

МИНОБРНАУКИ РФ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
"Тульский государственный университет"

Кафедра «Тренажерные системы и комплексы»
Методические указания для проведения лабораторных работ
по дисциплине "Техническая механика"

Тула, 2022

Лабораторный практикум по технической механике предназначен для учащихся высшего образования обучающихся по специальности 15.03.06 «Мехатроника и робототехника».

Лабораторный практикум по технической механике также может быть полезным для всех технических специальностей высшего образования.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ.....	5
Лабораторная работа № 1 Испытание на разрыв стального образца.....	6
Лабораторная работа № 2 Определение модуля продольной упругости.....	16
Лабораторная работа № 3 Определение коэффициента поперечной деформации.....	23
Лабораторная работа № 4 Испытание стали на срез.....	31
Лабораторная работа № 5 Определение основных параметров зубчатых передач.....	36
Лабораторная работа № 6 Определение основных параметров червячных передач.....	53
Лабораторная работа № 7 Изучение конструкции редукторов и определения их основных параметров.....	67
Лабораторная работа № 8 Определение основных параметров цепной передачи изучение конструкции их элементов....	72
ЛИТЕРАТУРА.....	89

ВВЕДЕНИЕ

Для решения инженерных задач необходимы знания основных положений механики, обеспечивающих взаимопонимание и взаимодействие немеханических специальностей с машиностроителями при решении задач создания новой техники, ее совершенствования и эксплуатации.

С целью разработки новых и проверки известных зависимостей и методов расчетов возникает необходимость проведения опытов с образцами, деталями и их моделями.

Для изучения свойств материалов используются специальные испытательные машины и приборы. Их устройство, принципы действия и характеристики приводятся в учебном пособии или указываются ссылки на литературные источники.

В тех случаях, когда интересующие характеристики определяются косвенным путем, приводятся математические выражения, отражающие эти связи, а также последовательность их определения.

С целью получения достоверных результатов изложены: методика проведения опыта, показатели, подлежащие регистрации, методы обработки результатов.

ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

Перед выполнением лабораторных работ необходимо ознакомиться с настоящим требованием техники безопасности, порядком выполнения работ, устройством и принципом работы лабораторных установок.

1. Включение установки производить:
 - с разрешения преподавателя или лаборанта;
 - при наличии защитных кожухов и защитного заземления.
2. Запрещается находиться в зоне перемещения механизмов.
3. Перед включением установки необходимо проверить правильность и достаточную надежность крепления образцов в захватах и зажимах.
4. В процессе проведения испытаний запрещается трогать руками испытываемые образцы, движущиеся детали и механизмы машин.
5. Снимать испытываемые образцы с машины можно только после ее полной остановки и отключения.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1 ИСПЫТАНИЕ НА РАЗРЫВ СТАЛЬНОГО ОБРАЗЦА

Цели работы: изучение поведения материалов при растяжении; получение диаграммы растяжения и определение механических характеристик, т.е. величин, характеризующих прочность, пластичность и вязкость.

1.1 Общие положения

Образец для испытаний

Для испытаний на разрыв используются специальные образцы, изготовленные из исследуемых материалов, которые, в основном, вытачиваются из прутковых заготовок или вырезаются из листа. Однако испытание образцов, изготовленных из одного и того же материала, но имеющих разную форму, показывает разные результаты. Только при использовании подобных образцов становится возможным сравнение результатов опытов. Полное геометрическое подобие обеспечивается у образцов круглого поперечного сечения с одинаковым соотношением рабочей длины ℓ_0 к диаметру d_0 .

Обычно $\ell_0 = 10 \cdot d_0$ (нормальный образец) или $\ell_0 = 5 \cdot d_0$ (укороченный образец) (рисунок 1.1).

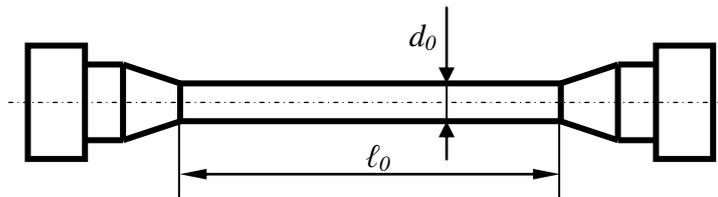


Рисунок 1.1 – Образец для испытаний на растяжение

Диаграмма растяжения

Перед испытанием образец закрепляют в захватах испытательной машины которая оборудована устройством для автоматической записи диаграммы растяжения в координатах: **сила – удлинение**, то есть $P=f(\Delta\ell)$. В процессе опыта получают **первичную диаграмму растяжения** образца из малоуглеродистой стали, примерный вид которой представлен на рисунке 1.2.

До начала деформации образца перемещение подвижного захвата испытательной машины происходит без нарастания или с небольшим увеличением нагрузки, которая необходима для устранения зазоров, как в механизме машины, так и между головками образца и захватами. Поэтому на диаграмме в самом начале испытаний появляется сначала горизонтальный, а затем криволинейный участок. Вслед за начальным криволинейным участком диаграммы наблюдается быстрый рост нагрузки, диаграмма идет по наклонной прямой, что соответствует прямой пропорциональности между нагрузкой и удлинением образца.

Чтобы исключить из рассмотрения криволинейный участок в начале диаграммы, следует продолжить прямолинейный отрезок диаграммы до оси

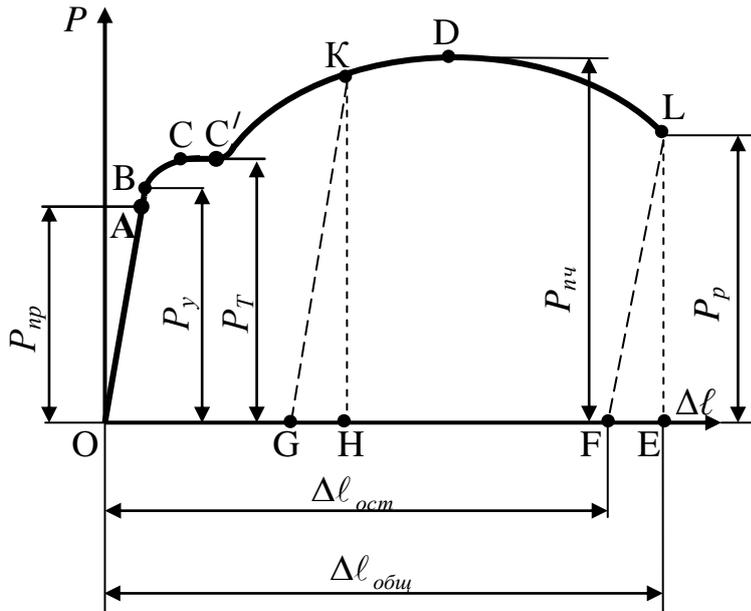


Рисунок 1.2 – Диаграмма растяжения малоуглеродистой стали

абсцисс, с пересечением которой получится точка 0 – начало координат.

Точке А диаграммы растяжения соответствует нагрузка $P_{пр}$. Это наибольшая нагрузка, при которой наблюдается прямая линейная зависимость между нагрузкой и деформацией. Точка В диаграммы соответствует усилию P_y , при котором в образце возникают остаточные деформации не превышающие 0,02%. Исходя из этого разница между $P_{пр}$ и P_y незначительна и во многих случаях эти величины считают равными.

При некотором значении растягивающей силы P_T наблюдается рост удлинения без увеличения нагрузки. Это явление называется *текучестью металла*. Соответствующий участок диаграммы (почти горизонтальный) называется *площадкой текучести* (отрезок CC'). В случае, когда поверхность образца отполирована, на ней можно обнаружить (матовую поверхность) сетку линий, наклонённых под углом примерно 45° . Это так называемые линии *Людерса-Чернова*. Направление указанных линий соответствуют площадкам, на которых при растяжении образца возникают наибольшие касательные напряжения.

По окончании *площадки текучести* образец вновь начинает сопротивляться деформации, при этом зависимость между силой и удлинением нелинейная: удлинение растёт быстрее нагрузки. Этот участок диаграммы называют *зоной упрочнения* (участок $C'D$). Пока нагрузка не достигла максимального значения, деформации распределяются равномерно по всему образцу. С момента, когда нагрузка достигает наибольшего значения $P_{нч}$ (точка D диаграммы растяжения), остаточная деформация приобретает местный характер, концентрируясь около одного какого-либо участка по длине образца, оказавшегося наиболее слабым, где и начинается образование так называемой шейки, то есть местного сужения поперечного сечения образца. Вследствие интенсивного уменьшения площади сечения для дальнейшего растяжения образца нужна меньшая нагрузка. Поэтому на диаграмме наблюдается падение нагрузки (точка L) до величины P_p , соответствующей разрыву образца.

Выше представленная диаграмма растяжения (рисунок 1.2), полученная опытным путём, характеризует способность образца сопротивляться растяжению в зависимости не только от свойств материала, но и от его абсолютных геометрических размеров. Для получения механических характеристик материала из которого изготовлен опытный образец, необходимо исключить

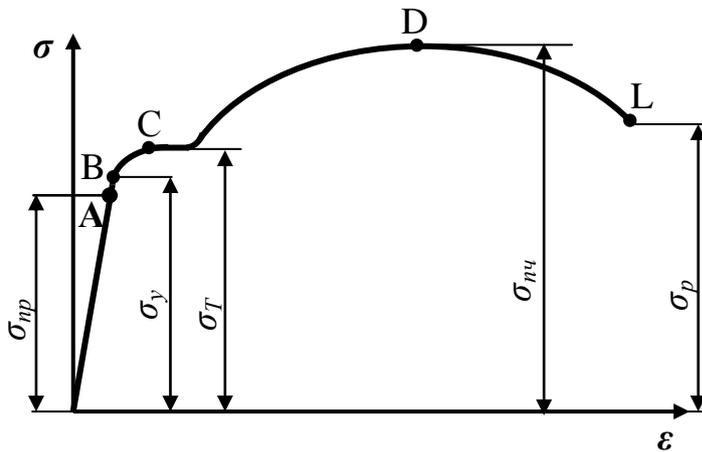


Рисунок 1.3 – Диаграмма напряжений

напряжение σ . Данная диаграмма подобна *первичной* и отличается только масштабом. **Условной диаграммой напряжений при растяжении** (в дальнейшем **диаграмма напряжений**) называется потому, что напряжения и деформации отнесены к первоначальным площади и длине образца. На **диаграмме напряжений** (рисунок 1.3) нанесены предельные напряжения, т.е. *характеристики прочности материала: пределы пропорциональности $\sigma_{пр}$, текучести σ_T и прочности $\sigma_{нч}$.*

Прочность – способность материала сопротивляться действию внешних нагрузок не разрушаясь.

Предел пропорциональности – наибольшее напряжение, до достижения которого справедлив закон Гука:

$$\sigma_{пр} = \frac{P_{пр}}{A_0}.$$

Предел упругости – напряжение, до достижения которого в образце возникают незначительные остаточные деформации, порядка 0,02%:

$$\sigma_y = \frac{P_y}{A_0}.$$

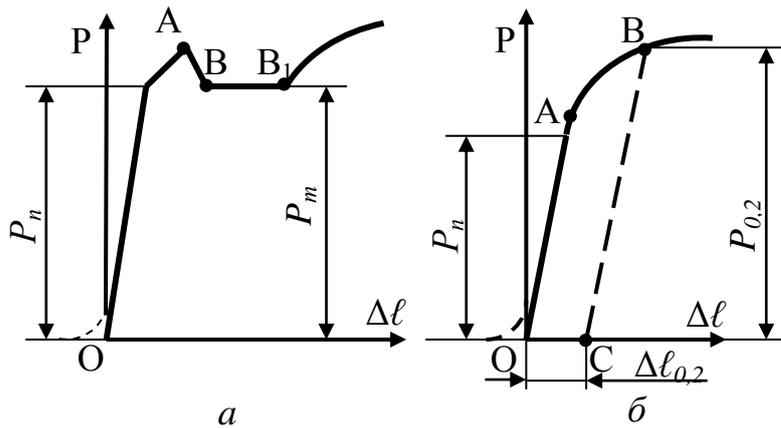
Точка *A* и *B* **диаграммы напряжений** (рисунок 1.3) настолько близки друг к другу, что обычно считают предел упругости и предел пропорциональности совпадающими.

Предел текучести – условное напряжение, при котором происходит увеличение пластических деформаций образца и переход из упругой в упругопластическую область при постоянной нагрузке:

$$\sigma_T = \frac{P_T}{A_0}.$$

Иногда за пределом текучести нагрузка, необходимая для дальнейшей деформации образца, начинает уменьшаться. В этом случае наблюдается два предела текучести: верхний, соответствующий наибольшей нагрузке в интервале текучести (точка *A* на рисунке 1.4 *a*), и нижний, соответствующий наименьшей нагрузке (линия BB_1).

влияние его геометрических размеров, т.е. *первичную диаграмму* перестраивают: все ординаты (значения характерных усилий P) делят на начальную площадь A_0 , а все абсциссы (удлинение $\Delta\ell$) – на начальную длину ℓ_0 . В результате получают **условную диаграмму напряжений при растяжении** (рисунок 1.3) в координатах: относительное удлинение ε , нормальное



a – с верхним и нижним пределами текучести;
б – с условным пределом текучести

Рисунок 1.4 – Диаграмма растяжения
пластичного материала

Величина верхнего предела текучести в таких случаях в большей мере зависит от обстоятельств испытания, поэтому для целей практики следует определить нижний предел текучести.

В случае, если явно выраженная площадка текучести отсутствует, то есть материал не имеет физического предела текучести,

по ГОСТ 1497-73 следует определить величину условного предела текучести как напряжения, соответствующего 0,2% остаточного удлинения. Откладывая эту величину в соответствующем масштабе на оси абсцисс диаграммы растяжения, проводят наклонную линию ВС, параллельную ОА, до пересечения с кривой растяжения (рисунок 1.4 б). Точка пересечения В определяет высоту ординаты, т.е. нагрузку $P_{0,2}$, что соответствует условному пределу текучести:

$$\sigma_{0,2} = \frac{P_{0,2}}{A_0}.$$

Предел прочности – условное напряжение, соответствующее максимальной нагрузке, выдерживаемой образцом до разрушения:

$$\sigma_{нч} = \frac{P_{нч}}{A_0}.$$

Кроме характеристик прочности по диаграммам растяжения (рисунки 1.2 и 1.3) определяются характеристики пластичности.

Пластичность – способность материала под действием внешних нагрузок испытывать значительные остаточные деформации и при этом не разрушаться. Характеристикой пластичности образца **является абсолютная деформация**. Отрезок ОЕ (см. рисунок 1.2) на оси абсцисс диаграммы изображает полную деформацию $\Delta l_{общ}$, равную сумме остаточной и упругой деформаций образца:

$$\Delta l_{общ} = \Delta l_{упр} + \Delta l_{ост}.$$

Чтобы получить на диаграмме только остаточное удлинение, следует провести наклонную прямую DF, параллельную ОА, которая отсечет на оси абсцисс отрезок OF, соответствующий величине остаточной деформации, и отрезок FE, соответствующий упругой деформации образца при разрыве:

$$\Delta l_{ост} = l_p - l_0,$$

где l_p – длина образца после разрушения (разрыва).

В наличии упругих деформаций за пределом упругости можно убедиться, если в процессе опыта, после того как материал получил уже заметную остаточную деформацию, произвести разгрузку образца, переведя машину на обратный ход. При этом самописец прочертит на диаграмме прямую KG, параллельную OA (рисунок 1.2). Это подтверждает наличие упругой деформации GH при растяжении образца в пластической зоне (исчезнувшей при разгрузке) и свидетельствует о том, что упругая деформация подчиняется закону Гука и за пределом пропорциональности.

Если после разгрузки подвергнуть образец повторной нагрузке, то линия повторной нагрузки почти совпадает с прямой GK, по которой шла разгрузка. Из этого следует, что материал, подвергнутый пластическому деформированию в холодном состоянии, повышает свой предел пропорциональности до того напряжения, с которого была начата разгрузка. Это явление называется **наклепом**.

Мерой пластичности материала считают *относительное остаточное удлинение*. К моменту разрыва рабочая часть l_0 образца удлинилась на величину $\Delta l_{\text{общ}}$. После разрыва упругая часть общей деформации исчезнет, а останется остаточная деформация $\Delta l_{\text{ост}}$. Отношение приращения расчетной длины к первоначальной длине l_0 называется **относительным остаточным удлинением**:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l_{\text{ост}}}{l_0} \cdot 100\% .$$

В месте образования шейки сечение образца резко уменьшается. Отношение уменьшения площади поперечного сечения в месте разрыва $\Delta A = A_0 - A_{\text{ш}}$ к первоначальной площади A_0 поперечного сечения образца называется **относительным остаточным сужением**:

$$\psi = \frac{\Delta A}{A_0} \cdot 100\% .$$

По величинам ε и ψ оценивают пластические свойства материала при испытании на растяжение.

Способность материала сопротивляться действию внезапно приложенных нагрузок называют **вязкостью**. Это сопротивление больше, чем больше работа, которую нужно затратить, чтобы разорвать образец. Работа F_p , затраченная на разрушение образца определяется площадью S диаграммы, заключенная между кривой OABCKDL и осью абсцисс. Площадь S можно измерить планиметром, тогда

$$F_p = S \cdot m \cdot n ,$$

где m и n – масштабные коэффициенты, соответственно, силы и деформации.

Работа, затраченная на деформацию и разрыв, расчетной части образца:

$$F_p = P_B \cdot \Delta l_{\text{общ}} \cdot \eta ,$$

где η – коэффициент заполнения диаграммы; для мягкой стали $\eta \approx 0,85$.

Отношение $a_0 = \frac{F_p}{V_p} = \frac{F_p}{A_0 \cdot \ell_0}$ называют удельной работой. Она харак-

теризует способность материала поглощать энергию при разрыве, вязкость материала и сопротивляемость воздействию динамических нагрузок.

Механизм образования деформации

При рассмотрении диаграммы растяжения ранее не затрагивались внутренние процессы, происходящие на молекулярном уровне. Между тем процессы, происходящие в материале при деформациях и разрушении, определяются структурой материала.

Между атомами кристаллической решетки существуют силы взаимодействия. Для свободного, ненагруженного, состояния система сил в кристалле является строго определенной, как и распределение самих атомов.

Под действием внешних сил атомы в решетках получают взаимные смещения, и силы взаимодействия между ними меняются. Зависимость между силами взаимодействия и смещениями носит сложный характер, но в пределах малых смещений эту зависимость можно рассматривать как линейную. Так как смещения происходят в разных направлениях хаотически расположенных кристаллов, то в сумме они порождают пропорциональную зависимость между смещениями точек тела и внешними силами, т.е. зависимость, выраженную в законе Гука.

После снятия внешних нагрузок атомы снова возвращаются в свое первоначальное положение, и геометрические размеры тела полностью восстанавливаются, то есть наблюдается свойство упругости.

При текучести материала происходит пластическая деформация, обусловленная сдвигами в кристаллических решетках. Наглядное подтверждение этому дает, в частности, наблюдение за поверхностью полированного образца. В зоне общей текучести и упрочнения, то есть при возникновении заметных пластических деформаций, поверхность образца покрывается системой тонких линий, наклоненных под углом примерно 45° к продольной оси. Эти линии впервые были обнаружены русским металлургом Д.К. Черновым и носят название – полосы скольжения.

Расчеты показывают, что материал при растяжении способен выдержать без образования пластической деформации напряжение порядка 0,1 от модуля упругости E . Опыт установлено, что напряжения необратимой пластической деформации составляют $(0,05...0,16) \cdot E$. Прямая связь между идеальной прочностью и модулем упругости E очевидна. Они имеют общее происхождение и определяются характером межатомного сцепления.

Однако в реальных материалах предел текучести и предел прочности в десятки, а то и сотни раз меньше, чем расчетные. Это объясняется отклонением строения реальных кристаллов металла от идеальной кристаллической решетки, то есть несовершенством (дефектами) кристаллических решеток.

Наибольшее влияние на снижение прочности металла оказывают геометрические нарушения идеального строения кристаллов (дислокации).

Перемещение дислокации через кристалл можно уподобить движению складки по коврику. Когда последняя складка проходит по коврику, он оказывается несколько сдвинутым. Но сила, необходимая для перемещения складки, значительно меньше той силы, которая нужна, чтобы сдвинуть на такую величину весь коврик.

Движение дислокации сопровождается динамическими эффектами. Атомы приобретают кинетическую энергию и совершают колебания около вновь приобретённого положения равновесия. При этом выделяется тепло и возникают акустические эффекты. Нагревание образца обнаруживается легко, а акустические эффекты (треск) обнаруживаются с помощью специальной аппаратуры даже на самой ранней стадии возникновения пластической деформации.

В процессе нагружения соседние кристаллы взаимодействуют друг с другом, и возникшее в одном кристалле пластическое смещение блокируется соседними. Этим и объясняется возникновение зоны упрочнения (наклепа). Однако с вытяжкой (наклепом) число дислокаций не уменьшается, а увеличивается. Каждый кристалл, взаимодействуя с соседними, вызывает появление новых дислокаций. Некоторые типы дислокаций способны к воспроизводству. Если нет выхода дислокациям, то они могут объединяться, образуя микротрещину.

Следовательно, процесс разрушения имеет в своей основе два взаимообусловленных и противоречивых механизма. Первый механизм – образование пластических деформаций путем сдвига, второй – образование и развитие трещин с последующим разрывом. Иногда разрушение вызывает первый, иногда – второй механизмы.

Рассматривая процесс разгрузки, необходимо помнить, что при пластической деформации наблюдается не только сдвиг кристаллов, но и искажение кристаллической решетки. Этим и объясняется наличие пластической и упругой деформации. При разгрузке форма искаженной кристаллической решетки восстанавливается, то есть снимается упругая деформация. Пластическая деформация не восстанавливается.

1.2 Методика выполнения работы

Перед установкой образца производится измерение его длины (с точностью до 0,1 мм) и диаметра (с точностью до 0,05 мм). Эти данные заносятся в журнал.

На барабан самописца закрепляется диаграммная бумага так, чтобы стальная линейка, прикрепляющая бумагу к барабану, была сзади пера. Затем образец устанавливается в захватах машины и постепенно нагружается. Попутно с выполнением основной задачи испытания демонстрируются закон разгрузки и образование остаточных деформаций. Для этого после прохождения образцом зоны текучести производится разгрузка. После полной разгрузки проводится повторное нагружение. Далее испытание ведется до разрушения образца.

В процессе испытания ведется наблюдение за поведением образца по диаграмме, вычерчиваемой записывающим прибором машины.

1.3 Обработка данных опыта

1. После окончания испытания измеряется диаметр в месте разрыва и длина растянутого образца. Данные заносятся в журнал.

2. Производится обработка диаграммы растяжения (см. рисунок 1.2). На диаграмму наносятся координатные оси. Ось абсцисс (ось удлинения) совмещается с нулевой линией диаграммы, а для проведения оси ординат (ось нагрузок) находится начало координат – точка O – продолжением прямолинейного участка диаграммы до пересечения с осью абсцисс.

На диаграмме отмечаются характерные точки:

– точка A – окончание участка пропорциональности и начало участка текучести;

– точка B – соответствует усилию P_y , при котором в образце возникают остаточные деформации не превышающие $0,02\%$;

– точка C – начало участка текучести;

– точка C' – конец участка текучести;

– точка D – соответствует максимальной нагрузке;

– точка L – момент разрыва образца.

Из точки L проводится линия параллельно отрезку OA . Эта линия отсекает на оси удлинения отрезок $\Delta\ell_{ост}$ равный величине остаточного удлинения образца в масштабе записи диаграммы. Отрезок, отсекаемый вертикалью, дает полное удлинение расчетной части образца $\Delta\ell_{общ}$.

На диаграмме замеряются ординаты точек A (B), C и D , соответствующие нагрузкам $P_{пр}$, P_T , $P_{нч}$ в масштабе записи диаграммы. Эти величины заносятся в журнал.

3. По данным испытаний вычисляются следующие механические характеристики материала: предел пропорциональности $\sigma_{пр}$, МПа; предел текучести σ_m , МПа; предел прочности при растяжении $\sigma_{нч}$, МПа; относительное удлинение (при разрыве) ε , %; относительное сужение (при разрыве) ψ , %; удельная работа (на растяжение и разрыв) a_0 , Дж/мм³.

По полученным механическим характеристикам уточняется марка стали, строится условная диаграмма растяжения в координатах σ – ε и делаются выводы.

1.4 Контрольные вопросы

1. Что называется пределом пропорциональности?

Ответ: Предел пропорциональности – это напряжение, до которого, с достаточной степенью точности, можно принимать линейную зависимость между напряжениями и деформациями. В этих пределах закон Гука достаточно точно отражает истинную, объективно существующую закономер-

ность. На условной диаграмме растяжения этот участок можно считать прямой линией.

2. Что называется пределом текучести?

Ответ: Для материалов, имеющих ярко выраженную площадку текучести, пределом текучести называется условное напряжение, при котором деформация возрастает без заметного увеличения нагрузки и переходит из упругой в упругопластическую область.

Если на условной диаграмме растяжения площадка текучести отсутствует, то определяют условный предел текучести – напряжение, при котором остаточная деформация составляет 0,2%.

3. Что такое предел упругости?

Ответ: Пределом упругости называется напряжение, при котором остаточная деформация составляет 0,02%. До этого предела остаточные деформации очень малы, ими пренебрегают и деформации считают упругими.

4. Что называется пределом прочности?

Ответ: Условное напряжение, вызванное максимальной (“разрушающей”) нагрузкой, называется пределом прочности, или временным сопротивлением материала разрыву.

5. Что такое зона упрочнения?

Ответ: Участок диаграммы от предела текучести до предела прочности соответствует упруго-пластическим деформациям материала. Этот участок называют зоной упрочнения. При разгрузке и нагружении образца в этой зоне на диаграмме будет изображена прямая, параллельная линии от начала координат до предела пропорциональности. Это подтверждает наличие упругих и пластических деформаций, а также подтверждает закон Гука за пределом пропорциональности. При повторных нагружениях перемещение пера самописца происходит по одной и той же линии. Это свидетельствует о повышении предела пропорциональности при пластическом деформировании в холодном состоянии. Такое изменение свойств материалов называется наклепом. При повторных нагружениях материала через некоторое время повышается не только предел пропорциональности, но и временное сопротивление материала разрыву.

7. Какой образец применялся в опыте?

Ответ: В лабораторной работе применялся нормальный стальной образец, т.е. образец с отношением длины к диаметру, равным 10.

8. Что такое пластичность материала?

Ответ: Пластичностью называется способность материала давать значительные остаточные деформации без разрушения. На участке диаграммы растяжения до предела упругости деформации считают упругими, так как при разгрузке образца они почти полностью исчезают. За пределом упругости часть деформаций исчезает, а часть остается. Первые называются упругими, вторые – остаточными или пластическими. Полная деформация равна их сумме.

9. Какими показателями оценивается пластичность образца и материала из которого изготовлен опытный образец?

Ответ: Пластичность образца после разрыва можно оценить абсолютным удлинением (укорочением), которое равно разности между длинами до и после испытания. Мерой пластичности материала (в том числе образца) считают относительное остаточное удлинение, равное отношению абсолютного остаточного удлинения к начальной длине и относительное остаточное сужение поперечного сечения образца. Остаточное удлинение состоит из удлинения равномерно деформирующегося образца до образования шейки и местного удлинения шейки после ее образования. Относительные деформации указывают в процентах.

10. В чем заключается разница между пластичными и хрупкими материалами по характеру деформации?

Ответ: У пластичных материалов возникают значительные остаточные деформации. У хрупких материалов остаточные деформации малы. Хрупкие материалы плохо воспринимают деформации растяжения, не выносят ударов и чувствительны к резким изменениям формы.

11. Что такое вязкость? Перечислите характеристики вязкости.

Ответ: Под вязкостью понимают способность материала сопротивляться действию внезапно приложенной (ударной) нагрузке. Характеристикой вязкости образца является работа F_p , затраченная на его разрушение определяется площадью S диаграммы, заключенная между кривой OABCKDL и осью абсцисс (рисунок 1.2). Характеристикой вязкости материала является удельная работа, равная отношению $a_0 = \frac{F_p}{V_p} = \frac{F_p}{A_0 \cdot \ell_0}$, т.е. она характеризует способность материала поглощать энергию при разрыве.

12. Что такое прочность материала?

Ответ: Под прочностью понимают способность конструкций и её элементов воспринимать внешние нагрузки не разрушаясь.

13. Почему представленная диаграмма напряжений (рисунок 1.3) носит название условная?

Ответ: Условной диаграмма напряжений при растяжении называется потому, что напряжения и деформации отнесены к первоначальной площади и длине образца.

14. Какой вид деформации называется центральным растяжением (сжатием)?

