования к объекту испытаний

Для исследуемых функциональных покрытий должны быть предоставлены следующие данные:

- наименование, описание покрытия;
- характеристики образца (количество слоев, толщина покрытия, материал на который нанесено покрытие);
- чертеж детали на который наносится покрытие;
- чертеж резьбы;
- данные рабочих и эксплуатационных характеристик контактного взаимодействия деталей машин (предельные нагрузки, минимальный, рекомендуемый и максимальный крутящие моменты, скорости скольжения и т.д.).
- при наличии представить вариант расчета напряжений (удельных нагрузок) в соединении при наличии изгибающей нагрузки и расчет прикладываемых при испытании нагрузок.

Требования к проведению испытания

При испытании нескольких образцов необходимо использовать одно и то же функциональное антифрикционное покрытие с одинаковыми технологическими параметрами (толщина слоя, тип нанесенного материала основы и покрытия и т.д.).

Схема проведения испытаний

Для проведения лабораторных испытаний резьбовых соединений принято допущение, в соответствии с теорией резьбовой пары [5], что исследование силовых соотношении в резьбовых соединениях основано на представлении резвертки витка резьбы и вырождении его в наклонную плоскость, ползун выполняет роль гайки (рисунок 5.2).

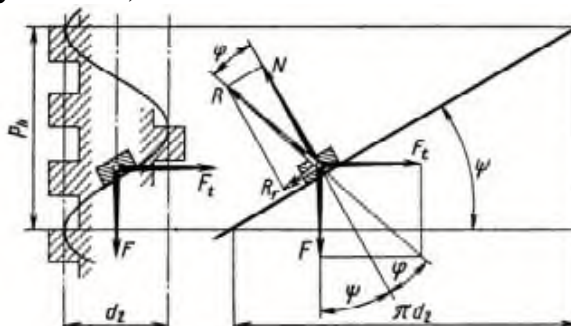


Рисунок 5.2 – Схема сил в винтовой паре

На основании представленного упрощения, схема проведения испытаний на износостойкость резьбовых соединений должна проводиться по типу «ролик-колодка» (рисунок 5.3), где 1 и 2 образцы, выполненные из материала частей деталей резьбового разъемного соединения.

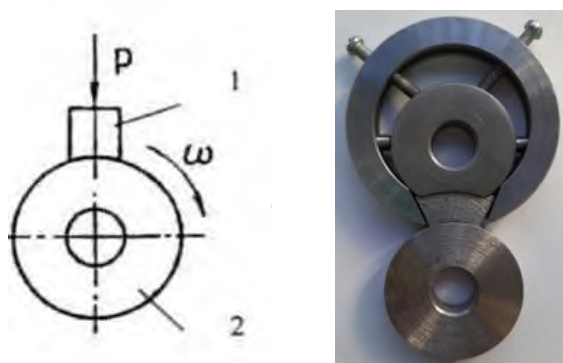


Рисунок 5.3 – Схема и оснастка для проведения лабораторных испытаний на износостойкость

Процедура проведения испытаний и материалы

Лабораторные испытания износостойкости функционального резьбового соединения предполагается проводить в три этапа, каждый из которых должен повторяться строго по приведенной последовательности не менее 5 раз.

Первоначальный этап. Величина нагрузки и момента трения минимальны и составляют не более 10% от максимально возможной эксплуатационной нагрузки и момента трения M (если в исходных данных есть сведения о величине момента трения). Путь трения равняется длине резьбовой линии, соответствующей 10 оборотам винта относительно гайки.

Второй этап. Величина нагрузки и момента трения составляет 80% от максимально возможной эксплуатационной нагрузки и момента трения M (если в исходных данных есть сведения о величине момента трения). Путь

трения равняется длине резьбовой линии, соответствующей 1,0-1,5 оборотам винта относительно гайки.

Третий этап, составляющий более 80% от максимально возможной эксплуатационной нагрузки и момента трения M (если в исходных данных есть сведения о величине момента трения). Путь трения равняется длине резьбовой линии, соответствующей 0,1-0,2 оборотам винта относительно гайки.

Последовательность проведения лабораторных работ на определение антифрикционных свойств функциональных резьбовых покрытий заключается в следующем:

- включить все приборы;
- установить необходимые параметры эксперимента в программном обеспечении испытательной машины (скорость вращения подвижного образца, путь трения, количество циклов повторения);
- установить образцы;
- произвести прогрев измерительной системы момента трения, а также осуществить запись нулевой линии момента трения холостого хода (для первого включения, при повторениях без длительных перерывов в работе выполнять данный пункт не нужно);
- осуществить нагружение узла трения в неподвижном состоянии в соответствии с программой испытания и выбранного этапа;
- провести запуск испытания;
- снять образцы, очистить, замерить износ (линейный или массовый);
- установить новые образцы и повторить испытания.

