

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН



Западно-Казахстанский аграрно-технический
университет имени Жангирхана

М.К. Дусенов
Ж.К. Кубашева

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ И ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

ЧАСТЬ ВТОРАЯ: Теория механизмов машин. Детали машин

Учебное пособие

Уральск
2021

УДК:621.01/.03(075.8)

ББК:34.4я73

Д84

**Рекомендовано к изданию Учебно-методическим советом
Западно-Казахстанского аграрно-технического
университета имени Жангир хана
(протокол №10 от 26.05.21 г.)**

Рецензент: Бакушев А.А. - канд. техн. наук, доцент

Биниязов А.М. - PhD, доцент

Дусенов М.К., Кубашева Ж.К.

Д84 Теоретическая и прикладная механика. Часть 2. Теория механизмов и машин. Детали машин: учебное пособие /

М.К. Дусенов, Ж.К. Кубашева. – Уральск, ЗКАТУ им. Жангир хана, 2021. – 168 с.

ISBN 978-601-319-299-4

В учебном пособии освещены основные вопросы курса «Теоретическая и прикладная механика», соответствующие программе бакалавриата технических специальностей. Учебное пособие содержит как общетеоретические положения, так и конкретные инженерные решения, результаты теоретического анализа и практики проектирования машин. В качестве основной дидактической задачи выступает развитие умений выполнять инженерно-технические проекты. При составлении курса авторы стремились располагать материалы в порядке нарастающей трудности с учетом взаимосвязи между разделами теоретической механики, сопротивления материалов, теории механизмов и машин, детали машин с основами конструирования.

ISBN 978-601-319-299-4 УДК: 621.01/.03 (075.8)

ББК: 34.4 я73

© Дусенов М.К., Кубашева Ж.К., 2021

**© Западно-Казахстанский аграрно-технический
университет имени Жангир хана, 2021**

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
I.Раздел.ТЕОРИЯМЕХАНИЗМОВИМАШИН.....	5
1.Понятияомеханизмахиегоэлементов.....	5
2.Кинематическийанализплоскихрычажныхмеханизмов.....	9
3.Синтездинамическихмоделейплоскихрычажныхмеханизмов.....	20
II.Раздел.ДЕТАЛИМАШИН.....	32
1.Основныепонятияиопределениякурса.....	32
2.Цилиндрическиезубчатыепередачи.....	43
3.Коническиезубчатыепередачи.....	63
4.Червячныепередачи.....	74
5.Ременныепередачи.....	87
6.Цепныепередачи.....	96
7.Валыиоси.....	104
8.Подшипники.....	116
9.Муфты соединения.....	124
10.Сварныесоединения.....	132
11.Заклёпочныесоединения.....	136
12.Резьбовыесоединения.....	142
13.Шпоночныеишлицевыесоединения.....	151
ЛИТЕРАТУРА.....	163
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	164

ВВЕДЕНИЕ

Вторая часть курса «Теоретическая и прикладная механика» состоит из двух разделов: теория механизмов машин, детали машин.

Теория механизмов машин занимается применением законов теоретической механики к механизмам машин, что позволяет правильно обосновать их конструкции, позволяющая эффективно преобразование движения и обеспечивающая высокий коэффициент полезного действия.

Основы расчета и конструирования деталей и узлов общего назначения с учетом режима работы и срока службы изучается в курсе *детали машин*.

Детали машин зачастую имеют сложную конфигурацию, работают в различных условиях и не всегда можно получить точную формулу для их расчета. Поэтому применяют различные приближенные и эмпирические формулы с поправочными коэффициентами, устанавливаемые опытным путем и подтверждаемые практикой конструирования и эксплуатации машин.

Учитывая отсутствие специального курса по общетехническим дисциплинам, настоящее пособие предусматривает возможность объединения всех выше указанных наук в единое целое, соблюдая логическую последовательность их взаимосвязь, чтобы выработать необходимые навыки решения прикладных задач будущих инженеров.

I Раздел. ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ МАШИН

1. ПОНЯТИЯ О МЕХАНИЗМАХ И ЕГО ЭЛЕМЕНТАХ

Основные определения в структуре механизма.

Звено-

твердое тело или система жестко связанных тел, входящих в состав механизма.

Кинематическая цепь-

система звеньев, образующих между собой кинематические пары.

Кинематическая пара-

подвижное соединение двух звеньев, допускающее их определенное относительно движение.

Стойка-

звено, которое при исследовании механизма принимается за неподвижное.

Число степеней свободы или подвижность механизма-

число независимых обобщенных координат однозначно определяющее положение всех звеньев на плоскости или в пространстве.

Механизм называется система, состоящая из звеньев кинематически связанных, образующих замкнутые или разомкнутые цепи, которая предназначена для передачи и преобразования перемещений входных звеньев в приложенных к ним сил в требуемые перемещения и силы на выходных звеньях.

Здесь: входные звенья-

звенья, которым сообщается заданное движение и соответствующие силовые факторы (силы или моменты); выходные звенья-

те, на которых получают требуемое движение и силы.

Начальное звено- звено, координата которого принята за обобщенную.

Начальная кинематическая пара-

пара, относительно положения звеньев в которой принято за обобщенную координату.

Кинематические пары (КП) классифицируются по следующим признакам:

1. по виду места контакта (места связи) поверхностей звеньев:
 - низшие, в которых контакт звеньев осуществляется по плоскости или по поверхности (пары скольжения);
 - высшие, в которых контакт звеньев осуществляется по линиям или точкам (пары, допускающие скольжение с перекатыванием).
2. по отношению к движению звеньев, образующих пару:
 - вращательные;
 - поступательные;
 - винтовые;
 - плоские;
 - сферические.
3. по способу замыкания (обеспечения контакта звеньев пары):
 - силовое (за счет действия сил веса или силы упругости пружины);
 - геометрическое (за счет конструкции рабочих поверхностей пары).

4. по числу условий связи, накладываемых на относительное движение звеньев (число условий связи определяет класс кинематической пары);

5. по числу подвижностей в относительном движении звеньев.

Классификация КП по числу подвижностей и по числу связей приведена в таблице 2.1.

Таблица 1.1. Классификация кинематических пар по числу связей и по подвижности

Класс пары	Число связей	Подвижность	Пространственная схема (пример)	Условные обозначения
I	1	5		
II	2	4		
III	3	3		

IV	4	2		
V	5	2		

Примечание: Стрелки координатных осей показывают возможные угловые и линейные относительные перемещения звеньев. Если стрелка перечеркнута, то данное движение в КП запрещено (т.е. на данное относительное движение наложена связь).

Подвижность механизма-
число независимых обобщенных координат однозначно определяющее положение звеньев механизма на плоскости или в пространстве.

Связь-
ограничение, наложенное на перемещение тела по данной координате.

Избыточные (пассивные)-
такие связи в механизме, которые повторяют или дублируют связи, уже имеющиеся по данной координате, и поэтому не изменяющие реальной подвижности механизма. При этом расчетная подвижность механизма уменьшается, а степень статической неопределимости увеличивается. Иногда используется иное определение: **Избыточные связи-** это связи, число которых в механизме определяется разностью между суммарным числом связей, наложенных кинематическими парами, и суммой степеней подвижности всех звеньев, местных подвижностей из заданной (требуемой) подвижностью механизма в целом.

Местные подвижности-
подвижность механизма, которая не оказывает влияния на его функцию положения (и передаточные функции), а введена в механизм другими целями (напри

мер, подвижность ролика в кулачковом механизме обеспечивает замену в высшей паре трения скольжения трением качения).

Основные структурные формулы были составлены для плоских механизмов Чебышевым П.Л. и Грюблером М., для пространственных – Сомовым П.О. и Малышевым. Так как принципы заложенные в построение всех этих формул одинаковы, то их можно записать в обобщенном виде:

а) для пространственных механизмов:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, (1.1)$$

б) для плоских механизмов:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, (1.2)$$

где n – число звеньев механизма;

p_5, p_4, p_3, p_2, p_1 – число кинематических пар согласно классу 5, 4, 3, 2, 1.

Для расчета избыточных связей, согласно второму определению, используется следующая зависимость:

$$m = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 \geq 1, (1.3)$$

Контрольные вопросы

1. Перечислите признаки по которым классифицируются кинематические пары
2. Что называется моделью машины или механизма. Перечислите виды моделей механизмов
3. Что называют структурным анализом и структурным синтезом
4. Какие связи в механизме называются избыточными
5. Какие подвижности в механизме называются местными или локальными
- и
6. Дайте определение понятия "подвижность механизма"
7. Напишите формулы для подсчета подвижности механизма для плоскости и для пространства
8. Напишите формулу для подсчета избыточных связей в механизме
9. Укажите элементы из которых состоит механизм в структурной классификации Ассура
10. Какие задачи решаются при структурном анализе механизма по Ассуру
- и
11. Как определяется класс и порядок механизма по Ассуру и по Артоболеву
- скому

2.КИНЕМАТИЧЕСКИЙАНАЛИЗПЛОСКИХРЫЧАЖНЫХМЕХАНИЗМОВ

Кинематический анализ механизмов – это один из видов исследования механизмов, выполняемый без учета силовых факторов, действующих на их звенья в функции времени.

Кинематический анализ проводится для определения величин, направлений действия закономерностей изменения кинематических параметров исследуемого механизма в функции времени.

В рамках кинематического анализа плоских рычажных механизмов решаются следующие задачи:

1) выявление возможных положений всех звеньев механизма за рассматриваемый промежуток времени;

2) определение величин линейных и относительных скоростей характерных точек механизма, а также выявление значений и направлений угловых скоростей всех звеньев;

3) определение величин линейных и относительных ускорений характерных точек механизма, а также выявление значений и направлений угловых ускорений всех звеньев.

При кинематическом анализе используются аналитический, графический и графоаналитический методы.

К графоаналитическим методам кинематического анализа относятся:

метод кинематических планов (метод планов);

метод кинематических диаграмм (метод диаграмм).

Оба метода дают примерно одинаковый по точности результат. Однако метод диаграмм в основном применяется для определения закона движения кинематических параметров характерных точек выходных звеньев механизма. Метод планов позволяет найти кинематические параметры любых точек, принадлежащих звеньям механизма.

План положений механизма

Решением первой задачи кинематического анализа графоаналитическим методом является план положений механизма.

План положений механизма – это графическое изображение взаимного расположения звеньев механизма за рассматриваемый период времени, выполненное в определенном масштабе по коэффициенту.

Построение планов положений начинают с изображения элементов стойки, т.е. шарнирно-неподвижных опор направляющих (рис. 2.1). Далее последовательно изображают ведущие звенья в заданных положениях структурные группы звеньев. Положения подвижных характерных точек определяются с помощью метода засечки. В большинстве случаев движение плоских рычажных механизмов носит пери

одичный характер, т.е. по истечении определенного промежутка времени все процессы, имеющие место в механизме, повторяются. Следовательно, кинематический анализ плоских рычажных механизмов выполняется для одного периода их работы, т.е. за один оборот ведущего звена (кривошипа). Если ведущее звено совершает равномерное вращательное движение, то траекторией движения одной из его характерных точек является окружность. Данную траекторию (окружность) делят на равные части: 12, 24, 36, 48 и т.д. Каждой полученной точке присваивается соответствующий номер. За начальное положение принимается одно из крайних положений выходного звена (рис. 2.1).

Под крайними положениями подразумеваются такие положения выходных звеньев, в которых ось кривошипа 1 и шатуна 2 совпадают. Подобные положения точки В найдем, проведя из точки О дуги радиусами

$$R_1 = |AB| - |OA|,$$

$$R_2 = |AB| + |OA|,$$
(2.1)

где AB, OA –

отрезки, пропорциональные действительным длинам шатуна и кривошипа.

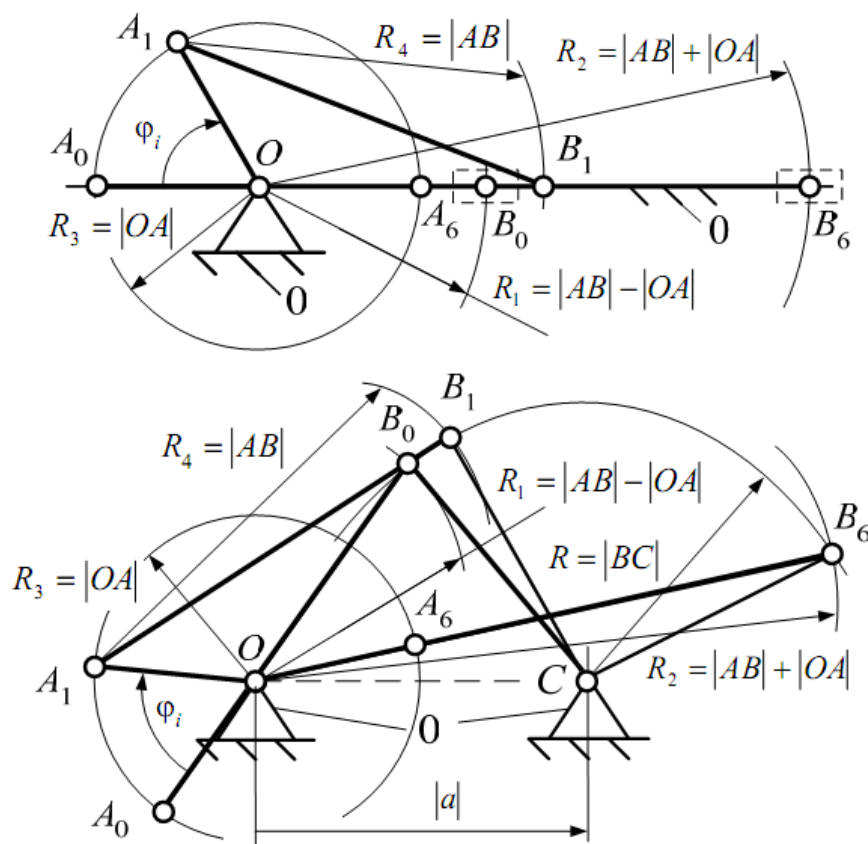


Рисунок 2.1. Метрический синтез крайних положений выходных звеньев механизмов

Положения точки А, соответствующие крайним положениям точки В, найдем, проведя из точки О окружность радиусом $R_3 = |OA|$ (рис. 10). Для построения плана положений механизма необходимо от начального положения кривошипа в направлении его вращения отложить требуемый угол ϕ_i , соответствующий следующему положению кривошипа. Для определения положения точки В из полученной точки А проводится дуга радиусом $R_4 = |AB|$.

Соединив выявленные точки, получаем новое положение звеньев механизма.

Процесс построения повторяется до полного завершения построения плана положений, содержащего требуемое число положений ведущего звена.

Метод кинематических диаграмм

После построения плана положений необходимо перейти к построению диаграммы пути. Выбрав систему координат (рис. 1.2, а), задаемся масштабными коэффициентами оси пути S , м/мм, и оси времени t , мин/мм:

$$\mu_s = \frac{H}{|y|}, \quad \mu_t = \frac{60}{n \cdot l}, \quad (2.2)$$

где n – число оборотов кривошипа, мин^{-1} ; $|y|$,

l – произвольный отрезок, мм.

Одно из крайних положений выходного звена примем за начальное положение (см. рис. 2.1). Измерив отрезок $|B_0B_1|$, определим перемещение выходного звена относительно первого положения кривошипа. Отложив найденный отрезок, получим точку диаграммы пути, соответствующую первому положению кривошипа. Проведя аналогичные действия, определим точки диаграммы пути для всех остальных положений кривошипа. Соединив найденные точки плавной кривой, получим диаграмму пути, являющуюся функцией от времени $S = f(t)$ (рис. 2.2, а). Известно, что кривошип совершает вращательные движения с постоянной угловой скоростью, следовательно, можно утверждать, что за одинаковые промежутки времени кривошип перемещается на одинаковые угловые расстояния. Это позволяет ось времени совместить с осью угла поворота кривошипа ϕ , а полученную диаграмму считать функцией от этого параметра $S = f(\phi)$.