Ответ: Центральным растяжением или сжатием называется простой вид деформации бруса под действием двух равных и противоположно направленных сил вдоль оси бруса.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОДУЛЯ ПРОДОЛЬНОЙ УПРУГОСТИ

Цели работы: определение модуля продольной упругости; проверка справедливости закона Гука для образца из углеродистой стали.

2.1 Общие положения

Закон Гука

Для большого числа материалов упругие деформации с высокой степенью точности следуют закону Гука и увеличиваются пропорционально напряжениям. Для случая центрального растяжения и сжатия закон Гука представляется в виде зависимости:

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

где σ – нормальное напряжение в поперечном сечении;
 ε – относительная деформация;
 E – модуль продольной упругости.

Модуль продольной упругости, или модуль упругости первого рода, или модуль Юнга – это коэффициент пропорциональности, связывающий нормальное напряжение и относительное удлинение при растяжении (сжатии) материала. Чем больше его величина, тем меньше растягивается (сжимается) стержень. Модуль Юнга характеризует сопротивляемость материала упругой деформации.

Так как модуль отражает взаимосвязь между напряжениями и относительной деформацией, то его применяют при расчетах на жёсткость. Для различных материалов величина модуля упругости при растяжении и сжатии не одинакова. Однако, из-за незначительного различия между ними для одного и того же материала принято считать модули упругости при растяжении и сжатии равными.

Физический смысл модуля упругости состоит в том, что он характеризует способность материала сопротивляться упругим деформациям пропорционально нормальному напряжению, то есть $\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$. Чем больше его величина, тем меньше растягивается (сжимается) стержень.

Геометрический смысл модуля упругости заключается в том, что на диаграмме растяжения (сжатия), построенной в координатах σ - ε , $E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \operatorname{tg} \alpha$ – тангенс угла наклона прямого участка диаграммы к оси “ 0ε ”.

Изменение напряжения (σ) в материале от 0 до 50 Н/мм² при величине модуля продольной упругости (E), равном 2·10⁵ Н/мм², вызывает появление относительной деформации (ε), равной 25·10⁻⁵. При первоначальной (базовой) длине $\ell = 100$ мм абсолютное удлинение $\Delta\ell$ составит 25·10⁻³ мм. Очевидно, что такое малое удлинение может быть определено только с помощью специальных приборов – тензометров.

Для определения малых деформаций применяются тензометры различных конструкций: зеркальные, рычажные, электрические и др.

Зеркальный тензометр

К образцу 1 (рисунок 2.1) прижимается пластина 2 прибора с помощью струбицы 3. На одном конце пластины имеется нож 4, жестко связанный с пластиной. На другом конце между пластиной и образцом зажимается призма 5 ромбического сечения. Одним ребром она прижимается к образцу, а другим устанавливается в углубление пластины.

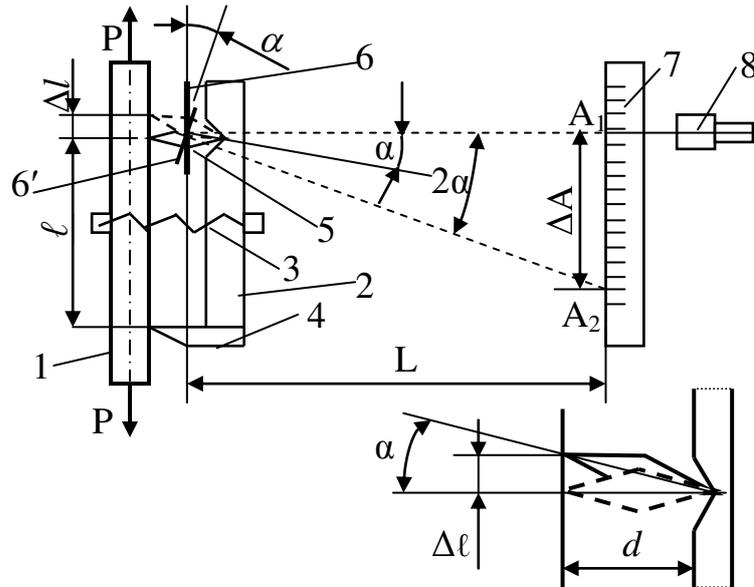


Рисунок 2.1 – Схема зеркального тензометра

Расстояние ℓ между ножом и ребром призмы называется *базой прибора*, которая выбирается из ряда 50, 100, 150 и 200 мм путём использования пластины необходимой длины.

На общей оси с призмой помещено зеркало. Перед зеркалом на расстоянии L от него установлена рейка с миллиметровой шкалой. Рядом с рейкой установлена зрительная труба, через которую наблюдается отраженная в зеркале рейка, и производятся отсчеты показаний по рейкам.

В исходном положении зеркала деление A_1 проецируется на зеркало и отражается от него в зрительную трубу. Этот отсчет и фиксируется наблюдателем по волоску в окуляре.

После удлинения образца на величину $\Delta\ell$ зеркало вместе с призмой повернется на угол α и займет положение $6'$. В зеркальной трубе отразится деление A_2 . Луч, падающий на зеркало от деления A_2 , и луч, отраженный от зеркала, составляют угол 2α . Следовательно,

$$\Delta A = (A_2 - A_1) = L \cdot \operatorname{tg} 2\alpha.$$

Удлинение $\Delta\ell$ образца связано с большей диагональю призмы выражением:

$$\Delta\ell = d \operatorname{tg} \alpha,$$

где d – длина большей диагонали призмы.

Таким образом, при удлинении базы ℓ образца на величину $\Delta\ell$ получается приращение показаний ΔA .

Отношение показаний прибора ΔA к истинной величине деформации $\Delta\ell$ называется коэффициентом увеличения тензометра K , равное:

$$K = \frac{\Delta A}{\Delta\ell} = \frac{L \cdot \operatorname{tg} 2\alpha}{d \cdot \operatorname{tg} \alpha}.$$

Вследствие малости углов α принимают: $\operatorname{tg} 2\alpha = 2\alpha$, а $\operatorname{tg} \alpha = \alpha$ и тогда:

$$K = \frac{L \cdot 2\alpha}{d \cdot \alpha} = \frac{2 \cdot L}{d}.$$

Учитывая, что расстояние L можно изменить, то при известном значении длины диагонали призмы d возникает возможность получить требуемый коэффициент увеличения. Так, при $d = 5$ мм для получения $K = 500$ необходимо взять $L = \frac{K \cdot d}{2} = \frac{500 \cdot 5}{2} = 1250$ мм, а для получения $K = 1000$, $L = 2500$ мм.

Рычажный тензометр

Корпус 1 рычажного тензометра (рисунок 2.2) имеет неподвижную ножку 2, опирающуюся на образец. Вторая подвижная ножка 3 также опирается на образец и может поворачиваться в гнезде 4. При повороте верхний конец подвижной ножки 3 заставляет, в свою очередь, поворачиваться стрелку 5, которая представляет собой рычаг, прикрепленный верхним концом к корпусу 1. Нижний конец стрелки 5 перемещается по шкале 6. Соотношение длин рычагов 3 и 5 таково, что перемещение конца стрелки больше изменения расстояния между ножками тензометра (равного абсолютной деформации образца на этой длине) примерно в 1000 раз. Точное значение этого коэффициента увеличения приводится в паспорте каждого тензометра. Расстояние между ножками называется *базой прибора*, равно 20 мм. Тензометр прикрепляется к образцу при помощи специального зажима.

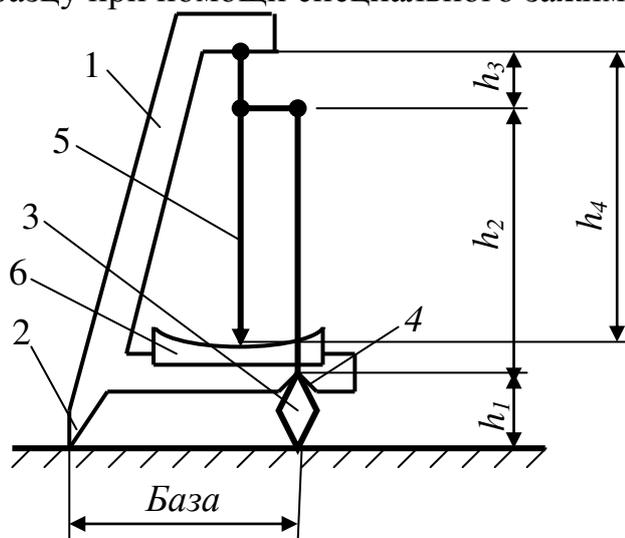


Рисунок 2.2 – Схема рычажного тензометра

Коэффициент увеличения прибора равен:

$$K = \frac{\Delta A}{\Delta \ell} = \frac{h_2 \cdot h_4}{h_1 \cdot h_3},$$

где ΔA – приращение показаний тензометра;
 $\Delta \ell$ – абсолютная деформация на базовой длине.

2.2 Методика выполнения работы

После закрепления образцов в захваты разрывной машины производится установка двух тензометров (рисунок 2.3 а), что исключает возможность влияния неравномерного растяжения образца, вследствие несовершенства захватов машины и возможных отклонений от проектных размеров образца.

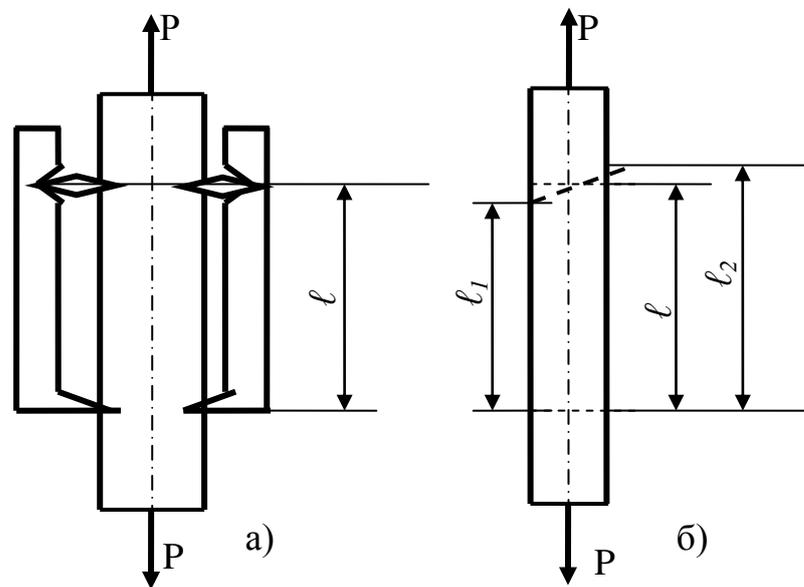


Рисунок 2.3 – Схема установки тензометров на образце

При наличии двух приборов, измерив с их помощью удлинение двух противоположных волокон Δl_1 и Δl_2 (рисунок 2.3 б), можно найти удлинение оси образца:

$$\Delta \ell = \frac{\Delta l_1 + \Delta l_2}{2}.$$

Прежде чем приступить к опыту, для обжатия в захватах концов образца и для выбора зазоров в машине, дается начальная нагрузка P_0 от 2 до 10 кН в зависимости от поперечного сечения образца. Начальная нагрузка выбирается таким образом, чтобы возникающее при этом напряжение не превышало 20...30 МПа.

При этой нагрузке проводятся первые отсчеты по приборам, которые записываются в журнал наблюдений. В дальнейшем нагрузку увеличивают равными ступенями (примерно по 5...10 кН), тем самым увеличивая в материале напряжения на 20...30 МПа при каждом нагружении.

После каждого нагружения производятся отсчеты по приборам и вычисляются приращения отсчетов, вызванные приращением нагрузки на величину ΔP . Так как приращение отсчетов по приборам пропорциональны удлинениям образца на участке ℓ , равном базе прибора, то одинаковым приращениям нагрузки на величину ΔP должно соответствовать одинаковое приращение отсчетов, в пределах пропорциональности.

Запись должна вестись так, чтобы обработку данных опыта удобно было бы производить в процессе испытания. В журнал наблюдений вносятся значения нагрузок, соответствующие показаниям приборов при каждой ступени нагрузки. Это позволяет найти величину удлинения образца на участке ℓ , равном базе прибора.

Действительно, если при некоторой нагрузке отсчет по прибору был A' , а после увеличения силы на величину ΔP показание прибора стало A'' , то приращение отсчета $\Delta A = A'' - A'$ представляет собой абсолютное удлинение участка образца с увеличением в « K » раз, где K – коэффициент увеличения прибора.

Следовательно, если удлинение волокон по левой кромке образца:

$$\Delta \ell_1 = \frac{\Delta A_1}{K},$$

а по правой кромке:

$$\Delta \ell_2 = \frac{\Delta A_2}{K},$$

то удлинение оси образца будет равно:

$$\Delta l = \frac{\Delta \ell_1 + \Delta \ell_2}{2} = \frac{\Delta A_1 + \Delta A_2}{2 \cdot K}.$$

Закончив испытания, образец необходимо разгрузить до величины начальной нагрузки P_0 и проверить обратимость процесса (отсутствие остаточных деформаций). После этого следует приступить к обработке результата.

2.3 Обработка данных опыта

Вначале необходимо установить характер зависимости между растягивающим усилием P и величиной абсолютного удлинения $\Delta \ell$. Для этой цели строится график в координатах $P - \Delta \ell$ (рисунок 2.4).

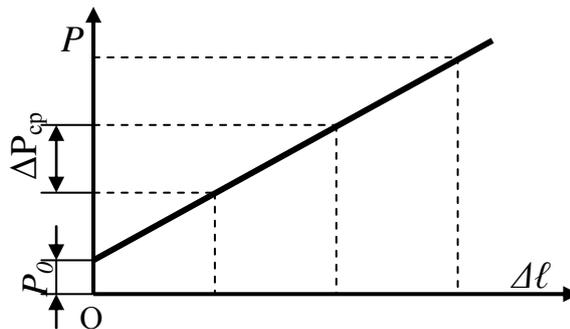


Рисунок 2.4 – График, иллюстрирующий закон Гука

Откладывая по оси ординат величины ступеней нагрузки ΔP , а по оси абсцисс соответствующие деформации $\Delta \ell$ и соединив последовательно все точки между собой, получается прямая линия. Установив, что материал подчиняется закону Гука, определяется величина модуля упругости:

$$E = \frac{\Delta P \cdot \ell}{A_o \cdot \Delta \ell},$$

где ΔP – ступень нагружения;

ℓ – база прибора;

A_o – площадь поперечного сечения образца;

$\Delta \ell = \frac{\Delta A_{cp}}{K}$ – удлинение образца, происходящее при увеличении нагрузки на одну ступень;

ΔA_{cp} – средняя арифметическая разность отсчетов, полученных для всех ступеней нагружения.

2.4 Контрольные вопросы

1. Что такое модуль упругости первого рода?

Ответ: Модуль упругости первого рода E , или модуль Юнга первого рода – это коэффициент пропорциональности, связывающий нормальное напряжение, возникающее в поперечном сечении бруса, и относительное удлинение при его растяжении (сжатии). Чем больше величина модуля Юнга, тем меньше растягивается (сжимается) брус. Модуль Юнга E характеризует сопротивляемость материала упругой деформации.

2. Какой физический и геометрический смысл модуля упругости?

Ответ: Физический смысл модуля упругости состоит в том, что он характеризует способность материала сопротивляться упругим деформациям пропорционально нормальному напряжению σ , то есть $\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$. Чем больше его величина, тем меньше растягивается (сжимается) стержень.

Геометрический смысл модуля упругости заключается в том, что на диаграмме растяжения (сжатия), построенной в координатах σ - ε , $E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \operatorname{tg} \alpha$ – тангенс угла наклона прямого участка диаграммы к оси “0- ε ”.

3. Что такое тензомер?

Ответ: Тензомер – это прибор для измерения очень малых деформаций, которые невозможно определить с помощью обычных приборов – линейки, штангенциркуля и т.д. Такие приборы имеют устройства, передающие и увеличивающие масштаб деформации. Поэтому на устройствах отсчета и регистрации деформации отражаются увеличенными в “ K ” раз. Коэффициент “ K ” называют коэффициентом увеличения, который для каждого тензомера заранее известен.

4. Почему для измерения деформации применяют два тензометра?

Ответ: При любых измерениях неизбежны погрешности. Кроме этого, из-за неточной установки образца в зажимах и других факторов две боковые противоположные стороны образца будут иметь различные деформации. Чтобы уменьшить ошибку опыта, применяют два тензометра, и результат определяют как среднее арифметическое между показаниями двух приборов.

5. Почему при определении модуля Юнга напряжения не должны превышать предел пропорциональности?

Ответ: При растяжении образца вначале диаграмма идет по наклонной прямой, что соответствует пропорциональной зависимости между нагрузкой и удлинением. Для данного участка модуль упругости (коэффициент пропорциональности) – это угол наклона диаграммы к оси абсцисс. Далее пропорциональность нарушается и на диаграмме следует криволинейный участок. Поэтому при определении E напряжения не должны превышать предел пропорциональности.

6. Как влияет величина модуля Юнга на жёсткость сечения при растяжении или сжатии?

Ответ: Произведение $E \cdot A$ называется жёсткостью сечения при растяжении или сжатии. Зависимость между жёсткостью и модулем Юнга прямо пропорциональная, т.е. чем больше модуль Юнга, тем больше жёсткость сечения растяжении или сжатии стержня.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОПЕРЕЧНОЙ ДЕФОРМАЦИИ

Цель работы: определение величины коэффициента поперечной деформации (коэффициента Пуассона) при растяжении.

3.1 Общие положения

Образец для испытаний

Для удобства размещения приборов на образце ему придается форма тонкой и широкой пластинки. На образце закрепляются тензометры. Размеры образца подбираются таким образом, чтобы при максимальной нагрузке напряжения, возникающие в нем, не превышали предела пропорциональности.

Продольные и поперечные деформации

Стержни, работающие на растяжение или сжатие, испытывают продольные и поперечные деформации. Деформация по направлению линии действия силы называется продольной, а в перпендикулярном направлении – поперечной. Опыты показывают, что продольная деформация в 3–4 раза больше поперечной.

Абсолютная продольная $\Delta\ell$ и абсолютная поперечная Δa деформации определяются экспериментально. Тогда относительные продольная и поперечная деформации определяются по формулам

$$\varepsilon = \frac{\Delta\ell}{\ell},$$

$$\varepsilon' = \frac{\Delta a}{a},$$

где ℓ, a – базы тензометров.

Отношение относительной поперечной ε' к относительной продольной ε деформации, взятое по абсолютной величине, называется коэффициентом Пуассона, или коэффициентом поперечной деформации

$$\mu = \frac{|\varepsilon'|}{|\varepsilon|}.$$

Поэтому на его значение не влияют ни знак деформации (растяжение или сжатие), ни величина нагрузки.

Величина коэффициента Пуассона является характеристикой упругих свойств материала.

Зная μ , можно вычислить объем образца при деформации. Длина образца в деформированном состоянии равна $\ell \cdot (1 + \varepsilon)$, а площадь поперечного сечения образца после деформации равна:

$$A \cdot (1 - \mu \cdot \varepsilon)^2,$$

где A – площадь поперечного сечения образца после деформации.

Тогда объем образца в деформированном состоянии равен:

$$V_I = A \cdot (1 - \mu \cdot \varepsilon)^2 \cdot \ell \cdot (1 + \varepsilon).$$

Но $A \cdot \ell = V$ – объем образца до деформации. Следовательно:

$$V_I = V \cdot (1 - \mu \cdot \varepsilon)^2 \cdot (1 + \varepsilon).$$

Учитывая то, что ε – малая величина и пренебрегая величинами второй степени малости, получим:

$$V_I = V \cdot [(1 + \varepsilon)(1 - 2 \cdot \mu)].$$

Относительное изменение объема равно:

$$\frac{V_I - V}{V} = \frac{V \cdot [1 + \varepsilon \cdot (1 - 2 \cdot \mu)] - V}{V} = \varepsilon \cdot (1 - 2 \cdot \mu).$$

Из этого выражения следует, что если коэффициент Пуассона равен 0,5, то объем образца при деформации не меняется. При $\mu = 0$ $\varepsilon' = 0$, т.е. объем тела изменяется за счет продольной деформации.

Таким образом, для реальных материалов значение коэффициента Пуассона заключено в пределах $\mu = 0 \dots 0,5$.

Так как $\mu < 0,5$, то при растяжении объем тела увеличивается, а при сжатии уменьшается.

Электрический тензометр

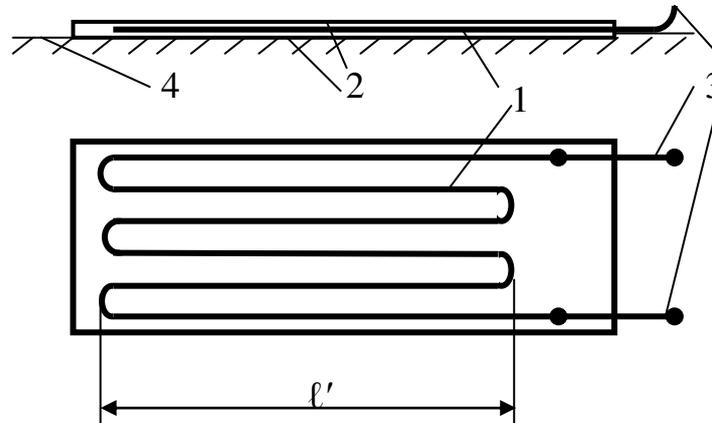
Электрическими тензометрами называются электрические устройства, позволяющие измерять малые (упругие) деформации твердых тел, возникающие под действием силовых факторов. Электрические тензометры имеют ряд преимуществ по сравнению с другими тензометрами (рычажными, зеркальными): высокую точность, чувствительность, возможность применения при динамических испытаниях, малые габаритные размеры, простоту крепления к деталям, возможность дистанционных измерений, возможность регистрации быстро протекающих процессов, возможность проведения многоточечных измерений для всестороннего исследования конструкции.

Электрический тензометр состоит из воспринимающего устройства (датчика омического сопротивления), источника питания и регистрирующего прибора (измерительный мост с гальванометром).

Главной частью воспринимающего устройства является датчик омического сопротивления – тензодатчик. Он представляет собой очень тонкую (10...40 мкм) проволоку или фольгу с высоким удельным сопротивлением. В качестве материала для тензодатчиков используют константан (сплав меди с никелем), нихром (сплав никеля, железа и хрома) и ряд других сплавов. Проволока или фольга клеится в виде плоской решетки из нескольких петель между двумя листами тонкой бумаги или синтетической пленки (рисунок 4.1).

Базой датчика ℓ' называется длина петли (см. рисунок 3.1). Выпускаются тензорезисторы с базой 0,8...120 мм, но наибольшее распространение получили датчики с базой 5, 10, 20 мм.

Так как решетка тензорезистора изготовлена из материала, обладающего большим удельным сопротивлением, то их сопротивление составляет 10...1000 Ом. Чаще встречаются тензорезисторы сопротивлением $R = 50...250$ Ом.



1 – решетка датчика; 2 – подложка; 3 – медные выводы; 4 – деталь

Рисунок 3.1 – Схема тензосопротивления

Для измерения деформаций тензодатчик приклеивается к подготовленной поверхности (тщательно очищенной и обезжиренной) исследуемой детали с помощью специальных клеев так, чтобы его решетка после высыхания клея полностью воспринимала все деформации детали (т.е. работала с деталью совместно). Тензорезисторы являются приборами разового пользования (их нельзя переклеить на другую деталь). Выводные концы тензорезистора подсоединяются к регистрирующему устройству.

При деформации исследуемой детали происходит такая же деформация решетки тензорезистора, в результате изменяются её геометрические размеры, что приводит к изменению сопротивления.

Сопротивление проволоки или фольги до деформации равно:

$$R = \rho \cdot \frac{\ell}{A},$$

где ρ – удельное сопротивление материала решетки, $\frac{\text{Ом} \cdot \text{мм}^2}{\text{см}}$;

ℓ – длина проволоки (фольги), см;

A – площадь поперечного сечения проволоки, мм^2 .

Основными характеристиками тензорезисторов является его активное сопротивление R , база ℓ' и коэффициент чувствительности к деформации β . Совершенно очевидно, что чем выше β , тем большей чувствительностью обладает датчик. Следовательно, необходимо стремиться применять датчики с большим коэффициентом чувствительности. Например, у датчика с сопротивлением 100 Ом, наклеенного на стальную деталь ($E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа), при $\sigma = 210$ МПа величина $\frac{\Delta \ell}{\ell}$ составит:

$$\frac{\Delta \ell}{\ell} = \frac{\sigma}{E} = \frac{210}{2,1 \cdot 10^6} = 0,0001;$$

$$\Delta R = \beta \cdot R \cdot \varepsilon = \beta \cdot 100 \cdot 0,0001 = \beta \cdot 0,01.$$

Таким образом, ΔR будет равно:

$$\Delta R = \beta \cdot 0,01.$$

При $\beta = 2$ $\Delta R = 0,02$, а при $\beta = 3$ $\Delta R = 0,03$. Это позволит более точно определить деформации и напряжения. У современных тензосопротивлений $\beta = 1,8 \dots 2,6$.

Чтобы измерить такие малые изменения сопротивления тензорезистора, необходимы современные измерительные приборы. Для регистрации изменения сопротивления ΔR применяют потенциометры и мостовые схемы подключения тензорезисторов. Наибольшее распространение получили измерительные мосты, обладающие высокой чувствительностью к изменению сопротивления одного из плеч моста.

Мост состоит из 4-х плеч – сопротивлений (R_1, R_2, R_3, R_4), соединенных между собой в виде четырехугольника, (рисунк 3.2).

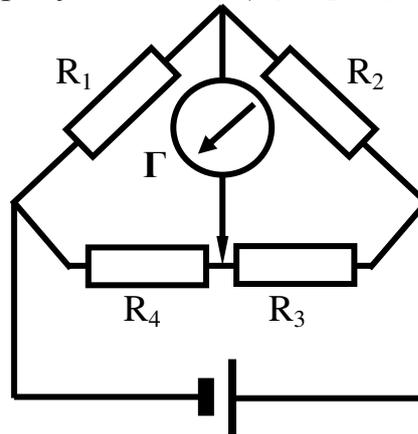


Рисунок 3.2 – Измерительный мост

В одну из диагоналей моста включен стабилизированный источник постоянного тока, в другую – регистрирующий прибор – гальванометр (Γ).

Ток, проходящий через гальванометр, можно определить пользуясь законом Кирхгофа:

$$I_q = U \cdot \frac{R_1 \cdot R_3 - R_2 \cdot R_4}{R_3 \cdot R_2 \cdot R_4 + R_1 \cdot R_3 \cdot R_4 + R_1 \cdot R_2 \cdot R_4 + R_1 \cdot R_2 \cdot R_3}, \quad (3.1)$$

где U – напряжение источника тока.

Из формулы следует, что если сопротивления R_1, R_2, R_3, R_4 удовлетворяют соотношению $R_1 \cdot R_3 = R_2 \cdot R_4$, то тока в цепи гальванометра не будет. В этом случае мост является сбалансированным и уравновешенным.

В качестве сопротивления R_1 и R_2 используются тензорезисторы. Датчик с сопротивлением R_1 наклеивается на исследуемую деталь и деформируется совместно с ней. Это рабочий датчик. Для исключения возможного изменения сопротивления датчика R_1 из-за изменения температуры детали во второе плечо включен датчик с сопротивлением R_2 , наклеенный на отдель-

ную пластинку из того же материала, но не подвергающуюся деформации, или на деталь в недеформируемой зоне. Деталь с датчиком R_1 и пластина с датчиком R_2 должны находиться в одинаковых температурных условиях. В этом случае температурные изменения сопротивлений датчиков равны и равенство сохраняется (3.1). Мост остается уравновешенным. Датчик с сопротивлением R_2 называют компенсирующим, т.к. он компенсирует температурные изменения сопротивления R_1 .

Сопротивления R_3, R_4 выполнены в виде реостата (реохорда со скользящим контактом). Перемещение контакта реохорда позволяет изменять сопротивления R_3, R_4 , и тем самым возникает возможность балансировки моста. Реостат вместе с гальванометром установлен в одном ящике (объединен в один блок-канал).

Для регистрации значений напряжений во многих точках детали в электрическом тензомере установлены сразу несколько вписанных блоков (каналов). Известны 10-канальные, 20-канальные и 40-канальные регистрирующие устройства.

Для определения деформаций нулевым методом перед нагружением детали измерительный мост должен быть сбалансированным. Для этого меняют соотношение сопротивлений $\frac{R_3}{R_4}$ до тех пор, пока не будет выполнено

условие (3.1) (стрелка гальванометра устанавливается на отметке “0”). По шкале прибора берется первый отсчет Π_1 . Далее нагружается деталь, которая деформируется совместно с датчиком. Сопротивление датчика R_1 меняется. Условие 3.1 нарушается, в измерительной диагонали появляется ток, и стрелка гальванометра отклоняется от “0”. Производится вторая балансировка моста и записывается второй отсчет Π_2 по шкале прибора.