Подвижный и неподвижный образцы (ролик и колодка соответственно) выполнены из материалов винта и гайки, предварительно подготовленных в соответствии с чертежом (рисунок 5.4) с нанесенным функциональным антифрикционным покрытием.

Перед испытаниями необходимо взвесить и провести геометрические замеры каждого образца с фиксацией в журнале проведения испытаний. По результатам каждого испытания строится график зависимости момента трения от пути трения или времени. Показание пути трения должно быть с точностью до 0,01м.

Испытания должны быть проведены не менее 5 раз. Результаты испытаний усредняются и фиксируются в журнале проведения испытаний.

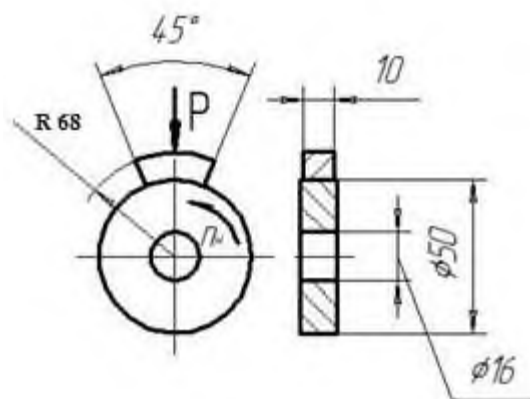


Рисунок 5.4 – Геометрические характеристики образцов

Порядок расчета энергосиловых параметров трения для проведения лабораторных испытаний

Проведение лабораторных испытаний осуществляется на основе использования теории подобия, из предположения, что отношение абсолютных значений исследуемых величин должно быть равно единице, т.е. значения, регистрируемые в реальной системе и полученные в ходе исследований на модельной установке должны быть одинаковыми. В качестве исследуемого параметра выбрана величина удельной нагрузки (отношение нагрузки к единице площади) действующей в резьбовом соединении.

Определение осевой нагрузки, действующей в резьбовом соединении

Определение необходимой нагрузки для проведения испытаний по определению антифрикционных свойств функциональных резьбовых покрытий основывается на сведениях о геометрических параметрах резьбы и значении крутящего момента M .

На первоначальном этапе:

$$0,1M = P \cdot \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho');$$

$$P = \frac{0,1M}{\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho')}.$$

На втором этапе:

$$P = \frac{0,8M}{\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho')}.$$

На третьем этапе:

$$P = \frac{M_{\text{opt}}}{\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho')}.$$

где P – внешняя осевая нагрузка действующая на резьбовое соединение в реальных условиях, Н;

d_2 – диаметр резьбы, мм

M_{opt} – оптимальный крутящий момент, для данного резьбового соединения принятый технологией, Нм;

β – угол подъема резьбы, град.;

ρ' – угол трения.

$$\rho' = \operatorname{arctg}\left(\frac{\mu}{\cos\beta}\right).$$

μ – коэффициент трения в резьбовом соединении.

**Определение пути трения и номинальной площади контакта витков
ниппельной и муфтовой частей резьбы**

Путь трения

Длина витка резьбы

$$l = \sqrt{\pi d_2^2 + H_1^2};$$

где H_1 – ход резьбы, мм.

Путь трения, мм

$$L = z \cdot l,$$

где z – количество витков резьбы соответствующее этапу.

Определение удельной нагрузки приходящейся на единичную площадь
Определение суммарной контактной площади, мм².

$$S_1 = L \cdot (d - d_1),$$

где A – суммарная площадь витков резьбы, мм²;

d – наружный диаметр резьбы, мм;

d_1 – внутренний диаметр резьбы, мм.

$$\sigma = \frac{P}{S_1}, \text{ Н/мм}^2.$$

Определение окружной скорости вращения подвижного образца

Окружная скорость вращения подвижного образца при проведении лабораторных испытаний устанавливается в соответствии с реально действующей технологией эксплуатации резьбовых соединений. Окружную скорость также возможно определить с учетом использования выражения

$$v = \omega \cdot R = \frac{\pi n R}{30},$$

где ω – угловая скорость, с⁻¹;

v – окружная скорость, м/с;

R – радиус резьбовой части образца, мм;

n – частота оборотов в мин. об/мин.

Пример расчета параметров резьбового соединения для использования при моделировании процесса многократного свинчивания-развинчивания в лабораторных условиях.