Для решения второй задачи кинематического анализа, используя графическое дифференцирование кривой пути, построим диаграмму аналога скорости. Масштабный коэффициент оси времени системы координат (рис. 2.2, б) приравняем к масштабному коэффициенту аналогичной оси диаграммы пути. На продолжении оси времени отложим отрезок h_1 . В результате получим точку r , являющуюся полюсом дифференцирования. Масштабный коэффициент оси аналога скорости, $\text{м}/(\text{с} \cdot \text{мм})$, определим по формуле:

$$\mu_{\frac{ds}{dt}} = \frac{\mu_s}{h_1 \cdot \mu_t}. \quad (2.3)$$

Через точки, лежащие на кривой пути и соответствующие каждому положению кривошипа, проведем касательные к данной кривой. Через полюс дифференцирования (точку r_1) проведем лучи параллельно каждой касательной. Точки пересечения оси аналога скорости лучами отсекают отрезки, пропорциональные значениям скорости выходного звена относительно каждого положения кривошипа. Отложив найденные отрезки, получим точки диаграммы аналога скорости относительно всех положений кривошипа. Соединив эти точки плавной кривой, построим диаграмму аналога скорости, являющуюся функцией от времени (рис. 2.2, б).

$$\frac{ds}{dt} = f(t) \quad (2.4)$$

Так как диаграмма пути – это не только функция времени, но и функция угла поворота кривошипа φ , то полученная диаграмма аналога скорости также является функцией времени и функцией угла поворота кривошипа φ , т.е.

$$\frac{ds}{dt} = f(\varphi). \quad (2.5)$$

Для решения третьей задачи кинематического анализа, используя графическое дифференцирование диаграммы аналога скорости, построим диаграмму аналога ускорения. Масштабный коэффициент системы координат (рис. 2.2, в) приравняем к масштабным коэффициентам аналогичных осей предыдущих диаграмм. На продолжении оси времени отложим отрезок h_2 . В результате получим точку r_2 , являющуюся полюсом дифференцирования. Масштабный коэффициент аналога ускорения, $\text{м}/(\text{с}^2 \cdot \text{мм})$, рассчитаем по формуле:

$$\mu_{\frac{d^2s}{dt^2}} = \frac{\mu_{\frac{ds}{dt}}}{h_2 \cdot \mu_t}. \quad (2.6)$$

Через точки, лежащие на кривой аналога скорости и соответствующие каждому положению кривошипа, проведем касательные к данной кривой. Через полюс дифференцирования (точку r_2) проведем лучи параллельно каждой касательной. Точки пересечения оси ускорений лучами отсекают отрезки, пропорциональные значениям ускорения выходного звена для каждого положения кривошипа. Отложив найденные отрезки, получим точки диаграммы ускорения относительно всех положений кривошипа. Соединив эти точки плавной кривой, построим диаграмму аналога ускорения, являющуюся функцией от времени (рис. 2.2, в).

$$\frac{d^2s}{dt^2} = f(t) \quad (2.7)$$

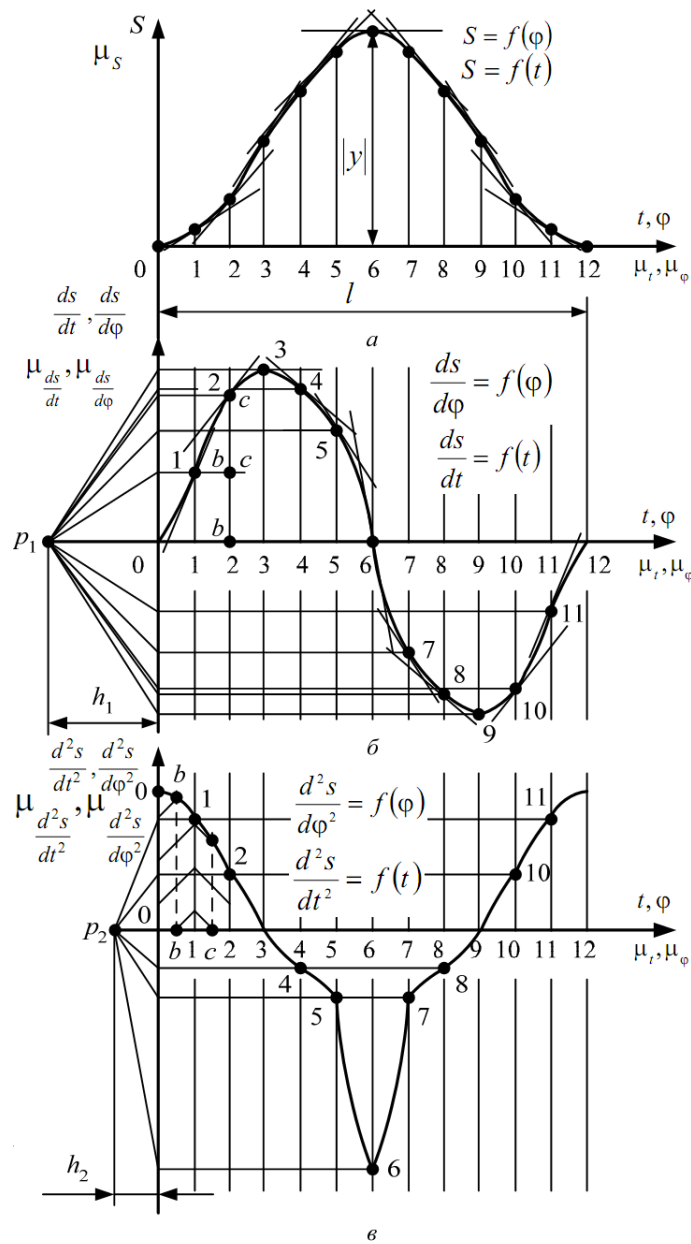


Рисунок 2.2. Кинематические диаграммы

Так как диаграмма аналога скорости – это не только функция времени, но и функция угла поворота кривошипа φ , то полученная диаграмма аналога ускорения также является функцией времени и функцией угла поворота кривошипа φ , т.е.

$$\frac{d^2s}{dt^2} = f(\varphi). \quad (2.8)$$

Рассмотренный пример кинематического анализа методом диаграмм осевых на графическом дифференцировании. Однако если требуется обеспечить закон движения выходного звена механизма, необходимо использовать графическое интегрирование. Выбрав систему координат масштабные коэффициенты осей аналога ускорения и времени, построим диаграмму аналога ускорения (рис. 2.2, в) согласно заданному закону.

Для построения диаграммы аналога скорости воспользуемся графическим интегрированием, т.е. приращением скорости за промежуток времени $0-1$ пропорционально площади фигуры 0011 . На середине отрезка осей времени $0-1$ возьмем точку b , через которую параллельно оси ускорений проведем прямую bb . Приравняв отрезок bb к отрезку 11 и отложив его в первом положении, получим точку u на диаграмме аналога скорости (рис. 2.2, б). Проведя подобные действия, найдем отрезок ss , значение которого пропорционально приращению скорости выходного звена за промежуток времени $1-2$. Отложив отрезок 22 , равный сумме отрезков bb и ss , получим точку u на диаграмме аналога скорости во втором положении. По аналогии строятся остальные точки диаграммы аналога скорости $V=f(t)$ (рис. 2.2, б) и пути $S=f(t)$ (рис. 2.2, а).

Метод кинематических планов

Планы скоростей и ускорений являются решением второй и третьей задач кинематического анализа. Построение планов скоростей и ускорений выполняется в соответствии с масштабным коэффициентом и основано на графическом решении векторных уравнений распределения величин скоростей и ускорений между характерными точками механизма.

План скоростей – это пучок векторов, выполненный в определенном масштабном коэффициенте, лучи которого изображают векторы абсолютных линейных скоростей характерных точек механизма, а отрезки, соединяющие их вершины, соответствуют векторам относительных скоростей.

Масштабный коэффициент плана скоростей, $m/(смм)$, рассчитывается по выражению

$$\mu_v = \frac{V_{AO}}{|pa|}, \quad (2.9)$$

где $|pa|$ – произвольный отрезок, мм.

Из определения плана скоростей вытекают его свойства:

- 1) все векторы, составляющие план, являются векторами скоростей характерных точек механизма;
- 2) все векторы скоростей, выходящие из полюса плана (точка p), являются векторами абсолютных линейных скоростей характерных точек механизма;
- 3) все векторы скоростей, не проходящие через полюс плана (точка u), являются векторами относительных скоростей характерных точек механизма;

4) скорости характерных точек механизма, равны нулю, изображаются точечными векторами, лежащими в полюсе плана скоростей (точкер).

Угловая скорость –

это отношение скорости относительного движения соответствующего звена механизма к действительной длине этого звена.

Направление действия угловой скорости указывает вектор относительно скорости характерных точек соответствующего звена, перенесенный в план скоростей в одноименную точку, принадлежащую этому звену на схеме механизма. При этом разрывается связь рассматриваемого звена с другими звеньями, как в свободной характерной точке прикладывается шарнирно-неподвижная опора. В этом случае данная точка становится условно неподвижной, а одноименная точка совместно со звеном под действием вектора относительной скорости получает возможность совершать вращательное движение вокруг условно неподвижной точки в направлении действия этого вектора. Полученное направление вращательного движения рассматриваемого звена является направлением действия угловой скорости этого звена.

План ускорений –

это пучок векторов, выполненный в определенном масштабном коэффициенте, лучи которого изображают векторы абсолютных ускорений характерных точек механизма, а отрезки, соединяющие их вершины, соответствуют векторам относительных ускорений.

Масштабный коэффициент плана ускорений, $\mu_a / (c^2 \cdot \text{мм})$, определяется по формуле:

$$\mu_a = \frac{a_{OA}^n}{|\pi a|}, \quad (2.10)$$

где $|\pi a|$ – произвольный отрезок, мм.

Из определения плана ускорений вытекают его свойства:

1) все векторы, составляющие план, являются векторами ускорений характерных точек механизма;

2) все векторы ускорений, выходящие из полюса плана (точки π), являются векторами абсолютных ускорений характерных точек механизма;

3) все векторы ускорений, не проходящие через полюс плана (точки π), являются векторами относительных ускорений характерных точек механизма;

4) ускорения характерных точек механизма, равны нулю, изображаются точечными векторами, совпадающими с полюсом плана ускорений (точкой π).

Следствие из свойства 4. Если тангенциальные или касательные ускорения характерных точек механизма равны нулю, то они изображаются точечными векторами, совпадающими на плане ускорений с вершинами нормальных или радиальных векторов ускорений этих же точек механизма.

Угловое ускорение – это отношение тангенциального ускорения соответствующего звена механизма к действительной длине этого звена.

Направление действия углового ускорения указывает вектор тангенциального ускорения характерных точек соответствующего звена, перенесенный в план ускорений в одноименную точку, принадлежащую этому звену на схеме механизма. При этом разрывается связь рассматриваемого звена с другими звеньями, а с свободной характерной точкой прикладывается шарнирно-неподвижная опора. В этом случае данная точка становится условно неподвижной, а одноименная точка совместно со звеном под действием вектора тангенциального ускорения получает возможность совершать вращательное движение вокруг условно неподвижной точки в направлении действия этого вектора. Полученное направление вращательного движения рассматриваемого звена является направлением действия углового ускорения этого звена.

Теорема подобия

Модели плоских рычажных механизмов могут содержать характерные точки, являющиеся центрами кинематических пар, которые образованы звеньями, не имеющими связей с элементами стойки. Определение скоростей и ускорений подобных точек осуществляется по теореме подобия, которая формулируется следующим образом: отрезки, соединяющие точки на схеме (плане положений) механизма, и отрезки, соединяющие одноименные точки на планах скоростей или ускорений, образуют подобные фигуры.

Если порядок букв при обозначении контуров выбранном направлении одинаков, то подобные фигуры к тому же исходно расположены. Фигура, полученная на плане ускорений, будет повернута относительно исходной фигуры схемы (плана положений) механизма на некоторый угол в направлении вращения ведущего звена.

Согласно формулировке теоремы подобия, получаем: характерная точка, являющаяся центром кинематической пары, образованной звеньями механизма, не имеющими связей со стойкой, лежит на схеме механизма на некотором звене, следовательно, одноименная точка как на плане скоростей, так и на плане ускорений расположена на отрезке, изображающем это звено в составе обоих планов. С оставив пропорцию, характеризующую отношение действительных длин звеньев к отрезкам, соответствующих этим параметрам в составе планов, найдем длину отрезка, определяющего положение рассматриваемой точки как на плане скоростей, так и на плане ускорений. Отложив длину полученного отрезка на планах скоростей и ускорений, установим положение искомого точки. Соединив найденные точки полюсами планов, получим отрезки, пропорциональные, соответственно, векторам скорости и ускорения рассматриваемой характерной точки. Полученные векторы скорости и ускорения будут направлены от полюсов планов к на

йденным точкам. Значения скорости и ускорения рассматриваемой характерной точки рассчитаем как произведение длины отрезка соответствующего плана на его масштабный коэффициент.

Порядок выполнения работы

Задание 1

1. Выбрать масштабный коэффициент μ_l для плоского рычажного механизма.
2. Перевести все заданные геометрические параметры механизма, имеющие размерность длин (м), в масштабный коэффициент.
3. Построить кинематическую схему механизма для заданного положения кривошипа.

Задание 2

1. Проанализировать структурную схему плоского рычажного механизма для выявления взаимодействия его звеньев.
2. Выбрать масштабный коэффициент μ_l .
3. Перевести все заданные геометрические параметры механизма, имеющие размерность длин (м), в масштабный коэффициент.
4. По полученным значениям в выбранном масштабном коэффициенте определить крайние (граничные) положения выходного (ых) звена (ьев).
5. Построить кинематические схемы механизма для обоих крайних (граничных) положений выходного (ых) звена (ьев).
6. Считая одно из крайних положений начальным, построить план положений механизма для заданного количества положений ведущего (входного) звена.
7. Определить коэффициент неравномерности средней скорости и ход механизма.
8. Выявить положения ведущего звена механизма, в которых угол давления принимает максимальные и минимальные значения.

Задание 3

1. Проанализировать план положений плоского рычажного механизма.
2. Выбрать масштабные коэффициенты μ_s и μ_v по времени и пути.
3. Построить диаграмму пути.
4. Выбрать масштабный коэффициент μ_a и аналог скорости.
5. Используя графическое дифференцирование диаграммы пути, построить диаграмму аналога скорости.
6. Выбрать масштабный коэффициент $\mu_{\ddot{s}}$ и аналога ускорения.

7. Используя графическое дифференцирование диаграммы аналога скорости, построить диаграмму аналога ускорения.

8. Выявить значения углов положения ведущего (входного) звена, при которых скорость и ускорения характерной (ых) точки (ек) выходного (ых) звена (ье в) достигает (ют) минимума и максимума.

Задание 4

1. Проанализировать кинематическую схему плоского рычажного механизма.

2. Определить характерные точки механизма.

3. Выявить траектории движения всех характерных точек механизма.

4. Составить векторные уравнения, описывающие распределение скоростей между характерными точками механизма.

5. Выбрать масштабный коэффициент скоростей.

6. Решая векторные уравнения, построить план скоростей для заданного положения ведущего (входного) звена.

7. Определить значения скоростей характерных точек, а также величины и направления действия угловых скоростей всех звеньев механизма для заданного положения ведущего (входного) звена.

Задание 5

1. Проанализировать кинематическую схему плоского рычажного механизма.

2. Составить векторные уравнения, описывающие распределение ускорений между характерными точками механизма.

3. Выбрать масштабный коэффициент ускорений.

4. Решая векторные уравнения, построить план ускорений для заданного положения ведущего (входного) звена.