Разность деления $\Pi_1 - \Pi_2 = \Pi$ пропорциональна деформации датчика и деформации детали. Таким образом, зная цену деления прибора, например, в относительной деформации (ε) на одно деление K_ε , можно вычислить величину относительной деформации детали в направлении наклеенного датчика

$$\varepsilon = K_\varepsilon \cdot \Delta h.$$

3.2 Методика выполнения работы

После измерения размеров образца его закрепляют в захватах разрывной машины и затем производят установку измерительных приборов (рисунок 3.3).

Прежде чем приступить к нагружению образца, необходимо определить наибольшую величину силы, которую можно приложить к образцу не вызывая в материале напряжений, превышающих предел пропорциональности, т.е.

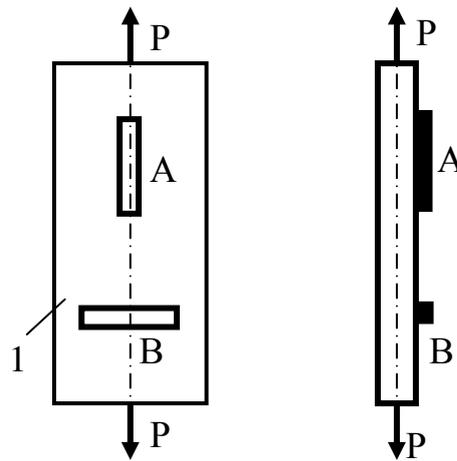
$$P_{\max} < \sigma_{\text{пл}} \cdot A,$$

где P_{\max} – допустимая нагрузка;

A – площадь поперечного сечения образца;

$\sigma_{mц}$ – предел пропорциональности, для стали можно использовать значение $\sigma_{mц} = 200$ МПа.

Для обжатия образца в захватах дают небольшую предварительную нагрузку, чтобы напряжения в образце не превышали 15...20 МПа. В журнал наблюдений записываются показания силоизмерителя и тензометров. Затем, последовательно увеличивают напряжения в материале равными ступенями (порядка 20...30 МПа). Для каждой ступени нагружения образца показания тензометров записываются в журнал наблюдений. Чтобы определить продольную и поперечную деформацию волокон, нужно подсчитать приращение показаний по каждому тензометру.



1 – образец; А – тензометр для измерения продольной деформации;
 В – тензометр для измерения поперечной деформации
 Рисунок 3.3 – Схема установки тензометров на образце

При достаточной тщательности проведения опыта приращения показаний тензометров А и В, соответствующие равным ступеням нагрузки, должны быть примерно одинаковыми. Это будет свидетельствовать о том, что материал подчиняется закону Гука. По окончании опыта рекомендуется разгрузить образец до начальной нагрузки и снять контрольные показания по приборам. Поскольку образец подвергается растяжению в пределах упругости, контрольные показания должны совпасть с первоначальными значениями.

3.3 Обработка данных опыта

При обработке данных опыта необходимо знать размеры баз и значения коэффициентов увеличения применяемых тензометров. Эти величины берутся из паспорта тензометра и заносятся в журнал. Для подсчета деформаций служит зависимость:

$$\varepsilon = \frac{\Delta}{k \cdot l},$$

где Δ – приращение показаний тензометров;
 k – коэффициент увеличения;

ℓ – база прибора.

Тогда коэффициент поперечной деформации будет равен:

$$\mu = \frac{\varepsilon'}{\varepsilon} = \frac{\Delta B_{CP}}{\Delta A_{CP}} \cdot \frac{k_A \cdot \ell_A}{k_B \cdot \ell_B}.$$

Индексы А и В относятся к соответствующим тензомерам. Отношение $\frac{k_A \cdot \ell_A}{k_B \cdot \ell_B}$ – постоянная величина, зависящая от параметров установленных приборов (база и коэффициенты увеличения).

Если продольные и поперечные деформации измеряются одинаковыми приборами, то отношение $\frac{k_A \cdot \ell_A}{k_B \cdot \ell_B} = 1$. Тогда коэффициент Пуассона определится следующим образом:

$$\mu = \frac{\Delta B_{CP}}{\Delta A_{CP}}.$$

3.4 Контрольные вопросы

1. Что такое коэффициент Пуассона μ ?

Ответ: Коэффициент Пуассона, или коэффициент поперечной деформации, μ отражает зависимость между относительной поперечной и относительной продольной деформациями. Определяется как отношение относительной поперечной деформации к относительной продольной деформации по абсолютной величине.

2. Как зависит μ от величины и знака нагрузки?

Ответ: При увеличении нагрузки деформации увеличиваются. Поскольку коэффициент μ отражает зависимость между относительными поперечной и продольной деформациями, то несмотря на увеличение нагрузки и, соответственно деформаций, величина μ (отношение относительных деформаций) не изменится. Кроме того, коэффициент μ равен отношению относительной поперечной к относительной продольной деформации по абсолютной величине.

Поэтому коэффициент Пуассона не зависит ни от величины, ни от знака нагрузки.

3. Какие электрические устройства называются тензомерами?

Ответ: Электрическими тензомерами (тензодатчиками) называют электрические устройства, позволяющие измерять малые деформации твердых тел.

4. Какие преимущества имеют тензодатчики?

Ответ: К преимуществам электрических тензомеров относятся:

- возможность дистанционных измерений;
- безинерционность аппаратуры, что важно при динамических испытаниях;

- малые габаритные размеры;
- простота крепления к деталям;
- возможность регистрации быстро протекающих процессов;
- возможность проведения многоточечных измерений для всестороннего исследования конструкции.

5. Как устроен тензодатчик?

Ответ: Тензодатчик (датчик омического сопротивления) состоит (см. рисунок 3.1) из нескольких петель тонкой константановой проволоки 1, диаметром 10...40 мкм, вклеенных между двумя полосками бумаги 2 и выводов 3. Петли проволоки образуют измерительную решетку. Расстояние ℓ является базой тензометра. Вместо константановой проволоки измерительная решетка может быть выполнена из тонкой фольги (фольговые датчики) с высоким омическим сопротивлением.

6. Из чего состоит электрический тензометр?

Ответ: Электрический тензометр состоит из воспринимающего устройства (датчика омического сопротивления), источника питания и регистрирующего прибора (измерительный мост с гальванометром).

7. Как подготовить тензодатчик для измерения деформаций?

Ответ: Тензодатчик должен быть закреплен на поверхности исследуемой детали таким образом, чтобы деформации детали и проволоки датчика были одинаковыми. Место установки датчика тщательно обрабатывается и обезжиривается ацетоном. Поверхность детали и датчики покрывают тонким слоем клея (типа БФ-2), а затем датчик приклеивают. После выдержки (не менее суток) датчик готов к работе. Для защиты датчика от воздействия влаги его поверхность покрывают защитным слоем вазелина или парафина. Выводные концы датчика присоединяются к измерительному устройству.

8. В чём заключается принцип работы тензодатчика?

Ответ: При деформации исследуемой детали совместно с ней деформируется и решетка тензодатчика. При деформации решетки изменяется длина и площадь поперечного сечения проволоки. Вследствие этого изменяется сопротивление датчика.

9. От чего зависит чувствительность датчика?

Ответ: Чувствительность тензодатчика зависит от активного сопротивления R , базы ℓ и коэффициента чувствительности β . С уменьшением базы качество датчика ухудшается, так как уменьшается активное сопротивление R , поэтому требуются чувствительные регистрирующие приборы. При малой базе необходимо стремиться использовать датчики с большим коэффициентом чувствительности β .

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4 ИСПЫТАНИЕ СТАЛИ НА СРЕЗ

Цели работы: опытное определение предела прочности стали на срез; сравнение его с пределом прочности на разрыв.

4.1 Общие положения

Образец и приспособление для его перерезывания

В лабораторной работе испытывается цилиндрический образец круглого поперечного сечения, изготовленный из углеродистой стали. Для испытания образца на срез применяется специальный кондуктор, схема которого представлена на рисунке 4.1.

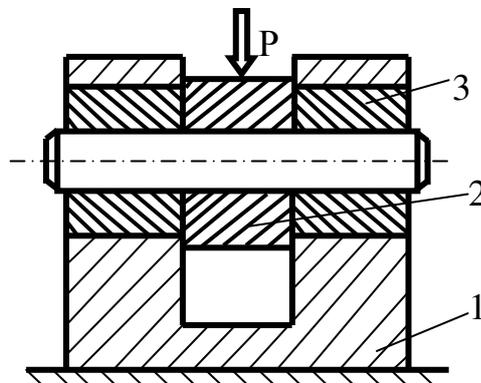


Рисунок 4.1 – Схема кондуктора

Кондуктор состоит из корпуса 1, ножа 2 и двух опорных колец 3. Опорные кольца и нож изготовлены из инструментальной стали и подвержены закалке. Кольца удерживаются в корпусе от смещений, а нож может свободно перемещаться между боковыми стенками колец. Во внутренние отверстия колец и ножа устанавливается образец. Ненагруженный нож от смещений удерживается образцом, а образец – кольцами. При нагружении ножа он перемещается вместе со средней частью образца между кольцами и сдвигает среднюю часть образца по двум плоскостям, расположенным между боковыми стенками ножа и опорных колец. Срез образца происходит по боковым поверхностям цилиндра, заключенного между ножом и опорными кольцами.

Основные понятия и расчетные зависимости

Детали, служащие для соединения отдельных элементов конструкции – заклепки, штифты, болты и т.д., во многих случаях воспринимают нагрузки, действующие перпендикулярно к их продольной оси. Поперечная нагрузка возникает, в частности, при растяжении или сжатии соединяемых элементов.

Методика расчета элементов, работающих на срез, в значительной мере опирается на теорию чистого сдвига. Как известно, в случае чистого сдвига теоретическая величина допускаемого напряжения на срез для углеродистой

стали должна составлять примерно 60% от допускаемого напряжения на растяжение (энергетическая теория прочности).

Однако обычные элементы, работающие в конструкциях на срез (болты, заклепки и т.д.), одновременно подвергаются действию нормальных напряжений. Следовательно, материал таких элементов находится в более сложных условиях работы, чем чистый сдвиг. В этом случае сжимающие нормальные напряжения снижают, а растягивающие – повышают эффективность касательных напряжений. Два вида напряжений способствуют двум видам разрушения. Нормальные – путем отрыва, касательные – путем сдвига. Но основную роль при срезе играют касательные напряжения. Поэтому касательные напряжения являются условной характеристикой материала срезу.

При нагружении материала накапливаемую им потенциальную энергию можно рассматривать как сумму энергий, накапливаемых за счет изменения объема и формы. При растяжении изменяется форма и объем. Поэтому его полная энергия состоит из энергии изменения объема и энергии изменения формы. При чистом сдвиге элементарный кубик изменяет только форму. Поэтому при сдвиге потенциальная энергия будет накапливаться только за счет формоизменения.

При растяжении стального образца разрушение материала происходит в момент отрыва, когда наибольшее главное напряжение достигнет максимальной величины – предела прочности σ_B . При сдвиге разрушение материала происходит, если касательные напряжения достигнут максимальной величины τ_{\max} . Для стали теоретически $G = (0,375 \dots 0,4) \cdot E$. Из закона Гука: при растяжении $\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$, а при сдвиге $\gamma = \frac{\tau}{G}$. Причем, если принять, что при срезе и растяжении наибольшие деформации равны, т.е. $\gamma = \varepsilon$, то с учетом того, что $\gamma = \frac{\varepsilon}{2}$ и ранее приведенных зависимостей, получим $\tau = \gamma \cdot G = G \cdot \frac{2 \cdot \sigma}{E}$. При $G = 0,4 \cdot E$ $\tau_B = 0,8 \cdot \sigma_B$, а при $G = 0,375 \cdot E$ $\tau_B = 0,75 \cdot \sigma_B$. Таким образом, предел прочности на сдвиг τ_B для стали составляет $(0,75 \dots 0,8) \cdot \sigma_B$, т.е.

$$\tau_B = (0,75 \dots 0,8) \cdot \sigma_B.$$

Предел прочности на срез определяется по формуле

$$\tau_B = \frac{P}{A_C}, \quad (4.1)$$

где P – разрушающая (перерезывающая) нагрузка;

A_C – площадь среза, равная удвоенной площади поперечного сечения образца.

Для приближенного определения предела прочности на разрыв можно использовать зависимость:

$$\sigma_B = (0,3 \dots 0,36) \cdot \text{НВ}, \quad (4.2)$$

где НВ – твердость по Бринеллю.

В большинстве случаев срез образца сопровождается смятием поверхностей соприкасающихся деталей. Сминаемые площади представляют полу-

цилиндрические поверхности. Причём сминаться будет та поверхность, на которую действует наименьшая суммарная толщина элементов, сдвигаемых в одну сторону. По сминаемой полуцилиндрической поверхности, возникающие нормальные напряжения смятия распределяются неравномерно, что затрудняет их вычисление. Поэтому принято считать, что сминается не половина цилиндра, а его продольное сечение, представляющее прямоугольник. Эта площадь названа условной площадью смятия $A_{усл}$, а действующие на эту площадь напряжения $\sigma_{см}$, имеют максимальную величину и распределяются равномерно. Поэтому в практических расчетах условные напряжения смятия определяют, используя зависимость:

$$\sigma_{см} = \frac{P}{A_{усл}}, \quad (4.3)$$

где P – сила смятия;

$A_{усл}$ – условная площадь смятия, равная проекции поверхности смятия на осевую плоскость.

4.2 Методика выполнения работы

До начала испытаний с целью определения твёрдости образца на прессе Бринелля проводится вдавливание шарика в торцевое сечение образца.

После обмера образец устанавливается в кондуктор. Причём диаметр образца выбирают таким, чтобы обеспечить плотное касание к стенкам отверстия опорных колец и ножа. Запустив машину в ход, создаётся сжимающая сила, вызывающая перерезывание образца. По шкале силоизмерительного устройства машины ведётся наблюдение за возрастанием нагрузки. В журнал наблюдений заносится максимальная нагрузка, при которой произошло разрушение образца.

4.3 Обработка данных опыта

Зная величину разрушающей нагрузки и площадь среза, равную удвоенной площади поперечного сечения образца, по формуле (4.1) определяется величина предела прочности при перерезывании.

При определении предела прочности материала образца на разрыв пользуются отношением предела прочности стали к числу твердости по Бринеллю. По диаметру образовавшейся от вдавливания шарика на прессе Бринелля лунки по справочнику определяется значение числа твердости по Бринеллю. Предел прочности стали при деформации растяжения определяется по формуле (4.2).

Вычисляется отношение $\frac{\tau_{\sigma}}{\sigma_{\sigma}}$ и по этой величине выполняется оценка согласованности опытом с установленными нормами отношением допускаемых напряжений на срез и растяжение.

4.4 Контрольные вопросы

1. По каким плоскостям происходит сдвиг при испытании образца в выполняемой лабораторной работе?

Ответ: Срез (сдвиг) образца происходит по боковым поверхностям цилиндра, заключенного между ножом и опорными кольцами.

2. Какие виды напряжений возникают в материале при срезе?

Ответ: При нагружении материала в нем возникают нормальные и касательные напряжения. В этом случае сжимающие нормальные напряжения снижают, а растягивающие – повышают эффективность касательных напряжений. Два вида напряжений способствуют двум видам разрушения. Нормальные – путем отрыва, касательные – путем сдвига. Но основную роль при срезе играют касательные напряжения.

3. Дайте энергетическую оценку разрушения стали при разрыве и чистом сдвиге.

Ответ: При нагружении материала накапливаемую им потенциальную энергию можно рассматривать как сумму энергий, накапливаемых за счет изменения объема и формы. При растяжении изменяется форма и объем. Поэтому его полная энергия состоит из энергии изменения объема и энергии изменения формы. При чистом сдвиге элементарный кубик изменяет только форму. Поэтому при сдвиге потенциальная энергия будет накапливаться только за счет формоизменения.

4. Почему касательные напряжения являются условной характеристикой сопротивления материалов срезу?

Ответ: При деформации среза разрушение материала происходит путем отрыва, вызванного нормальными напряжениями, и путем сдвига – от касательных напряжений. Расчеты на срез ведутся только по касательным напряжениям (без учета нормальных напряжений). Поэтому касательные напряжения являются условной характеристикой материала срезу.

5. Каково соотношение между пределами прочности стали на разрыв и сдвиг?

Ответ: При растяжении стального образца разрушение материала происходит в момент отрыва, когда наибольшее главное напряжение достигнет максимальной величины – предела прочности σ_B . При сдвиге разрушение материала происходит, если касательные напряжения достигнут максимальной величины τ_{\max} . Для стали теоретически $G = (0,375 \dots 0,4) \cdot E$. Из закона Гука: при растяжении $\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$, а при сдвиге $\gamma = \frac{\tau}{G}$. Причем, если принять, что при срезе и растяжении наибольшие деформации равны, т.е. $\gamma = \varepsilon$, то с учетом того, что $\gamma = \frac{\varepsilon}{2}$ и ранее приведенных зависимостей, получим $\tau = \gamma \cdot G = G \cdot \frac{2 \cdot \sigma}{E}$. Приняв $G = 0,4 \cdot E$, имеем $\tau_B = 0,8 \cdot \sigma_B$. Если $G = 0,375 \cdot E$, получим $\tau_B = 0,75 \cdot \sigma_B$. Таким образом, предел прочности на сдвиг τ_B для стали составляет $(0,75 \dots 0,8) \cdot \sigma_B$.

6. Какую характеристику материала определяют при испытании на срез?

Ответ: Касательные напряжения играют основную роль в разрушении материала при срезе, поэтому в опыте в качестве основной характеристики определяли предел прочности на срез τ_{\max} .

7. Как определяется условная площадь смятия образца?

Ответ: Под действием статической нагрузки в большинстве случаев срез сопровождается смятием поверхностей соприкасающихся деталей. Сминаемые площади представляют полуцилиндрические поверхности. Причём сминаться будет та поверхность, на которую действует наименьшая суммарная толщина элементов, сдвигаемых в одну сторону. По сминаемой полуцилиндрической поверхности, возникающие нормальные напряжения смятия распределяются неравномерно, что затрудняет их вычисление. Поэтому принято считать, что сминается не половина цилиндра, а его продольное сечение, представляющее прямоугольник. Эта площадь названа условной площадью смятия $A_{\text{усл}}$:

$$A_{\text{усл}} = t_{\min} \cdot d ,$$

где t_{\min} – наименьшая суммарная толщина элементов, сдвигаемых в одну сторону;
 d – диаметр образца.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Цели работы: определение геометрических и кинематических параметров зубчатых пар путем их замера и расчета; определение механических потерь (мощности) в зацеплении и расчет КПД.

5.1 Основы теории зубчатого зацепления

Зубчатая передача-это механизм, который с помощью зубчатого зацепления передает или преобразует движение с изменением угловых скоростей и моментов.

Зубчатые передачи осуществляют передачу и преобразование вращательного движения:

– между параллельными валами цилиндрических колес внешнего зацепления с прямыми, косыми и шевронными зубьями (рисунок 5.1 а–в) и внутреннего зацепления (рисунок 5.1 г);

– между валами и пересекающимися осями конических колес с прямолинейными (рисунок 5.1 д) и криволинейными (рисунок 5.1 е) зубьями.

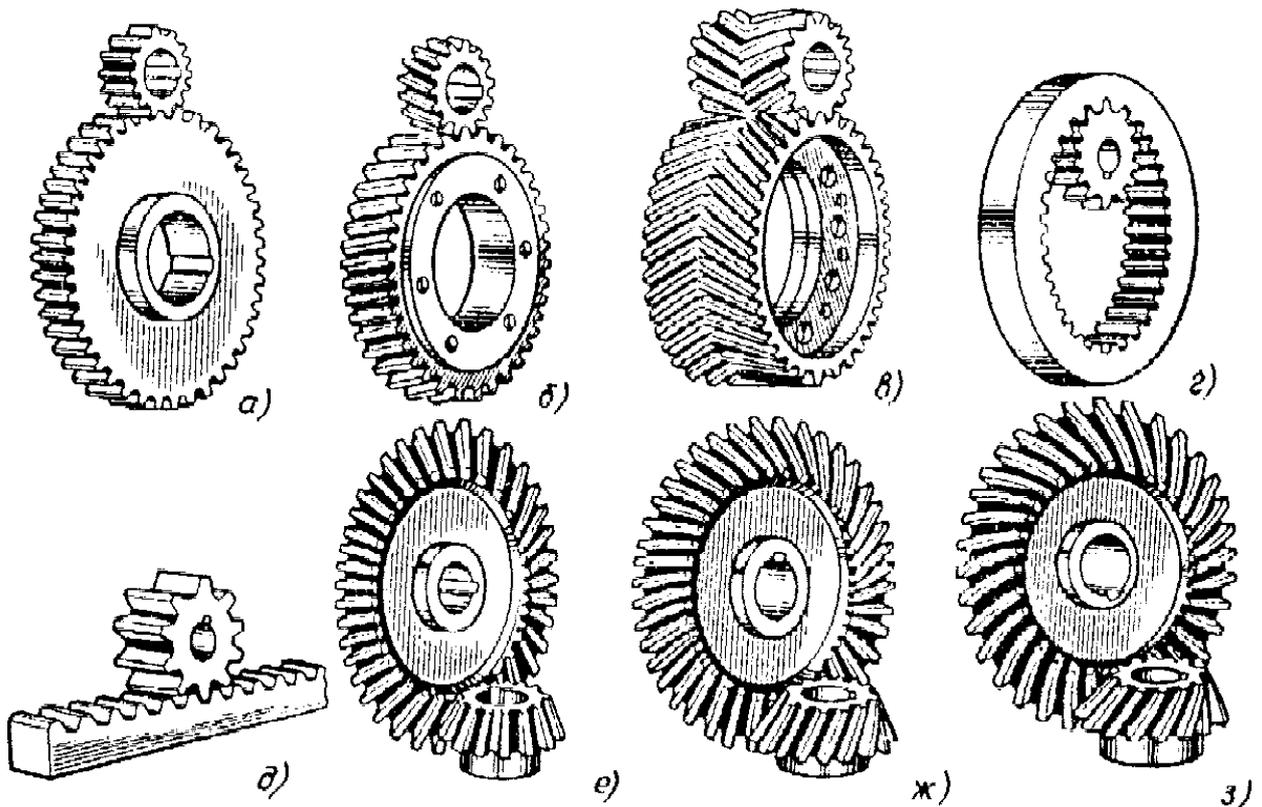


Рисунок 5.1 – Основные виды зубчатых колес

Разновидностью зубчатой передачи служит реечная передача (рисунок 5.1 ж), преобразующая вращательное движение шестерни в возвратно-поступательное движение рейки и наоборот.

Достоинствами зубчатых передач являются: малые габариты, высокий КПД, постоянство передаточного отношения, высокая долговечность и надежность в работе, возможность применения в широком диапазоне мощностей, скоростей и передаточных отношений.

К недостаткам этих передач относят требования высокой точности изготовления и шум при больших скоростях

Постоянство передаточного числа зубчатого зацепления достигается использованием эвольвентного профиля зубьев шестерни и колеса. Нарезают такие зубья простым инструментом.

В зубчатых передачах движение передается с помощью зацепления пары зубчатых колес. Меньшее зубчатое колесо называют шестерней, а большее – колесом. Параметры шестерни обозначают с индексом –1, а колеса с индексом – 2. Поверхности зубьев шестерни и колеса, поочередно соприкасающиеся друг с другом, называются рабочими и имеют эвольвентную форму (рисунок 5.2).

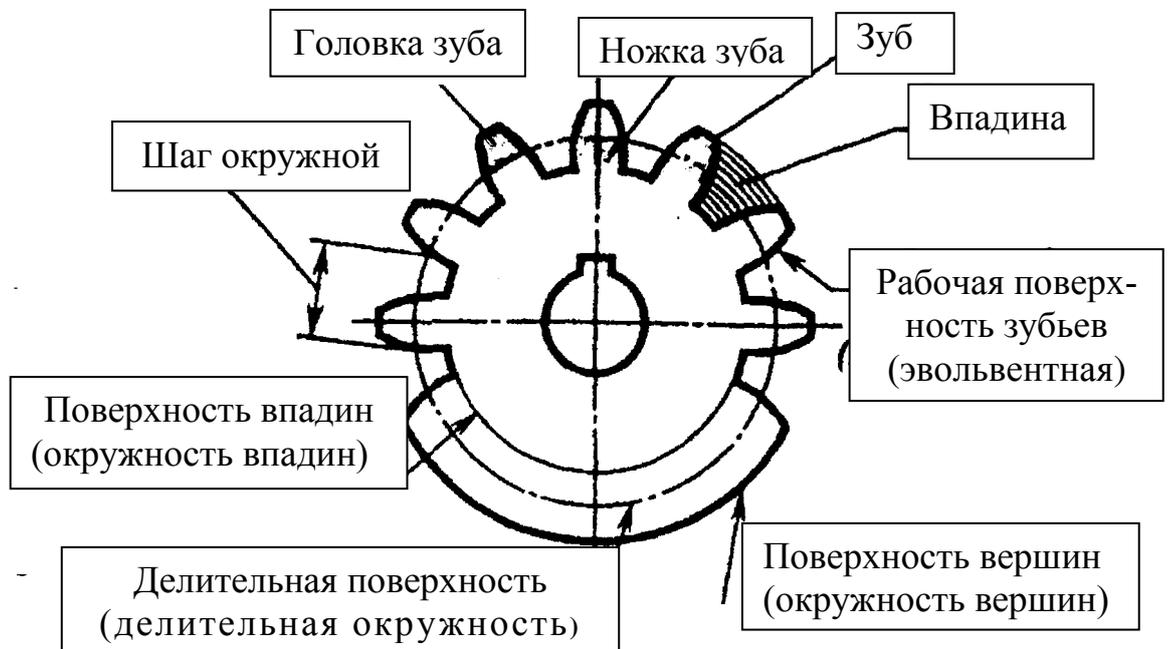


Рисунок 5.2 – Элементы зубчатого колеса

Расстояние между одноименными сторонами двух соседних зубьев шестерни и колеса, взятое по делительной окружности, называют окружным шагом – p_t .

Делительной называется окружность, на которой шаг p и угол зацепления α_w соответственно равны шагу и углу профиля инструментальной рейки. Делительная окружность делит зуб на головку, имеющую высоту h_a , и ножку с высотой h_f .

Общая высота зуба h есть полуразность диаметров окружностей вершин d_a и впадин d_f .

В качестве основного параметра зубчатого зацепления принят модуль зубьев равный:

$$m = \frac{p}{\pi}, \text{ (мм)}, \quad (5.1)$$

где p – окружной шаг зубьев (мм) – это расстояние между одноименными сторонами соседних зубьев, взятое по дуге делительной окружности.

Из анализа длины делительной окружности получено равенство произведений ее диаметра d_e на π и шага зубьев на их число z , из которого следует:

$$d_e \pi = pz, \Rightarrow \frac{d_e}{z} = \frac{p}{\pi} = m. \quad (5.2)$$

Для обеспечения взаимозаменяемости зубчатых колес и унификации зубо-резного инструмента значение модуля стандартизированы по ГОСТ 9653-80:

1-й ряд: 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 12; 16; 20; 25.

2-й ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,0; 7; 9; 11; 14; 18; 22; 28.

Примечание. Первый ряд следует предпочитать второму

В косозубых передачах имеет место окружной p_t и нормальный p_n шаги (рисунок 5.3)

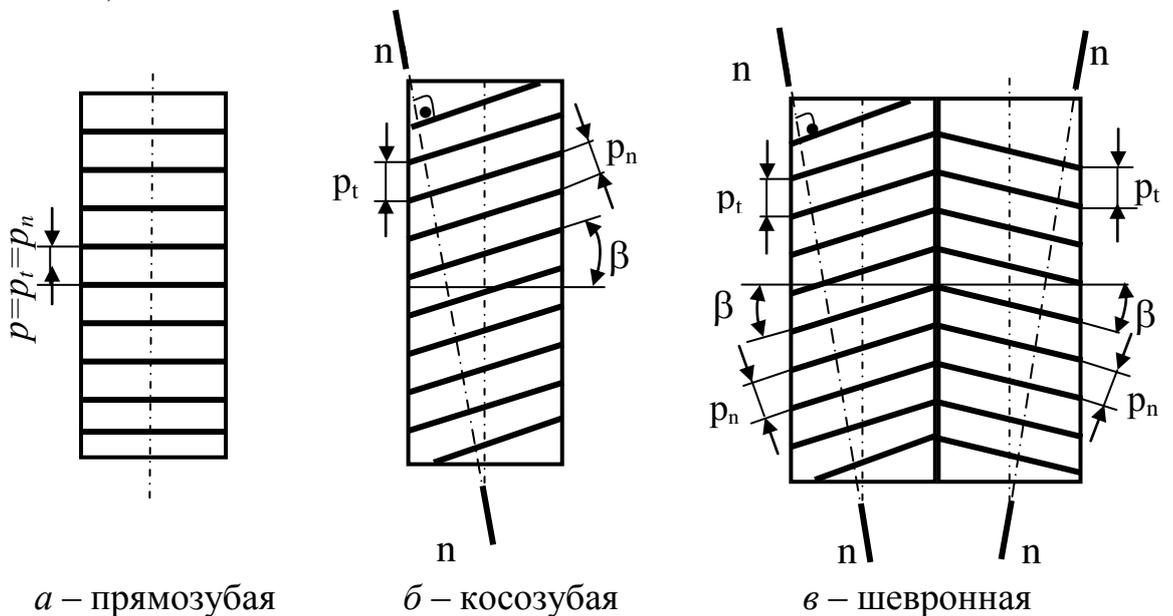


Рисунок 5.3 – Схемы расположения зубьев

Окружному шагу соответствует окружной модуль:

$$m_t = \frac{d_e}{z}. \quad (5.3)$$

Нормальный шаг p_n – это кратчайшее расстояние (по нормали n-n, рисунок 5.3 б, в) по делительному цилиндру между одноименными профильными поверхностями двух смежных зубьев. Он зависит от окружного шага p_t и угла наклона зубьев β :

$$p_n = p_t \cos \beta. \quad (5.4)$$

Соответственно нормальный модуль равен:

$$m_n = m_t \cos \beta. \quad (5.5)$$

Он должен соответствовать стандартному ряду.