Исходные данные для расчета: Труба ОТТГ по ГОСТ 632-80

Геометрические:

диаметр наружный 168,3 мм.;
диаметр резьбы внутренний 165,075 мм.;
шаг резьбы 5,08 мм.;
угол профиля резьбы 13 град;
коэффициент трения 0,24 (справочно)

Технологические:

Момент свинчивания 16 кН·м;
Окружная скорость свинчивания 2м/с.
Расчет осевой нагрузки, действующей на резьбовое соединения:
на первоначальном этапе (А):

$$\rho' = \arctg\left(\frac{\mu}{\cos\frac{\beta}{2}}\right) = \arctg\left(\frac{0,24}{0,99}\right) = 11,3$$
$$P_1 = \frac{0,1M}{\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho')} = \frac{0,1 \cdot 16000}{\frac{168,3}{2} \cdot \operatorname{tg}(13 + 11,3)} = \frac{1600}{37,86} = 42,26H$$

на втором этапе (Б):

$$P_1 = \frac{0,8M}{\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho')} = \frac{12800}{37,86} = 338,08H;$$

на третьем этапе (В):

$$P_1 = \frac{M}{\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho')} = \frac{16000}{37,86} = 422,6H.$$

Длина витка резьбы:

$$l_1 = \sqrt{\pi d_2^2 + S_1^2} = 298,71\text{мм.}$$

Путь трения (при условии первоначального этапа равного 10 оборотам):

$$L = z \cdot l = 2987,1\text{мм.}$$

Определение суммарной контактной площади, мм².

$$= L \cdot (d - d_1) = 2987,1 \cdot (168,3 - 165,075) = 9633,39\text{мм}^2.$$

на первоначальном этапе (А) удельная нагрузка составит:

$$\sigma_A = \frac{P}{S_{1A}} = \frac{42,26}{9633,39} = 0,004\text{МПа.}$$

на втором этапе (Б):

$$L = z \cdot l = 298,71\text{мм.}$$

$$S_{1B} = L \cdot (d - d_1) = 298,71 \cdot (168,3 - 165,075) = 963,339\text{мм}^2$$

$$\sigma_B = \frac{P}{S_1} = \frac{338,08}{963,339} = 0,35 \text{ МПа.}$$

на третьем этапе (В):

$$L = z \cdot l = 29,871 \text{ мм.}$$

$$S_{1B} = L \cdot (d - d_1) = 29,871 \cdot (168,3 - 165,075) = 96,33 \text{ мм}^2$$

$$\sigma_B = \frac{P}{S_1} = \frac{422,6}{96,33} = 4,4 \text{ МПа.}$$

Определение номинальной площади контакта ролика и «колодки»

Длина дуги колодки

$$l_2 = \frac{\pi \cdot r \cdot \alpha}{180} = \frac{3,14 \cdot 50 \cdot 45}{180} = 39 \text{ мм};$$

$$S_2 = l_2 \cdot b = 39 \cdot 10 = 390 \text{ мм}^2,$$

где r – радиус окружности ролика, мм;

α – угол колодки (величина, заданная – равна 45°)

b – ширина колодки (величина заданная равна 10 мм).

Определение осевой нагрузки, требуемой для проведения испытаний:

на первоначальном этапе (А) нагрузка составит:

$$P_{2A} = \sigma_A \cdot S_2 = 0,004 \cdot 390 = 1,56 \text{ Н};$$

на втором этапе (Б):

$$P_{2B} = \sigma_B \cdot S_2 = 0,35 \cdot 390 = 136,5 \text{ Н};$$

на третьем этапе (В):

$$P_{2B} = \sigma_B \cdot S_2 = 4,4 \cdot 390 = 1540 \text{ Н.}$$

Определение частоты вращения образца при проведении испытаний

$$v = \omega \cdot R = \frac{\pi n R}{30},$$

Откуда

$$n = \frac{30v}{\pi R}$$

при $v = 2 \text{ м/с}$

$$n = \frac{30 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,05} = 382 \frac{\text{об}}{\text{мин}};$$

при $v = 4 \text{ м/с}$

$$n = \frac{30 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,05} = 764 \frac{\text{об}}{\text{мин}};$$

при $v = 6 \text{ м/с}$

$$n = \frac{30 \cdot 6}{3,14 \cdot 0,05} = 1146 \frac{\text{об}}{\text{мин}};$$

ОБРАБОТКА И ОФОРМЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЯ

Результаты проведенных испытаний, а также значения расчетных параметров заносятся в таблицу 5.1.

Таблица 5.1 – Результаты испытания на антифрикционную износостойкость

№ образца	№ испытаний	Тип испытаний	Рекомендуемый крутящий момент, Нм	Фактический крутящий момент, Нм	Скорость, м/с	Износ, гр	Скорость изнашивания, гр/ч	Интенсивность изнашивания, г/м.