5. Определить значения ускорений характерных точек, а также величины и направления действия угловых ускорений всех звеньев механизма для заданного положения ведущего (входного) звена.

После выполнения всех пунктов задания лабораторной работы необходимо оформить отчет в соответствии с предъявляемыми требованиями и подготовить ее к защите.

Контрольные вопросы к заданию

1. Назовите цели и задачи кинематического анализа плоских рычажных механизмов.

2. Какие методы кинематического анализа механизмов вы знаете?

3. Поясните отличия графоаналитических методов кинематического анализа плоских рычажных механизмов.

4. Дайте определение понятия «план положений механизма» и поясните принцип его построения.

5. Как рассчитывается значение масштабного коэффициента плана положений механизма?

6. Какие положения выходного(ых) звена(ьев) называются «крайними» (граничными) положениями и как их определить?

7. Дайте определение понятий «коэффициент неравномерности средней скорости» и «ход механизма». Как определить их значения?

8. Поясните суть метода кинематических диаграмм.

9. Как определить значения масштабных коэффициентов ω и ϵ во времени, пути, аналогов скорости и ускорения?

10. Поясните суть отличия графического дифференцирования и графического интегрирования.

11. Поясните суть метода кинематических планов.

12. Как построить план скоростей?

13. Как построить план ускорений?

14. Поясните принцип определения значений и направлений действия угловых скоростей звеньев механизма.

15. Поясните принцип определения значений и направлений действия угловых ускорений звеньев механизма.

16. Дайте формулировку теоремы подобия и поясните область ее применения.

17. В чем заключаются отличия метода кинематических диаграмм и метода планов?

3. СИНТЕЗ ДИНАМИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Раздел «Динамика» предполагает изучение процессов и явлений, протекающих в технических системах под действием силовых факторов во времени, а также определение значений и закономерностей изменения динамических параметров исследуемой системы во времени.

Динамические параметры любой технической системы делятся на две группы: силовые (силы и моменты пар сил) и инерциальные (массы и моменты инерции звеньев).

Исследование динамики технических систем выполняется по их динамическим моделям.

Динамическая модель – это модель технической системы, предназначенная для исследования ее параметров во времени.

К методам обеспечения эквивалентности динамической модели относятся:

кинетостатический метод – это метод обеспечения эквивалентности динамической модели по отношению к

состоянию технической системы, основанный на уравнениях силового равновесия;

энергетический метод –

это метод обеспечения эквивалентности динамической модели по отношению к состоянию технической системы, основанный на уравнениях энергетического равновесия.

В соответствии с методами обеспечения эквивалентности динамической модели в разделе «Динамика» различают два вида анализа технических систем: силовой анализ и динамический анализ.

Динамический и силовой анализы

Динамический анализ –

это вид исследования подвижных технических систем, изучающий процессы, протекающие в этих системах под действием силовых факторов во времени.

Задачами динамического анализа являются:

определение закона движения технической системы при заданном управляющем силовом воздействии;

определение требуемого управляющего силового воздействия, обеспечивающего заданный закон движения технической системы.

Силовой анализ –

это вид исследования технических систем, изучающий процессы, имеющие место в этих системах под действием силовых факторов, исходя из условий статики.

Задачами силового анализа являются:

определение значений и направлений действия уравнивающей силы и уравнивающего момента (управляющего силового воздействия);

определение значений и направлений действия реакций связей кинематических пар.

Силовой анализ выполняется с использованием следующих методов:

статического, кинетостатического и кинетостатического с учетом трения

.

Статический –

это метод силового анализа технических систем, базирующийся на уравнениях статического равновесия. Применяется при анализе технических систем, находящихся в покое или движущихся с малыми скоростями, а также в случаях, когда не известны массы и моменты инерции звеньев системы.

Кинетостатический –

это метод силового анализа подвижных технических систем, основанный на принципе Даламбера, который имеет следующую формулировку: если к внешним силовым факторам, действующим на звенья технической системы, добавить силы и моменты пар сил инерции, то данная система будет находиться в квазистатическом равновесии и силовой анализ этой системы можно выполнять с использованием уравнений кинетостатического равновесия. Применяется для анализа по

движных технических систем при известных массах и моментах инерции звеньев.

Кинетостатический учет трения – это метод силового анализа подвижных технических систем, базирующийся на уравнениях равновесия, составленных с учетом сил трения и моментов пар сил трения. Применяется для анализа подвижной технической системы при известных размерах и характеристиках материалов элементов кинематических пар.

Динамические модели плоских рычажных механизмов

Независимо от вида анализа технической системы ее динамическая модель и составляются с помощью метода приведения, который позволяет задачу движения системы свести к более простой задаче движения одного звена и подвижной точки этого звена. Данное звено называется звеном приведения, а его подвижная точка – точкой приведения. В качестве звена приведения рекомендуется выбирать ведущее звено, а точку приведения принимать подвижной точкой этого звена (рис. 3.1).

Динамическая модель для силового анализа (рис. 3.1, а) составляется с использованием кинетостатического метода, согласно которому для сохранения эквивалентности модели по отношению к состоянию технической системы достаточно учесть только силовые параметры, т.е. силы и моменты пар сил. При этом все силовые факторы, действующие на подвижные звенья технической системы, заменяются одной силой, которая называется уравновешивающей силой.

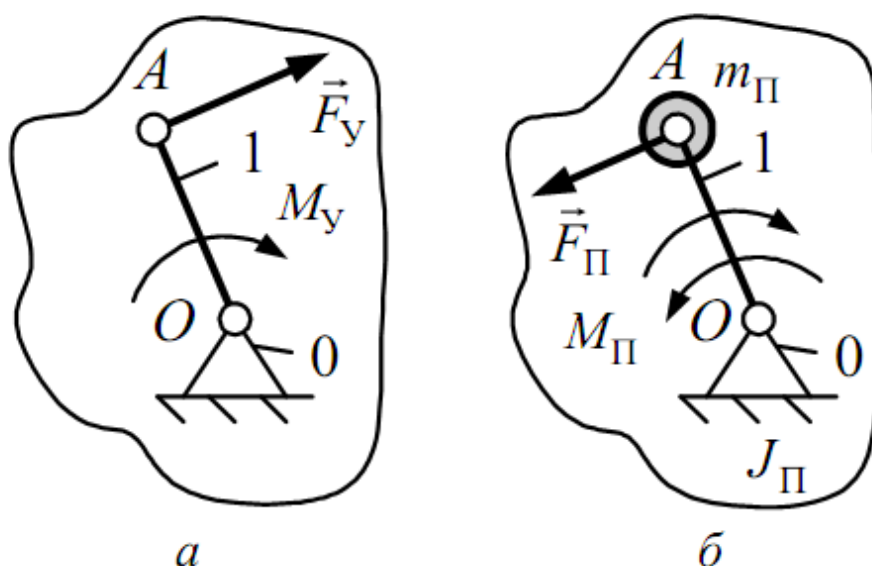


Рисунок 3.1. Динамические модели технических систем

Уравновешивающая сила F_y – это теоретическая сила, действующая на звено привода с целью обеспечения заданного закона движения. Вектор уравновешивающей силы прикладывается к точке привода, а линия ее действия является перпендикуляром к оси звена привода, и вектор этой силы направлен по движению звена привода. Наличие уравновешивающей силы на звене привода служит причиной возникновения уравновешивающего момента пары сил:

$$M_y = F_y \cdot l_{\pi}, \quad (3.1)$$

где l_{π} –

расстояние между точкой привода и осью вращения звена привода (длина звена привода), м.

Уравновешивающий момент пары сил M_y – это момент теоретической пары сил, действующей на звено привода с целью обеспечения заданного закона движения.

Динамическая модель для динамического анализа (рис. 3.1, б) составляется с использованием энергетического метода, согласно которому для сохранения эквивалентности модели по отношению к состоянию технической системы необходимо учесть силовые и инерциальные параметры. При этом все силовые факторы, действующие на ведомые звенья технической системы, заменяются одной силой, которая называется приведенной.

Приведенная сила – это теоретическая сила, которая вынуждает звено привода развивать мгновенную мощность, равную сумме мгновенных мощностей, развиваемых приводами силами:

$$F_{\pi} = \frac{\sum_{i=1}^n N_i}{V_{\pi}}, \quad (3.2)$$

где $\sum_{i=1}^n N_i$ –

сумма мгновенных мощностей, развиваемых приводами силами, Н;

V_{π} – скорость точки привода, м/с;

n – количество приводимых звеньев технической системы.

Вектор приведенной силы прикладывается к точке привода, направлена против движения звена привода, а линия ее действия является перпендикуляром к оси звена. Наличие приведенной силы на звене привода служит причиной возникновения приведенного момента пары сил:

$$M_{\Pi} = F_{\Pi} \cdot l_{\Pi} \cdot \quad (3.3)$$

Приведенный момент пары сил – это момент теоретической пары сил, который вынуждает звено приведения развивать мгновенную мощность, равную сумме мгновенных мощностей, развиваемых приводимыми силами:

$$M_{\Pi} = \frac{\sum_{i=1}^n N_i}{\omega_{\Pi}}, \quad (3.4)$$

где ω_{Π} – угловая скорость звена приведения, с^{-1} .

Сумма мгновенных мощностей, развиваемых приводимыми силами, рассчитывается по формуле:

$$\sum_{i=1}^n N_i = \sum_{i=1}^f (F_i \cdot V_i \cdot \cos(\vec{F}_i, \vec{V}_i)) + \sum_{i=1}^m (M_i \cdot \omega_i), \quad (3.5)$$

где ω_i – угловая скорости i -го звена;

f, m –

соответственно, количество внешних сил и внешних моментов пары сил, действующих на ведомые звенья.

Каждое звено технической системы обладает массой, следовательно, массы всех приводимых звеньев заменяют приведенной массой. Приведенная масса –

это теоретическая масса, прикладываемая к точке приведения и обладающая кинетической энергией, равной удвоенной сумме кинетических энергий приводимых звеньев:

$$m_{\Pi} = \frac{2 \sum_{i=1}^n E_i}{V_{\Pi}^2}, \quad (3.6)$$

где $\sum_{i=1}^n E_i$ – сумма кинетических энергий приводимых звеньев.

Приведенная масса прикладывается в точку приведения и является причиной возникновения приведенного момента инерции:

$$J_{\Pi} = m_{\Pi} \cdot l_{\Pi}^2 \cdot \quad (3.7)$$

Приведенный момент инерции – это теоретический момент инерции, которым должно обладать звено приведения, чтобы его кинетическая энергия была равна удвоенной сумме кинетических энергий приводимых звеньев:

$$J_{\text{пр}} = \frac{2 \sum_{i=1}^n E_i}{\omega_{\text{пр}}^2}. \quad (3.8)$$

Сумма кинетических энергий приводимых звеньев определяются по формуле

$$\sum_{i=1}^n E_i = \sum_{i=1}^{p+k} \left(\frac{m_i \cdot V_{si}^2}{2} \right) + \sum_{i=1}^{r+k} \left(\frac{J_{si} \cdot \omega_i^2}{2} \right), \quad (3.9)$$

где m_i – масса i -го звена, кг;

V_{si} – скорость центра массы i -го звена, м/с;

J_{si} – момент инерции i -

го звена относительно оси, проходящей через его центр масс, $\text{м}^2 \cdot \text{кг}$;

ω_i – угловая скорость i -го звена, с^{-1} ;

r, p, k –

число звеньев, совершающих вращательное, поступательное или сложное движение соответственно.

Внешние силовые факторы

Каждое звено технической системы, обладая собственной массой, находится под действием силы тяжести. Силы тяжести являются следствием действия на звенья технической системы притяжения Земли и относятся к внешним движущим силовым факторам.

Внешние силовые факторы – это силы и моменты пар сил, действующие на техническую систему (механизм) со стороны внешних систем (механизмов) и совершающие работу над этой системой (механизмом). К ним относятся движущие силовые факторы и силовые факторы сопротивления.

Факторы сопротивления являются силовыми факторами полезного сопротивления и силовыми факторами трения.

Сила тяжести i -го звена, N , рассчитывается по формуле:

$$G_i = g \cdot m_i, \quad (3.10)$$

где m_i – масса i -го звена, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

Масса i -го звена, кг, определяется следующим образом:

$$m_i = k_i \cdot l_i, \quad (3.11)$$

где l_i, k_i – длина и коэффициент удельной массы i -го звена.

Коэффициент удельной массы выбирается из следующих интервалов:

для кривошипов – 8–12 кг/м;

для шатунов – 15–20 кг/м;

для коромысел кулис – 25–40 кг/м.

Масса ползуна, кг, вычисляется по выражению:

$$m_{\text{п}} = (0,5 \dots 0,7) \cdot m_{\text{ш}}, \quad (3.12)$$

где $m_{\text{п}}, m_{\text{ш}}$ –

соответственно, масса ползуна и масса шатуна, образующего с этим ползуном вращательную кинематическую пару.

Теоретические силовые факторы

Теоретические силовые факторы –

это силы и моменты парсил, которые не существуют в реальности, а используются в различных видах анализа технических систем с целью их упрощения. К ним относятся приведенные силовые факторы и силовые факторы инерции.

Силовые факторы инерции

Силовыми факторами инерции являются силы инерции и моменты парсил инерции.

Сила инерции, H , вычисляется по формуле:

$$F_{\text{и}i} = m_i \cdot a_{\text{си}}, \quad (3.13)$$

где m_i – масса i -го звена, кг;

$a_{\text{си}}$ – ускорение центра массы i -го звена, м/с^2 .

Для определения линии и направления действия главного вектора силы инерции используется уравнение

$$\vec{F}_{\text{и}i} = -m_i \cdot \vec{a}_{\text{си}}. \quad (3.14)$$

Знак «–»
 »в этой формуле означает, что вектор силы инерции лежит на линии действия ускорения центра масс –
 гозвена и направлен этот вектор противоположно направлению действия вектора ускорения центра масс (рис. 3.2). При этом вектор ускорения центра масс –
 гозвена определяется с помощью теоремы подобия на плане ускорений.

Момент пары сил инерции, M_{ni} , вычисляется по формуле:

$$M_{ni} = -J_{si} \cdot \varepsilon_i, \quad (3.15)$$

где J_{si} – момент инерции i -

гозвена относительно оси, проходящей через его центр масс, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

ε_i – угловое ускорение i -гозвена, с^{-2} .

Знак «–»

»в формуле означает, что направление действия момента пары сил инерции –
 гозвена противоположно направлению действия углового ускорения этого же звена (рис. 3.2).

Звено движется поступательно с некоторым ускорением.

Случай 1. Звено 2 движется поступательно по подвижному звену 1 (рис. 3.2, а). Центр масс звена 2 является подвижным, следовательно, на звено действует вектор силы инерции F_{u2} , направленный противоположно вектору ускорения центра масс, и момент пары сил инерции M_{u2} , действующий противоположно направлению углового ускорения этого звена.