Для прямозубых передач окружные и нормальные шаги (рисунок 5.3 а) и модули соответственно совпадают.

Цилиндрические зубчатые передачи

Размеры цилиндрических зубчатых прямозубых колес определяют через модуль и число зубьев (рисунок 5.4):

$$\text{делительный диаметр:} \quad d_e = mz; \quad (5.6)$$

$$\text{диаметр вершин:} \quad d_a = d_e + 2h_a = d_e + 2m = d_f + 2h; \quad (5.7)$$

$$\text{диаметр впадин:} \quad d_f = d_e - 2h_f = d_e - 2,5m = d_a - 2h. \quad (5.8)$$

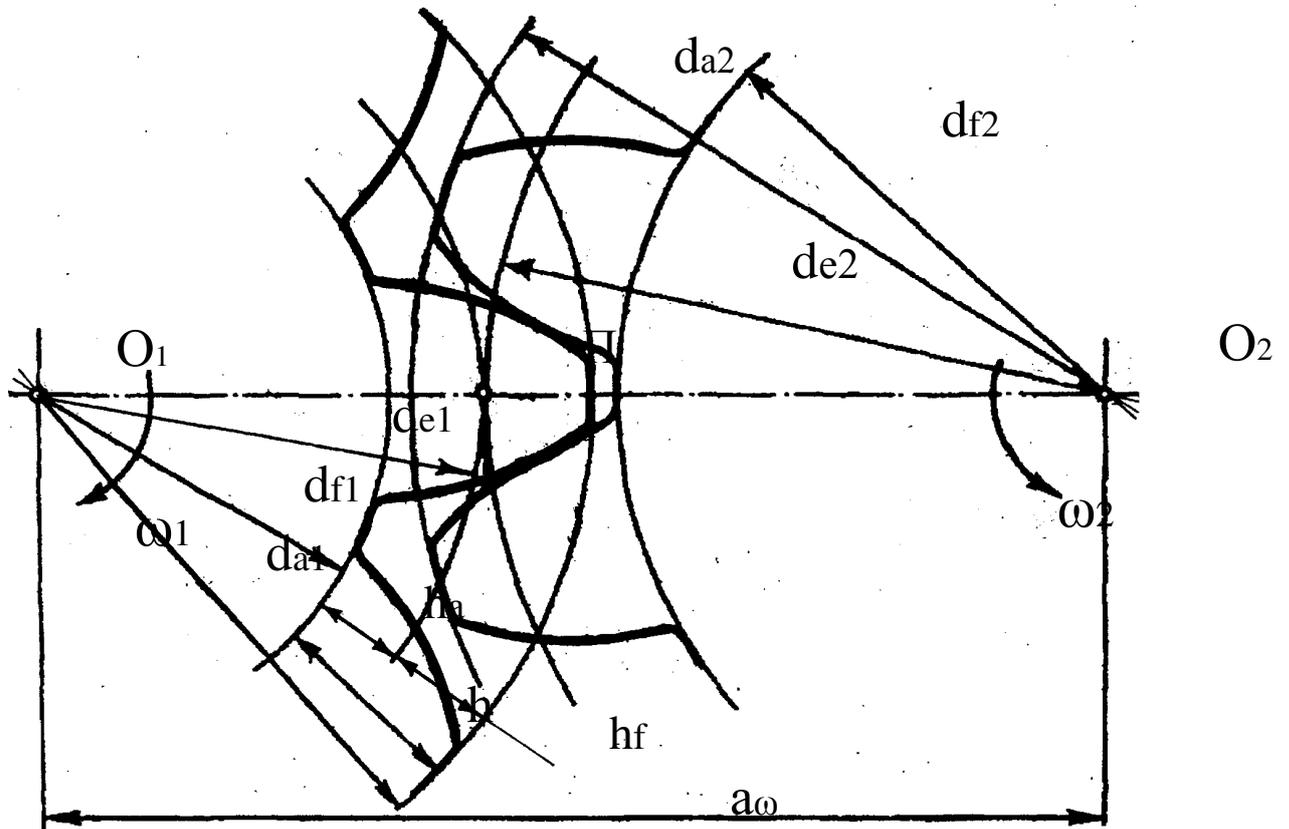


Рисунок 5.4 –Элементы зубчатого зацепления

Так как окружные скорости шестерни и колеса равны, то зависимость (2) можно записать в виде:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (5.9)$$

Межосевое расстояние – главный параметр зубчатого зацепления, определяющий габаритные размеры передачи в виде:

$$a_\omega = \frac{d_{e1} + d_{e2}}{2} = \frac{d_{e2}(u + 1)}{2u} = \frac{mz_1(u + 1)}{2} = \frac{mz_\Sigma}{2}, \quad (5.10)$$

где $z_\Sigma = z_1 + z_2$ – суммарное число зубьев.

Зная z_Σ – определяют число зубьев шестерни $z_1 = \frac{z_\Sigma}{u + 1}$

$$\text{и колеса } z_2 = z_\Sigma - z_1 \quad (5.11)$$

У косозубых и шевронных колёс зубья расположены наклонно и, в отличие от прямозубых, входят в зацепление не сразу по всей длине, а посте-

пенно. При этом увеличивается время контакта одной пары зубьев, в течение которого входят в зацепление новые пары зубьев, нагрузка передаётся по большему числу контактных линий, что снижает шум и динамические нагрузки (рисунок 5.5).

При увеличении угла наклона зубьев β возрастает плавность зацепления. Угол β принимают: для косых зубьев $\beta = 8 \div 18^\circ$ для шевронных – $\beta = 25 \div 40^\circ$. У косозубого колеса (рисунок 5.6) расстояние между зубьями измеряют в торцовом или окружном ($t-t$) и нормальном ($n-n$) направлениях. В первом случае получают окружной шаг p_t , а во втором – нормальный шаг p_n .

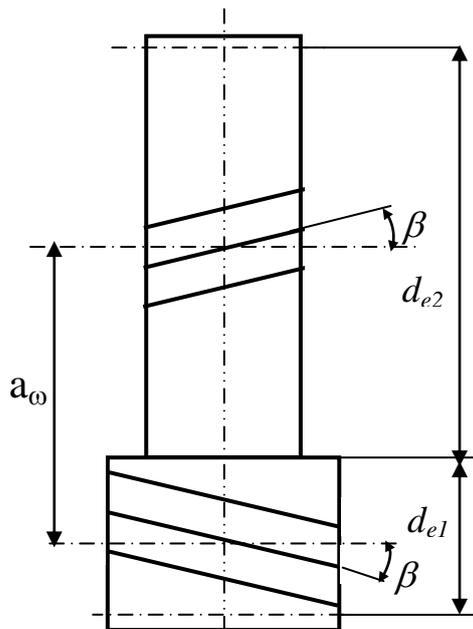


Рисунок 5.5 – Схема косозубой передачи

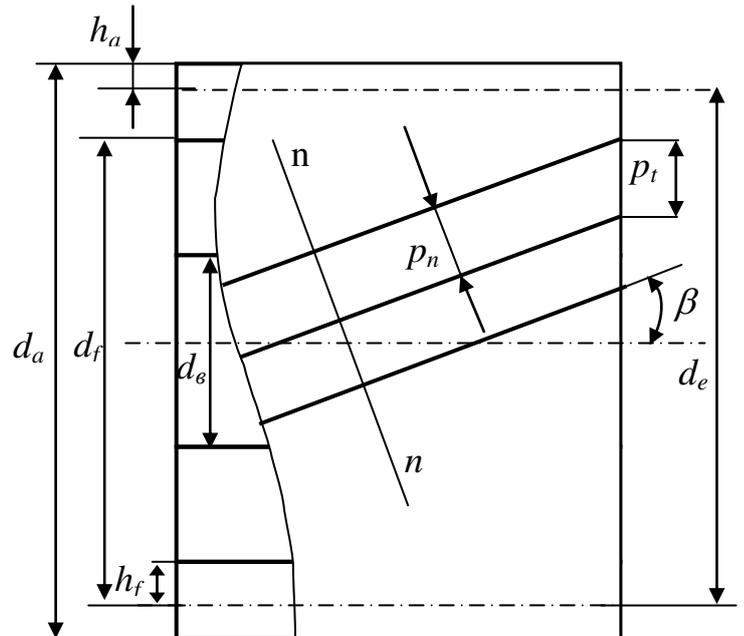


Рисунок 5.6 – Геометрические размеры косозубого колеса

Размеры зубчатых косозубых колёс могут определяться как через торцовый, так и через нормальный модули:

$$\text{делительный диаметр: } d_e = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta}; \quad (5.12)$$

$$\text{диаметр вершин: } d_a = d_e + 2m_n; \quad (5.13)$$

$$\text{диаметр впадин: } d_f = d_e - 2,5m_n. \quad (5.14)$$

Косозубое колесо нарезают тем же инструментом, что прямозубое. Наклон зуба получают поворотом инструмента на угол β . Профиль косоугого зуба в нормальном сечении $n-n$ совпадает с профилем прямого зуба одинакового модуля $m_n = m$.

Межосевое расстояние косозубой передачи определяют по следующим зависимостям:

$$a_{\omega} = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{m_n z_{\Sigma}}{2 \cos \beta} = \frac{d_{e2} (u + 1)}{2u}. \quad (5.15)$$

В косозубой передаче, меняя значения угла β , можно незначительно изменить a_{ω} .

Прямозубую передачу можно рассматривать как частный случай косозубой передачи, у которой $\beta = 0$.

Конические зубчатые передачи

Конические зубчатые колеса применяют в передачах между валами, оси которых пересекаются под углом. Наиболее распространены передачи с углом между осями 90°

Размеры конических колес определяют через модуль и число зубьев по тем же формулам, что и цилиндрических зубчатых колес. Но в отличие от цилиндрического, зубчатый венец конического колеса ограничивается внешним и внутренним торцами. Поэтому различают внешнее – 3, внутреннее – 1, а также среднее – 2 сечения зубьев (рисунок 5.7).

Размеры по внешнему торцу удобнее для измерения, поэтому их указывают на чертежах и сопровождают индексом “ e ”, например d_e , m_{te} , m_{ne} и др. Размеры в среднем сечении используют в силовых расчетах и сопровождают индексом “ m ”, например, d_m , m_{tm} , m_{nm} .

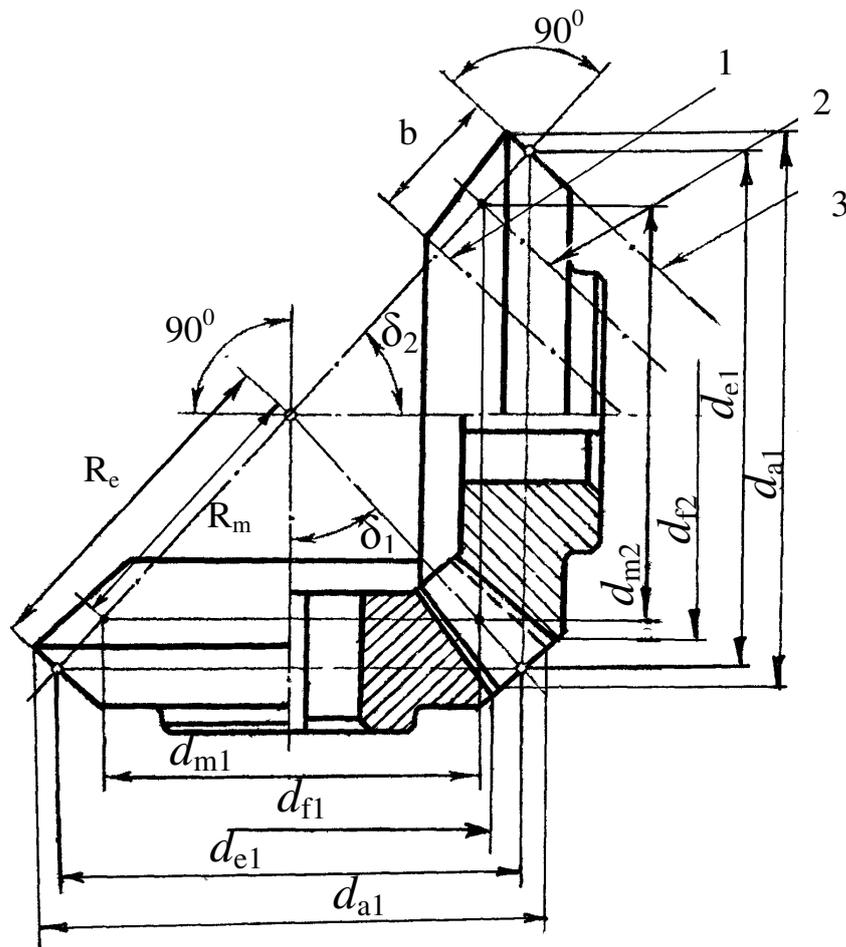


Рисунок 5.7 – Схема конической передачи

Аналогами начальных и делительных цилиндров цилиндрических зубчатых передач в конических передачах являются начальные и делительные конусы. При вращении колес начальные конусы катятся друг по другу, без скольжения. Длина отрезка образующей делительного конуса конического

зубчатого колеса от его вершины до пересечения с образующей делительного дополнительного конуса называется конусным расстоянием. Различают внешнее R_e , внутреннее и среднее R_m конусные расстояния (рисунок 5.7).

Таким образом, размеры зубчатых конических колес равны:

$$- \text{внешний делительный диаметр } d_e = m_{te}z; \quad (5.16)$$

$$- \text{средний делительный диаметр } d_m = m_{mz}; \quad (5.17)$$

- диаметры вершин и впадин зубьев на внешнем делительном диаметре (при коэффициенте смещения $\chi = 0$)

$$d_{ae} = d_e + 2m_{ne}\cos\delta, \quad (5.18)$$

$$d_{fe} = d_e - 2m_{ne}\cos\delta, \quad (5.19)$$

- внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{d_e}{2\sin\delta} = \frac{m_{te}z}{2\sin\delta} = \frac{m_{te}\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}{2} = \frac{d_{e2}}{2}\sqrt{\frac{u^2 + 1}{u}}; \quad (5.20)$$

- ширина зубчатого венца

$$b = K_{be}R_e, \quad (5.21)$$

где $K_{be} = 0,285$.

Передаточное отношение конической передачи определяются так же, как и у цилиндрических

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (5.22)$$

Если выразить d_1 и d_2 через конусное расстояние и углы делительных конусов δ_1 и δ_2 , то передаточное отношение будет равно:

$$u = \frac{\sin\delta_2}{\sin\delta_1} = \operatorname{tg}\delta_2 = \operatorname{ctg}\delta_1. \quad (5.23)$$

Эти формулы используют для определения углов δ_1 и δ_2 .

Скольжение и трение в зацеплении

В процессе зацепления рабочие участки боковых поверхностей зубьев шестерни и колеса одновременно перекатываются и скользят друг относительно друга. Согласно рисунку 5.8 в крайних точках зацепления (на ножках и головках зубьев) относительная скорость V_s имеет максимальные значения. В полюсе зацепления Π $V_s = 0$ и после этого изменяет своё направление. Скольжение сопровождается трением. Трение является причиной потерь в зацеплении и износа зубьев.

Большому износу подвержена ножка, меньшему – головка, что приводит к искажению профиля зуба, особенно в открытых передачах. Неравномерное скольжение является крупным недостатком эвольвентного зацепления.

Минимальные значения скорости скольжения в околополюсной зоне увеличивают коэффициент трения в зоне, что способствует выкрашиванию рабочих поверхностей зубьев.

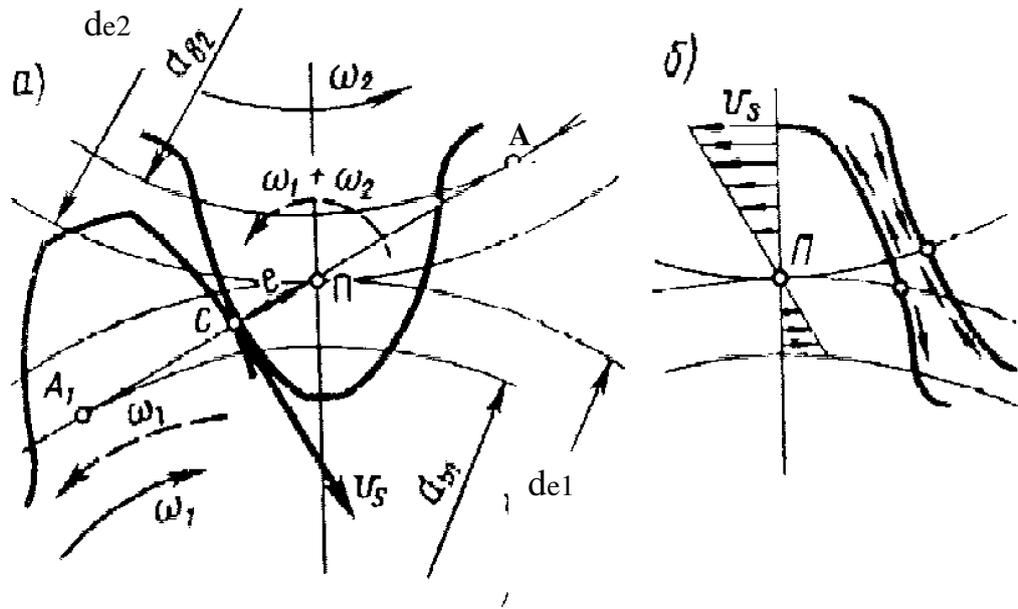


Рисунок 5.8 – Скольжение при взаимодействии зубьев

Скорость скольжения увеличивается с увеличением высоты зуба и модуля зацепления. У мелко модульных колёс с большим числом зубьев скольжение меньше, а значит и меньше потери на трение.

КПД зубчатых передач

Потери мощности в зубчатых передачах складываются из потерь на трение в зацеплении, на трение в подшипниках и гидравлических потерь на взбалтывание и разбрызгивание масла (закрытые передачи).

Потери в зацеплении составляют главную часть потерь передачи и вызываются силами трения между зубьями. Эти потери зависят от точности изготовления, шероховатости рабочих поверхностей зубьев, скорости колёс, способа смазки и свойств смазочных материалов, а также от числа зубьев, особенно шестерни. С увеличением числа зубьев КПД передачи возрастает.

При передаче неполной мощности КПД снижается. Таким образом, суммарную величину КПД зубчатой передачи с учётом всех потерь можно представить в виде произведения КПД зацепления, подшипников и гидравлического

$$\eta = \eta_{зч} \eta_n \eta_g \quad (5.24)$$

Средние значения КПД зубчатых передач на подшипниках качения при передаче полной расчетной мощности приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Средние значения КПД одной пары зубчатых колёс на подшипниках качения

Конструкция передачи	Тип передачи	
	цилиндрическая	коническая
1. Закрытая среднескоростная с жидкой смазкой	0,98	0,97
2. Закрытая высокой точности с жидкой смазкой, быстроходная	0,99	0,98
3. Открытая с пластичной смазкой	0,96	0,95

Точность изготовления и её влияние на качество работы передачи

Показателями точности зубчатых передач являются:

1. *Кинематическая точность* – характеризуется полной погрешностью углов поворота, сцепляющихся колёс за один оборот. Определяется накопленной ошибкой шага и биением.

2. *Плавность работы* – характеризуется многократно повторяющимися за оборот колеса колебаниями скорости, вызывающими динамические нагрузки и шум. Определяется ошибками шага и профиля.

3. *Пятно контакта зубьев* – характеризуется концентрацией нагрузки на зубья. Определяется качеством изготовления и сборки передачи.

Точность изготовления зубчатых передач регламентируется ГОСТ 1643-81. В стандарте предусмотрены 12 степеней точности. Степень точности выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи. Наибольшее распространение имеют 6, 7 и 8 степени точности.

Виды разрушения зубьев

Повторно-переменные напряжения, возникающие в поперечном сечении зуба σ_F и на его поверхности σ_H , являются причиной усталостного разрушения зубьев.

1. Поломка зубьев является наиболее опасным видом разрушения, приводящая к выходу из строя передачи и повреждению других деталей (валов, подшипников и др.) из-за попадания в них выломившихся кусков зубьев (рисунк 5.9 а). Поломка может вызываться: большими перегрузками ударного или даже статического действия; повторными перегрузками, вызывающими усталость материала (усталостная поломка).

Для предотвращения поломок зубья рассчитываются на изгиб, а также увеличивают точность изготовления и монтажа передачи.

2. Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев – основной вид разрушения зубьев большинства закрытых передач. Возникает, вследствие действия повторно-переменных контактных напряжений σ_H .

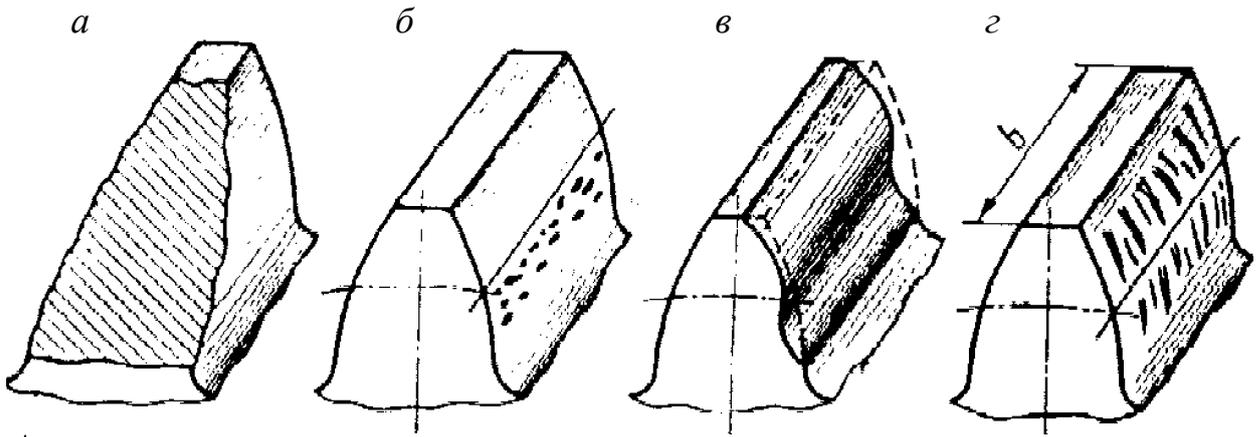


Рисунок 5.9 – Виды разрушения зубьев

На поверхности зуба появляются небольшие углубления, которые увеличиваются и превращаются в раковины (рисунок 5.9 б). Разрушение начинается на ножке зуба в околополюсной зоне, где имеет место наибольшая сила трения, способствующая пластическим деформациям и образованию микротрещин на поверхности зубьев. Развитию трещин способствует расклинивающий эффект смазки, которая запрессовывается в эти трещины при зацеплении зубьев и способствует выкрашиванию частиц металла. При выкрашивании нарушаются условия образования сплошной плёнки (масло выжимается в раковины), появляется металлический контакт с последующим быстрым износом и задиром поверхности. Возрастают динамические нагрузки, шум, температура.

При твёрдости поверхности зубьев < 350 НВ может иметь место ограниченное выкрашивание. Оно появляется в местах концентрации нагрузки и связано с неточностью изготовления или монтажа передачи. После приработки зубьев, нагрузка распределяется равномерно по их поверхности и выкрашивание прекращается.

При твёрдости поверхности зубьев > 350 НВ образовавшиеся раковины быстро растут, выкрашивание поражает всю поверхность ножек зубьев.

Предупреждают усталостное выкрашивание расчётом зубьев на прочность по контактным напряжениям, повышением твёрдости поверхности зубьев и степени точности, а также правильным выбором сорта и масла.

3. Изнашивание зубьев – основной вид разрушения зубьев открытых передач. В закрытых передачах этот вид разрушения зубьев имеет место при недостаточной защищённости от загрязнения масла абразивными частицами (пыль, продукты износа и т.п.).

У изношенной передачи увеличиваются зазоры в зацеплении, появляется шум, возрастают динамические нагрузки. По мере изнашивания уменьшается прочность зуба, вследствие уменьшения площади его поперечного сечения (рисунок 5.9 в), что может привести и к поломке зубьев.

Изнашивание уменьшают защитой от попадания абразивных частиц; повышением твёрдости и понижением шероховатости рабочих поверхностей зубьев, применением специальных масел.

4. Заедание зубьев заключается в приваривании частиц одного зуба к другому вследствие местного повышения температур в зоне зацепления. Образовавшиеся наросты на поверхностях зубьев задирают рабочие поверхности других зубьев в направлении скольжения (рисунок 5.9 з).

Заедание зубьев предупреждают повышением твердости и понижением шероховатостей зубьев, а также правильным подбором противозадирных масел.

Кроме отмеченных выше видов разрушения зубьев имеют место, хотя и значительно реже, пластические сдвиги, которые наблюдаются у тяжело-нагруженных, тихоходных зубчатых колёс, изготовленных из мягкой стали, и отслаивание поверхностного слоя зубьев, который наблюдается при низком качестве термической обработки зубчатых колёс и перегрузках передачи.

Материалы и термообработка

Основными материалами зубчатых колёс являются, термически обрабатываемые стали.

В зависимости от твёрдости рабочих поверхностей стальных зубьев различают:

– зубчатые колёса твёрдостью ≤ 350 НВ, нормализованные, улучшенные или закалённые;

– зубчатые колёса твёрдостью > 350 НВ с объёмной закалкой, закалкой ТВЧ, цементацией, азотированием и др.

При твёрдости материала ≤ 350 НВ чистовое нарезание зубьев производят после термообработки, получая более высокую точность без применения дорогих отделочных операций – шлифовки, притирки и др. Колёса этой группы хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках.

При > 350 НВ твёрдость материала выражают обычно в единицах Роквелла – HRC. При этом возрастает нагрузочная способность передачи, износостойкость и стойкость против заедания.

Нарезание зубьев при высокой твердости затруднено, поэтому термообработку выполняют после их нарезания. Однако некоторые виды термообработки вызывают отделочные операции: шлифовку, притирку, обкатку и др.

Значительно реже изготавливают зубчатые колёса из чугуна – это тихоходные колёса и колёса открытых зубчатых передач.

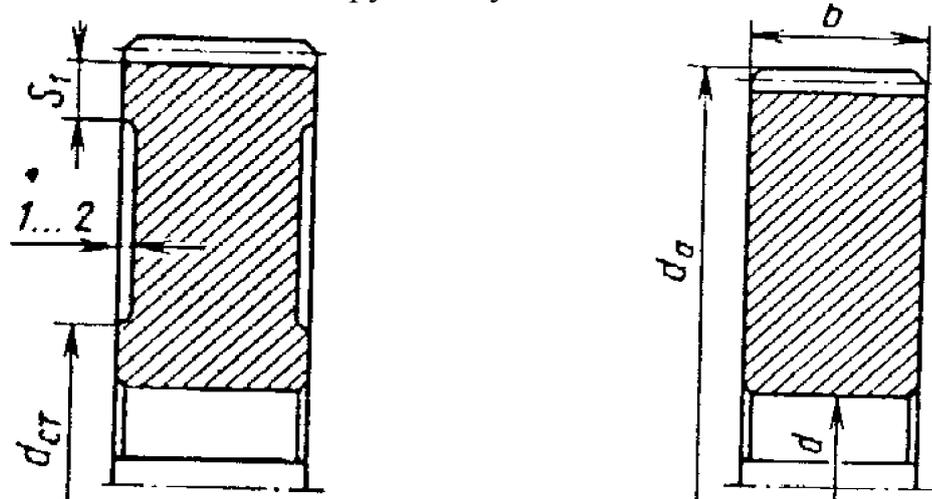
Основной недостаток чугуна – пониженная прочность по напряжениям от изгиба, особенно при ударных нагрузках.

Чугунные зубчатые колёса, в основном, изготавливают из серого и модифицированного чугуна.