Скорость изнашивания V в г/ч рассчитывается по формуле:

$$V = \frac{\Delta m}{t}$$

где Δm - изменение массы трущегося образца, г;
 t – время испытания.

Интенсивность изнашивания I_g в г/м рассчитать по формуле:

$$I_g = \frac{\Delta m}{L}$$

где Δm - изменение массы трущегося образца, г;
 L – путь трения, м.

Оформление результатов испытаний

Результаты испытаний оформляются в виде протокола, в котором должны содержаться следующие сведения:

- наименование объекта испытания;
- материалы, представленные на испытания;
- результаты испытания;
- выводы и рекомендации;
- дату выдачи.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Дайте характеристику резьбовым соединениям.
2. Перечислите основные типы резьб. Привести примеры областей их применения в металлургии и машиностроении.
3. Достоинства и недостатки разъемных резьбовых соединений. Типы разъемных резьбовых соединений.
4. Критерии работоспособности резьбовых соединений.
5. Методы расчета на прочность резьбовых соединений.
6. Силовые соотношения в резьбовом соединении.
7. Способы стопорения резьб.
8. Перечислите классы прочности стальных винтов.
9. Распределение нагрузки по виткам резьбы.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И КИНЕМАТИКИ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы

1. Изучить работу ременной передачи.
2. Научиться строить кривые скольжения, определять коэффициент полезного действия и оптимальную загрузку ременной передачи.

Оборудование и материалы для выполнения работы

1. Ременная передача.
2. Калькулятор.
3. Персональный компьютер.
4. Штангенциркуль.
5. Измерительная линейка.
- 6 Секундомер.

Порядок выполнения лабораторной работы

1. Перед выполнением лабораторной работы необходимо ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выполнить работу в соответствии с заданием.
3. Провести анализ полученных результатов и сформулировать выводы по работе.

Содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Расчетные формулы и таблица с результатами экспериментов.
3. Графики $\varepsilon = \varepsilon(\varphi)$; $\eta = \eta(\varphi)$.
4. Рекомендации по оптимальной загрузке передачи.
5. Выводы по работе.

ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Схема ременной передачи изображена на рисунке 6.1, а. Передача состоит из двух шкивов, закрепленных на валах, и ремня, охватывающего шкивы. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивами и ремнем вследствие натяжения последнего.

Достоинства ременных передач, определяющие область их применения: возможность передачи движения на средние расстояния; плавность работы (смягчение толчков, бесшумность); возможность работы с высокими частотами вращения; малая стоимость.

Недостатки ременных передач: значительные габариты (обычно в несколько раз больше, чем у зубчатых передач); неизбежность некоторого упругого скольжения ремня; повышенные нагрузки на валы и опоры, так как суммарное напряжение обеих ветвей ремня существенно больше передаваемой

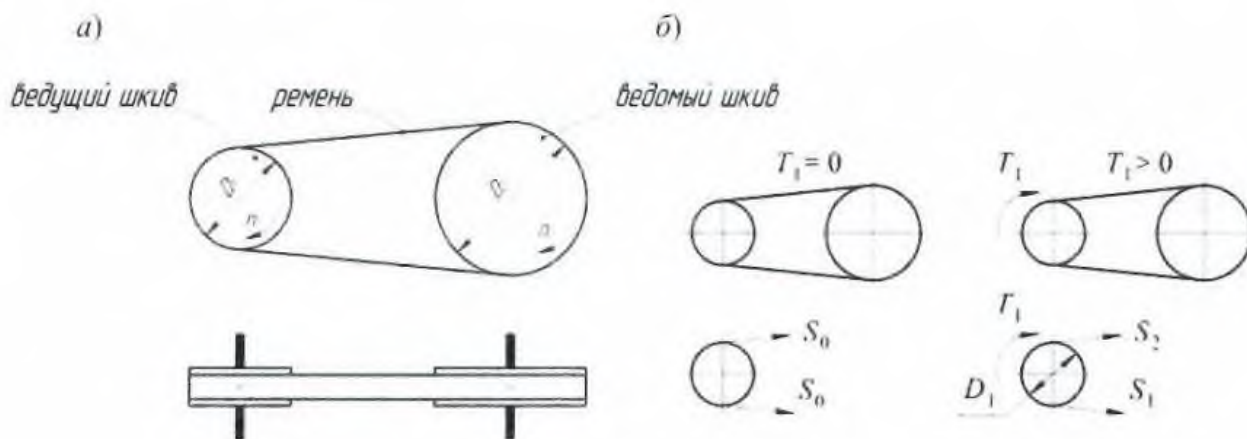
окружной силы; необходимость наличия устройств для натяжения ремня; необходимость предохранения ремня от попадания масла; малая долговечность ремней в быстроходных передачах.