Случай 2. Звено 2 движется поступательно по неподвижному звену 1 (рис. 3.2, б). Центр масс звена 2 является подвижным, следовательно, на звено действует вектор силы инерции F_{u2} , направленный противоположно вектору ускорения центра масс, а момент пары сил инерции M_{u2} равен нулю, т.к. угловое ускорение этого звена равно нулю, т.е.

$$\varepsilon_2 = 0 \Rightarrow M_{u2} = 0.$$

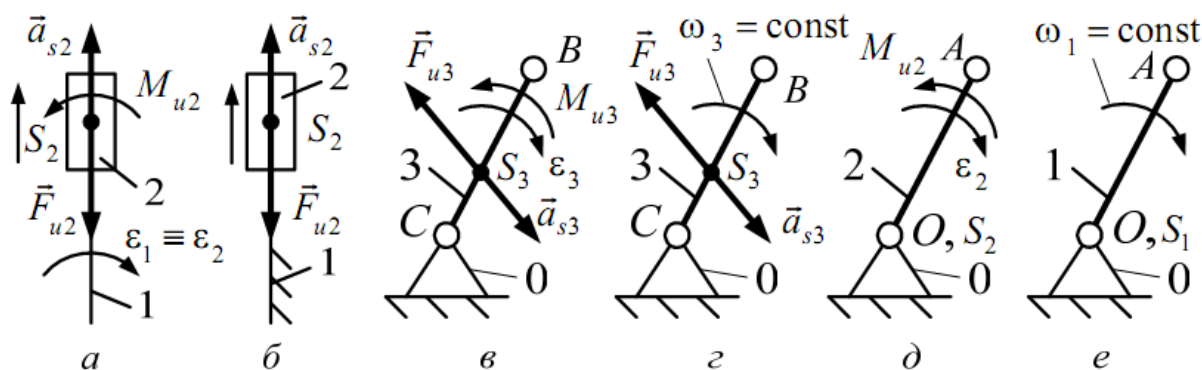


Рисунок 3.2. Теоретические силовые факторы
 для частных случаев движения звеньев

Звено совершает вращательное движение.

Случай 1. Звено 3 совершает вращательное движение с некоторым ускорением, а центр масс этого звена не совпадает с осью вращения (рис. 3.2, в).

Центр масс звена 3 является подвижным, следовательно, на звено действует вектор силы инерции $F_{и3}$, направленный противоположно вектору ускорения центра масс, и момент пары сил инерции $M_{и3}$, действующий противоположно направлению углового ускорения этого звена

Случай 2. Звено 3 совершает равномерное вращательное движение, а центр масс этого звена не совпадает с осью вращения (рис. 3.2, г). Центр масс звена 3 является подвижным, следовательно, на звено действует вектор силы инерции $F_{и3}$, направленный противоположно вектору ускорения центра масс, а момент пары сил инерции $M_{и3}$ равен нулю, т.к. угловое ускорение этого звена равно нулю, т.е. $\varepsilon_3 = 0 \Rightarrow M_{и3} = 0$.

Случай 3. Звено 2 совершает вращательное движение с некоторым ускорением, а центр масс этого звена совпадает с осью вращения (рис. 3.2, д). Центр масс звена 2 является неподвижным, следовательно, на звено действует момент пары сил инерции $M_{и2}$, направленный противоположно угловому ускорению этого звена, сила инерции равна нулю, т.к. ускорение центра масс равно нулю, т.е. $a_{с2} = 0 \Rightarrow F_{и2} = 0$.

Случай 4. Звено 1 совершает равномерное вращательное движение, а центр масс этого звена совпадает с осью вращения (рис. 3.2, е). Центр масс звена 2 является неподвижным, следовательно, на звено не действует сила инерции, ни момент пары сил инерции, т.к. ускорение центра масс равно нулю, т.е. $a_{с1} = 0 \Rightarrow F_{и1} = 0$ и момент пары сил инерции равен нулю, т.к. угловое ускорение этого звена равно нулю, т.е. $\varepsilon_1 = 0 \Rightarrow M_{и1} = 0$.

Приведенные силовые факторы

Приведенными силовыми факторами, действующими на звенья технических систем, являются приведенная масса и приведенный момент инерции.

В общем случае значение приведенной массы любой технической системы характеризуется следующим выражением:

$$m_{\Pi} = m_{\Pi}^I + m_{\Pi}^{II}, \quad (3.16)$$

где m_{Π}^I, m_{Π}^{II} – постоянная и переменная части приведенной массы.

Постоянная часть приведенной массы, кг, рассчитывается по формуле:

$$m_{\Pi}^I = m_{\Pi}^{\varepsilon} + m_{\Pi}^{II} + m_1, \quad (3.17)$$

где $m_{\Pi}^{\text{э}}, m_{\Pi}^{\text{п}}, m_1$ –

приведенные массы, соответственно, энергетической машины, преобразующего устройства и вводящего звена плоского рычажного механизма рабочей машины.

Условиями лабораторной работы величины приведенных масс энергетической машины и преобразующего устройства не заданы, следовательно, значения этих параметров приравниваем к нулю, тогда выражение (5) примет вид

$$m_{\Pi}^{\text{I}} = m_1. \quad (3.18)$$

Переменная часть приведенной массы определяется по выражению

$$m_{\Pi}^{\text{II}} = \frac{2 \cdot \sum_{i=1}^{n-1} E_i}{V_{\Pi}^2} = \frac{2 \cdot \sum_{i=1}^{n-1} E_i}{V_A^2}, \quad (3.19)$$

где $V_{\Pi} = V_A$ – линейная скорость звена приведения;

$$\sum_{i=1}^{n-1} E_i$$

– суммарная кинетическая энергия, развиваемых приводимыми звеньями механизма;

n – количество подвижных звеньев в механизме.

Суммарная кинетическая энергия, развиваемых приводимыми звеньями микро- и плоско-ползунного механизма, вычисляется по выражению

$$\sum_{i=1}^{n-1} E_i = E_2 + E_3 + \dots + E_{n-1}. \quad (3.20)$$

Кинетическая энергия каждого приводимого звена технической системы выражается через кинематические параметры в зависимости от видов движения, им совершаемых. При этом кинематические параметры технической системы выражаются через элементы планов скоростей.

Подставив последовательно выражения для кинематических параметров в выражение (3.19), затем (3.19) в (3.20) и упростив, получим:

$$m_{\Pi}^{\text{II}} = \sum_{i=1}^{n-1} \left(|v_i|^2 \cdot k_i \right), \quad (3.21)$$

где $|v_i|$ – отрезки, изображающие векторы скоростей в составе планов скоростей;

k_i – коэффициент, учитывающий значения постоянных параметров

i – звена технической системы.

Задание 1

1. Проанализировать кинематическую схему плоского рычажного механизма.
2. Определить значения и направления внешних теоретических силовых факторов, действующих на звенья механизма, т.е. сил тяжести, сил инерции и моментов пар сил инерции.
3. Составить расчетную модель (схему), установив для механизма квазистатическое равновесие.
4. Используя кинетостатический метод обеспечения эквивалентности динамической модели, построить динамическую модель механизма, пригодную для выполнения силового анализа.
5. Построить повернутый план скоростей.
6. Используя теорему В.И. Жуковского, определить значение уравновешивающей силы.
7. По выражению (1) рассчитать величину уравновешивающего момента пары сил.

Задание 2

1. Проанализировать кинематическую схему плоского рычажного механизма.
2. Определить значения и направления внешних силовых факторов, действующих на звенья механизма, т.е. сил тяжести.
3. Составить расчетную модель (схему) механизма.
4. Используя энергетический метод обеспечения эквивалентности динамической модели, построить динамическую модель, пригодную для выполнения динамического анализа механизма.
5. Построить повернутый план скоростей.
6. Используя теорему В.И. Жуковского, рассчитать значение приведенной силы.
7. Определить величину приведенного момента пары внешних сил.
8. Вычислить значение постоянной части приведенной массы.
9. Вывести уравнение для расчета переменной части приведенной массы и определить ее значение.
10. Найти величины приведенного момента инерции и приведенной массы механизма.

Задание 3

Сравнить динамические модели, полученные по результатам выполнения заданий 1 и 2, и сделать соответствующий вывод.

После выполнения всех пунктов задания необходимо оформить отчет с ответами и предъявляемыми требованиями и подготовиться к ее защите.

Контрольные вопросы задания

1. Поясните цели и задачи, решаемые в разделе «Динамика». Какие основные динамические параметры механизмов вы знаете?
2. Какие виды анализа механизмов раздела «Динамика» вам известны?
3. Дайте определения понятия «динамическая модель». Какие методы обеспечения эквивалентности динамических моделей механизмов вы знаете?
4. Поясните принцип построения динамической модели, пригодной для выполнения силового анализа.
5. Дайте определения понятий «уравновешивающая сила» и «уравновешивающий момент пары сил».
6. Какие параметры динамической модели, пригодной для выполнения силового анализа, вам известны?
7. Поясните принцип построения динамической модели, пригодной для выполнения динамического анализа.
8. Дайте определения понятий «приведенная сила» и «приведенный момент пары сил».
9. Дайте определения понятий «приведенная масса» и «приведенный момент инерции».
10. Какие параметры динамической модели, пригодной для выполнения динамического анализа, вам известны?
11. Запишите выражение для определения суммы мгновенных мощностей, развиваемых приводимыми силами, и поясните все составляющие этого выражения.
12. Представьте равенство для определения суммы кинетических энергий, развиваемых приводимыми силами, и поясните все составляющие этого равенства.
13. Чем отличаются динамическая модель механизма для выполнения силового анализа и динамическая модель механизма для выполнения динамического анализа?
14. Приведите классификацию силовых факторов, действующих на звенья механизмов.
15. Дайте определения внешних силовых факторов, действующих на звенья механизмов, и поясните, как определить их значения.
16. Дайте определения внутренних силовых факторов и поясните, как определить их значения и направления действия.
17. Дайте определения теоретических силовых факторов и поясните, как определить их значения и направления действия.
18. Поясните формулировку принципа Даламбера и область его использования.

19. Дайте определение теоремы И.Е. Жуковского и поясните область ее применения.
20. Каки режимы движения технической системы вы знаете?
21. Поясните суть метода приведения.

II. Раздел. ДЕТАЛИ МАШИН

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ КУРСА

1.1. Основные понятия

Для изучения курса «Теоретическая и прикладная механика 2» определим ряд базовых понятий, которые помогут систематизировать материал данного курса и исключить двойные смыслы принятых определений и толкований.

В начале расположим основные понятия по степени эволюции в истории машиностроения.

«ДЕТАЛЬ» –

это единица механизма изготовленного из одного материала без применения сборочных действий.

Детали по назначению разделяют на общие и специальные. Общие детали применяются на всех типах машин и механизмов (вал, подшипник, шпонка и т.д. (рис. 1.1)). Специальные детали применяются только на спецма-

шинах например крюк на кране, ковш экскаватора и т.д. Детали могут быть объединены в сборочные единицы и далее агрегаты (рис.1.1,б)[1].

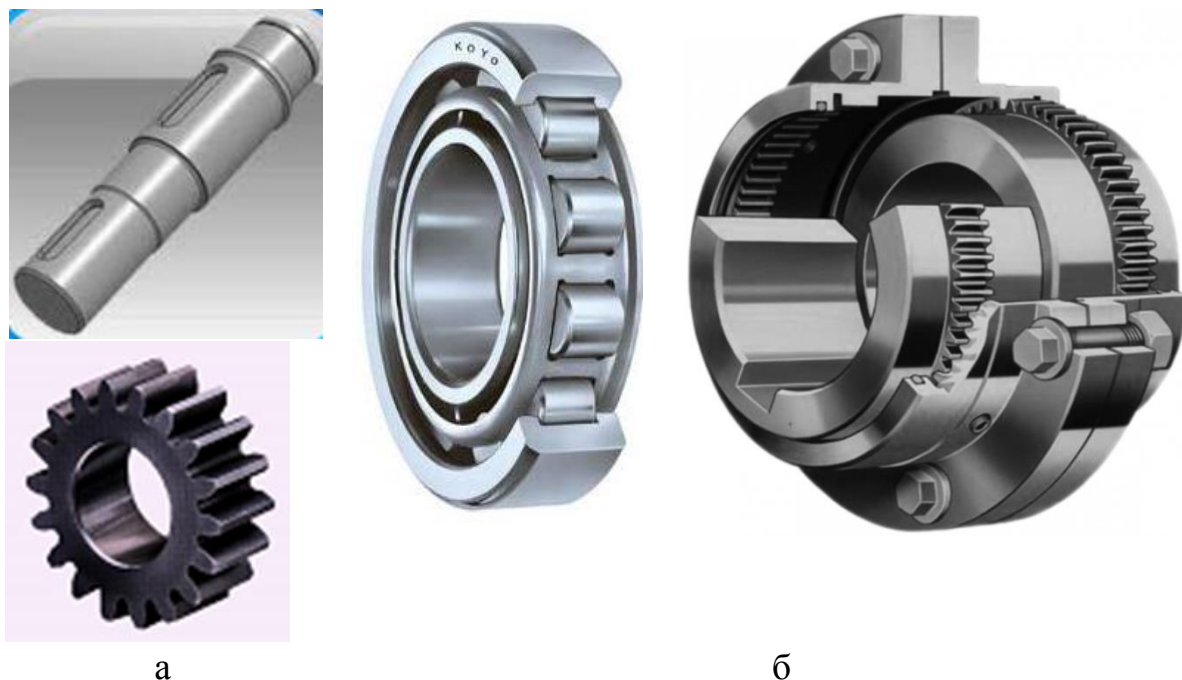


Рисунок 1.1. Детали общего назначения: а – деталь; б – узел.

«ЗВЕНО»–

это деталь, представленная в кинематической системе как единое целое.

«СБОРОЧНАЯ ЕДИНИЦА»–

группа деталей, соединенных между собой с помощью операций сборки на рабочем участке.

«МЕХАНИЗМ»–

это сложная система групп деталей, которая предназначена для передачи и преобразования энергии.

«АГРЕГАТ»–

это сборочная единица, которая предназначена для выполнения функций в составе механизма или машины.

«МАШИНА»–

это систематизированная группа деталей, которая совершает определенные движения для преобразования видов энергии. Машина состоит из двигателя, передачи и рабочего механизма.

«КОНСТРУИРОВАНИЕ»–

это процесс изготовления изделия от идеи до «рабочей документации» [2-5]. Согласно «рабочей документации» можно изготовить, собрать, эксплуатировать изделие.

При конструировании изделия необходимо знать его основные составляющие:
«ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ»—

это документ, который выдается разработчику для выполнения и представляет собой данные о принципиальном устройстве будущего изделия.

«ТЕХНИЧЕСКОЕ ПРЕДЛОЖЕНИЕ»—

это документ, в котором содержатся требования, дополняющие и уточняющие заказываемому изделию.

«ИЗОБРЕТЕНИЕ»—

это документ, который техническое решение, выраженное в новизной и положительным эффектом.

«ЭСКИЗ»—

процесс создания схемы, на котором изображаются предварительная группа деталей с основными характеристиками и которая содержит информацию для дальнейших расчетов.

«КОМПОНОВКА»—

это документ, который содержит предварительное взаимное расположение конструируемых деталей относительно друг друга.

«РАСЧЁТ»—

это документ, который содержит инженерные вычисления кинематических, геометрических и силовых параметров, а также выводы и суждения к ним.

«ЧЕРТЁЖ»—

это графический документ, изображающий детали, сборочной единицы, который содержит информацию, необходимую для ее изготовления.

«ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА»—

это документ, который содержит технические характеристики задания, инженерные расчеты, методику сборки изделия, режимы работы, указания по эксплуатации.

«СПЕЦИФИКАЦИЯ»—

это документ, который содержит информацию о наименовании, количестве и материалах сборочных единиц деталей.

1.2. Основные этапы разработки изделий

Изделия изготавливают согласно техническому заданию и выполняют по проекту, который заложен в задании. Проект представляет собой совокупность текстовых и графических документов. Правила и порядок выполнения проекта основывается на комплексе стандартов—

Единой системой конструкторской документации (ЕСКД), разработанной в 70-е годы XX в. в ГОСТов [6, 7].

Проект изделия содержит и включает в себя основные этапы выполнения разработки изделия. Для штучного производства это:

1. «Разработка технического предложения» по ГОСТ 2.118-73.

- Этапы разработки изделия при масштабном производстве отличаются тем, что корректировку документации приходится повторять много раз: вначале для опытного образца, потом для опытной партии, затем по результатам изготовления и испытаний для массового изготовления.

Каждый этап проектирования, любое принятое решение по изготовлению изделия сопровождается инженерными вычислениями. Данная грамотная процедура позволит сэкономить испытательно-экспериментальный период.