Конструкции зубчатых передач

В зависимости от назначения, размеров и технологии получения заготовки, зубчатые колёса имеют различную конструкцию (рисунки 5.10, 5.11, 5.12, 5.13).

Конструкции зубчатых колёс



$$S_f = 2,5 m + 2 \text{ мм}; \quad d_{cm} = 1,5d + 10$$

Рисунок 5.10 – Монолитные зубчатые колёса, мм

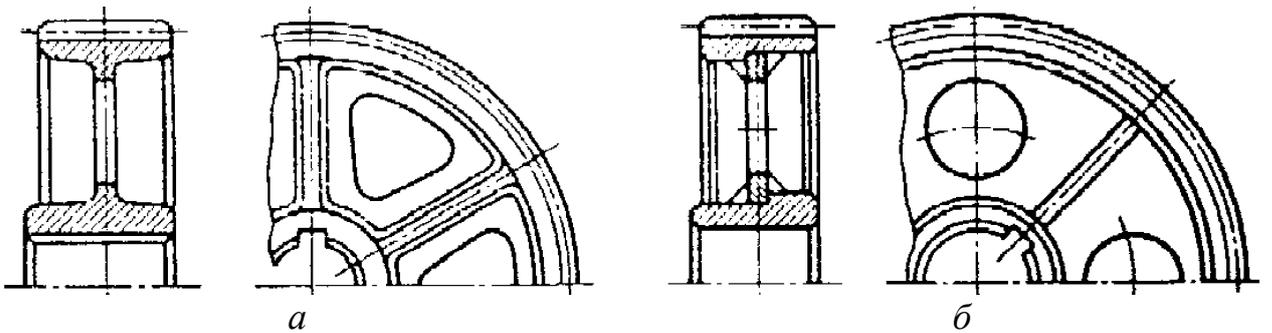


Рисунок 5.11 – Литые (а) и сварные (б) зубчатые колёса

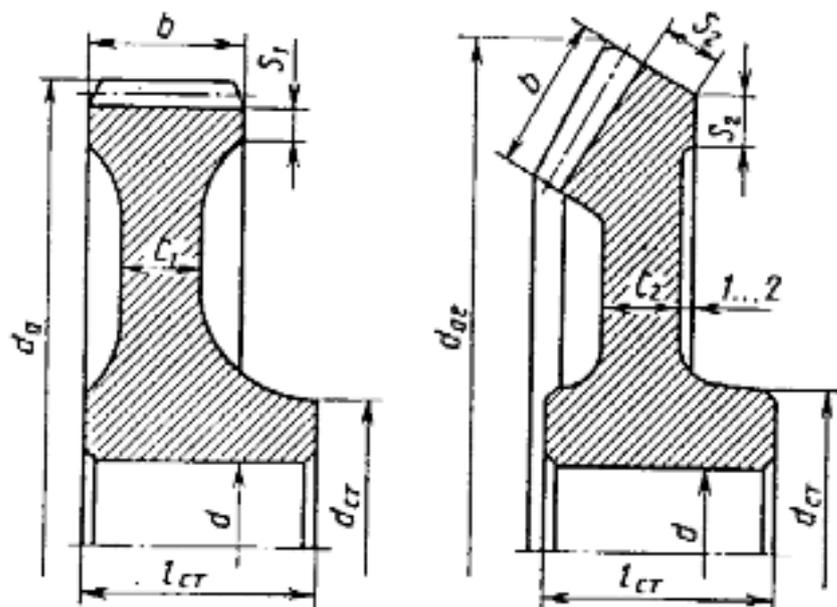


Рисунок 5.12 – Кованные колёса

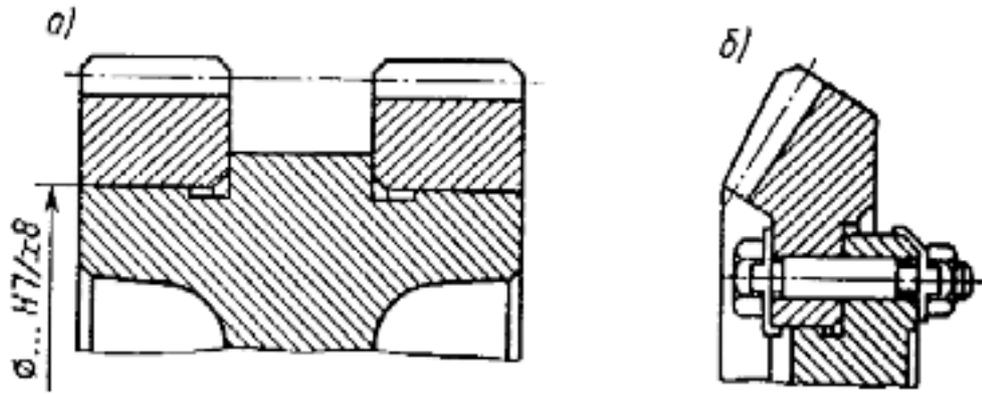


Рисунок 5.13– Бандажированные (а) и свёртные (б) зубчатые колёса

5.2 Объект изучения, приборы и оборудование

Для выполнения работы необходимо иметь: зубчатую пару (цилиндрическую или коническую с прямыми или косыми зубьями); масштабную линейку; штангенциркуль; штангензубомер; угломер; набор слесарного инструмента.

5.3 Порядок выполнения работы

При определении параметров зубчатого зацепления используют цилиндрическую или коническую пару с эвольвентным профилем прямых или наклонных зубьев и выполняют следующие операции:

1. Подсчитывают число зубьев шестерни z_1 , и колеса z_2 .

2. Используя штангенциркуль, измеряют сразу диаметр окружности вершин d_a зубчатых колес с четным числом зубьев, при нечётном числе зубьев измеряют диаметр вала d_b и расстояние l_1 (рисунок 5.14), а d_a определяют по формуле

$$d_a = d_b + 2l_1. \quad (5.25)$$

Диаметр впадин определяют по формуле

$$d_{f1} = d_b + 2l_2. \quad (5.26)$$

Используя d_a и d_f для эвольвентного зацепления и исходного контура по ГОСТ 13755-81 находим ориентировочно модуль зацепления по формуле

$$m_n = \frac{h}{2,5}, \quad (5.27)$$

$$\text{где } h = \frac{d_a - d_f}{2}. \quad (5.28)$$

Полученное значение m_n сравнивают со стандартным и окончательно принимают модуль зацепления. Если m_n примерно равно стандартному значению то зубчатые колёса нарезаны без смещения инструмента.

3. По модулю и числу зубьев рассчитывают диаметры делительных окружностей колеса и шестерни по формуле 5.6.

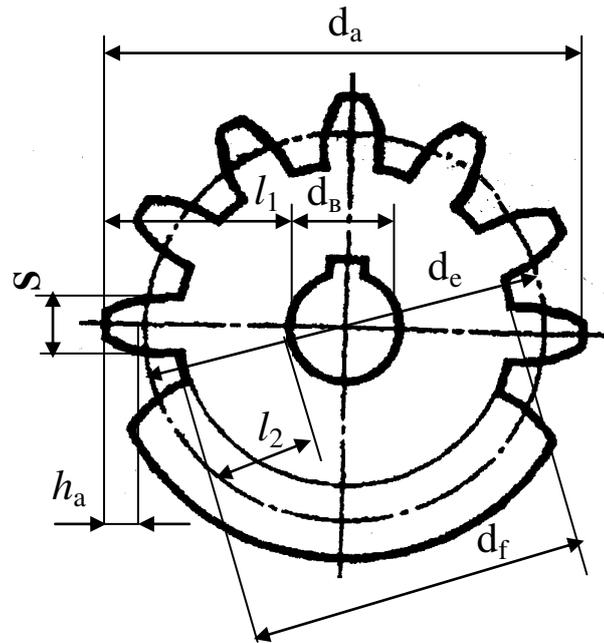


Рисунок 5.14 – Схема определения параметров зубчатых колёс

4. Из формулы 5.28 определяют высоту зуба h .

5. С помощью штангензубомера измеряют толщину зуба S на делительном диаметре (она одинакова для шестерни и колеса).

6. Штангенциркулем измеряют длину зубьев (ширину венца) шестерни b_1 и колеса b_2 .

7. С помощью угломера измеряют угол наклона зубьев β косозубых цилиндрических и конических колёс с наклонными зубьями.

Результаты подсчётов и замеров заносят в таблицы журнала наблюдений (таблицы 5.2 и 5.3).

Недостающие параметры зубчатых колёс рассчитывают с использованием полученных данных по формулам, приведенным в разделе “Основы теории зубчатого зацепления”, в соответствии с ссылками, указанными в таблицах 5.2 и 5.3.

После определения параметров изучаемой передачи составляют отчет по установленной форме в журнале лабораторных работ.

Контрольные вопросы

1. Какие основные достоинства и недостатки зубчатых передач по сравнению с другими передачами?
2. По каким признакам классифицируют зубчатые передачи?
3. Что называется полюсом зацепления, линией зацепления и углом зацепления?
4. Что называется шагом и модулем зубчатого зацепления?
5. Что следует понимать под коэффициентом торцового перекрытия? Как влияет его величина на работу зубчатой передачи?
6. Каково влияние числа зубьев на их форму и прочность?

7. Когда возникает подрезание зубьев при нарезании их инструментом реечного типа?

8. Какие факторы влияют на выбор степени точности изготовления зубчатых колёс? Какие степени точности применяют в передачах общего машиностроения?

9. С какой целью производят смазывание зубчатых передач?

10. В чём сущность картерного смазывания зубчатых передач?

11. Назовите основные факторы, влияющие на КПД зубчатой передачи.

12. Какие материалы применяют для изготовления зубчатых колёс?

13. Почему все стальные зубчатые колёса в зависимости от твёрдости зубьев делятся на две группы?

14. В чём сущность усталостной поломки зубьев? Меры предупреждающие выкрашивание.

15. Каковы преимущества косозубых передач по сравнению с прямозубыми?

16. Почему заедание преимущественно наблюдается в высоконагруженных и в высокоскоростных передачах, в чем его сущность? Меры по предупреждению заедания.

Таблица 5.2 – Основные параметры зубчатой передачи
(цилиндрической прямозубой или косозубой)

Наименование параметров	Обозначение и способ определения	Величина параметра
Число зубьев: – шестерни – колеса	z_1 – сосчитать z_2 – сосчитать	
Диаметры шестерни: – выступов – впадин – делительный	d_{a1} d_{f1} d_{e1}	
Диаметры колеса: – выступов – впадин – делительный	d_{a2} d_{f2} d_{e2}	
Высота зуба	$\frac{d_a - d_f}{2} = h, \text{ мм}$	
Модуль зацепления	$m_n, \text{ мм (ф. 5.27)}$	
Высота головки зуба	$h, \text{ мм (ф. 5.28)}$	
Толщина зуба	$S, \text{ мм – измерить}$	
Длина зуба – шестерни – колеса	$b_1, \text{ мм – измерить}$ $b_2, \text{ мм – измерить}$	
Угол наклона зубьев	β^0 – измерить	
Передаточное отношение	$u = \frac{z_2}{z_1}$	
Межосевое расстояние	$a_w \text{ (ф. 5.10)}$	

Таблица 5.3 – Основные параметры зубчатой конической передачи

Наименование параметров	Обозначение и способ определения	Величина параметра
Число зубьев: – шестерни – колеса	z_1 – сосчитать z_2 – сосчитать	
Передаточное отношение	$u = \frac{z_2}{z_1}$	
Углы делительных конусов: – δ_2 – δ_1	$\arctg(u)$ $90^\circ - \delta_2$	
Длина зуба b_1 , мм	измерить	
Диаметры шестерни: – выступов – впадин – делительный	d_{a1} – измерить d_{f1} – измерить $d_{e1} = m_{te} \cdot z_1$	
Диаметры колеса: – выступов – впадин – делительный	d_{a2} – измерить d_{f2} – измерить $d_{e2} = m_{te} \cdot z_2$	
Высота зуба	$\frac{d_{a2} - d_{f2}}{2 \cdot \cos \delta_1} = h, \text{ мм}$	
Модуль зацепления: – внешний окружной – средний окружной	$m_{te} = \frac{h}{2,5}, \text{ мм}$ $m_{te} = m_{te} \cdot \frac{R_m}{R_e}$	
Конусное расстояние: – внешнее – среднее	$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \cdot \sin \delta_2} = - \frac{d_{e2}}{2 \cdot \sin \delta_1}, \text{ мм}$ $R_m = R_e - 0,5b$	

17. Как проявляется износ зубьев на работе передачи? Причины повышенного износа и меры его предупреждения.

18. Каковы преимущества косозубых передач по сравнению с прямозубыми?

19. Как влияет на работу косозубой передачи изменение угла наклона зубьев? Рекомендуемые значения этих углов.

20. Какие модули зацепления различают для косозубых колёс и какова зависимость между ними? Какой модуль стандартизован и почему?

21. В каких случаях применяют шевронные зубчатые колёса и какими достоинствами они обладают по сравнению с косозубыми? Недостатки шевронных колёс.

22. Является ли модуль зацепления постоянной величиной для конических зубчатых колёс?
23. По какому модулю производят расчет на изгиб зубьев конических колёс?
24. Какое максимальное передаточное число рекомендуется для одной пары различных видов зубчатых передач?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Цели работы: определение геометрических и кинематических параметров червяка и червячного колеса путём их замера и расчета; определение усилий, действующих в червячной передаче.

6.1 Основы теории червячной передачи

Червячная передача относится к передачам с перекрещивающимися валами и к числу зубчато-винтовых, имеющих характерные черты зубчатых и винтовых передач.

Червячная передача (рисунок 6.1) состоит из червяка 1, т.е. винта с одно- или многовитковой резьбой, и червячного колеса 2, т.е. зубчатого колеса с зубьями особой формы.

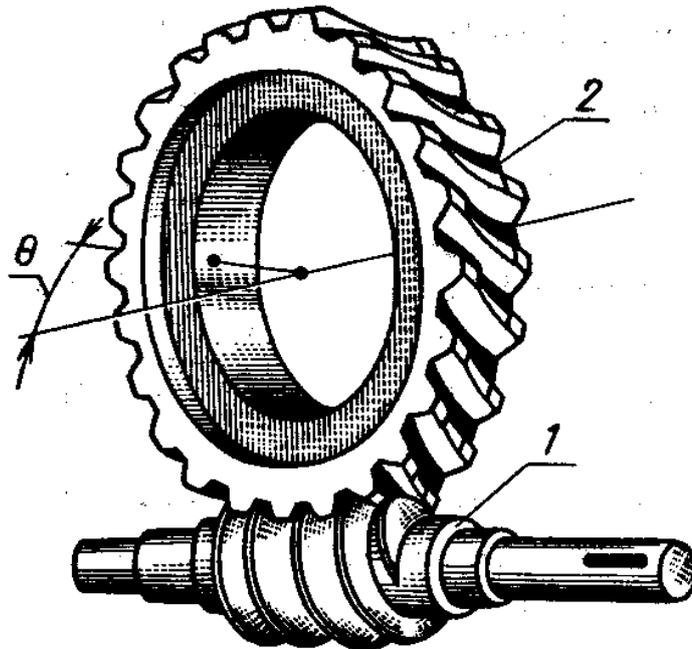


Рисунок 6.1 – Червячная передача

Различают червячные передачи с цилиндрическими и глобоидными червяками.

В зависимости от профиля резьбы цилиндрических червяков, различают червяки с архимедовым, конволютным, эвольвентным и с вогнутым профилем резьбы, последние называются – глобоидные червяки.

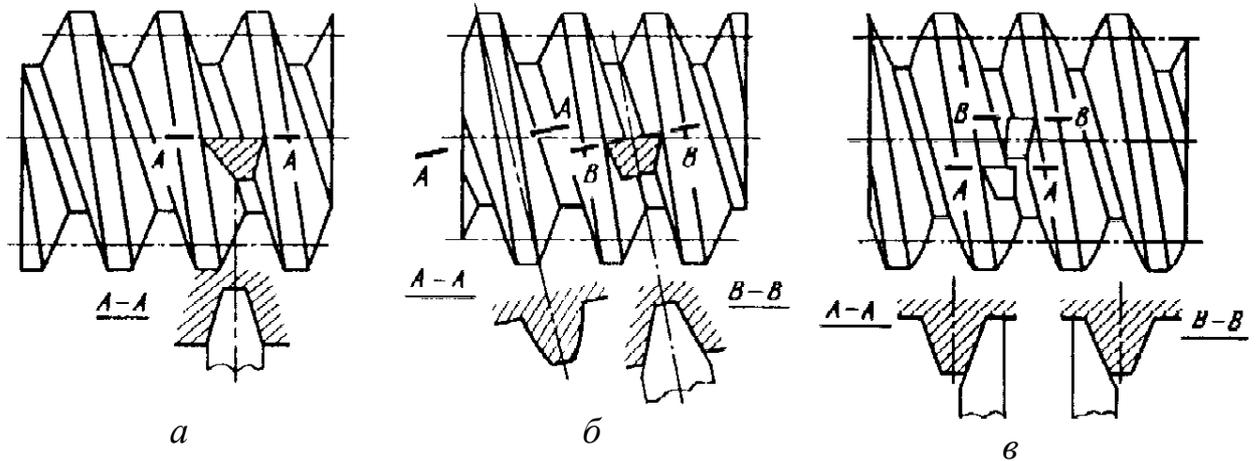
Архимедов червяк (рисунок 6.2 а) в осевом сечении имеет трапецеидальный профиль резьбы.

Конволютный червяк (рисунок 6.2 б) имеет трапецеидальный профиль резьбы в нормальном сечении витков.

Эвольвентный червяк (рисунок 6.2 в) характеризуется эвольвентным профилем зуба в торцовом сечении.

Архимедовы червяки применяют обычно без шлифовки. При необходимости шлифовки рабочих поверхностей витков резьбы предпочитают конволютные и эвольвентные червяки.

Глобоидные червяки применяют при тяжёлых нагрузках, т.к. из-за вогнутой поверхности большее число зубьев колеса и витков резьбы червяка находится в зацеплении.



a – архимедов; *б* – конволютный; *в* – эвольвентный
Рисунок 6.2 – Основные типы цилиндрических червяков

Достоинствами червячных передач являются: возможность получения большого передаточного отношения (около 100, а иногда и 1000), плавность и бесшумность работы, возможность точных делительных перемещений.

К недостаткам этих передач относят низкий КПД, необходимость применения для колеса дорогостоящих антифрикционных материалов.

Геометрические параметры червячной передачи. В червячной передаче расчетным является осевой модуль червяка m , равный торцевому модулю червячного колеса:

$$m = \frac{p}{\pi}, \text{ мм}, \quad (6.1)$$

где p – расчетный осевой шаг червяка (рисунок 6.3).

Модуль – стандартный параметр. Значения m выбирают (по ГОСТ 19672-74 и ГОСТ 2144-76) из ряда: **1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16; 20; 25** допускаются, так же равные: **1,5; 3,0; 3,5; 6,0; 7,0; 12,0 и 14,0.**

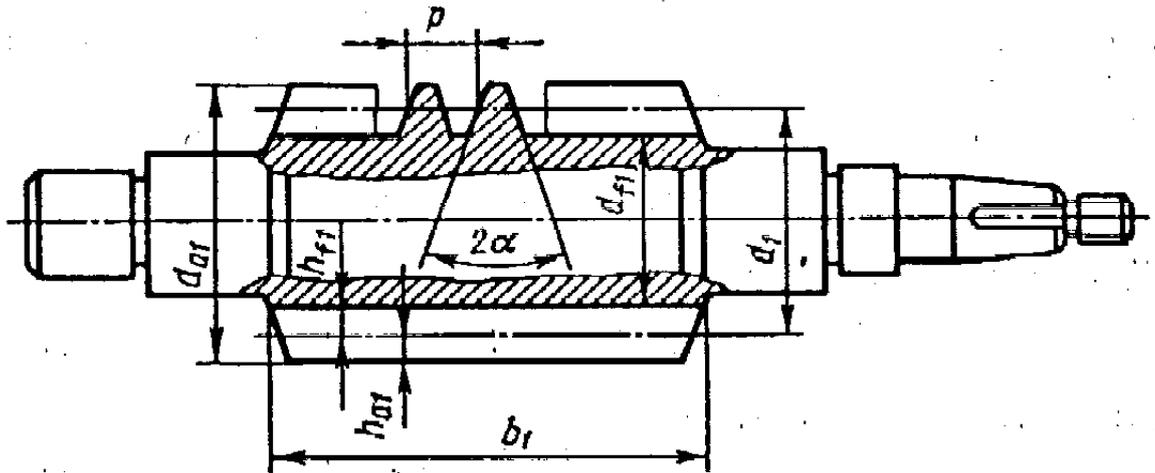


Рисунок 6.3 – Основные размеры цилиндрического червяка

Делительный диаметр червяка связан с модулем коэффициентом диаметра червяка:

$$q = \frac{d_{e1}}{m}. \quad (6.2)$$

Значение q как и m также стандартизированы. Наиболее часто встречаются значения

$$m = 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5 \text{ мм}$$

$$q = 8,0; 10,0; 12,5; 16; 20.$$

В указанном диапазоне m и q для каждого значения модуля предусмотрены червячные фрезы при всех указаниях значений q при числе заходов червяка $z_1 = 1, 2, 4$.

Угол подъёма винтовой линии γ определяют по зависимости:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q}. \quad (6.3)$$

Размеры червяка определяют через модуль и коэффициент диаметра червяка q :

- делительный диаметр

$$d_{e1} = qm \quad (6.4)$$

- диаметры вершин и впадин червяка

$$d_{a1} = d_{e1} + 2m, \quad (6.5)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m. \quad (6.6)$$

Длина нарезной части червяка b_1 зависит от его числа витков при $z_1 = 1; 2$

$$b_1 \geq m(11 + 0,06z_2),$$

при $z_1 = 4$

$$b_1 \geq m(12,5 \pm 0,09z_2). \quad (6.7)$$

Размеры червячного колеса равны:

- делительный диаметр

$$d_{e2} = mz_2, \quad (6.8)$$

- диаметры вершин и впадин колеса

$$d_{a2} = d_{e2} + 2m, \quad (6.9)$$

$$d_{f2} = d_{e2} - 2,4m. \quad (6.10)$$

Межосевое расстояние червячной передачи определяют по формуле

$$a_{\omega} = \frac{m}{2}(z_2 + q). \quad (6.11)$$

Для вписывания червячной передачи в стандартное межосевое расстояние применяют смещение инструмента при нарезании заготовки червячного колеса.

При заданном межосевом расстоянии a_{ω} определяют коэффициент смещения инструмента:

$$\chi = \frac{a_{\omega}}{m} - \frac{q + z_2}{2} \quad (6.12)$$

По условию неподрезания и незаострения значение χ выбирают в пределах $\pm 1,0$.

Скольжение в червячной передаче

Во время работы червячной передачи витки червяка скользят по зубьям колеса, как в винтовой паре. Скорость скольжения V_s (рисунок 6.4) направлена по касательной к винтовой линии червяка

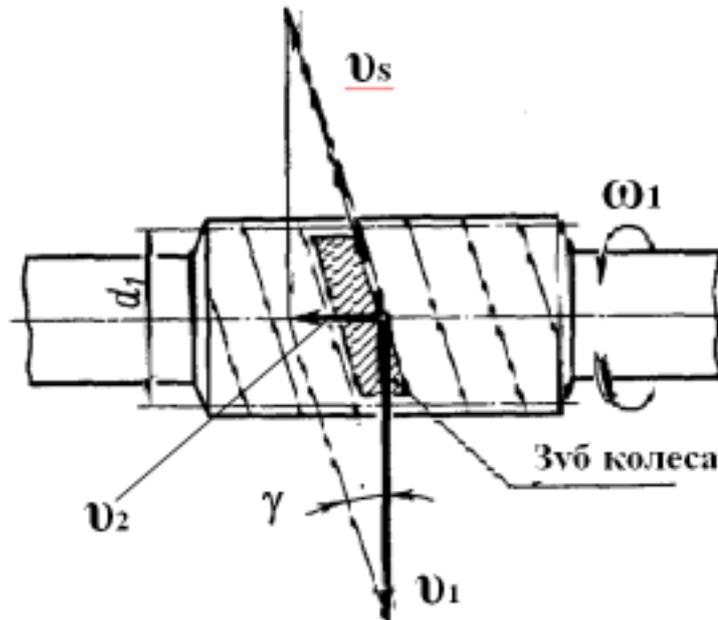


Рисунок 6.4 – Схема определения скорости скольжения

и определяется из параллелограмма скоростей:

$$V_s = \frac{V_1}{\cos \gamma} \quad \text{или} \quad \operatorname{tg} \gamma = \frac{V_2}{V_1}. \quad (6.13)$$

Большое скольжение в червячных передачах служит причиной понижения КПД, повышенного износа и склонности к заеданию.

КПД червячной передачи. Суммарная величина КПД червячной передачи определяется по той же зависимости, что и для зубчатых передач

(см. Лаб. раб. № 5). Различают только формулы для определения КПД в зацеплении. Величина КПД в зацеплении червячной передачи определяется по аналогии с винтовой парой

$$\eta_{zn} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}, \quad (6.14)$$

где φ – угол трения.

Силы в зацеплении

В червячном зацеплении (рисунок 6.5) действуют:

– окружная сила на червяке F_{t1} и осевая сила F_{a2} колеса

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{e1}} = F_{a2}; \quad (6.15)$$

– радиальные силы колеса и червяка $F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \gamma$; (6.16)

– осевая сила червяка и окружная сила колеса $F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{e2}}$. (6.17)

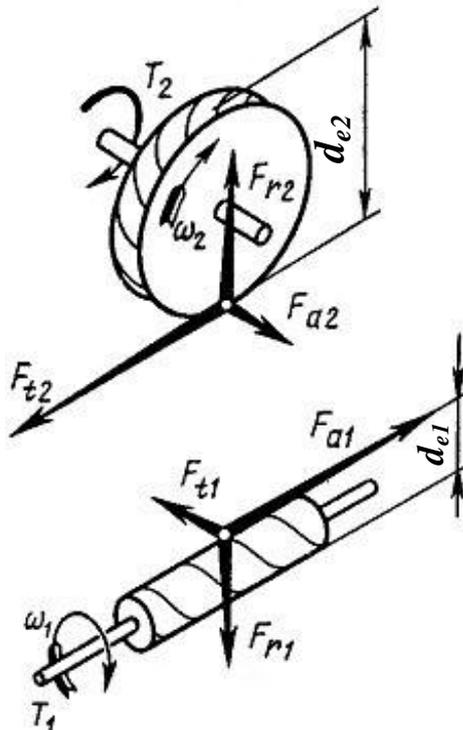


Рисунок 6.5 – Схема сил в зацеплении

Материалы и конструкция червяков и червячных колес

Материалы червячной пары из-за высоких скоростей скольжения должны обладать антифрикционными свойствами, износостойкостью, пониженной склонностью к заеданию, хорошей прирабатываемостью и повышенной теплопроводностью.

Червяки в силовых червячных передачах изготавливают из углеродистых или легированных сталей и подвергают термообработке с последующим шлифованием.

Червяки червячных передач из улучшенных и нормализованных сталей применяют в тихоходных и малонагруженных передачах, а также при отсутствии оборудования для их шлифовки.

В большинстве случаев червяк выполняют как одно целое с валом.

Выбор материала *червячного колеса*, в основном, зависит от скорости скольжения витков резьбы червяка по зубьям колеса (рисунок 6.4). При скоростях скольжения $V_s > 5 \frac{M}{c}$ венцы червячных колёс изготавливают из оловянистых бронз БрОФ0-1 и БрОНФ. Необходимость в применении бронзы с высоким содержанием олова тем выше, чем больше V_s и относительная продолжительность работы передачи.

При средних скоростях скольжения $V_s = 2 \div 5 \frac{M}{c}$ для изготовления венцов червячных колёс используют менее дорогие безоловянистые алюминиево-железистые бронзы БрАЖ 9-4Л, БрА9 ЖЗЛ и латуни. Их применяют в паре с закаленными до твердости > 45 HRC, шлифованными и полированными поверхностями витков червяка.

При малых скоростях скольжения $V_s < 2 \frac{M}{c}$ и при больших диаметрах червячные колёса можно изготавливать из серых чугунов СЧ-25, СЧ-20.

Практика показала, что срок службы бронзовых венцов, червячных колёс сильно зависит от способа отливки заготовки. Большое сопротивление изнашиванию оказывают зубья венцов, отлитых центробежным способом.

Червячные колёса, в целях экономии цветных металлов выполняют с венцом из антифрикционных материалов, выбираемых в зависимости от скорости скольжения V_s , и стальным или чугунным центром.

При небольших диаметрах колёс, не подвергающихся сильному нагреву, бронзовый венец насаживают на центр с натягом. Для предотвращения взаимного смещения венца и ступицы в стыкуемые поверхности ввертывают винты или устанавливают круглые шпонки (рисунок 6.6 а).