Ременные передачи классифицируют по следующим основным признакам:

- по взаимному расположению звеньев передачи (открытые, перекрестные, угловые и т. д.);
- по виду поперечного сечения ремней (плоскоременные, клиноременные и круглоременные);
- по способу натяжения ремней (натяжение грузовое, винтовое или натяжными роликами).

При передаче крутящего момента T_1 усилия в ветвях ременной передачи изменяются.

На рисунке 6.1,б показаны усилия в ветвях ремня в двух случаях: без нагрузки $T_1 = 0$ и под нагрузкой $T_1 > 0$.



а – схема ременной передачи; б – силы, действующие в ветвях ремня

Рисунок 6.1 – Ременная передача

Окружная сила на шкивах

$$F_t = 2T_1/D_1.$$

Условие равновесия шкива

$$T_1 = D_1 \cdot (S_1 - S_2)/2,$$

где S_1 и S_2 – натяжение ведущей и ведомой ветвей в нагруженной передаче, Н.

Откуда $S_1 - S_2 = F_t$.

Связь между S_0 , S_1 , и S_2 устанавливают, исходя из того, что геометрическая длина ремня не зависит от нагрузки и остается неизменной, как и в ненагруженной передаче. Следовательно, дополнительная вытяжка ведущей ветви

компенсируется равным сокращением ведомой ветви. Поэтому можно записать, что $S_1 + S_2 = 2S_0$. Отсюда следует

$$S_1 = S_0 + (F_t/2) \text{ и } S_2 = S_0 - (F_t/2).$$

Скольжение в передаче

Под действием окружной силы F_t ведущая ветвь ремня получает дополнительное удлинение. Величина относительного удлинения постоянно уменьшается на дуге обхвата, определяемой углом обхвата α , и станет равной нулю в некоторой точке C (рисунок 6.2). Дополнительное удлинение ремня сопровождается скольжением по шкиву. Это скольжение принято называть упругим скольжением, а дугу AC – дугой упругого скольжения. На дуге BC ремень остается в покое. Эту дугу называют дугой покоя. Чем больше F_t , тем больше дуга упругого скольжения и меньше дуга покоя, так как $AC + BC = AB = \text{const}$.

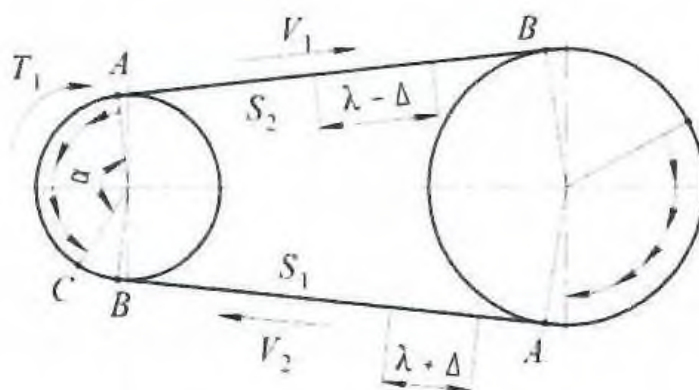


Рисунок 6.2 – Схема скольжения в ременной передаче

При увеличении F_t до значения, равного запасу сил трения, дуга покоя станет равной нулю, а дуга упругого скольжения распространится на весь угол обхвата – наступит буксование.

Дуги упругого скольжения располагаются со стороны сбегающих ветвей. Отметим некоторый участок ремня длиной λ в ненагруженной передаче и нагрузим ее. На ведущей ветви отмеченный участок удлиняется до $\lambda + \Delta$, а на ведомой – сокращается до $\lambda - \Delta$.

Определяя окружные скорости шкивов (для ведущего V_1 и для ведомого V_2) по совместному перемещению с ремнем на участках дуг покоя, получим:

$$V_1 = (\lambda + \Delta)/\Delta t < V_2 = (\lambda - \Delta)/\Delta t,$$

где Δt – время набегания отмеченного участка ремня на шкивы.

$$V_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n_1 / 60 \cdot 1000; \quad V_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n_2 / 60 \cdot 1000,$$

где D_1 и D_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов соответственно, мм;
 n_1 и n_2 – частоты вращения ведущего и ведомого шкивов соответственно, мин⁻¹;

V_1 и V_2 – окружные скорости ведущего и ведомого шкивов соответственно, м/с.