Для проведения инженерных расчетов при проектировании изделия применяются проверочный, проектный и предварительный расчет (рис. 1.2).



Условия прочности проектируемой детали имеет следующий вид:

где σ, τ – напряжения, возникающие в материале при действующих нагрузках, МПа;

$[\sigma], [\tau]$ –

допускаемые напряжения по каждому материалу и в зависимости от характера нагрузки, МПа.

При проведении инженерных расчетов необходимо чтобы всегда выполнялось условие (1.1), то есть необходимо обеспечить такие условия работы, чтобы напряжения возникающие в деталях не превышало допускаемых (разрешенных).

Допускаемые напряжения выбираются из того что по какому критерию работа способности будет рассчитываться деталь.

Наибольшее напряжение, при достижении которого прочность и долговечность детали можно считать обеспеченными, называют допускаемым. Конструирование любой детали обязательно связано с выбором допускаемого напряжения, обеспечивающего не только нормальную работу детали в машине (прочность и долговечность), но и ее экономичность (наименьший расход материалов на изготовление детали). При заниженном значении допускаемого напряжения прочность и долговечность детали, а также ее масса и размеры возрастают. Поэтому выбор размера допускаемого напряжения – важная и ответственная задача, от правильного решения которой зависят не только прочность и долговечность, но и экономичность как детали, так и всей конструкции. Допускаемое напряжение выбирают в зависимости от предельного напряжения (σ_{lim}, τ_{lim}).

Допускаемые напряжения, при статической нагрузке, следует принимать меньше предельного (с запасом):

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{lim} K_d}{[n] K_s}, (1.2)$$

где σ_{lim} –

предельное напряжение (для пластичных материалов $\sigma_{lim} = \sigma_f = \sigma_{0.2}$; для хрупких $\sigma_{lim} = \sigma_b$);

$[n]$ –

коэффициент запаса (обычно $1,2 < n < 2,5$ для пластичных материалов и $2 < n < 6$ для хрупких);

K_s –

эффективный коэффициент концентрации напряжений при статической нагрузке;

K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения.

Размер предельного напряжения зависит прежде всего от материала: у стали σ_{lim} больше, чем у дерева; вида деформации, например чугун в 2...3 раз лучше работает на сжатие, чем на растяжение. Назначение предельного напряжения влияют также и размеры детали (их возрастание приводит к уменьшению предельного напряжения), характер изменения напряжений во времени

(в частности при симметричном цикле напряжения существенно меньше, чем при статическом нагружении), качества обработки поверхности и состояния поверхности слоя детали (чем больше параметры шероховатости R_z, R_a поверхности, тем выше предельное напряжение). Назначение предельного напряжения влияет также и форма детали – наличие зон концентрации напряжений.

Для выбора допустимых напряжений применяют два метода: табличный и дифференциальный.

Табличный наиболее простой метод. Специализированные по отраслям машиностроения таблицы выбора допустимых напряжений составляются научно-

исследовательскими институтами машиностроения, крупными машиностроительными заводами и проектно-конструкторскими организациями.

Дифференциальный более трудоемкий метод. Сущность данного метода заключается в функциональной зависимости предельных напряжений от характера материала детали, а также цикличности нагружения детали материала во времени. Определяемый коэффициент запаса прочности выбирают с учетом факторов, которые влияют на работоспособность детали.

В инженерных расчетах надо приводить полученные результаты к разумным упрощениям.

1.4. Основы триботехники

Триботехника – это наука, которая рассматривает вопросы трения, изнашивания и смазки деталей машин. Данная наука основывается на теоретических и экспериментальных исследованиях физическо-химических, физико-биологических и других явлений, которые связаны с трением, изнашиванием и смазкой.

Раскроем основные частовстречаемые определения триботехники.

«Внешнее трение» –

это явление сил сопротивления относительно перемещению, встречаемое между двумя телами в местах соприкосновения поверхностей.

«Изнашивание» –

это механическое разрушение материала на поверхности тела или изменение размеров формы детали (рис. 1.3).

«Износ» –

это результат механического разрушения на поверхности тела (рис. 1.4).

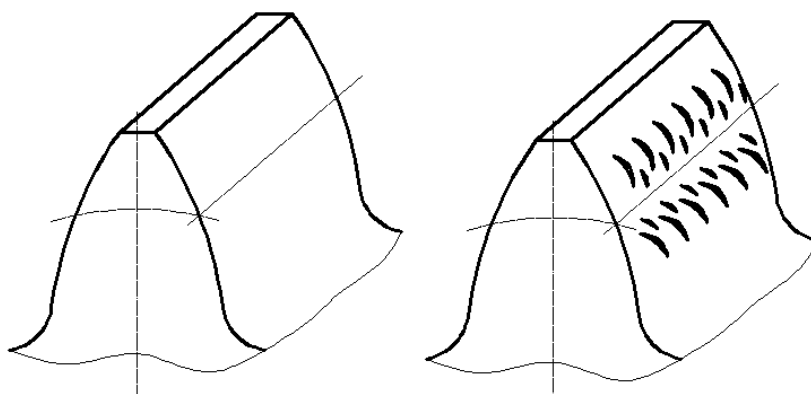


Рисунок 1.3 Абразивное изнашивание поверхности зубьев

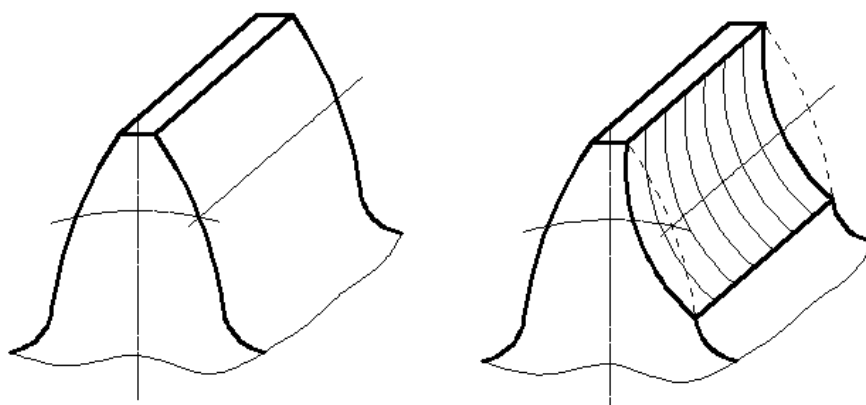


Рисунок 1.4 Износ зубьев

Для обеспечения триботехнической надежности деталей и узлов машин теория трения и изнашивания решает две основные прикладные задачи:

- определение предельных параметров процесса изнашивания (контактных напряжений и смещений, скорости смещения, температуры окружающей среды и т. д.), при которых возможна нормальная работа данной пары трения;

- определение ресурса (срока службы) узла при заданном режиме трения.

К конструктивным решениям вопросов трения и изнашивания можно отнести:

- оптимальный выбор пары трения;
- снижение концентрации нагрузки в узлах трения;

- оптимизация формы изнашивающей поверхности с приближением ее к форме естественного износа;

- самокомпенсация износа.

Технологические методы повышения износостойкости деталей:

- снижение шероховатости поверхности;

- применение покрытий, предохраняющих поверхности от схватывания, упрочнение поверхностных слоев деталей.

К эксплуатационным мероприятиям по повышению долговечности машин можно отнести: обкатку машин, своевременную замену смазочных материалов и изнашивающихся элементов.

После проведенных триботехнических мероприятий по повышению надежности, износостойкости и долговечности проводится оценка триботехнической надежности пар трения.

Оценку триботехнической надежности пар трения качения (подшипники, передачи) производят по допускаемым контактным напряжениям. Условие контактной прочности (предотвращения прочностных отказов) в этом случае имеет вид (рис. 1.5):

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H, (1.3)$$

где σ_H — максимальное контактное напряжение в детали;

$[\sigma]_H$ — допускаемое контактное напряжение.

При определении значения $[\sigma]_H$ учитывают действительный характер нагрузок, степень ответственности деталей и другие практически важные факторы.

Оценку надежности узлов трения, работающих с малыми скоростями скольжения выполняют по среднему давлению при наибольшей ожидаемой нагрузке. При использовании допускаемого давления $[q]$ условие предотвращения износовых отказов (заедание или преждевременного износа) будет иметь следующий вид:

$$q_{\max} \leq [q], (1.4)$$

где $q_{\max}$ — максимальное давление на поверхность детали;

$[q]$ — допускаемое давление материала детали.

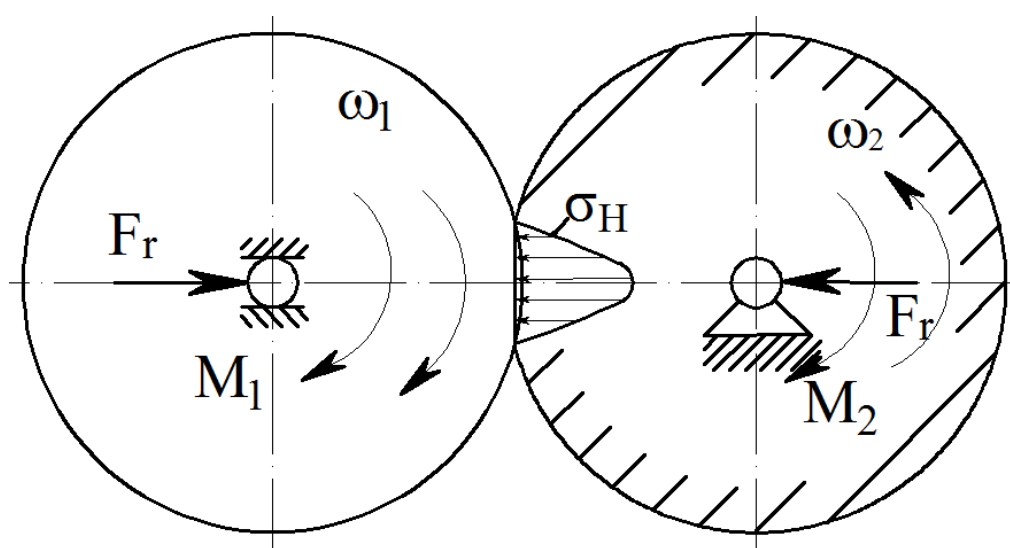


Рисунок 1.5. Контактное напряжение в детали

Значение $[q]$ зависит от типа сопряжения, материалов контактирующих деталей, условий смазывания, степени ответственности пары и других факторов (рис 1.6).

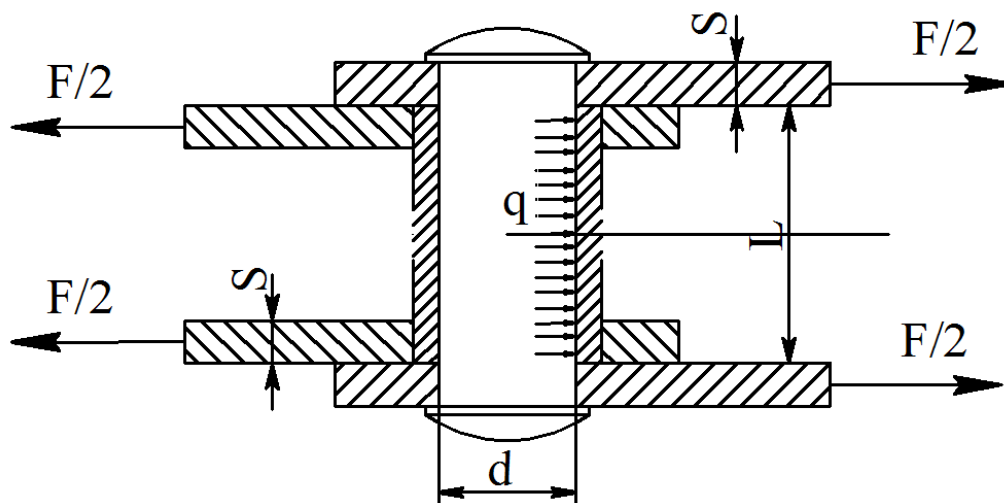


Рисунок 1.6. Давление в шарнире

Для исключения молекулярно-механического изнашивания условия надежности триботехнический надежности с учетом ограничения температуры в контакте запишется в следующем виде:

$$t_k \leq [t_k], (1.5)$$

где t_k – температура в месте контакта;

$[t_k]$ – допускаемая температура в контакте.

Если режим трения пары определяется не только давлением q , но и скоростью скольжения v , то как критерия надежности используют удельную мощность трения, расходуемую на преодоление сопротивления в контакте:

$$qv \leq [qv]. (1.6)$$

Примеры заданий

Пример. Определить допускаемое напряжение при статическом нагружении детали, изготовленной из стали Ст2, Ст3 или чугуна СЧ15-32, СЧ21-40, если: а) для пластичного материала $[n]=2$; для хрупкого материала $[n]=3,5$; $K_d=0,8$; $K_s=2$; б) для пластичного материала $[n]=1,8$; для хрупкого материала $[n]=4$; $K_d=0,85$; $K_s=2,1$.

Решение. а) 1. По табл. П1 определяем предел текучести для пластичных материалов:

$\sigma_f = 206 \dots 186$ МПа для стали Ст2, принимаем $\sigma_f = 200$ МПа;

$\sigma_f = 235 \dots 216$ МПа для стали Ст3, принимаем $\sigma_f = 226$ МПа.

2. По формуле (1.2) вычисляем значение допускаемого напряжения на растяжение и сжатие детали, изготовленной из пластичного материала:

для стали Ст2

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{[n]} = \frac{200}{2} = 100 \text{ МПа};$$

для стали Ст3

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{[n]} = \frac{226}{2} = 113 \text{ МПа}.$$

3. Для чугуна СЧ15-32 (табл. П1) $\sigma_{\text{bw}} = 153 \text{ МПа}$; $\sigma_{\text{bc}} = 612 \text{ МПа}$; для чугуна СЧ21-40 $\sigma_{\text{bw}} = 214 \text{ МПа}$; $\sigma_{\text{bc}} = 765 \text{ МПа}$.

4. По формуле (1.2) вычисляем значение допускаемого напряжения на растяжение и сжатие детали, изготовленной из хрупкого материала:

для стали СЧ15-32

$$[\sigma_w] = \frac{\sigma_{\text{lim}} K_d}{[n] K_s} = \frac{153 \cdot 0,8}{2 \cdot 3,5} = 17,5 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_c] = \frac{\sigma_{\text{lim}} K_d}{[n] K_s} = \frac{612 \cdot 0,8}{2 \cdot 3,5} = 70 \text{ МПа}.$$

для стали СЧ21-40

$$[\sigma_w] = \frac{\sigma_{\text{lim}} K_d}{[n] K_s} = \frac{214 \cdot 0,8}{2 \cdot 3,5} = 24,5 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_c] = \frac{\sigma_{\text{lim}} K_d}{[n] K_s} = \frac{765 \cdot 0,8}{2 \cdot 3,5} = 87,5 \text{ МПа}.$$

Для варианта (б) решение выполняется аналогично.

Задачи

1. Определить коэффициент безопасности круглого стержня с галтелью $r = 3 \text{ мм}$, шлифованный, подвергается асимметричному изгибу (рис. 1.6). В опасном сечении номинальные напряжения $\sigma_{\text{max}} = 150 \text{ Н/мм}^2$ и $\sigma_{\text{min}} = -50 \text{ Н/мм}^2$. Материал стержня – Сталь 45.

2. Проверить прочность участка вала с галтелью $r = 5 \text{ мм}$ (рис. 1.7), изготовленного из стали 40ХНулучшенной. На вал действует в основном крутящий момент пульсирующего цикла $M = 5500 \text{ Нм}$.

3. Определить допускаемое напряжение для фрикционной передачи с цилиндрическими катками, если твердость ведущего катка HRC42...46, ведомого HRC52...56 (рис. 1.8). Частота вращения ведущего катка $n_1 = 750 \text{ мин}^{-1}$, ведомого $n_2 = 250 \text{ мин}^{-1}$.