В колесах больших и средних диаметров бронзовый венец скрепляют с центром винтами (рисунок 6.6 б).

Наиболее рациональная конструкция – биметаллическая, бронзовый венец, который отлит в форму с предварительно вставленным в нее центром (рисунок 6.6 в). Эту конструкцию применяют в машинах серийного производства.

6.2 Объект изучения, приборы и оборудование

Для выполнения работы необходимо иметь: червячную передачу; масштабную линейку; штангензубомер; угломер; набор слесарного инструмента, а также стенд для определения усилий в червячной передаче (рисунок 6.7).

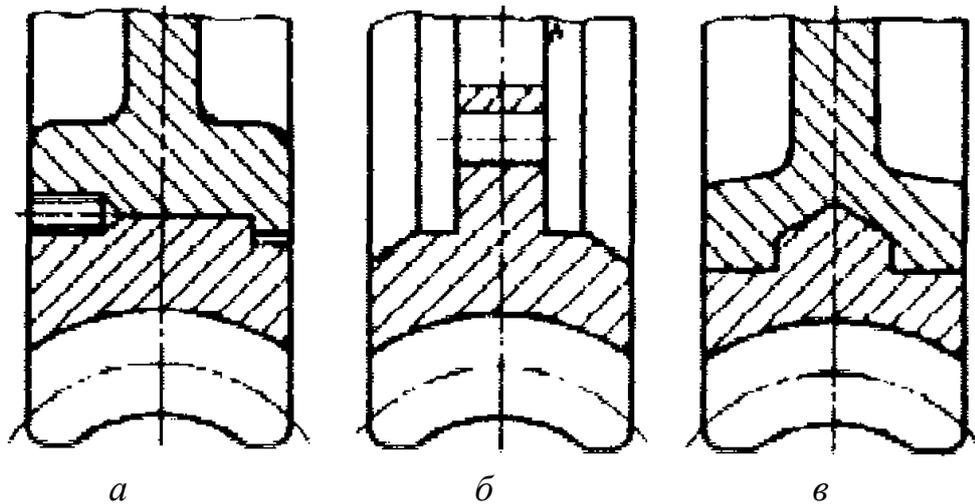


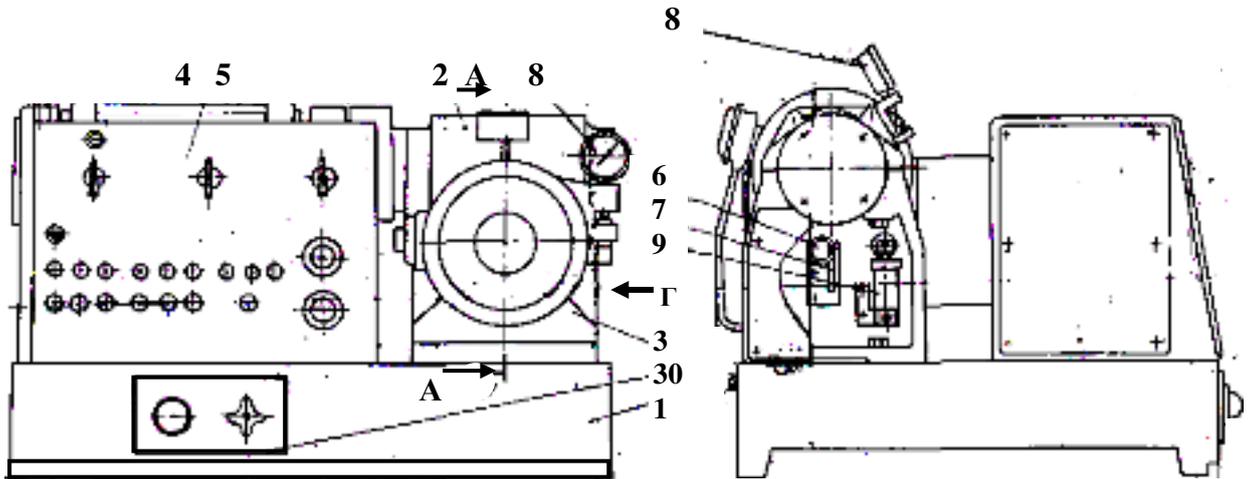
Рисунок 6.6 – Типовые конструкции зубчатых венцов червячных колес

Стенд для определения усилий в червячных передачах представляет собой станину 1, на которой смонтированы червячный редуктор 2, нагрузочный тормоз 3, приводной электродвигатель 4 и пульт управления 5.

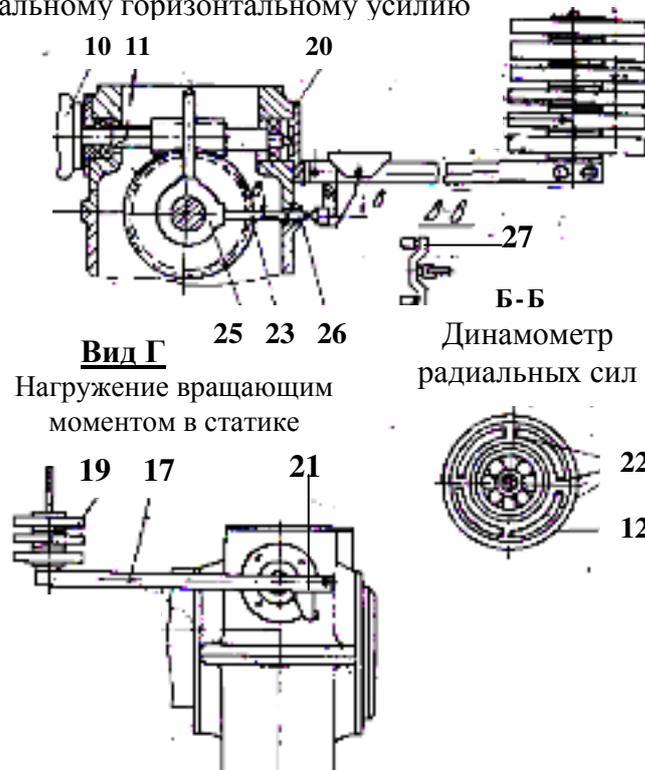
Приводной электродвигатель выполнен балансирным, его статор имеет возможность покачиваться на опорах. К статору прикреплен упор 6, который упирается в измерительную пружину 7, воспринимающую реактивный момент статора. Прогиб измеряется индикатором часового типа 8 с ценой деления 0,01 мм. Для стабилизации показаний индикатора предусмотрен гидравлический демпфер 9, заполняемый смесью масла с керосином.

С приводным электродвигателем соединен через муфту 10 червячный вал 11 редуктора. Опоры червячного колеса смонтированы на кольцевых динамометрах 12 с наклеенными тензорезисторами 32. Динамометры позволяют провести измерение радиальных усилий на опорах вала 13 червячного колеса по вертикальной и горизонтальной составляющей.

Изменение осевой силы на валу колеса производится пружиной 14 с наклеенными тензорезисторами, в которую упирается вал. Его опоры выполнены без осевой фиксации, для чего наружное кольцо шарикоподшипника 15 перешлифовано – ликвидирована беговая дорожка. Динамометры обладают достаточной жесткостью, чтобы не нарушить условия работы червяного зацепления. Их тарировка производится нагружением с помощью рычагов 16 и 17 и грузов 18, 19, которые закрепляются в различных вариантах с помощью кронштейнов 20, 21, 22 на корпусе редуктора. Для восприятия усилий от рычага вал червячного колеса имеет горизонтальные и вертикальные стержни 23, 24 на втулках 25, а также удлинители 26 и коромысло 27, входящие в комплект установки.



Тарировка динамометров по радиальному горизонтальному усилию



Тарировка динамометров по радиальному вертикальному

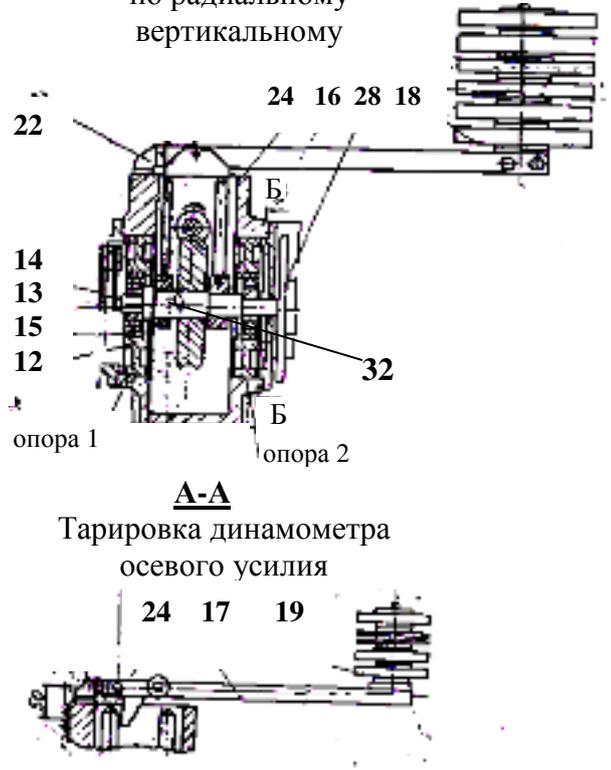


Рисунок 6.7 – Стенд для определения усилий в червячных передачах

Одним из рычагов 17 можно производить также нагружение редуктора вращающим моментом в статике, для чего он может закрепляться на свободном конце червячного вала 11. Вал червячного колеса поводковой муфтой 28 соединён с валом нагрузочного тормоза 3. Конструкция муфты исключает фиксацию вала червячного колеса в осевом направлении и обеспечивает свободную передачу осевого усилия на динамометр. При работе установки на опоры вала помимо измеряемых усилий действует радиальное усилие со стороны муфты, изменяющееся по синусоиде. Гашение переменной составляющей сигнала динамометров от этих сил производится фильтром (типа RC), размещенном в измерительном пульте.

В качестве нагрузочного тормоза применен порошковый электромагнитный тормоз конструкции ЭНИМС (Экспериментальный научно-исследовательский институт металлорежущих станков). Регулирование вращающего момента производится изменением тока возбуждения. Охлаждение тормоза водяное, расход воды контролируется через прозрачный глазок и регулируется краном, расположенным на водораспределителе 30. В его тыльной части имеются штуцера для присоединения охлаждения к водопроводной сети и канализации.

Пульт управления 5 содержит в себе электроаппаратуру. Предусмотрено подключение установки к сети пакетным переключателем с сигнализацией неоновой лампой; переключение обмоток двухскоростного электродвигателя барабанным переключателем, питание обмоток нагрузочного тормоза с регулированием напряжения автотрансформатором и последующим выпрямлением. Блокировку включения электродвигателя при снятой крышке редуктора и статическом нагружении редуктора. На лицевой панели пульта кроме ручек управления электроаппаратурой имеются клеммы с выводами от тензорезисторов динамометров усилий. В задней части станины предусмотрен болт заземления 31.

Измерительный пульт, входящий в комплект установки, включает в себя стрелочный измерительный прибор; фильтр для гашения переменной составляющей радиального усилия и клеммы для подключения к измерителю деформаций ИДЦ-1(2).

6.3 Порядок выполнения работы

Определение геометрических и кинематических параметров червячной передачи выполняют в следующей последовательности:

1. Определяют тип червяка сравнивая его с рисунком 6.2, подсчитывают число заходов червяка z_1 и определяют его параметры (рисунок 6.8 а):

- с помощью штангензубомера измеряют высоту витка h_f ;
- штангенциркулем измеряют наружный диаметр червяка d_{a1} , b_1 и d_1 ;
- диаметр впадин червяка червячной передачи определяют расчетным путем по формуле

$$d_{f1} = d_{a1} - 2h_f; \quad (6.18)$$

- модуль червяка червячной передачи рассчитывают по формуле

$$m = \frac{h_1}{1 + h_{f1}}, \quad (6.19)$$

где h_{f1} – коэффициент высоты ножки. Для архимедовых и конволютных

червяков $h_{f1} = 1,2$, а для эвольвентных $h_{f1} = 1 + 0,2\cos\gamma$.

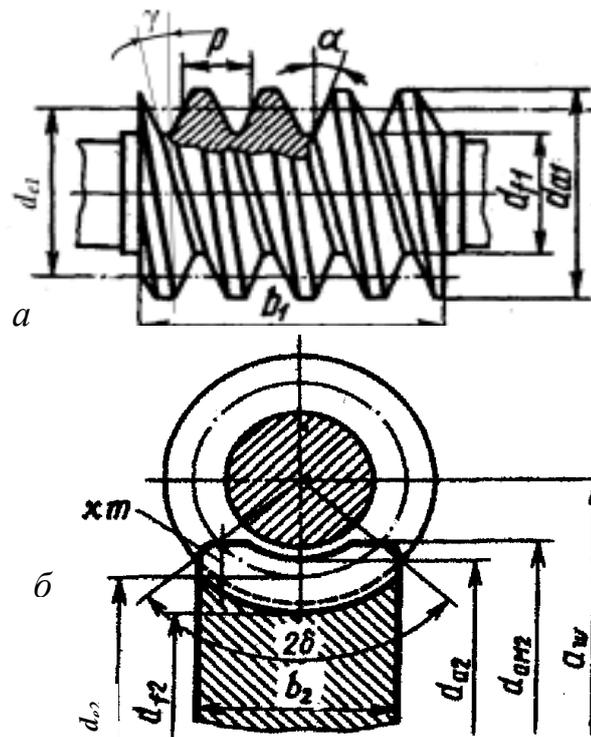


Рисунок 6.8 – Схема обмера червяка (а) и червячного колеса (б)

Полученный расчётный модуль сравнивают с величиной модуля взятого из стандартного ряда (стр. 54). Остальные параметры червяка: делительный диаметр d_e , коэффициент диаметра червяка q и угол подъёма винтовой линии γ рассчитывают по формулам указанным в таблице 6.1.

2. Подсчитывают число зубьев червячного колеса z_2 и определяют его параметры (рисунок 6.8 б) с помощью штангенциркуля измеряют ширину колеса b_2 , а диаметр впадин d_{f2} и выступов d_{a2} определяют также как и для зубчатых колёс (см. лаб. раб № 5) в лабораторном практикуме.

Остальные параметры колеса рассчитывают по формулам, указанным в таблице 6.1.

Результаты расчётов и замеров заносят в таблицу журналов наблюдений.

Усилия, действующие в зацеплении, определяют на стенде (рисунок 6.8).

Порядок определения усилий в червячной передаче следующий.

1. Тарируют динамометры усилий (выполняет лаборант перед проведением лабораторной работы).

2. Определяют усилия, действующие в червячной передаче в статике:

- подключают установку к сети, вращением рукоятки «нагрузка» полностью затормаживают нагрузочный тормоз. Блокируют балансирную систему двигателя, вставив в щель статора и вилки ротора клин;

- одевают на червячный вал 11 нагрузочный рычаг 17 с грузом 0,5 кГ (вид Г);

- фиксируют показания динамометров и величину нагружения. При этом учитывают и вращающий момент от собственной массы рычага, которая составляет (в пересчете на место установки грузов) 0,3 кГ ($L = 0,25$ м). Таким

образом, суммарный вращающий момент при нагружении вала 11 равен: $T_1 = (0,5 + 0,3) \cdot 9,81 \cdot 0,25 = 1,96$ Нм. Полученные данные сводят в таблицу 6.2.

Примечание. При выполнении каждой повторности (опыт 1, 2, 3) назначают различных наблюдателей для отсчета показаний измеряемых величин, а перед каждой повторностью проводят легкое покачивание нагрузочного рычага 17).

■ используя расчетную схему червячной передачи (рисунок 6.9) и полученные в результате измерений данные определяют:

- осевое усилие на колесе (окружное усилие на червяке)

$$F_{a2} = F_{t1} = R_{1a} = \frac{(R_{1\epsilon} - R_{2\epsilon})l}{d_{e2}}; \quad (6.20)$$

- окружное усилие на колесе (осевое усилие на червяке)

$$F_{t2} = F_{a1} = R_{1\epsilon} + R_{2\epsilon}; \quad (6.21)$$

- радиальные усилия на колесе и червяке

$$F_{r1} = F_{r2} = R_{1\epsilon} + R_{2\epsilon}; \quad (6.22)$$

3. Определяют усилия, действующие в червячной передаче при ее работе:

- по указанию преподавателя устанавливают требуемую скорость вращения двигателя;

- включают двигатель и вращением рукоятки «нагрузка» устанавливают ряд нагрузок, например, $T_2 = 25, 50, 75$ и 100 Нм;

- фиксируют и заносят в таблицу 6.2 величины вращающих моментов на двигателе, тормозе и показания динамометров на табло ИДЦ-1;

- определяют усилия в зацеплении по экспериментальным данным;

- определяют усилия в зацеплении, исходя из величины вращающего момента T_1 расчетным путем по формулам (6.15, 6.16, 6.17, 6.24);

- определяют расчетным путем, усилия, действующие в зацеплении, используя формулы (6.15, 6.16, 6.17, 6.24), в которых $T_1 = 1,96$ Нм, $z_1 = 2$, $q = 12$.

Таблица 6.1 – Параметры червячной передачи

Наименования параметра передачи	Обозначение	Способ определения измерений	Результаты	Примечание
1	2	3	4	5
Тип червяка		визуально	(архимедов)	
Число заходов червяка	z_1	Сосчитать		
Число зубьев колеса	z_2	Сосчитать		
Передаточное число	u	ф. 5.9		
Диаметр вершин зубьев колеса	d_{a1} , мм	Измерить		
Высота зуба (витка)	h_1 , мм	Измерить		
Диаметр впадин червяка	d_{f1} , мм	ф. 6.18		
Длина нарезной части червяка	b_1 , мм	Измерить		

1	2	3	4	5
Модуль зацепления	m , мм	ф. 6.19		Округлить до станд. знач.
Диаметр делительной окружности	d_{e1} , мм	ф. 6.4		
Коэффициент диаметра червяка	q , мм	ф. 6.2		
Угол подъёма винтовой линии червяка	γ , мм	ф. 6.3		
Диаметр вершин колеса	d_{a2} , мм	ф. 6.9		
Диаметр впадин колеса	d_{f2} , мм	ф. 6.10		
Диаметр делительной окружности колеса	d_{e2} , мм	ф. 6.8		
Ширина венца колеса	b_2 , мм	Измерить		
Межосевое расстояние	a , мм	ф. 6.11		
Коэффициент смещения инструмента при нарезании	χ , мм	ф. 6.12		$\pm 1,0$ мм

Таблица 6.2 – Результаты измерений и расчетов нагрузок в статике

Наименование нагрузок	Величина нагрузок				Расчетная величина нагрузок
	Опыт № 1	Опыт № 2	Опыт № 3	Среднее	
Осевая на колесе $F_{a2} = Ft_1$, Н					ф. 6.15
Радиальная в опоре 1: вертикальное $R_{1в}$, Н горизонтальное $R_{1г}$, Н					
Радиальное в опоре 2: вертикальное $R_{2в}$, Н горизонтальное $R_{2г}$, Н					
Окружное на колесе $Ft_2 = Fa_1$, Н					ф. 6.17
Радиальные $Fr_1 = Fr_2$, Н					ф. 6.16

4. Определяют КПД червячного редуктора.

4.1. По полученным экспериментальным данным определяют КПД при различных нагрузках по формуле

$$\eta = \frac{T_2}{T_1 \cdot u} \quad (6.23)$$

4.2. Расчетным путем определяют КПД, используя зависимость

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \quad (6.24)$$

где φ – угол трения, который зависит от скорости скольжения и определяется по справочным таблицам.

Для изучаемых условий при $n_{\text{дв}} = 1450 \text{ мин}^{-1}$ – $\varphi = 1^{\circ}55'$, а при $n_{\text{дв}} = 2850 \text{ мин}^{-1}$ – $\varphi = 1^{\circ}24'$.

После определения параметров червячной передачи составляют отчет по установленной форме таблиц 6.1, 6.2.

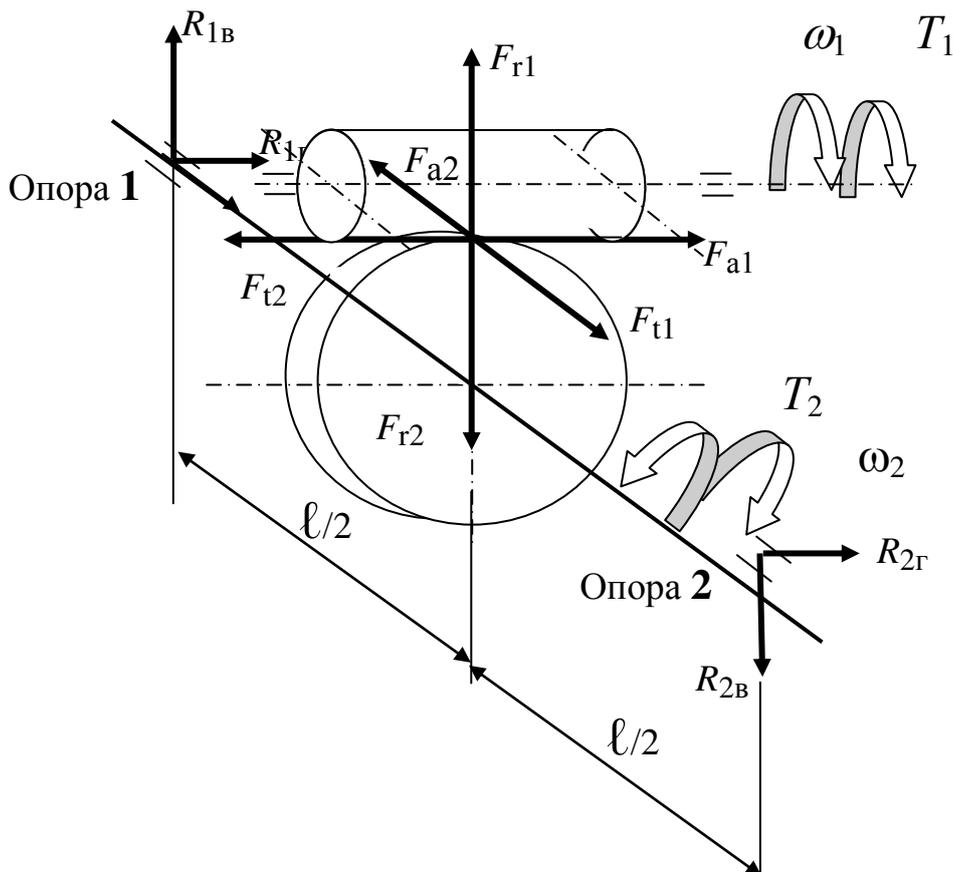


Рисунок 6.9 – Расчетная схема червячной передачи

Контрольные вопросы

1. Почему червячные передачи не рекомендуется применять при больших мощностях?
2. Назовите достоинства и недостатки червячных передач по сравнению с зубчатыми.
3. Как выполняют корригирование червячных передач?
4. Из каких соображений выбирают число витков червяка?
5. Каково минимальное число зубьев червячного колеса?
6. Почему в червячной передаче возникает скольжение, как оно направлено и как влияет на работу передачи?
7. Из каких материалов изготавливают червяки и венцы червячных колёс? Назовите факторы, влияющие на выбор материала.
8. Каковы основные виды разрушения зубьев червячных колёс?
9. Как вычисляют КПД червячной передачи? Назовите основные факторы, влияющие на КПД.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 7

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ РЕДУКТОРОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИХ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Цели работы: изучение конструкции редукторов и назначение его деталей; определение основных параметров редуктора и составление его кинематической схемы; изучение способов регулировки зацепления конических и червячных пар.

7.1 Общие сведения о редукторах

Редуктором называется механизм, понижающий угловую скорость и увеличивающий крутящий момент, выполненный в виде отдельного агрегата, включающую одну или несколько передач и герметичный корпус.

Классифицируют редукторы по: типу передачи (зубчатые, червячные, зубчато-червячные и др.), числу ступеней – одноступенчатые (рисунок 7.1 *а, б, в*), двухступенчатые (рисунок 7.1 *г, д, з, е*) и т.д., типу зубчатых колес (цилиндрические; конические, коническо-цилиндрические), относительному расположению валов редуктора в пространстве (горизонтальное, вертикальное и т. п.), особенностям кинематической схемы редуктора (развернутая, соосная, с раздвоенной ступенью и т.д. (рисунок 7.1)).

Одноступенчатые зубчатые редукторы применяют при малых передаточных числах (обычно $u < 6,3$). Червячные одноступенчатые применяют при $u = 8...63$ и передаче небольших значений мощности, т.к. имеют низкий КПД.

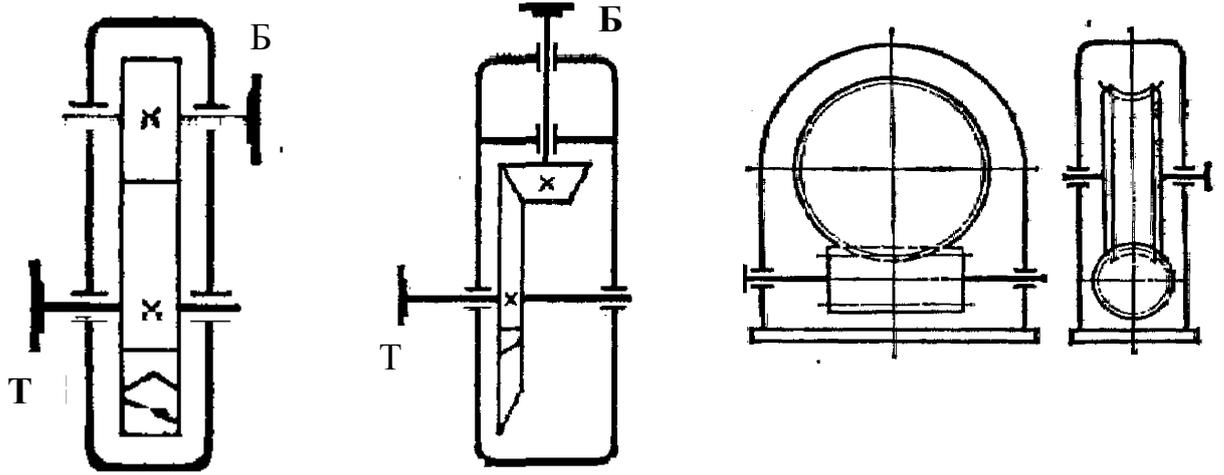
Двухступенчатые зубчатые редукторы (рисунок 7.1 *г, д*) имеют наибольшее распространение. Для них наиболее характерны передаточные числа $u = 6,3...40$.

Двухступенчатые червячно-зубчатые (рисунок 7.1 *з*) и червячные редукторы используют при больших передаточных числах $u > 400$.

Из двухступенчатых цилиндрических зубчатых редукторов наиболее распространены простые по конструкции трёхосные редукторы (рисунок 7.1 *г, д*). Двухступенчатые соосные (двухосные) (рисунок 7.1 *е*) компактнее трехосных, но несколько сложнее по конструкции.

В двухступенчатых редукторах с раздвоенной ступенью (рисунок 7.1 *ж*) зубчатые колеса на всех валах расположены симметрично относительно опор, и концентрация нагрузки по длине зубьев меньше, чем при применении обычной развёрнутой схемы (рисунок 7.1 *з*).