Скольжение в ременной передаче характеризуется коэффициентом упругого скольжения

$$\varepsilon = [(V_1 - V_2)/V_1] \cdot 100\%.$$

Для случая $D_1 \neq D_2$

$$\varepsilon = [(n_1 \cdot D_1 - n_2 \cdot D_2)/n_1 \cdot D_1] \cdot 100\%.$$

Для случая $D_1 = D_2$

$$\varepsilon = (n_1 - n_2)/n_1.$$

Передаточное число (как видно из формулы, не является постоянным):

$$u = n_1/n_2 = V_1 \cdot D_2 / V_2 \cdot D_1 = D_2 / [D_1 \cdot (1 - \varepsilon)].$$

КПД в ременной передаче:

$$\eta = (T_2 \cdot n_2 / T_1 \cdot n_1) \cdot 100\%.$$

Кривые скольжения и КПД

Работоспособность ременной передачи характеризуют кривыми скольжения и КПД (рисунок 6.3). По оси ординат отсчитывается коэффициент упругого скольжения ε и КПД η в процентах, а по оси абсцисс – нагрузка передачи, которая выражается через коэффициент тяги, который позволяет судить о том, какая часть предварительного натяжения ремня S_0 используется полезно для передачи нагрузки F_t , т. е. характеризует загруженность передачи.

$$\varphi = F_t / 2 \cdot S_0 = 2 \cdot T_1 / D_1 \cdot 2 \cdot S_0 = T_1 / D_1 \cdot S_0,$$

где S_0 – предварительное натяжение ремня (без учета центробежных сил).



Рисунок 6.3 – Типовые кривые коэффициента упругого скольжения ε и КПД в зависимости от коэффициента тяги φ

На начальном участке кривой скольжения от 0 до φ_0 наблюдается только упругое скольжение. Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к частичному, а затем и к полному буксованию. В зоне от φ_0 до φ_{\max} наблюдается как упругое скольжение, так и буксование, которое равно разности между ординатами кривой коэффициента упругого скольжения и пунктирной линией (продолжением ОА).

Рабочую нагрузку рекомендуется выбирать вблизи критического значения φ_0 и слева от него. Этому значению соответствует максимальное значение КПД.

Работа в зоне частичного буксования допускается только при кратковременных перегрузках, например, при пуске. В этой зоне КПД резко снижается за счет увеличения потерь на скольжение ремня, а ремень быстро изнашивается. Величина зоны частичного буксования характеризует способность передачи воспринимать кратковременные перегрузки.

Потери мощности собственно в ременных передачах складываются из потерь от скольжения ремня по шкивам, потерь на внутреннее трение в ремне, потерь от сопротивления воздуха движению ремня и шкивов.

Максимальное значение КПД передачи зависит, в основном, от потерь на внутреннее трение в ремне и поэтому уменьшается с уменьшением диаметра шкива.

При загрузке передачи, близкой в φ_0 , среднее значение КПД обычно находится в интервале 0,95...0,97.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Где применяются ременные передачи?
2. Каковы преимущества и недостатки ременных передач?
3. Чему равно передаточное число ременной передачи с учетом скольжения?
4. Назовите способы натяжения ремней.
5. Какие силы действуют на валы от ременной передачи?
6. Как определить КПД и коэффициент тяги ременной передачи и что они показывают?
7. Какие виды потерь существуют в ременной передаче?
8. Как определяется работоспособность ременной передачи?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 7 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И КИНЕМАТИКИ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы

1. Изучение конструкций цепных передач.
2. Изучение кинематических свойств цепных передач.

Оборудование и материалы для выполнения работы

1. Модель цепной передачи.
2. Калькулятор.
3. Персональный компьютер.
4. Угломер.
5. Штангенциркуль.
6. Измерительная линейка.

Порядок выполнения лабораторной работы

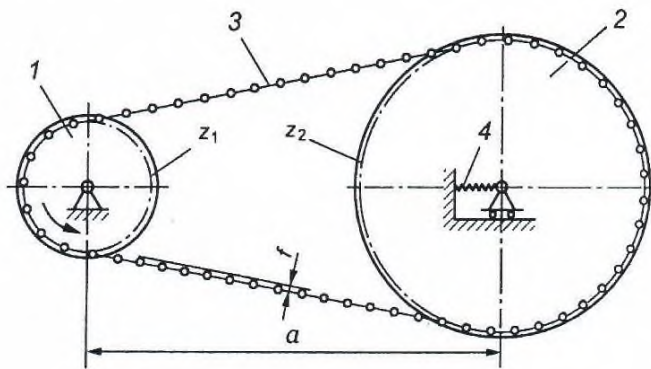
1. Перед выполнением лабораторной работы необходимо ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Используя модель, составить кинематическую схему цепной передачи. Определить тип цепи.
3. Определить основные кинематические соотношения (передаточное отношение, шаг цепи, делительные диаметры звездочек). Полученные данные свести в таблицу.
4. Проверить передаточное отношение, используя модель механизма. Для этого повернуть входное звено на угол φ_1 и измерить угол поворота φ_i выходного звена, после чего вычислить передаточное отношение по формуле $u_{1i} = \varphi_1 / \varphi_i$
5. Провести анализ полученных результатов и сформулировать выводы по работе.

Содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Расчетные формулы и таблица с результатами экспериментов.
3. Выводы по работе.

ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Цепная передача принадлежит к числу передач с гибкими связями (рисунок 7.1). Гибким звеном является цепь, входящая в зацепление с зубьями звездочек. Следовательно, цепную передачу можно классифицировать как передачу зацеплением с гибкими связями. Зацепление позволяет обойтись без предварительного натяжения цепи.

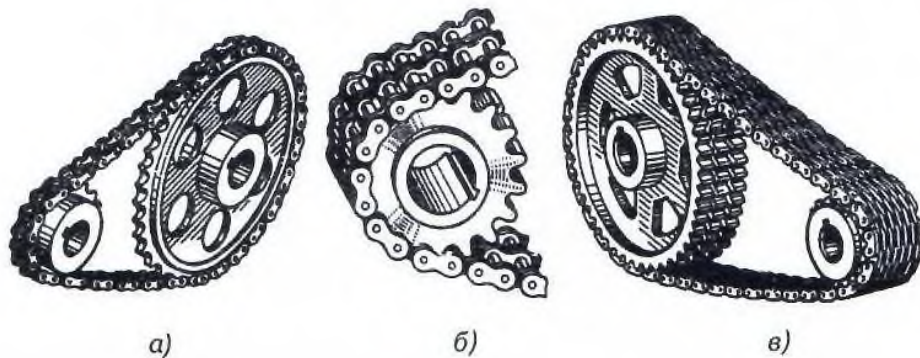


1 – ведущая звёздочка; 2 – ведомая звёздочка; 3 – цепь;
4 – натяжное устройство

Рисунок 7.1 – Цепная передача

Цепные передачи разделяют по следующим основным признакам:

1. По типу цепей: с роликовыми (рисунок 7.2,а), с втулочными (рисунок 7.2,б), с зубчатыми (рисунок 7.2,в);
2. По числу рядов цепи делят на однорядные (рисунок 7.2,а) и многорядные (рисунок 7.2,б);
3. По числу ведомых звездочек: двухзвенные (рисунок 7.2) и многозвенные (рисунок 7.3).



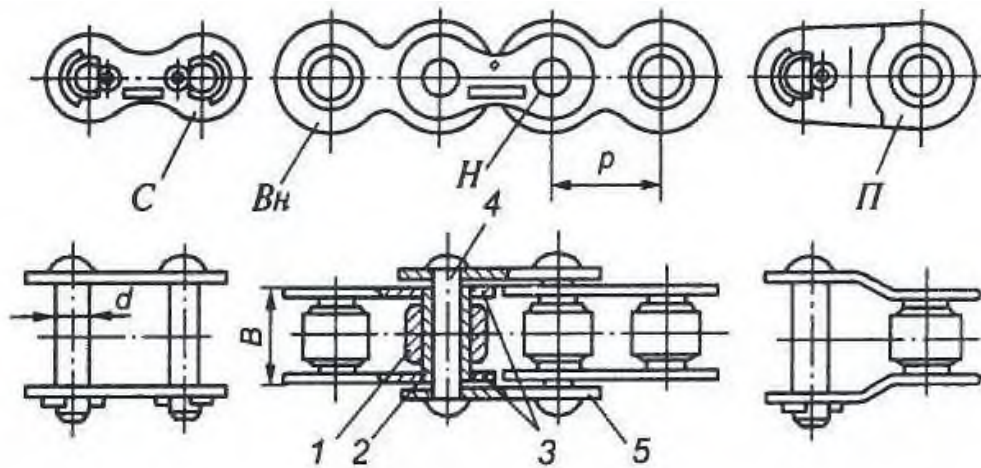
а – с роликовой цепью; б – с втулочной цепью; в – с зубчатой цепью