¹. Проектируемый срок службы $L = 10$ лет, $K_T = 0,6$, $K_c = 0,33$. Нагрузка приближенно постоянная.

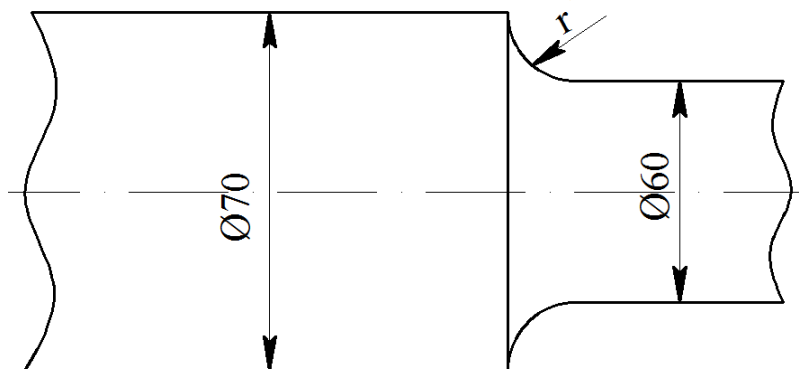


Рисунок 1.7. Участок вала

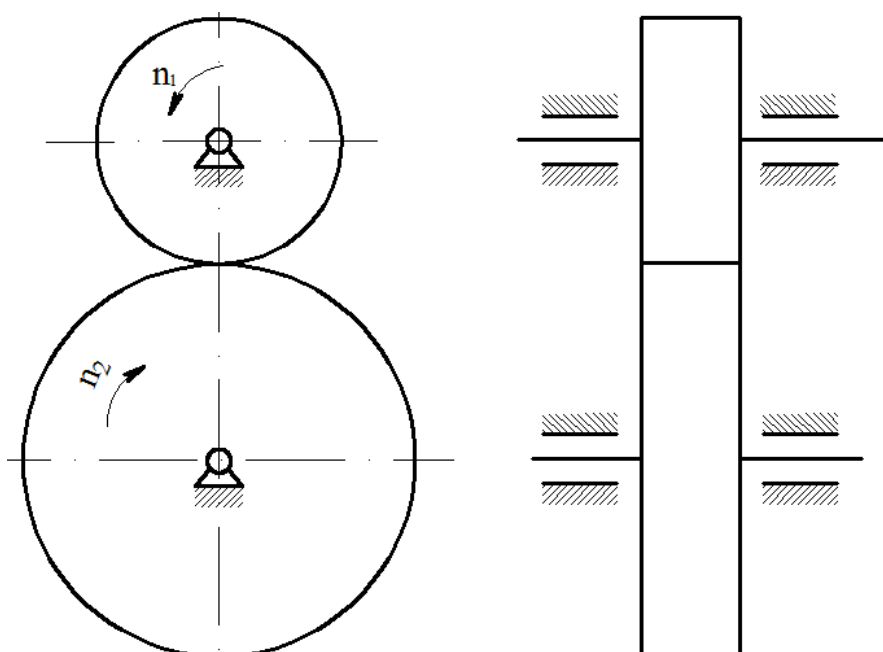


Рисунок 1.8. Фрикционная передача

Тесты для самопроверки

1. Деталь это.....

- А. Часть конструкции, которую выполняют из материала одной марки без сборочных операций
- В. Часть конструкции, которую выполняют с помощью сборочных операций

- С. Часть конструкции, которую выполняют из материалов нескольких марок безсборочных операций
 - Д. Часть конструкции, которую выполняют из материала одной марки с помощью сборочных операций
 - Е. Часть конструкции, которую выполняют из разных материалов безсборочных операций
2. Какая деталь относится к деталям специального назначения
- А. Барабан
 - В. Ремень
 - С. Цепь
 - Д. Подшипник
 - Е. Болт
3. Какая деталь относится к деталям общего назначения
- А. Подшипник
 - В. Барабан
 - С. Поршень
 - Д. Ковш
 - Е. Полиспаст
4. По каким предельным напряжениям рассчитывают детали из чугуна?
- А. Предел текучести
 - В. Предел прочности
 - С. Предел упругости
 - Д. Предел жесткости
 - Е. Предел выносливости
5. Работоспособность деталей это...
- А. Свойство детали выполнять свои функции с заданными показателями
 - В. Свойство детали и машины сопротивляться силам действующим на них по времени
 - С. Способность детали не достигать предельного состояния в течение длительного времени
 - Д. Состояние когда дальнейшее использование детали по назначению становится нецелесообразным
 - Е. Способность детали сопротивляться внешним нагрузкам без разрушения
6. Надежность деталей это...
- А. Свойство детали выполнять свои функции с заданными показателями
 - В. Свойство детали и машины выполнять свои функции, сохраняя заданные показатели в течение заданного времени
 - С. Способность детали не достигать предельного состояния в течение длительного времени
 - Д. Состояние когда дальнейшее использование детали по назначению становится нецелесообразным
 - Е. Способность детали сопротивляться внешним нагрузкам без разрушения

2. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕЗУБЧАТЫЕПЕРЕДАЧИ

2.1.Общиесведенияопередачах

Рольпередачвмашинахиоборудованиезаключаетсявпреобразование видовэнергииидвиженийотисточникаэнергиикрабочемумеханизму. Также передачимогутизменятькрутящиймоментыичастотувращениявалаовзависимостиоттребованийпредъявляемыхкрабочемумеханизму. Например,коробкапередачможетизменятьскоростивразличныхдиапазонахотмалогодо большогоегозначения. Малыеоборотывалынужныприторганиесместа,когда необходимобольшойкрутящиймомент. Помереувеличенияскоростидвижениясиловоймоментбудетуменьшаться,потомучтоздесьдействуетзаконсохраненияэнергии–

«восколькоразмыувеличиличастотувращениявала,востолькоразуменьшилсясиловоймоментнавалу». Поспособупередачидвижениечасто встречаетсяоное–этовращательноедвижение.

Тепередачи,которыеиспользуютсядляпонижениячастотывращенияваланазывают«редукторами»,ате,которыеслужатдляувеличениячастотывращенияваланазывают«мультипликаторами».

Напрактикеприменениередукторовнаходитбольшоераспространениечеммультипликаторы,таккакврабочихмеханизмахдляпроизводственногопроцесса требуетсявосновном«большой»силовоймомент. Амультипликаториспользуютвтехнологическихмашинахгде требуется«большое»числооборотоввала. Например,измельчениепродуктадомельчайшихчастицзакороткоевремяит.д.

Расположениепередачимеждуисточникомэнергиииегопотребителемобосновываетсянесколькимивыводами(рис.2.1):

а)частота вращенияваларабочегомеханизмаиисточникаэнергииимеют большииразличия;

б)вовремярабочегопроцессавозникаетнеобходимостьвредуцировании частотавращенияивращающегомоментаваларабочегомеханизма,самисточник энергиииз-

законструктивныхособенностейтакимивозможностяминеобладает;

в)восновномисточникэнергииисвершаетвращательноедвижения,адлярабочегомеханизмаиногдатребуетсяпреобразованиевидовдвиженияизэтуфункциюможетвыполнитьпередача;

г)когда требуетсяоднимисточникомэнергиидатьэнергиюидвижениенесколькимирабочиморганамсразличнойчастотой вращениявала;

д)есливозникаетнеобходимостьрасположенияисточникаэнергииирабочегомеханизманабольшомрасстоянии,напримерременнаяпередачакомпрессораит.д.

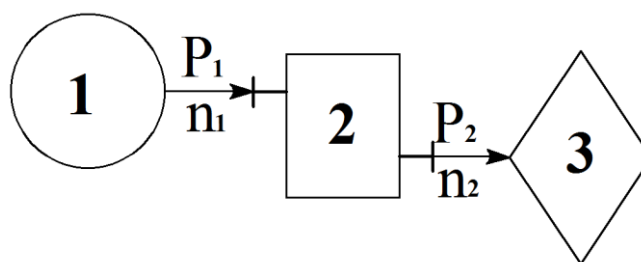


Рисунок 2.1. Привод машины:
1—двигатель; 2—передача; 3—исполнительный орган машины.

Ниже приведены основные параметры передач. В каждой передаче привода машины (рис. 2.1) различают входной и выходной вал, а также ведущий и ведомый вал.

Основные типовые характеристики передач (рис. 2.1): мощность P_1 на входе и P_2 на выходе, кВт; быстроходность, которая выражается частотой вращения n_1 на входе и n_2 на выходе, мин^{-1} , или угловыми скоростями ω_1 и ω_2 , с^{-1} . Эти характеристики минимально необходимы и достаточны для проведения проектного расчета любой передачи.

Кроме основных различают производные характеристики:

- коэффициент полезного действия (КПД),

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}. \quad (2.1)$$

- передаточное отношение, определяемое в направлении потока мощности,

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (2.2)$$

При расчете передач используют следующие зависимости между различными параметрами: выражение мощности P , Вт, через окружную (тангенциальную) силу F_t , Н, и окружную скорость v , м/с, колеса, шкива, барабана и т.п.:

$$P = F_t v; \quad (2.3)$$

выражение вращающего момента M , Нм, через мощность P , Вт, и угловую скорость ω , с^{-1} или частоту вращения n , мин^{-1} :

$$M = \frac{P}{\omega}, \quad \text{где } \omega = \frac{\pi n}{30}; \quad (2.4)$$

связь между вращающимися моментами на ведущем M_1 и ведомом M_2 валах через передаточное отношение и КПД η :

$$M_2 = M_1 u \eta ; (2.5)$$

В случае если передача многоступенчатая, то расчет основных характеристик производят последующим выражением:

-общий коэффициент полезного действия η_0 (КПД),

$$\eta_0 = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n , (2.6)$$

где η_1 – коэффициент полезного действия первой ступени передачи;

η_2 – коэффициент полезного действия второй ступени передачи;

η_n – коэффициент полезного действия n -й ступени передачи;

-
общее передаточное отношение u_0 , определяемое в направлении потока мощности,

$$u_0 = u_1 u_2 \dots u_n , (2.7)$$

где u_1 – передаточное отношение первой ступени передачи;

u_2 – передаточное отношение второй ступени передачи;

u_n – передаточное отношение n -й ступени передачи.

2.2. Классификация зубчатых передач

Один из самых распространенных видов передач это зубчатая передача, которая состоит из двух зубчатых колес (рис. 2.2), где передача и преобразование движения и энергии осуществляется за счет зацепления между зубьями колес. В зубчатой передаче типа «редуктор» малое колесо называют «шестерня», а большое – «зубчатое колесо». Соответственно им присваивается индекс «1» и «2».

Зубчатые передачи классифицируют последующим отличительным признаком.

Как взаимно расположены оси валов: параллельно расположению осей валов –
им соответствуют передачи с цилиндрическими колесами (рис. 2.2, а); передачи с пересекающимися осями –
конические колеса (рис. 2.2, б); передачи со скрещивающимися осями –
червячные и винтовые (рис. 2.2, в); передачи с валами, которых расположены на одной линии или подвижными осями –
планетарные и волновые (рис. 2.2, г). Кроме того, применяют передачи между зубчатыми колесами и рейкой.



Рисунок 2.3. Виды зубчатых колес:
 а – прямозубое; б – косозубое; в – шевронное; г – круговое.

В зависимости от формы зуба передачи бывают: с циклоидным профилем, с эвольвентным профилем, с круговым профилем (Новикова), с волновым профилем (рис. 2.4, рис. 2.5).

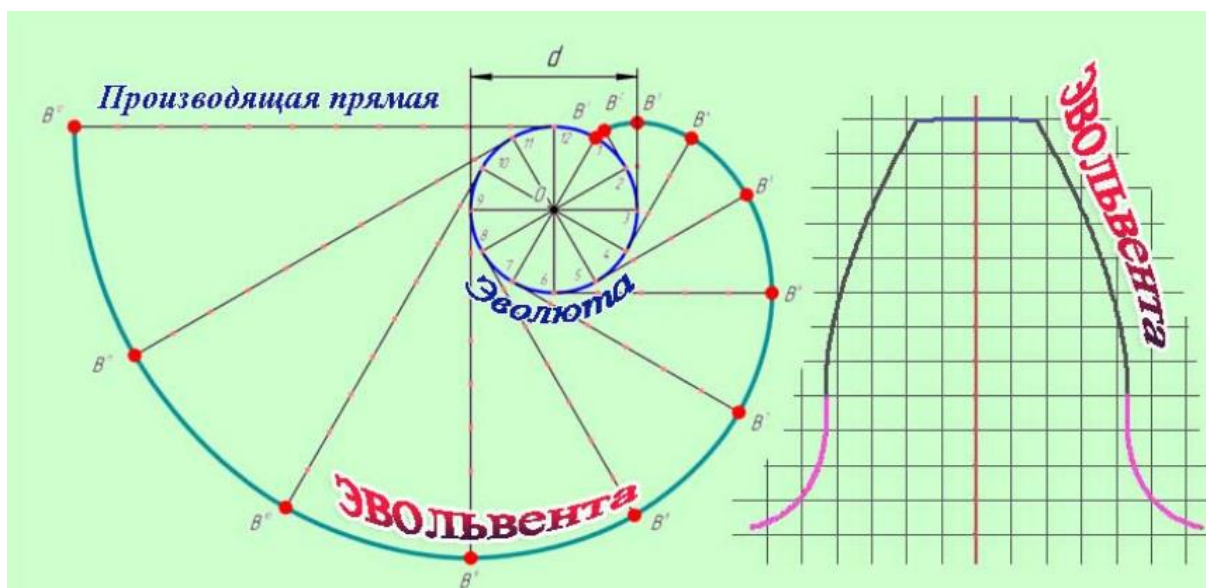


Рисунок 2.4. Построение профиля эвольвенты

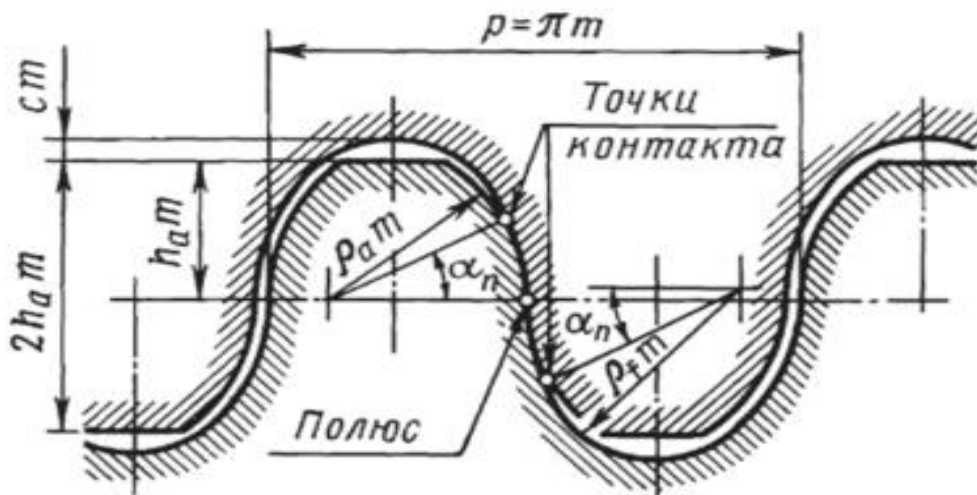


Рисунок 2.4. Построение профиля Новикова

По конструктивному выполнению передачи бывают открытые и закрытые.

По относительному расположению поверхностей вершин и впадин зубьев колес различают передачи с внешним и внутренним зацеплением.

По изменению частоты вращения ведомого вала зубчатые делятся на понижающие (редуктор) и повышающие (мультипликатор) передачи.