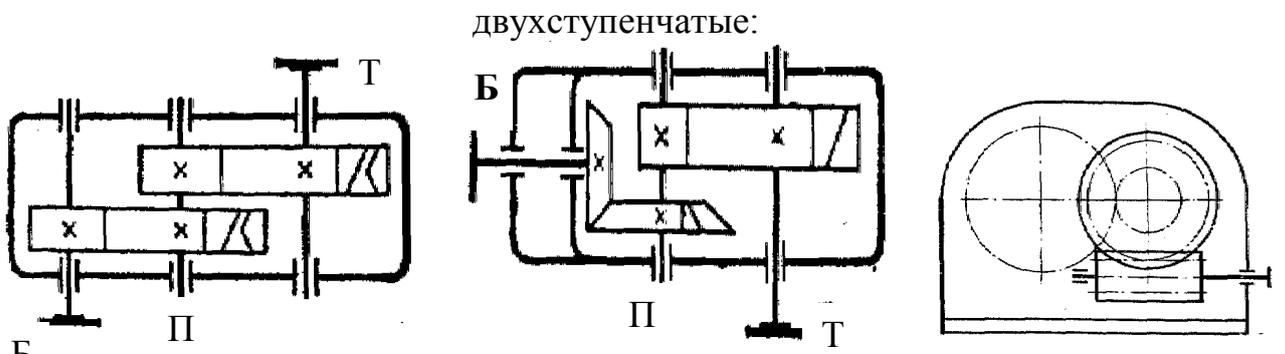
Если входной и выходной валы должны быть взаимно перпендикулярны, то при $u < 6,3$ применяют конические зубчатые редукторы (рисунок 7.1 *б*); а при $u > 12,5$ – коническо-цилиндрические (рисунок 7.1 *д*).
одноступенчатые:



а) цилиндрические

б) конические

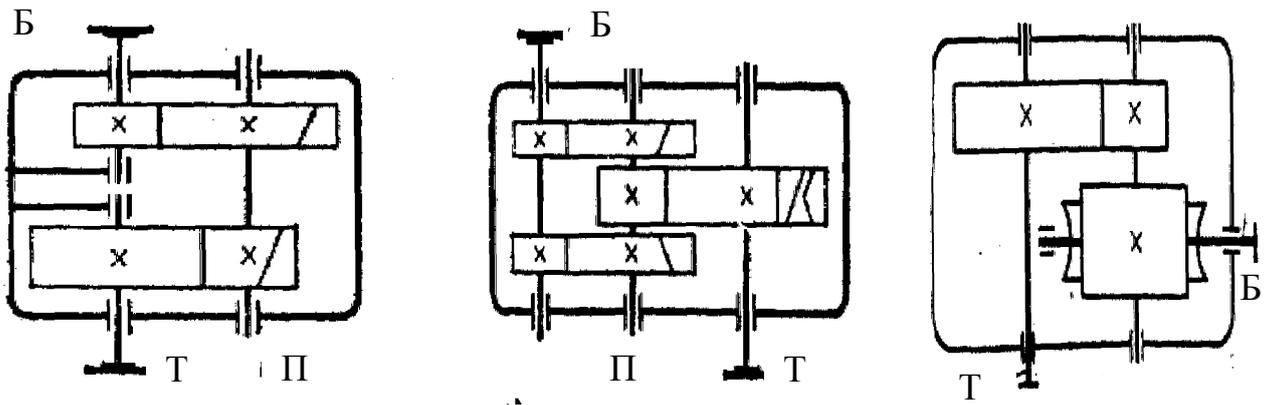
в) червячные



двухступенчатые:

г) цилиндрические

д) коническо-цилиндрические



е) соосный

ж) с раздвоенной ступенью

з) червячно-цилиндрические

Рисунок 7.1 – Схемы редукторов: Б, Т и П – быстроходный, тихоходный и промежуточный валы

Для удобства сборки корпуса редукторов выполняют разъёмными. Отдельные детали корпуса скрепляют между собой болтами.

Для осмотра передач и заливки масла в крыше корпуса предусматривают смотровое отверстие, закрываемое самостоятельной крышкой.

Корпус редуктора должен быть прочным и жестким, т.к. его деформации могут вызвать перекося валов и, следовательно, неравномерное распределение нагрузки по длине зубьев. Корпуса редукторов изготавливают обычно из чугуна СЧ 15-32 и СЧ 18-36 литьем.

Смазка зубчатых колёс редукторов при окружных скоростях $V < 15$ м/с осуществляется окунанием колёс в масляную ванну. Вместимость масляной ванны принимается из расчета 0,35...0,7 л на 1 кВт передаваемой мощности (меньшее значение - при меньшей вязкости масла, и наоборот). Рекомендуется зубчатые колёса погружать в ванну для цилиндрических передач на глубину $\sim 0,75$ высоты зубьев, для конических передач вся поверхность нижнего зуба должна находиться в масле.

Если уровень масла в червячном редукторе устанавливают по подшипникам и червяк не окунается в масло, то на валу червяка устанавливают маслоразбрызгивающие кольца (крыльчатки), которые и подают масло на червяк и колесо.

В редукторах с быстроходными передачами $V > 15$ м/с применяют струйную или циркуляционную смазку под давлением.

Смазку редукторных подшипников при окружной скорости зубчатых колёс $V > 4$ м/с часто осуществляют тем же маслом, что и зубчатых колёс, путём разбрызгивания. При окружной скорости колёс $V < 4$ м/с предусматривают самостоятельную смазку, обычно консистенцию.

Основными параметрами редукторов, по которым производят их выбор, являются:

- передаточное число;
- вращающий момент на тихоходном валу (кНм); КПД.

Дополнительными параметрами являются:

- максимально, кратковременно действующий момент (T_{\max});
- допустимая радиальная консольная нагрузка на концах валов;
- межосевое расстояние;
- масса редуктора.

7.2 Объект изучения и измерительные приборы

Для выполнения работы необходимо иметь: цилиндрический одно- или двухступенчатый редуктор с прямо- или косозубыми колёсами; конический одноступенчатый редуктор; червячный одноступенчатый редуктор; штангенциркуль; кронциркуль; штангенрейсмас; масштабную линейку; краску для проверки пятна контакта; слесарный набор; чертёж редуктора.

7.3 Порядок выполнения работы

1. Произвести внешний осмотр редуктора, сверить соответствие редуктора и его чертежа, изучить конструкцию корпуса и назначение деталей (с наименованием деталей ознакомиться по спецификации чертежа), наметить план разборки редуктора.

2. Замерить расстояние между осями (для цилиндрических и червячных). Величину межцентрового расстояния a_{ω} занести в соответствующие таблицы 7.1 и 7.2.

3. Разборку редуктора производить в следующем порядке: отвинтить болты, соединяющие крышку с корпусом; завинчивая съёмные винты, снять крышку со штифтов; снять крышки подшипниковых узлов.

4. Ознакомиться с внутренним устройством редуктора. Особое внимание следует обратить на способ регулирования подшипников и правильность зацепления конической и червячной пар.

5. Сосчитать число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 .

6. Произвести сборку редуктора в последовательности обратной разборке.

7. У конических и червячных редукторов регулируют правильность зацепления шестерни и колеса.

Для этого на очищенные 3–4 зуба шестерни тонким равномерным слоем наносят краску и, проворачивая шестерню за вал, наблюдают пятно контакта на зубьях колеса. Если оно смещено влево или вправо, то соответствующим подбором регулировочных прокладок добиваются симметричного расположения пятна контакта. Этим обеспечивается нормальное зацепление конической или червячной пары.

После определения параметров редуктора и заполнения таблиц 7.1, 7.2, 7.3 составляют его кинематическую схему.

Таблица 7.1 – Параметры цилиндрического редуктора

Наименование параметра	Обозначение	Способ определения	Результаты измерений	Примечания
Число зубьев шестерни	z_1	сосчитать		
Число зубьев колеса	z_2	сосчитать		
Передаточное число:				
1-й ступени	u_1	ф. 5.9		
2-й ступени	u_2	ф. 5.9		
Общее передаточное число редуктора	u	$u_1 \cdot u_2$		
Межосевое расстояние:				
1-й ступени	$a_{\omega 1}$	измерить		Сравнить с ГОСТом
2-й ступени	$a_{\omega 2}$	измерить		
редуктора	a	$a = a_{\omega 1} + a_{\omega 2}$		
КПД редуктора	η	ф. 5.24		См. табл. 5.1

Таблица 7.2 – Параметры одноступенчатого конического редуктора

Наименование параметра	Обозначения	Способ определения	Результаты измерения	Примечания
Число зубьев шестерни	z_1	Сосчитать		
Число зубьев колеса	z_2	Сосчитать		
Передаточное число редуктора	u	ф. 5.9		Таблица 5.3
Внешний диаметр выступов колеса	d_{a12}	Измерить		
Ширина зуба	b	Измерить		
Внешнее конусное расстояние	R_e	См. табл. 5.3		
КПД редуктора	η	ф. 5.24		См. табл. 5.1

Таблица 7.3 – Параметры одноступенчатого червячного редуктора

Наименование параметра	Обозначения	Способ определения	Результаты измерений	Примечание
Число заходов червяка	z_1	Сосчитать		
Число зубьев колеса	z_2	Сосчитать		
Передаточное число	U	ф. 5.9		
Межосевое расстояние	a	Измерить		Сравнить с ГОСТом
КПД редуктора	η	ф. 5.24		

Контрольные вопросы

1. По каким признакам классифицируют редукторы?
2. По каким параметрам производят выбор редуктора?
3. Как определить передаточное отношение редуктора?
4. Требования к корпусу редуктора.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 8

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦЕПНОЙ И РЕМЁННОЙ ПЕРЕДАЧ ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Цели работы: определение геометрических и кинематических параметров цепной и ремённой передач, путём их замера и расчёта; изучение конструкции элементов цепной и ремённой передач.

8.1 Основы теории цепной передачи

Цепная передача относится к передачам зацепления с гибкой связью. Состоит из ведущей и ведомой звёздочек и цепи охватывающей звёздочки и зацепляющей за их зубья.

Кроме перечисленных основных элементов, цепные передачи включают натяжные устройства, смазочные устройства и ограждения.

Достоинствами цепных передач являются:

- в сравнении с зубчатыми передачами могут передавать движение между валами при значительных межосевых расстояниях;
- в сравнении с ремёнными передачами более компактны; могут передавать большие мощности; силы, передаваемые на валы, значительно меньше; могут передавать одной цепью вращение нескольким ведомым звёздочкам.

К недостаткам относят: повышенный шум при работе; быстрое изнашивание шарниров в цепи; удлинение в цепи из-за износа её шарниров.

Главный элемент цепной передачи – приводная цепь, которая состоит из соединённых шарнирами звеньев.

В качестве приводных цепей применяют роликовые, втулочные и зубчатые цепи.

Роликовые цепи по ГОСТ 13568-75 различают: однорядные приводные ролики (ПР) (рисунок 8.1 а), однорядные длиннорядные (ПРД), облегченные (ПРЛ), однорядные усиленные (ПРУ), двух- (2ПР), трёх- (3ПР), четырёх рядные (4ПР) и с изогнутыми пластинками (ПРИ).

Роликовая однорядная цепь (рисунок 8.1 а) состоит из внутренних пластин 1, напрессованных на втулки 4, с предварительно установленными на них и свободно вращающимися роликами 5. Втулки 2 свободно вращаются на валиках 3, на которых напрессованы наружные пластины 4, образуя шарниры. Наружные и внутренние звенья в цепи чередуются. Ролики 5, вращающиеся на втулках 2, заменяют трение скольжения между втулками и зубьями трением качения. Это увеличивает износостойкость цепи и позволяет использовать её при окружных скоростях до 20 м/с.

Из роликовых однорядных цепей наиболее распространены нормальные ПР. Облегченные цепи ПРЛ изготавливают с пониженной разрушающей нагрузкой; допустимая скорость для них до 3,0 м/с. Усиленные цепи ПРУ изготавливают повышенной прочности и точности; их применяют при больших и переменных нагрузках, а также при высоких скоростях.

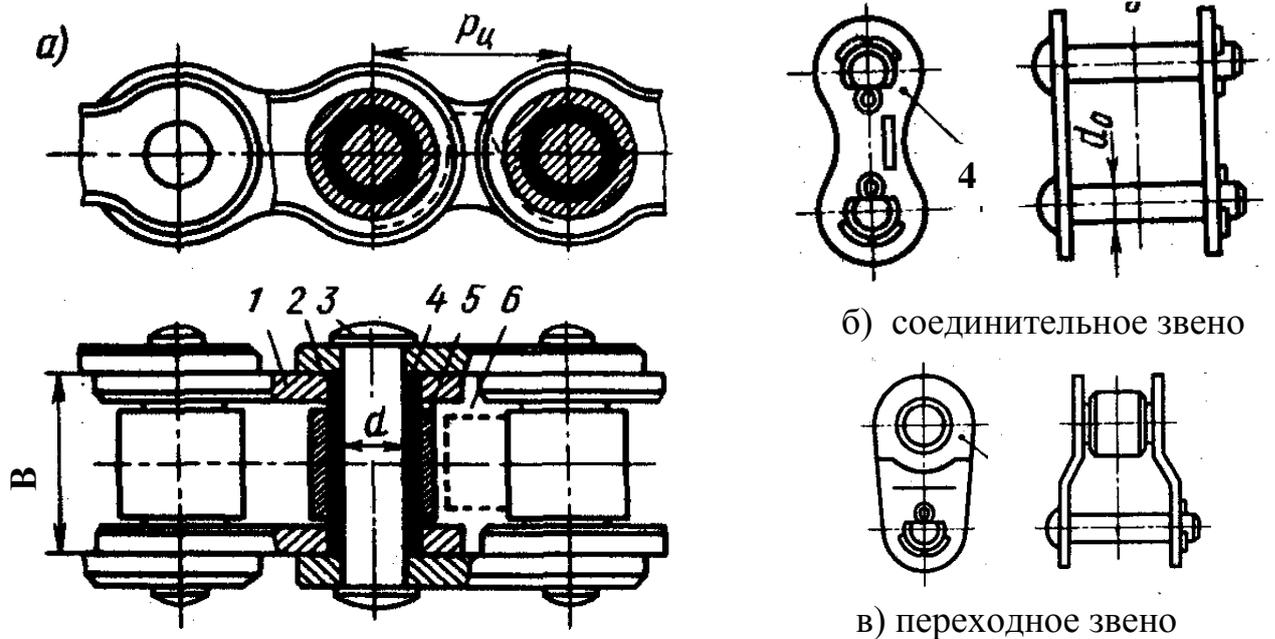


Рисунок 8.1 – Приводная роликовая цепь

Втулочная однорядная цепь (типа ПВ) отличается от роликовой отсутствием на втулках 2 роликов 5. Это позволяет упростить конструкцию цепи, уменьшить её массу и стоимость. Но втулочные цепи менее износостойки, требуют хорошей смазки, поэтому их применяют при окружных скоростях до 10 м/с. Эти цепи изготавливают только с шагом 9,525 мм и применяют в мотоциклах и автомобилях.

Многорядные цепи, как роликовые, так и втулочные, позволяют увеличивать нагрузку пропорционально числу рядов, поэтому их применяют при передаче больших мощностей.

Зубчатая цепь (рисунок 8.2 а) состоит из набора пластин 1 с двумя выступами и впадиной между ними для зуба звёздочки. Число пластин определяет ширина цепи B , которая зависит от передаваемой мощности. Рабочими гранями пластин являются плоскости зубьев, расположенных под углом 60° , которыми каждое звено цепи садится на два зуба звёздочки.

Для устранения бокового спадания цепи со звёздочки применяют направляющие пластины 2, расположенные посередине цепи и совпадают с пазами на зубьях звёздочки (рисунок 8.2 б). Возможна установка направляющих пластин 2 по бокам цепи, для охватывания зуба с торцов, по аналогии с втулочной и роликовой цепями.

Смазка приводных цепей. Для ответственных силовых цепных передач применяют непрерывную картерную смазку, осуществляемую при скорости цепи до 8 м/с с окунанием цепи в масляную ванну на глубину не свыше ширины пластины. При большей скорости цепи применяют принудительную циркуляционную смазку.

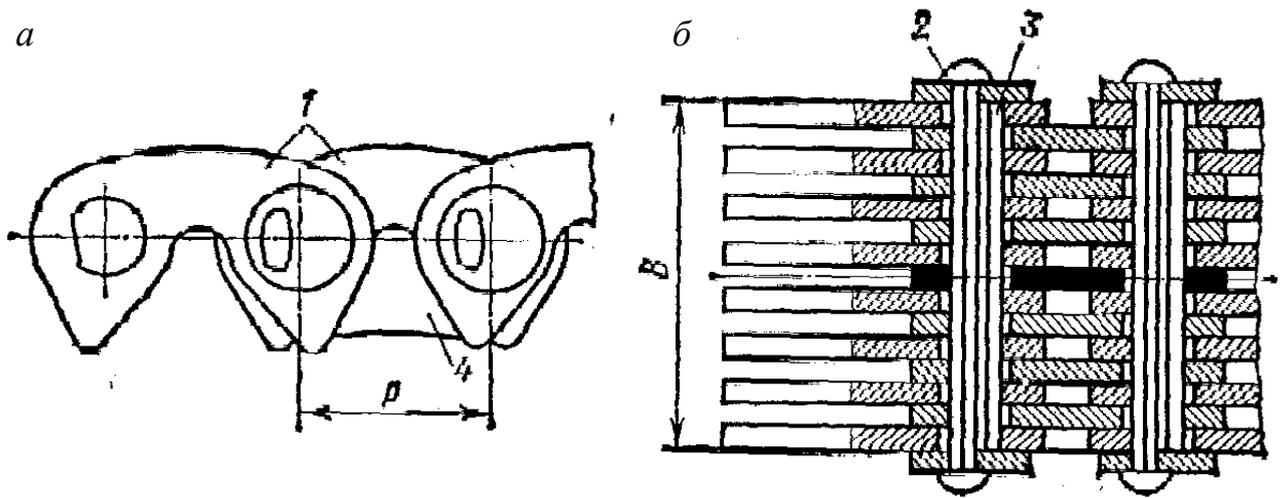


Рисунок 8.2 – Элементы зубчатой цепной передачи

Открытые цепные передачи при скорости цепи до 8 м/с смазывают периодически, через 120...180 ч путём погружения цепи в нагретую до разжижения консистентную смазку.

При скорости цепи менее 4 м/с используют капельную смазку.

Основные параметры цепных передач. Основными геометрическими характеристиками приводных цепей являются шаг, т.е. расстояние между осями двух ближайших шарниров цепи, и ширина.

Основная силовая характеристика – разрушающая нагрузка цепи, устанавливаемая опытным путём. В соответствии с международными стандартами применяют цепи с шагом, кратным 25,4 мм (т.е. 1 дюйму): 8,0; 9,525; 12,7; 15,875; 19,05; 25,4; 31,75; 38,1; 44,45; 50,8 мм.

Оптимальное межосевое расстояние передачи принимают из условия долговечности цепи:

$$a = (30 \dots 50) p_{\text{ц}}, \quad (8.1)$$

где $p_{\text{ц}}$ – шаг цепи, мм.

Нижние значения переменного числового множителя применяют для передач с $u = 1 \dots 2$, а верхние для $u = 6 \dots 7$.

Передаточное отношение цепной передачи рассчитывают также, как и для зубчатых передач.

Среднюю скорость цепи определяют по формуле

$$v = \frac{p z_1 \omega_1}{2\pi 10^3}, \quad (8.2)$$

где $p_{\text{ц}}$ – шаг цепи, мм;

z_1 – число зубьев ведущей звёздочки;

ω_1 – угловая скорость ведущей звёздочки, рад/с.

Скорость цепи непостоянна в пределах углового шага, поэтому цепная передача ограниченно применяется в дозаторах.

Неравномерность движения цепи, переменность передаточного отношения передачи и удары звеньев цепи о зубья звёздочки при входе в зацепление

вызывают в цепных передачах динамические нагрузки, которые тем больше, чем выше скорость движения цепи и чем больше её шаг.

Критерии работоспособности и расчёта. Основной критерий работоспособности приводных цепей – износостойкость их шарниров. Несущая способность цепной передачи определяется значениями допускаемых контактных напряжений в шарнирах цепи. Поэтому при работе цепи определяют расчётное давление в шарнирах цепи и сравнивают с допускаемым удельным давлением.

$$p = \frac{F_t K_3}{Bd} \leq [p_0], \quad (8.3)$$

где p – расчётное давление в шарнирах цепи ;

F_t – окружная сила, (Н);

K_3 – коэффициент эксплуатации;

B – ширина цепи, (м);

d – диаметр валика, (м).

Допускаемое давление в шарнирах цепи $[p_0]$ зависит от шага цепи и частоты вращения ведущей звёздочки (таблица 8.1).

Коэффициент эксплуатации K_3 учитывает отклонение условий работы рассчитываемой передачи от средних [1, 2, 3].

Проверочным критерием являются допускаемое число ударов цепи о зубья звездочек. Для ограничения вредного влияния числа ударов пользуются рекомендациями по ограничению частоты вращения ведущей звёздочки [2].

По мере изнашивания шарниров цепь вытягивается, стрела провисания ведомой ветви увеличивается, что вызывает захлёстывания звёздочки цепью.

Для устранения этого явления предусматривают натяжение цепи путём перемещения вала одной звёздочки, натяжными или оттяжными звёздочками.

Натяжные устройства должны компенсировать удлинение цепи в пределах двух звеньев, при большей вытяжке цепи два её звена удаляют.

Дальнейшее увеличение шага цепи в результате износа в шарнирах не компенсируется натяжением цепи, т.к. цепь будет располагаться ближе к вершинам зубьев и возникает опасность соскальзывания её со звёздочек. В этом случае цепь выбраковывают.

Конструкция и материал звёздочек. Звёздочки по конструкции отличаются от зубчатых колёс лишь профилем зуба, размеры и форма которых зависят от типа цепи (рисунки 8.1 и 8.2).

Делительная окружность звёздочек проходит через центры шарниров цепи

$$d_e = \frac{p}{\sin \frac{180}{z}}. \quad (8.4)$$

Диаметр окружности выступов определяется по формуле

$$d_a = p(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180}{z}). \quad (8.5)$$

Предпочтительно принимать нечётные числа зубьев звёздочек в сочетании с чётным числом звеньев цепи. Это повышает износостойкость цепи и звёздочек.

Звёздочки изготавливают из среднеуглеродистых сталей ст. 45, 40Х и др. С закалкой до твёрдости 45...65 HRC или из цементируемых сталей 15, 20Х с цементацией на глубину 1,0...1,5 мм до твёрдости 55...60 HRC.

При необходимости бесшумной и плавной работы передач мощностью $P < 5$ кВт. и $v < 8$ м/с можно изготавливать венцы звёздочек из пластмасс, текстолита, полиамидов.

Вследствие невысокой прочности пластмасс применяют также металлопластмассовые звёздочки.

8.2 Основы теории ремённой передачи

Ремённая передача относится к передачам трением с гибкой связью. Составит из ведущего и ведомого шкивов, огибаемых ремнем (рисунок 8.5). Нагрузка передаётся силами трения, возникающим между шкивом и ремнём вследствие натяжения последнего.

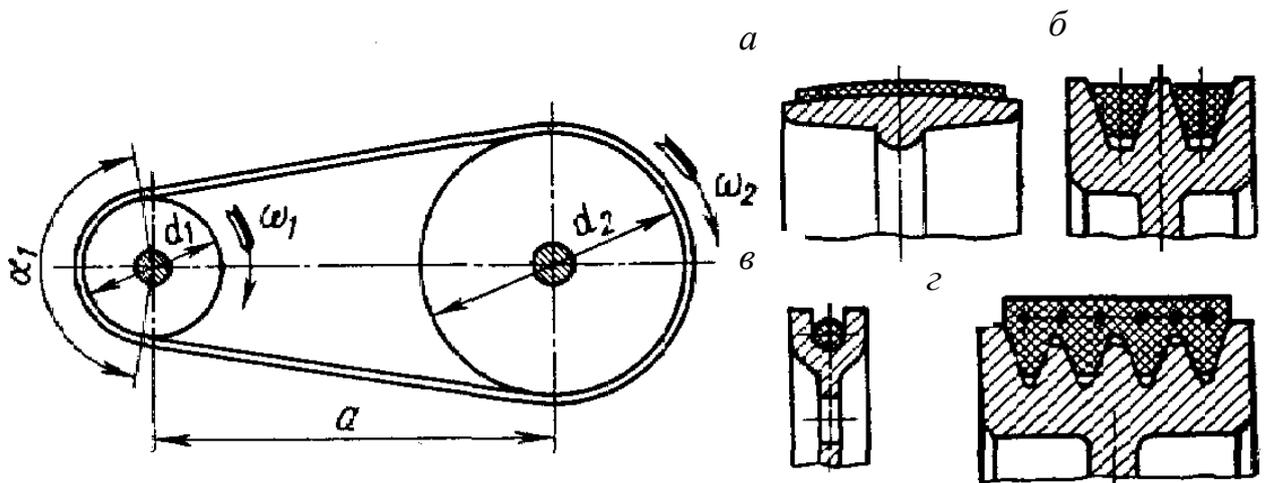


Рисунок 8.5 – Схема ремённой передачи

В зависимости от формы поперечного сечения ремня различают: плоскоремённую (рисунок 8.5 а), клиноремённую (рисунок. 8.5 б), круглоремённую (рисунок. 8.5 в) и поликлиновую (рисунок. 8.5 г) передачи.

Достоинствами ремённых передач является: простота в конструкции и мала стоимость; возможность передачи мощности на значительные расстояния (до 15 м); плавность и бесшумность работы; смягчении вибрации и толчков вследствие упругой вытяжки ремня; возможность работы с высокой частотой вращения при скорости ремня до 100 м/с.

К недостаткам ремённых передач относят:

- большие габаритные размеры при передаче больших мощностей;
- неизбежность упругого скольжения ремня;
- повышенные силы, действующие на валы и опоры;
- малая долговечность ремня в быстроходных передачах;

– неприменимость во взрывоопасных местах из-за электризации ремня.

В сочетании с другими передачами, ремённую применяют на быстроходных ступенях привода.

Разновидности ремённых передач. На практике применяют большое количество различных схем передач как плоским, так и клиновыми ремнями. Широко распространёна открытая передача с параллельным расположением валов и с одинаковым направлением вращения шкивов (рисунок 8.5, 8.6 а). Кроме того, применяются: перекрёстная передача, в которой шкивы вращаются в обратных направлениях (рисунок 8.6 б); полуперекрёстная, в которой оси валов перекрещиваются под некоторым углом (рисунок 8.6 в); угловая передача, в которой оси валов пересекаются под некоторым углом (рисунок 8.6 г); регулируемая – со ступенчатыми шкивами (рисунок 8.6 д) и передача с натяжным роликом (рисунок 8.6 е).

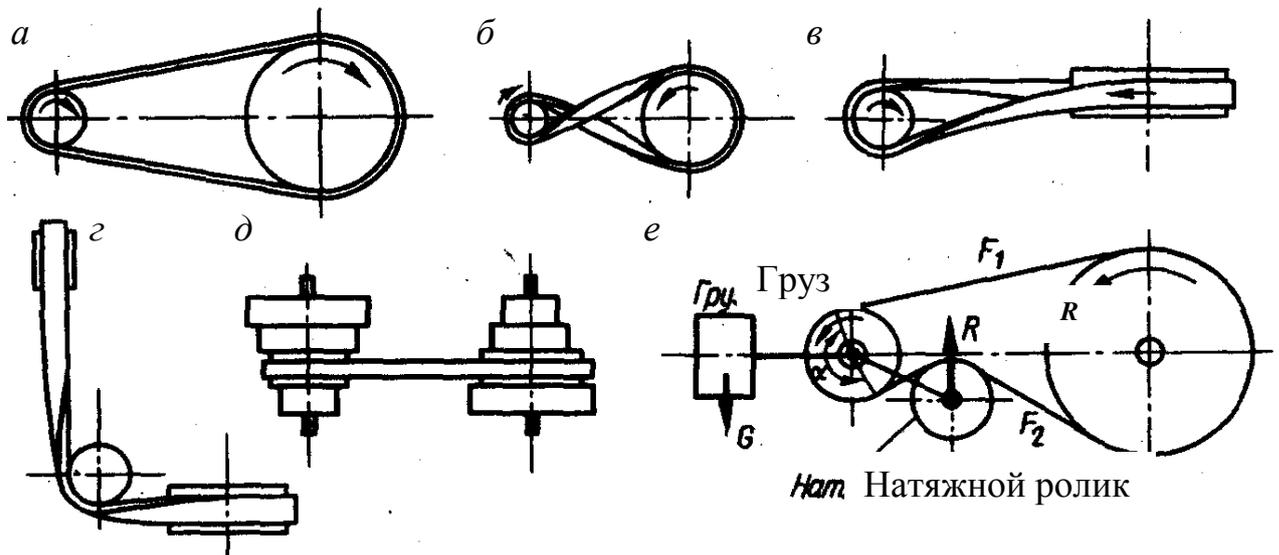


Рисунок 8.6 – Схемы ремённых передач

Материалы и конструкция приводных ремней. Приводные ремни бывают 3-х типов: клиновые, поликлиновые и плоские.

Клиновые ремни – это ремни с трапецевидного сечения с боковыми рабочими сторонами, работающие на шкивах с канавками соответствующего профиля (рисунок 8.7 а, б).

Ремни, благодаря клиновому действию, отличаются повышенными силами сцепления со шкивами и, следовательно, повышенной тяговой способностью. Для приводов общего назначения изготавливают клиновые ремни двух конструкций: кордтканевые (рисунок 8.7 а) и кордшнуровые (рисунок 8.7 б).

Корд выполняют из химических волокон: вискозы, капрона, лавсана.

В кордтканевых ремнях (рисунок 8.7 а) корд выполнен в виде нескольких слоёв кордткани с основной (продольные нити) из крученых шнуров и тонких редких нитей утка (поперечные нити).

В кордшнуровых ремнях (рисунок 8.7 б) корд состоит из одного слоя кордшнура, заключённого сверху в слой растяжения из резины средней твёрдости и внизу слой сжатия из более твёрдой резины.