Рисунок 7.2 – Типы цепных передач

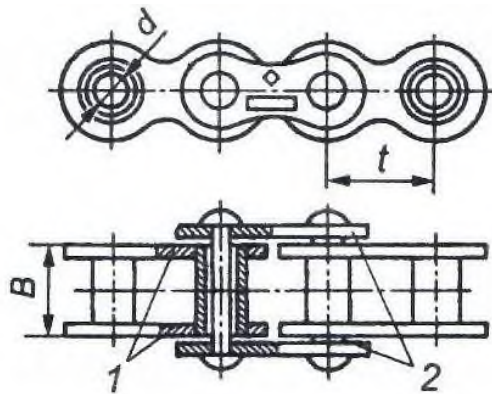


Рисунок 7.3 – Многозвенная цепная передача

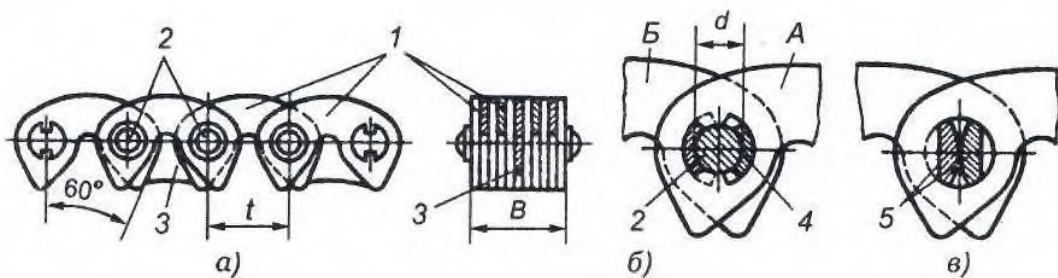
На рисунках 7.4 – 7.6 показаны конструкции приводных цепей.



1 – ролик; 2 – втулка; 3 – пластины внутреннего звена; 4 – валик;
5 – пластины наружного звена
Рисунок 7.4 – Роликовая цепь



1 - пластины внутреннего звена; 2 – пластины наружного звена
Рисунок 7.5 – Втулочная цепь



1 – пластины; 2 – валики; 3 – направляющие пластины;
4 – шарнир; 5 – призмы
Рисунок 7.6 – Зубчатая цепь

Основные геометрические соотношения цепных передач.
Передаточное отношение

$$u = \omega_1 / \omega_2 = Z_2 / Z_1,$$

где ω_1, ω_2 – угловая скорость соответственно ведущей и ведомой звёздочки;
 Z_1, Z_2 – число зубьев соответственно ведущей и ведомой звездочки.

Передаточное отношение цепных передач обычно находится в диапазоне $u = 2 \div 6$.

Межосевое расстояние

$$a \geq (30-50)t,$$

где t - шаг цепи.

Допускаемая величина стрелы провисания

$$f = (0,002-0,004)a.$$

Делительный диаметр звездочки

$$d = t / \sin(180^\circ / z).$$

Достоинства цепной передачи: высокий КПД (0,95÷0,97), отсутствие проскальзывания цепи, меньшие, чем в ременных передачах нагрузки на валы, возможность передачи крутящего момента на сравнительно большие расстояния.

Недостатки: шум, необходимость применения натяжных устройств

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Какие передачи называются цепными?
2. Достоинства и недостатки цепных передач.
3. Особенности применения той или иной цепи.
4. Как определяется передаточное отношение цепной передачи?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Методические указания к лабораторным работам по деталям машин для студентов механических и технологических специальностей дневной и заочной форм обучения. / Федосеев Г.Н., Бабаев В.С., Карпушко А.В. Витебск: Министерство образования Республики Беларусь, УО «ВГТУ», 2008.
2. Андросов А.А. Расчет и проектирование деталей машин: моногр. - М.: Феникс, 2006. - 288 с.
3. Гузенков П. Г. Детали машин. - М.: Альянс, 2012. - 360 с.
4. Детали машин и основы конструирования. - М.: Дрофа, 2006. - 416 с.
5. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. - М.: Высшая школа, 2010. - 408 с.

ХАРЧЕНКО МАКСИМ ВИКТОРОВИЧ
АМИРОВ РУСЛАН НИЗАМИЕВИЧ
ДЕМА РОМАН РАФАЭЛЕВИЧ
ЖЕЛЕЗКОВ ОЛЕГ СЕРГЕЕВИЧ

ДЕТАЛИ МАШИН

Лабораторный практикум

Подписано в печать 21.12.2022 г.		
Формат 60x90 $\frac{1}{16}$ Рег. № 238	Печать цифровая Тираж 100 экз.	Уч.-изд.л. 3,75

ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский технологический университет
«МИСиС»

Новотроицкий филиал

462359, Оренбургская область, г. Новотроицк, ул. Фрунзе, 8.

E-mail: nf@misis.ru

Контактный тел. 8 (3537) 67-97-29