По окружной скорости колес: все тихоходные $v \leq 0,5$ м/с; тихоходные $0,5 \leq v \leq 3$ м/с; среднескоростные $4 \leq v \leq 15$ м/с; высокоскоростные $v > 15$ м/с

По твердости материала поверхности зубьев: менее твердые $\leq \text{HB}350$; твердые $> \text{HB}350$.

2.3. Геометрия и кинематика зубчатых передач

Основные геометрические параметры.

Для расчета геометрических параметров зубчатой передачи (рис. 2.6) необходимо руководствоваться основными определениями: z_2 и z_1 –

число зубьев колеса и шестерни; p –

шаг зубьев по делительному диаметру; $p_b = p \cos \alpha$ –

шаг зубьев по основной окружности; α –

профиль зуба по делительному диаметру; α_w – угол зацепления:

$$\cos \alpha_w = \frac{d \cos \alpha}{d_w}, \quad (2.8)$$

где d – делительный диаметр колеса, мм;

α – угол исходного профиля зуба, град;

d_w – диаметр зацепления колеса, мм.

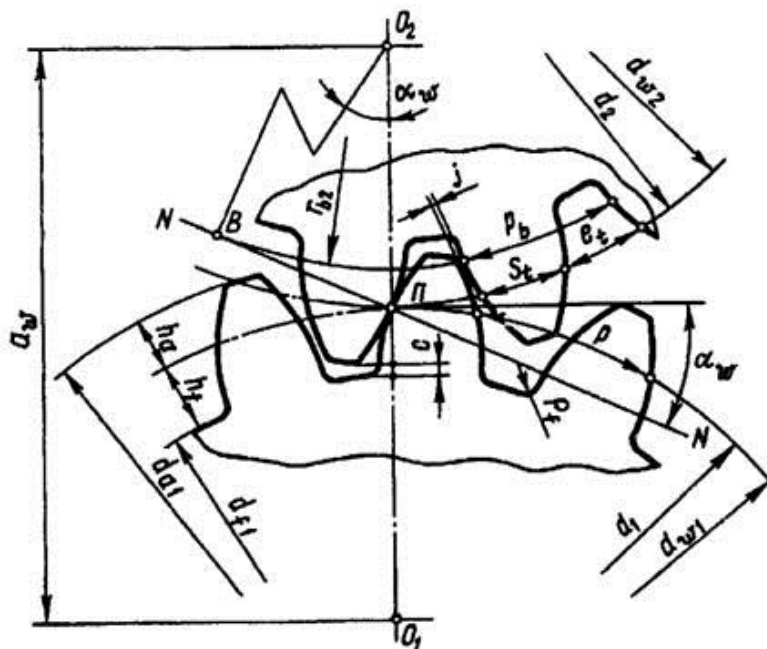


Рисунок 2.6. Зубчатое зацепление

Основным геометрическим параметром зубчатого зацепления является модуль m зубьев колес, мм:

$$m = \frac{p}{\pi} \quad (2.9)$$

Модуль зубьев колес подразделяется на два вида: нормальный m_n и окружной m_t . Значения нормальных модулей стандартизованы в диапазоне 0,05-100 мм.

Геометрическими параметрами зубчатых колес являются диаметр колес, ширина или длина и высота зуба. Данные геометрические параметры по каждому виду передачи определяются индивидуально, так как существуют конструктивные особенности в виде наклона и угла зуба, профиля, а также зацепления.

Более подробно геометрия зубчатого зацепления рассматривается в курсе «Теория механизмов машин».

Кинематика зубчатых передач в основном обусловлена двумя параметрами: передаточным отношением и скоростью зубчатых колес:

$$Z_2 = Z_1 u \quad (2.10)$$

При зацеплении зубчатых колес в местах контакта наблюдается перекаты вание и скольжение зубьев.

2.4. Силы действующие в зацеплении

Передача движения от одного зубка другому осуществляется путем зацепления посредством силы нормального давления в точке контакта зубьев F_n . Разложим данную силу на три ортогональные проекции (рисунок 2.6):

- осевая сила F_a , располагается параллельно оси шестерни;
- радиальная сила F_r , располагается по радиусу к центру шестерни;
- окружная сила F_t , располагается касательно к делительному диаметру

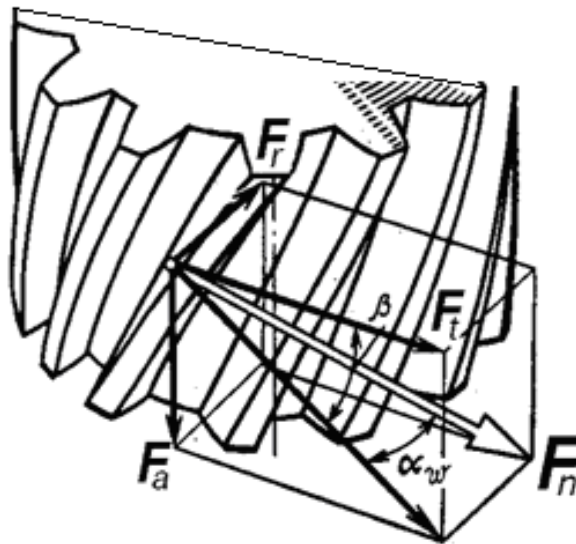


Рисунок 2.7. Силы действующие в зацеплении

Окружная сила F_t , определяется если известны передаваемый вращающий момент M и делительный диаметр d_w :

$$F_t = \frac{2M}{d_w} \quad (2.11)$$

Радиальная сила F_r вычисляется, зная угол зацепления α и угол наклона зубьев β :

$$F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad (2.12)$$

Осевая сила F_a вычисляется через окружную силу и угол наклона зубьев β :

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta \quad (2.13)$$

Наконец, если необходимо, зная все проекции, можно вычислить модуль нормальной силы:

$$F_n = \sqrt{F_a^2 + F_r^2 + F_t^2} = F_t / (\cos \alpha \cos \beta). \quad (2.14)$$

Силы зацепления для колёса и шестерни если они одноимённые, то они направлены между собой, но противоположны по направлению. Окружная сила для колёса направлена в сторону вращения, для шестерни противоположна направлению вращения [11], радиальная сила направлена по радиусу к центру. Осевая сила будет одной из составляющих нормальной силы, направленной под углом 90° к линии зуба, второй составляющей будет окружная сила (рис. 2.6).

2.5. Расчёт закрытой цилиндрической зубчатой передачи

Проектный расчёт. При определении геометрических параметров цилиндрической закрытой зубчатой передачи, по контактным напряжениям, определяют межосевое расстояние зубчатых колёс a_w , в мм [2]:

- для прямозубой передачи

$$a_w = (u \pm 1) \sqrt{\left(\frac{310}{[\sigma_H]} \right)^2 \frac{M_2 \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{ba}}}, \quad (2.18)$$

- для косозубой передачи

$$a_w = (u \pm 1) \sqrt{\left(\frac{270}{[\sigma_H]} \right)^2 \frac{M_2 \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{ba}}}, \quad (2.19)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое контактное напряжение, МПа;

M_2 – крутящий момент на ведомом валу, Н·мм;

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации сил;

ψ_{ba} – коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию [2].

Полученное расчётное значение межосевого расстояния a_w (мм) для нестандартных передач рекомендуют округлить до ближайшего по стандартному ряду $Ra20$ нормальных линейных размеров [3].

Далее определяют основной геометрический параметр – модуль зацепления m (или m_n для косозубой передачи) из соотношения $m(m_n) = (0.01 \dots 0.02) a_w$, если $H1$ и $H2 \leq 350$ HB или $m(m_n) = (0.016 \dots 0.0315) a_w$, если $H1$ и $H2 > 350$ HB [3].

Полученное значение модуля необходимо округлить до стандартного значения по 1-

муряду модулей: 1,0; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10 мм. При этом для силовых передач рекомендуют [1] принимать $m(m_n) \geq 1,5$ мм.

В цилиндрической передаче с наклонными зубьями угол наклона линии зуба назначают в пределах $\beta = 8 \dots 20^\circ$.

Далее определяют суммарное число зубьев шестерни и колеса и определяют геометрические параметры (таблица 2.1).

Значение z_1 следует округлить до целого числа. Из условия отсутствия подрезания зубьев необходимо назначать: для прямозубых $z_1 \geq z_{\min} = 17$ и $z_1 \geq 17 \cdot \cos^3 \beta$ -

для косозубых колёс. Зачастую для уменьшения шума в быстроходных передачах принимают $z_1 \geq 25$.

Таблица 2.1. Геометрические параметры цилиндрической передачи

Параметры	Обозн.	Разм.	Формула
Суммарное число зубьев шестерни и колеса: для прямозубых колёс; для косозубых колёс.	z_Σ	-	$z_\Sigma = z_1 + z_2 = 2 a_w / m$,
		-	$z_\Sigma = z_1 + z_2 = 2 a_w \cos \beta / m_n$.
Число зубьев шестерни	z_1	-	$z_1 = z_\Sigma / (u \pm 1)$
Число зубьев колеса	z_2	-	$z_2 = z_\Sigma - z_1$
Фактическое значение передаточного числа передачи	u_ϕ	-	$u_\phi = z_2 / z_1$
Фактическое межосевое расстояние	$a_{w\phi}$	мм	$a_{w\phi} = m(z_1 + z_2) / 2$
Фактический угол наклона линии зуба	β	град.	$\beta = \arccos(z_\Sigma m_n / (2 a_{w\phi}))$
Ширина зубчатого венца колеса	$b_2 = b_w$	мм	$b_w = \psi_{ba} \cdot a_{w\phi}$
Ширина зубчатой шестерни	b_1	мм	$b_1 = b_2 + (2 \dots 5) \text{ мм}$
Делительные диаметры: для прямозубых колёс; для косозубых колёс.	$d_{1,2}$	мм	$d_{1,2} = m \cdot z_{1,2}$
			$d_{1,2} = m_n z_{1,2} / \cos \beta$
Диаметры вершин зубьев: для прямозубых колёс; для косозубых колёс.	$d_{a1,2}$	мм	$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2 \cdot m$
			$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2 \cdot m_n$
Диаметры впадин зубьев: для прямозубых колёс;	$d_{f1,2}$	мм	$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5 \cdot m$

ых колёс; для косозубых колёс.			$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5 \cdot m_n$
-----------------------------------	--	--	--------------------------------------

Проверочный расчёт.

Проверочный расчёт проводится по контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев колёс [1]:

- для прямозубых колёс

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w} \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha} \sqrt{(u \pm 1)^3}}{b_2 u^2}} \leq [\sigma_H]; (2.20)$$

- для косозубых колёс

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha} \sqrt{(u \pm 1)^3}}{b_2 u^2}} \leq [\sigma_H]. (2.21)$$

Проверка на напряжения изгиба выполняется отдельно для шестерни и для зубчатого колеса передачи после определения сил действующих в зацеплении и геометрических параметров [3]:

для прямозубых колёс

$$\sigma_{F1,2} = \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1,2}}{m \cdot b_{w \text{ уточн.}}} \leq [\sigma_F]_{1,2} (2.25)$$

и для косозубых колёс

$$\sigma_{F1,2} = Z_{F\beta} \cdot \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1,2}}{m_n \cdot b_{w \text{ уточн.}}} \leq [\sigma_F]_{1,2}, (2.26)$$

где $Z_{F\beta}$ -

коэффициент повышения прочностикосозубых передач по напряжениям изгиба

$Z_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} \cdot Y_\beta}{\epsilon_\alpha}$. Здесь Y_β -

коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочностивследствиенакл
она контактной линии на зубе к основанию зуба, $Y_\beta = 1 - \beta/140$

, где β подставляют в градусах. Коэффициент неравномерности распределения
агрузки между одновременно зацепляющимися зубьями $K_{F\alpha}$
назначают по табл. 2.9 [5].

2.6. Методика расчёта закрытой и открытой зубчатой передачи

Проектный расчет закрытой зубчатой передачи проводится после кинематического расчета, где были определены передаточные отношения, частота вращения, угловая скорость вращающиеся моменты валов. При необходимости некоторых параметров (мощность, коэффициент полезного действия и т. д.) их можно дополнить.

Рекомендуется следующий порядок расчета передачи:

1. выбрать материал для шестерни и колеса, и определить допускаемое напряжение (контакта и изгиба);
2. предварительно задаться коэффициентами ширины венца ψ_{ba} или ψ_{bd} , и концентрации сил $K_{H\beta}$ или $K_{F\beta}$;
3. для закрытой передачи определить межосевое расстояние a_w , для открытой или закрытой с высокой твердостью зубьев – модуль m ;
4. вычислить геометрические параметры;
5. уточнить межосевое расстояние и определить ширину шестерни и колеса;
6. вычислить окружную скорость и назначить соответствующую степень точности изготовления колес;
7. уточнить значения коэффициентов нагрузки K_H и K_F ;
8. определить силы, действующие в зацеплении;
9. проверить расчетные напряжения в случае превышения от допускаемых изменить параметры передачи (a_w, m) или термообработку.

Пример. Рассчитать закрытую косозубую цилиндрическую передачу (рис. 2.8), если: вращающийся момент на ведущем валу $M_1 = 128,5 \text{ Нм}$, ведомом валу $M_2 = 456,2 \text{ Нм}$; передаточное отношение $u = 3,55$, угловая скорость $\omega_1 = 38,7 \text{ с}^{-1}$.

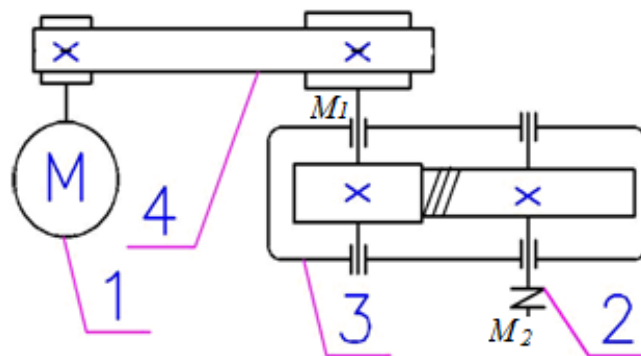


Рисунок 2.8. Привод транспортера:
1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – цилиндрическая передача; 4 – ременная передача.

Решение.

1. Выбор материала и определяем допускаемое напряжение.

Выбор материала с средним механическим характером для шестерни, Сталь 45, термообработка улучшения, твердость HB230

Для зубчатого колеса Сталь 45, термообработка улучшения, твердость HB200

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_H$ определяют при проектном расчете по формуле (1.2):

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim b}}{[n]} K_{HL} = \frac{2 \cdot 200 + 70}{1.15} = 408 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

где $\sigma_{H \lim b}$ –

предел контактной выносливости при базовом числе циклов,

$\sigma_{H \lim b} = 2HB + 70$ (таб. П1);

K_{HL} – коэффициент долговечности; если число циклов нагружения каждого зуба колеса больше базового, то принимают $K_{HL} = 1$

Определяем допускаемое напряжение изгиба $[\sigma]_F$ определяют при проектном расчете по формуле (1.2):

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F \lim b}^0}{[n]_F} = \frac{1.8 \cdot 230}{1.75} = 237 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}, [\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F \lim b}^0}{[n]_F} = \frac{1.8 \cdot 200}{1.75} = 206 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2};$$

где $\sigma_{F \lim b}^0$ –

предел изгибной выносливости при базовом числе циклов, $\sigma_{F \lim b}^0 = 1,8HB$ (таб. П1);

$[n]_F$ – коэффициент запаса прочности при изгибе $[n]_F = 1,75$.