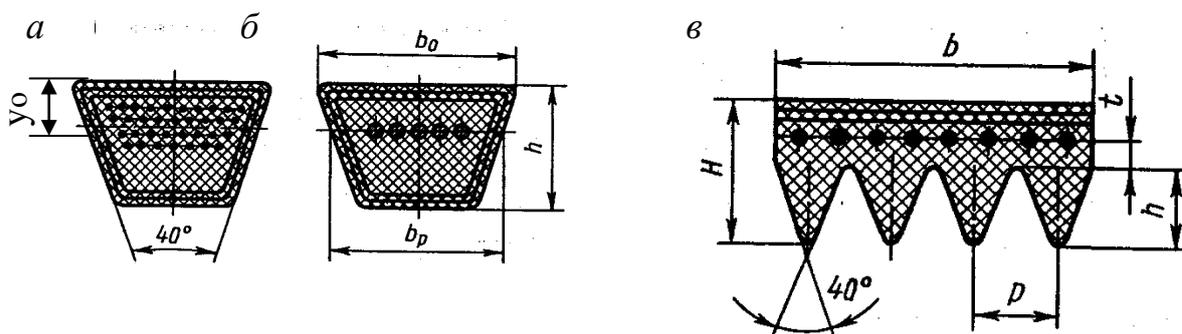


Рисунок 8.7 – Клиновые и поликлиновые ремни

Клиновые ремни изготавливают 3-х типов: нормального сечения, узкие и широкие (вариаторные).

Клиновые ремни нормального сечения, у которых отношение большего основания к высоте $\frac{b_0}{h}=1,6\dots 1,7$, изготавливают семи различных сечений: О, А, Б, В, Г, Д и Е (таблица 8.2). Эти ремни выполняют бесконечными, различных стандартных длин.

Клиновые ремни узкого сечения имеют $\frac{b_0}{h}=1,2\dots 1,3$ и позволяют передавать в 1,5...2,0 раза большие мощности из-за повышенной прочности корда. Эти ремни могут работать при более высоких скоростях и с большой частотой перегибов. Поэтому они будут вытеснять клиновые ремни нормальных сечений. Узкие клиновые ремни изготавливают 4-х различных сечений: УО; УА; УБ; УВ (таблица 8.2).

Поликлиновые ремни по конструкции подобны клиновым (рисунок 8.7 в), но имеют общий для всех клиньев несущий слой в виде плоского ремня, включающую кордшнур из химических волокон; вискозы, стекловолокна или лавсана. Эти ремни сочетают достоинства плоских ремней – (монолитность и гибкость) – и клиновых – (повышенную силу сцепления со шкивами). Изготавливают 3 сечения поликлиновых ремней: К, Л, М (таблица 8.3).

Передачи с поликлиновыми ремнями имеют меньшие габариты, чем другие ремённые передачи.

Плоские прорезиненные ремни – были самыми распространёнными в машиностроении. Их изготавливают трёх типов: А, Б и В.

Таблица 8.2 – Размеры сечений, длины клиновых ремней; минимальные диаметры шкивов

Тип ремня	Обозначение сечения	b_p , мм	b_0 , мм	h , мм	y_0 , мм	A , мм ²	Предельные расчётные длины, мм	d_{min} , мм	T_1 , Нм
Клиновые по ГОСТ 1284.1-80 и ГОСТ 1284.3-80	O(Z)	8,5	10	6	2,1	47	400...2500	63	<25
	A(A)	11	13	8	2,8	81	560...4000	90	11...70
	Б(B)	14	17	10,5	4,0	138	800...6300	125	40...190
	В(C)	19	22	13,5	4,8	230	1800...10600	200	110...550
	Г(D)	27	32	19	6,9	476	3150...15000	315	450...2000
	Д(E)	32	38	23,5	8,3	692	4500...18000	500	110...4500
	Е	42	50	30	11	1170	6300...18000	800	>2200
Клиновые узкие по ТУ 38-40533-75 и ТУ 38-105161-84	УО	8,5	10	8	2	56	630...3550	63	<150
	УА	11	13	10	2,8	93	800...4500	90	90...400
	УБ	14	17	13	3,5	159	1250...8000	140	300...200
	УВ	19	22	18	4,8	278	2000...8000	224	>1500

Примечание. В скобках даны обозначения ремней в международной системе. T_1 – момент на быстроходном шкиве; A – площадь поперечного сечения ремня

Нарезные ремни типа А (рисунок 8.8) состоят из нескольких слоёв (прокладок) крупноплетённое хлопчатобумажной ткани 1 (белтинга), между которыми для повышения гибкости ремней помещают прослойки из вулканизированной резины 2.

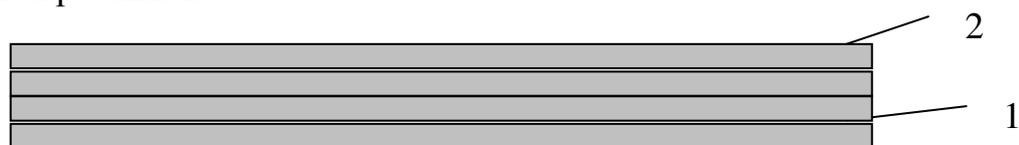


Рисунок 8.8 – Плоский прорезиненный ремень

Таблица 8.3 – Размеры поликлиновых ремней и параметры передач по ТУ 38105763-84

Обозначение сечения ремней	P , мм	H , мм	h , мм	Предельные расчётные длины	Число клиньев		d_{min} , мм	T_1 , Нм
					Рекомендуемое	Наибольшее		
К	2,4	4	2,15	400...2000	2...36	36	40	<40
Л	4,8	9,5	4,68	1250...4000	4...20	50	80	18...35
М	9,5	16,7	9,6	2000...4000	4...20	50	180	>130

Ткань прокладок обеспечивает этим ремням достаточную прочность и долговечность, а резина служит связующим веществом ремня, между ремнём и шкивами. Ширина прорезанных ремней 20...1200 мм, число прокладок 2...9 толщиной 1,24...2,0 мм каждая. Их изготавливают в виде длинных лент, которые потом соединяют путём склеивания, сшивки или металлическим скреплением. При высоких скоростях ремни (>10 м/с) их делают бесконечными (в виде кольца) шириной 30, 40 и 50 мм, толщиной 1,75; 2,5 и 3,3 мм и длиной 500...2500 мм.

Основные параметры ремённых передач. При проектировании ремённых передач определяют: угол обхвата ремнём ведущего шкива – α_1 ; угол между ветвями ремня – β ; диаметры шкивов d_1 и d_2 ; длину ремня – L и межосевое расстояние – a (рисунок 8.9).

Угол β определяется из треугольника ΔO_1CO_2 (рисунок 8.9)

$$\beta = 2 \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a} \approx \frac{d_2 - d_1}{a}. \quad (8.7)$$

Угол обхвата ремнем меньшего шкива

$$\alpha = 180 - \beta. \quad (8.8)$$

Межосевое расстояние ремённой передачи определяется конструкцией машин или её привода.

В ремённых передачах с натяжным роликом (рисунок 8.10) принимают:

$$d_p = (0,8 \div 1,0) d_1. \quad (8.9)$$

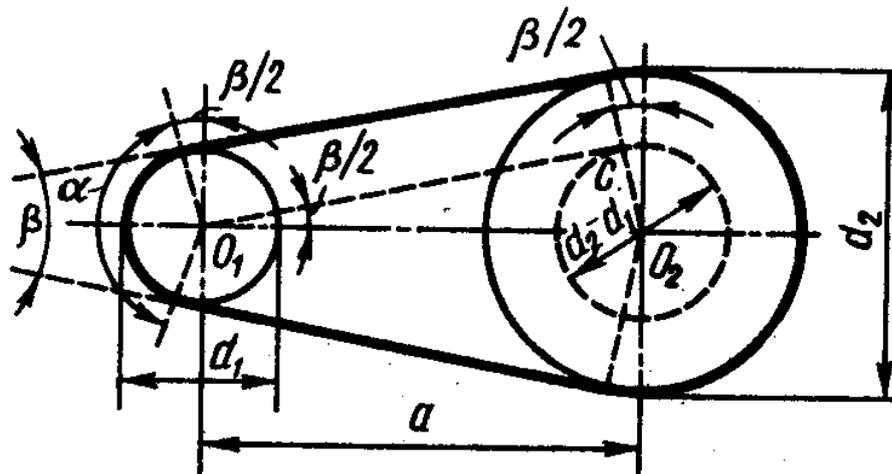


Рисунок. 8.9 – Геометрические параметры ремённой передачи

Расстояние между роликом и меньшим шкивом должно быть

$$a_1 \geq 0,5 d_1, \text{ при этом } a_2 > a_1, \text{ а } 2\varphi \geq 120^\circ. \quad (8.10)$$

Натяжной ролик устанавливают на ведомой, менее натянутой ветви ремня.

При этом в меньшей степени снижается долговечность ремня от дополнительных его перегибов на ролике, а сила прижатия ролика незначительна. Её определяют по формуле

$$F_p = 2F_2 \cdot \cos \varphi. \quad (8.11)$$

Угол φ определяют графически.

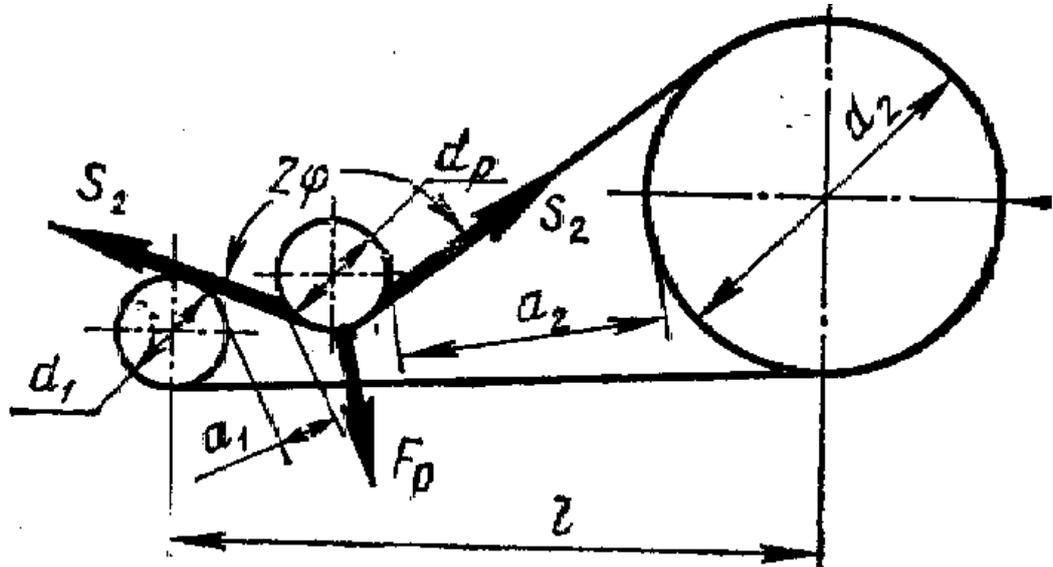


Рисунок 8.10 – Ремённая передача с натяжным роликом

Окружные скорости на шкивах равны:

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{d_1 \omega_1}{2} \quad \text{и} \quad V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60} = \frac{d_2 \omega_2}{2}. \quad (8.12)$$

Так как в ременной передаче имеет место упругое скольжение ремня, то $V_2 > V_1$ или

$$V_2 = V_1(1 - \varepsilon), \quad (8.13)$$

где ε - коэффициент скольжения.

Тогда истинное значение передаточного отношения определяют по формуле

$$U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{V_1 d_1}{V_2 d_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}. \quad (8.14)$$

При нормальных рабочих нагрузках $\varepsilon \cong 0,01 \div 0,02$.

Критериями работоспособности и расчёта ремённых передач являются:

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

Если не будет выдержано первое условие, ремень будет буксовать; если не будет выдержано второе условие, ремень слишком быстро выйдет из строя.

Основным является расчёт по тяговой способности, а расчёт на долговечность выполняют как проверочный.

Скольжение в ремённой передаче. При работе ремённой передачи натяжение ремней в ведущей ветви больше, чем в ведомой (рисунок 8.11).

При облегании ремнём ведущего шкива, натяжение его падает от F_1 до F_2 . Это приводит к постепенному укорачиванию ремня и он отстаёт от шкива – возникает упругое скольжение ремня происходит не по всей дуге обхвата, а лишь на её части – дуге скольжения α_c , которая всегда располагается со стороны сбегания ремня со шкива.

Длина дуги скольжения определяется условием равновесия окружной силы $F_t = F_1 - F_2$ и сил трения на этой дуге.

Со стороны набегающего ремня на шкив имеется дуга покоя на которой сила в ремне не меняется, оставаясь равной натяжению набегающей ветви, и ремень движется вместе со шкивом без скольжения. Сумма дуг α_{c1} и $\alpha_{п1}$ равна углу обхвата α_1 .

На ведомом шкиве происходит аналогичное скольжение, но здесь натяжение ремня возрастает от F_2 до F_1 , он удлиняется и опережает шкив. Дуга скольжения α_{c2} и в этом случае располагается со стороны сбегания ремня со шкива, а со стороны набегающего располагается дуга покоя $\alpha_{п2}$.

Скорости ремня на прямолинейных ветвях V_1 и V_2 равны окружным скоростям шкивов, на которые они набегают, т.е. $V_1 > V_2$. Потеря скорости $V_1 - V_2$ определяется скольжением на ведущем шкиве, где направление скольжения не совпадает с направлением движения шкива (см. мелкие стрелки на дуге α_{c1} рисунок 8.11).

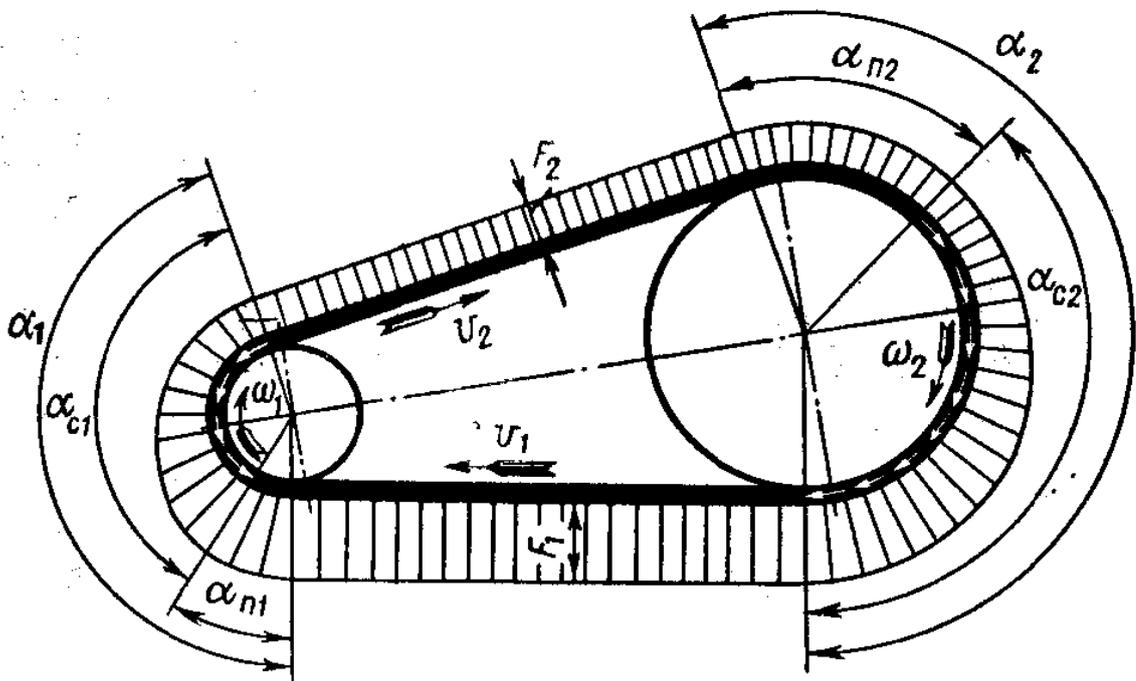


Рисунок 8.11 – Эпюра усилий в ветвях ремённой передачи

Таким образом, упругое скольжение ремня постоянно имеет место при работе ремённой передачи. Оно возникает в результате разности натяжений ведущей и ведомой ветвей. Упругое скольжение приводит к снижению скорости, а следовательно, к потере части мощности, а также вызывает электризацию, нагревание и изнашивание ремня, сокращая его долговечность.

По мере роста окружной силы F_t уменьшается дуга покоя α_{III} следовательно, уменьшается и запас сил трения. При значительной перегрузке дуга скольжения α_{cI} достигает величины угла α_I обхвата ремнём шкива, и ремень скользит по всей поверхности касания с ведущим шкивом, т.е. буксует. При буксовании ведомый шкив останавливается.

При холостом ходе упругое скольжение и дуга скольжения практически равны нулю.

Упругое скольжение ремня ε , которое можно представить как разность относительных удлинений ведущей ε_1 , и ведомой ε_2 ветвей ремня:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2. \quad (8.15)$$

Если выразить ε_1 и ε_2 по закону Гука, через натяжение ветвей F_1 и F_2 , площадь сечения ремня (A) и модуль упругости материала (E) ремня получим:

$$\varepsilon = \frac{F_1 - F_2}{EA}. \quad (8.16)$$

Конструкция и материал шкивов ремённых передач. Шкивы имеют:

а) обод, несущий ремень; б) ступицу, насаживаемую на вал; в) диск или спицы, соединяющие обод со ступицей.

Шкивы ремённой передачи бывают:

- а) чугунные литые при $V < 30$ м/с;
- б) стальные сварочные большого диаметра или точёные при $V < 60$ м/с;
- в) литые из лёгких (алюминиевых) сплавов при $V < 100$ м/с;
- г) из неметаллических материалов (пластмассы и др.).

Шкивы больших диаметров ≥ 350 мм изготавливают со спицами, а < 350 мм – со сплошными дисками или с отверстиями.

Шкивы из лёгких сплавов перспективны для быстроходных передач при $V = 60 \dots 100$ м/с их изготавливают методами точного литья. Для надёжного соединения с валами ступицу изготавливают со вставкой из стали, в которой выполняют шлицы или шпоночные пазы и она устанавливается на вал.

Плоскоремённая передача. Диаметры (наружный) определяют из расчёта ремённой передачи, а затем округляют по $R 40$. Ширину шкивов B выбирают в зависимости от ширины ремней:

$$B = b + (8 \dots 10), \text{ мм.}$$

Для предотвращения сползания ремня со шкива рабочую поверхность большого шкива делают выпуклой со стрелкой выпуклости $h = 0,5 + 1,0$ мм (рисунок 8.12).

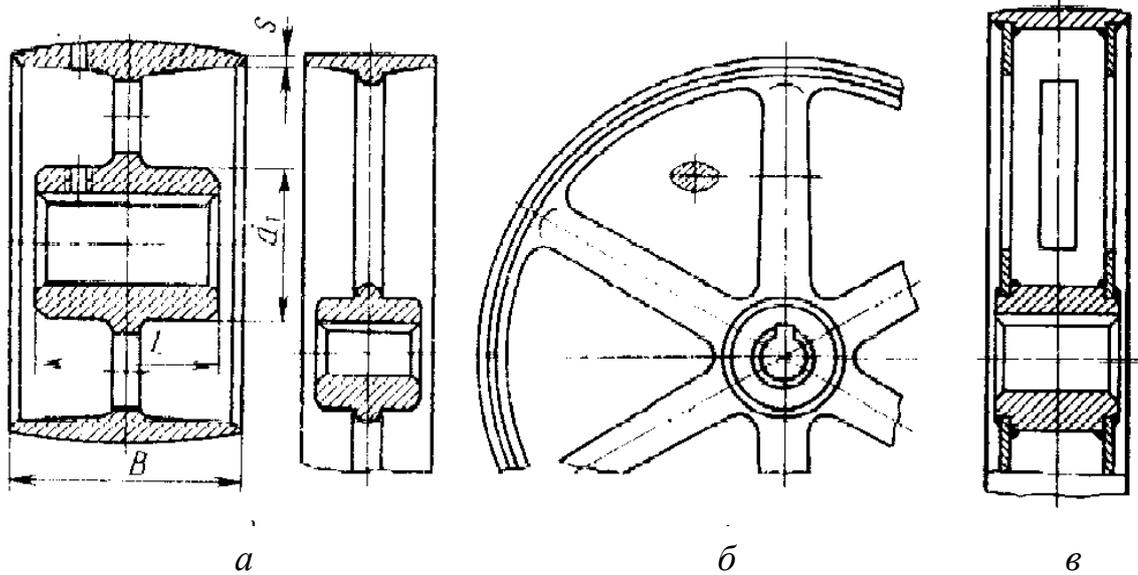


Рисунок 8.12 – Шкивы для плоских ремней

Клиноремённая и поликлиновая передачи. У шкивов клиноремённых и поликлиново-ремённых передач рабочей поверхностью являются боковые стороны клиновидных канавок (рисунок 8.13). Диаметр d_{el} , по которому определяют расчётную длину ремня, называют расчётным диаметром шкива. Размеры шкивов этих передач приведены в таблице 8.4.

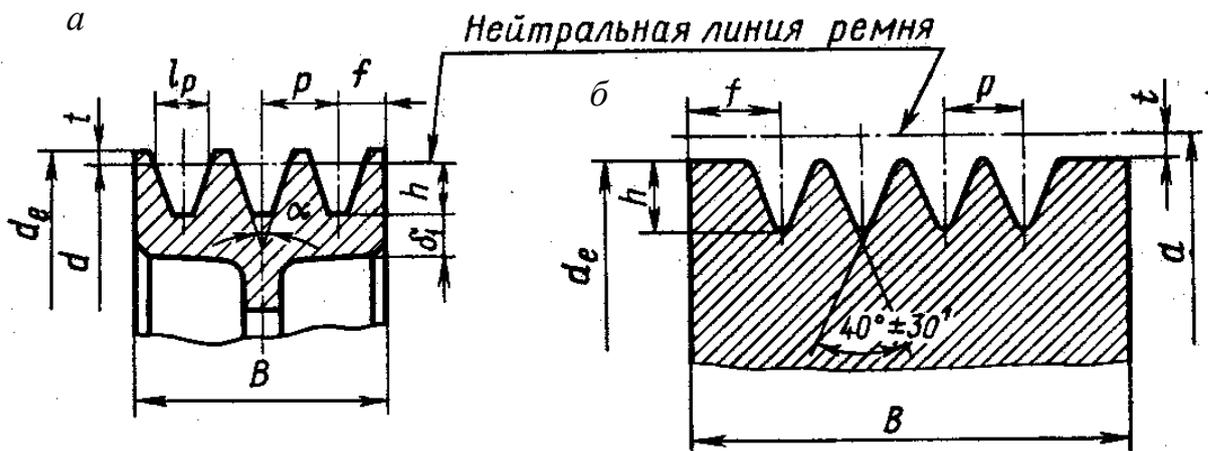


Рисунок 8.13 – Шкивы клиноремённой и поликлиновой передач

Таблица 8.4 – Размеры шкивов клиноремённых и поликлиновых передач

Сечение	t	l_p	p	f	h	Значение α , град			
						34	36	38	40
						мм (рисунок 8.13)			
О	2,5	8,5	12	8	7	63...71	80...100	112...160	≥ 180
А	3,3	11	15	10	8,7	90...112	125...160	180...400	≥ 450
Б	4,2	14	19	12,5	10,8	125...160	180...224	250...500	≥ 560
В	5,7	19	25,5	17	14,3	–	200...315	355...630	≥ 710
УО	2,5	8,5	12	8	10	63...80	–	>80	–
УА	3,0	11	15	10	13	90...118	–	>118	–
УБ	4,0	14	19	12,5	17	–	–	>190	–
УВ	5,0	19	26	17	19	224...315	–	>315	–
К	1,0	–	2,4	3,5	2,35	–	–	–	–
Л	2,4	–	4,8	5,5	4,85	–	–	–	–
М	3,5	–	9,5	10	10,35	–	–	–	–

Для обеспечения правильного контакта клинового ремня со шкивом угол канавки α назначают в соответствии с углом деформированного угла в зависимости от диаметра шкива (таблица 8.4).

Натяжные ролики. Ролики обычно изготавливают из 2-х половинок штамповкой из листового материала с последующей контактной сваркой. Ролики вращаются в подшипниках качения с разовой смазкой.

Результаты измерений элементов временной и цепной передач занести в таблицы 8.5 и 8.6 соответственно.

Таблица 8.5 – Характеристика ремённой передачи

Наименование параметра передачи размерность	Обозначения	Способ определения	Значение величин	Примечание
Тип ремня		Измерить поперечные размеры, определить площадь и сравнить с табличным, установить тип ремня		- u_0 взять из таблицы 8.2
Межосевое расстояние	a	Измерить		
Диаметры шкивов, мм				
Ведущий:				
– наружный	d_{H1}	Измерить		
– рабочий	d_1	Рассчитать $d_1 = d_{H1} - 2u_0$		
Ведомый:				
– наружный	d_{H2}	Измерить		
– рабочий	d_2	Рассчитать $d_2 = d_{H2} - 2u_0$		
Передаточное число	u	Рассчитать		

Таблица 8.6 – Параметры цепной передачи

Наименование величин, размерность	Обозначение	Способ определения	Значение величины	Примечание
Межосевое расстояние, мм	a	Замерить		
Число зубьев ведомой звёздочки	z_1	Рассчитать		
Число зубьев ведущей звёздочки	z_2	Рассчитать		
Ширина зуба звёздочек, мм	b	Замерить		
Передаточное число	u	$u = \frac{z_2}{z_1}$		
Число звеньев цепи, шт.	$z_{ц}$	Рассчитать		
Шаг цепи, мм	$p_{ц}$	Замерить		Сравнить с ГОСТом
Расстояние между: внутренними пластинами цепи, мм	b_1	Замерить		-//-
наружными пластинами цепи, мм	b_2	Замерить		
Диаметр ролика, мм	d_1	Замерить		-//-
Диаметр втулки, мм	d	Замерить		-//-
Толщина пластин цепи, мм	t	Замерить		-//-
Диаметр вала звёздочки, мм	$d_в$	Замерить		-//-
Расстояния, мм	L	Замерить		
Диаметр впадин, мм	d_f	$d_f = 2L + d_f$		
Диаметр делительной окружности, мм	d_e	ф. 8.4		
Усилие в цепи, Н	F_f	Задаётся		
Удельное давление в шарнирах цепи, МПа	p	ф. 8.3		Сравнить с $[p_0]$

Контрольные вопросы

1. Каковы достоинства и недостатки цепных передач по сравнению с ременными? Где они применяются?
2. Назовите основные типы приводных цепей. Какие из них получили наибольшее распространение и почему?
3. В каких случаях применяют многорядные роликовые цепи?
4. Почему при высоких скоростях рекомендуется применять цепи с малым шагом?
5. Чем обуславливаются ограничение минимального числа зубьев малой звёздочки и максимальное число зубьев большой звёздочки?
6. Почему при определении длины цепи рекомендуется принимать чётное число звеньев цепи?
7. Что является основным критерием работоспособности цепных передач?

8. Как проводится проверка приводной цепи на износостойкость?
9. Чем вызвана необходимость в применении натяжных устройств в цепных передачах? Способы натяжения цепи.
10. Какие способы смазки применяют в цепных передачах?
11. Какими достоинствами и недостатками обладает клиноременная передача по сравнению с плоскоремненной передачей?
12. Назовите типы клиновых ремней и дайте им характеристику.
13. Почему в клиновом ремне корд располагается в зоне нейтрального слоя?
14. Почему при огибании шкивов равных диаметров напряжения в клиновом ремне значительно больше, чем в плоском ремне?
15. Почему ограничивают число ремней в комплекте клиноремённой передачи?

ЛИТЕРАТУРА

1. Олофинская, В.П. Техническая механика: курс лекций с вариантами практических и тестовых заданий. 2-е изд. испр. доп. Министерством образования Российской Федерации в качестве учебного пособия для студентов учреждений среднего профессионального образования, обучающихся по специальностям технического профиля / В.П. Олофинская. – Москва: ФОРУМ-ИНФРА-М, 2007.
2. Ерохин, М.Н. Детали машин: лабораторный практикум. Доп. Министерством сельского хозяйства Российской Федерации, в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений обучающихся по агроинженерным специальностям / М.Н. Ерохин, Н.И. Шабанов, А.А. Серёгин, В.П. Забродин, А.Б. Портаков. – Москва: ФГОУ ВПО МГАУ, 2003. – 173 с.
3. Феодосьев, В.И. Сопротивление материалов: учебник для втузов. – 9-е изд., перераб. / В.И. Феодосьев. – Москва: Наука, 1986. – 512 с.
4. Беляев, Н.М. Лабораторные работы по сопротивлению материалов / Н.М. Беляев. – Ленинград: Госиздат, 1951. – 336 с.
5. Сопротивление материалов в примерах и задачах. Ч. 1. Простые виды деформаций: учебное пособие / С.П. Казанцев, А.А. Серегин, В.П. Забродин, А.Ф. Бутенко, М.В. Суханова. – Зерноград: АЧИИ ФГБОУ ВПО ДГАУ, 2015.
6. Бутенко, А.Ф. Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / А.Ф. Бутенко, А.Б. Портаков. – Зерноград: ФГБОУ ВПО АЧГАА, 2014. – 178 с.