2. По контактной прочности определяем межосевое расстояние, предварительно принимаем коэффициент нагрузки $K_{H\beta} = 1,25$ и коэффициент ширины венца по отношению к межосевому расстоянию $\Psi_{ba} = 0,4$

$$a_w = (u + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{K_a}{[\sigma]_H u}\right)^2 \frac{M_2 10^3}{\Psi_{ba}}} = (3,55 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{270}{408 \cdot 3,55}\right)^2 \frac{456,2 \cdot 10^3}{0,4}} = 155,12 \text{ мм}$$

Ближайшее значение межосевого расстояния по ГОСТ 2185-66

$a_w = 180 \text{ мм}$

3. Определяем нормальный модуль зацепления

$m_n = (0,01 \dots 0,02) a_w = (0,01 \dots 0,02) 180 = 1,8 \dots 3,6$

Принимаем значение согласно данному промежутку $m_n = 3 \text{ мм}$.

4. Определяем число зубьев шестерни и колеса, предварительно принимаем угол наклона зубьев $\beta = 10^\circ$:

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{(u + 1)m_n} = \frac{2 \cdot 180 \cdot 0,964}{4,55 \cdot 3} = 25,4$$

принимаем $z_1 = 25$

тогда $z_2 = z_1 u = 25 \cdot 3,55 = 89$

Уточняем значение угла наклона зубьев по формуле:

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a_w} = \frac{(25 + 89) * 3}{2 * 180} = 0,95.$$

$$\beta = 18^\circ 12'.$$

5. Определяем основные размеры шестерни и колеса:
диаметры делительные:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_1 = \frac{3}{0,95} * 25 = 79 \text{ мм}$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_2 = \frac{3}{0,95} * 89 = 281 \text{ мм}.$$

$$\text{Проверка: } a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{79 + 281}{2} = 180 \text{ мм},$$

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 79 + 2 * 3 = 85 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 281 + 2 * 3 = 287 \text{ мм};$$

ширина колеса $b_2 = \psi_{ba} * a_w = 0,4 * 180 = 72 \text{ мм};$

ширина шестерни $b_1 = b_2 + 5 \text{ мм} = 72 + 5 = 77 \text{ мм}.$

Определяем коэффициент ширины шестерни по диаметру:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{77}{79} = 0,97$$

6. Окружная скорость колес и степень точности изготовления передачи

$$v = \frac{w_1 d_1}{2} = \frac{38,7 * 79}{2 * 10^3} = 1,5 \text{ м/с}$$

При такой скорости для косозубых колес следует принять 8-ю степень точности.

7. Коэффициент нагрузки

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\nu}$$

Значения коэффициента учитывающего неравномерность распределения нагрузки под зуб $K_{H\beta}$ даны в табл. П3; при $\psi_{bd} = 0,97$ и твердости $HВ \leq 350$, и симметричном расположении колес относительно опор $K_{H\beta} \approx 1,04$

По табл. П4 при $\theta = 1,5 \text{ м/с}$ и 8-й степени точности определяем коэффициент учитывающий динамическое воздействие $K_{H\alpha} \approx 1,0$.

По табл. П5 для косозубых колес выбираем коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями при $v = 1,5 \text{ м/с}$ и $e \approx 1,09$

Таким образом, $K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv} = 1,04 * 1,0 * 1,09 = 1,13$.

8. Проверка контактных напряжений по формуле:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{K_H M_2 (i+1)^3}{b_2 i^2}} = \frac{270}{180} \sqrt{\frac{1,13 * 456,2 * 10^3 (3,55+1)^3}{72 * 3,55^2}} = 347 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma] = 408 \text{ Н/мм}^2$$

Условие прочности на контактную прочность выполнено.

9. Определяем силы, действующие в зацеплении:

$$\text{окружная сила } F_t = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2 * 128,5 * 10^3}{79} = 3253 \text{ Н}$$

$$\text{радиальная } F_r = F_t \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 3253 \frac{\tan 20^\circ}{\cos 18^\circ 12'} = 1246 \text{ Н}$$

$$\text{осевая } F_a = F_t * \tan \beta = 3253 * \tan 18^\circ 12' = 1069 \text{ Н}$$

10. Проверяем зубья на выносливость по напряжениям изгиба по формуле:

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

Здесь коэффициент нагрузки $K_F = K_{F\beta} K_{F\alpha}$.

Значения коэффициентов концентрации нагрузки $K_{F\beta}$ и динамичности $K_{F\alpha}$ определяем по табл. П6 и табл. П7 соответственно. По таблице П6 при $\psi_{bd} = 0,97$, твердости $\leq HВ 350$ и симметричном расположении зубчатых колес относительно опор $K_{F\beta} = 1,1$. По табл. П7 $K_{F\alpha} = 1,1$. тогда образом, коэффициент

$$K_F = K_{F\beta} K_{F\alpha} = 1,1 * 1,1 = 1,21$$

Y_F - коэффициент, учитывающий форму зуба по местным напряжениям, зависящий от эквивалентного числа зубьев Z_v :

$$\text{у шестерни } Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{25}{\cos^3 18^\circ} = 29$$

$$\text{у колеса } Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{89}{\cos^3 18^\circ} = 103$$

При этом по таблице П8 $Y_{F1}=3.8$ и $Y_{F2}=3.60$.

Находим $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$;

$$\text{для шестерни } \frac{237}{3.8} = 62,3 \text{ Н/мм}^2$$

$$\text{для колеса } \frac{206}{3.60} = 57,5 \text{ Н/мм}^2$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140} = 1 - \frac{18^0}{140} = 0,87$$

$\varepsilon_\alpha=1,5$ и 8-й степени точности $K_{Fa}=0,75$.

Проверка прочности зуба колеса:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta K_{Fa}}{b m_n} = \frac{3253 * 1,21 * 3,6 * 0,87 * 0,75}{72 * 3} = 43 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma_{F2}] = 206 \text{ Н/мм}^2$$

Условие прочности зуба колеса на изгиб выполнено.

Тесты для самопроверки

1. Для чего служат передачи
 - А. Для соответствия рабочих характеристик между двигателями рабочей машиной
 - В. Для преобразования тепловой энергии в механическую
 - С. Для передачи частоты вращения от двигателя к рабочей машине без изменения
 - Д. Для соединения двигателя с рабочей машиной
 - Е. Для уменьшения динамических сил, возникающих в двигателе
2. За счет чего осуществляется передача движения?
 - А. Окружной силы
 - В. Взаимного давления между колесами
 - С. Трения между зубьями

D. Радиальной силы

E. Осевой силы

3. По какой формуле определяется коэффициент полезного действия привода

A. $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n$

B. $\eta = \frac{P_2}{P_1}$

C. $\eta = \frac{P_1}{P_2}$

D. $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n$

E. $\eta = \frac{n_1}{n_2}$

4. Какова сущность модуля зацепления

A. $\frac{p_t}{\pi}$

B. $\frac{p_t}{z}$

C. $p_t \pi$

D. $p_t z$

E. $\frac{p_t z}{\pi}$

5. По какой прочности рассчитывают закрытые зубчатые передачи

A. Контактной

B. Изгибной

C. Приведенной

D. Крутящей

E. Жесткой

6. По какой прочности рассчитывают открытые зубчатые передачи

A. Изгибной

B. Контактной

C. Приведенной

D. Крутящей

E. Жесткой

7. Каковы последствия при превышении расчетных контактных напряжений над допустимыми

A. Поверхностное разрушение зубьев

B. Полномка зубьев

C. Изменение формы зуба

D. Пластичная деформация зуба

E. Излом зубьев

8. Какиепоследствиеприпревышениерасчетныхизгибныхнапряженийнаддопустимыми
 - A. Поломказубьев
 - B. Поверхностноеразрушениезубьев
 - C. Заеданиезубьев
 - D. Аразивныйизнос
 - E. Выкрашиваниеповерхностизубьев
9. Какойпараметрвзубчатойпередачиявляетсяпостоянным
 - A. Уголпофилязуба
 - B. Количествозубьев
 - C. Расположениезубьев
 - D. Делительныйдиаметр
 - E. Длиназуба
10. Выборточностиизготовлениязубчатыхколесзависитот...
 - A. Окружнойскоростиколес
 - B. Количествозубьев
 - C. Модулязацепления
 - D. Материалаколес
 - E. Длинызуба
11. Покакойформулеопределяетсявысотанекоррегированногозуба
 - A. $h = 2.25m$
 - B. $h = 1.25m$
 - C. $h = 3.25m$
 - D. $h = 0.25m$
 - E. $h = 1.5m$
12. Покакойформулеопределяетсярадиальныйзазорвцилиндрическойзубчатойпередаче
 - A. $c = 0,25m$
 - B. $c = 1,25m$
 - C. $c = 0,15m$
 - D. $c = 2,25m$
 - E. $c = 2,5m$
13. Укажитезависимостьмеждуокружныминормальныммодулем
 - A. $m_t = m_n / \cos\beta$
 - B. $m_t = r_t / \pi$
 - C. $m_n = r_n / \pi$
 - D. $m = 2 \cdot a / (Z_1 + Z_2)$
 - E. $m = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w$
14. Какрасполагаютсязубьяотносительноосиколесвкосозубойпередаче
 - A. Наклонно
 - B. Вертикально
 - C. Перпендикулярно

- D. Асимметрично
E. Параллельно
15. По какой формуле определяется радиальная сила в цилиндрической передаче
- A. $F_r = F_t \tan \alpha / \cos \beta$
B. $F_6 = 2 \sigma_0 \cdot A \cdot \sin(\alpha/2)$
C. $F_t = S_1 - S_2$
D. $F_t = 2M/d$
E. $F_a = F_t \tan \beta$
16. Чему равно межосевое расстояние в цилиндрической передаче, если число зубьев шестерни $Z_1 = 20$, колеса $Z_2 = 50$, а модуль зацепления $m = 4$ мм
- A. 140
B. 280
C. 440
D. 100
E. 40
17. Чему равен диаметр вершин зубьев колеса, если число зубьев колеса $Z_2 = 44$, а модуль зацепления $m = 5$ мм
- A. 230
B. 165
C. 125
D. 285
E. 208
18. Редуктор это...
- A. Передача которая увеличивает крутящий момент и уменьшает частоту вращения валов
B. Передача которая уменьшает крутящий момент и увеличивает частоту вращения валов
C. Передача которая уменьшает крутящий момент валов
D. Передача которая уменьшает крутящий момент и частоту вращения валов
E. Передача которая увеличивает крутящий момент и частоту вращения валов
19. Какая передача преобразует вращательное движение в поступательное
- A. Реечное
B. Волновое
C. Коническое
D. Червячное
E. Планетарное
20. Расстояние между двумя именными точками зубьев измеренное по делительному диаметру называется...
- A. Шаг зацепления
B. Межосевое расстояние

- С. Модуль зацепления
 - Д. Передаточное отношение
 - Е. Число зубьев
21. Какие силы действуют в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи
- А. Радиальная, окружная
 - В. Радиальная, окружная, осевая
 - С. Радиальная, осевая
 - Д. Окружная, осевая
 - Е. Радиальная
22. Определите делительные диаметры шестерни и колеса, если число зубьев колеса $Z_2=50$, передаточное отношение $U=2$, модуль зацепления $m=4$ мм
- А. 100 ж/е 200
 - В. 40 ж/е 60
 - С. 160 ж/е 400
 - Д. 80 ж/е 180
 - Е. 250 ж/е 500
23. Какие силы в шевронной зубчатой передаче взаимно уничтожаются
- А. Осевые
 - В. Окружные
 - С. Динамические
 - Д. Радиальные
 - Е. Центробежные

3. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1. Общие сведения

Конические передачи способны передавать крутящий силовой момент между пересекающимися валами. Их зубья бывают прямолинейными, наклонными и криволинейными (рис. 3.1).

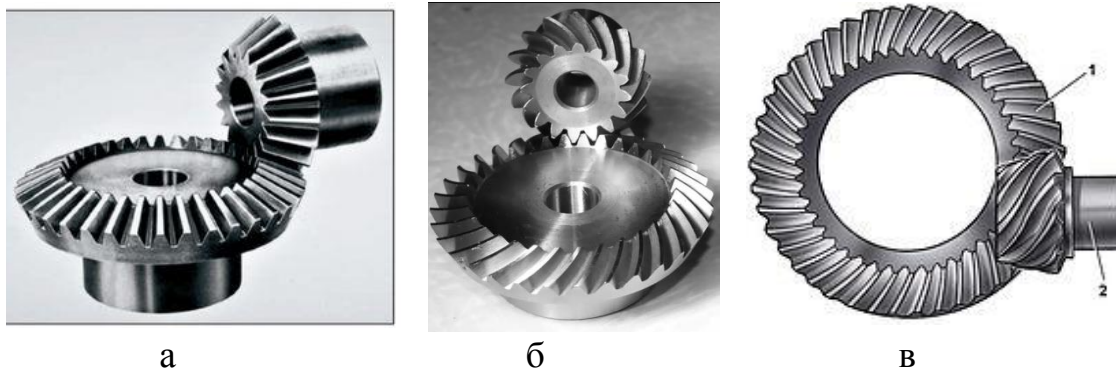


Рисунок 3.1. Конические передачи: а – прямозубые; б – косозубые; в – криволинейные (круговые) зубьями.

Конические зубчатые передачи обычно проектируют сравнительно небольшими мощностями, так как консольное расположение шестерни на валу при значительных силах зацепления приводит к большим деформациям, нарушающим точность зацепления и нормальную работу передачи.

Приведем основные технические характеристики конической зубчатой передачи: передаваемая мощность не более 100 кВт; передаточное отношение $i \leq 4$; окружная скорость прямозубых колес $v \leq 4$ м/с, криволинейных $v \leq 25$ м/с.

Вначале выбираем внешний окружной модуль m_{te} . Далее по данному модулю определяют геометрические параметры зацепления, а именно нормальный модуль в середине зуба:

$$m_{nm} = m_{te} \left(1 - 0,5 \frac{b}{R_e} \right), \quad (3.1)$$

где R_e – внешнее конусное расстояние.

Расчёты конической зубчатой передачи [4,5] выполняют аналогично цилиндрическим, той же методике [3].

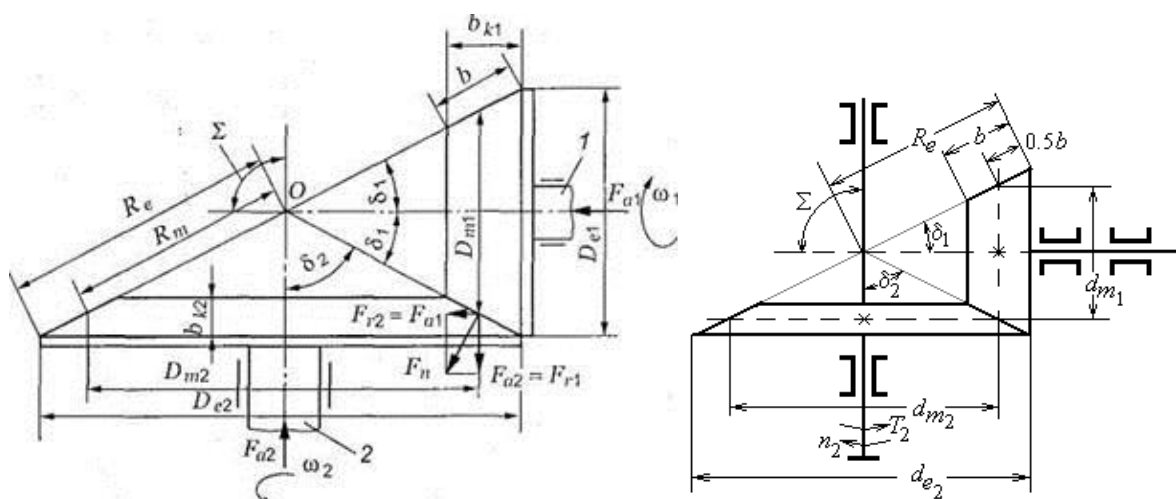


Рисунок 3.2. Параметры конической передачи.

Силы зацепления в конической зубчатой передаче определяют, как в цилиндрической, только из-за перпендикулярного расположения осей валов радиальная сила на шестерню равна осевой силе для колеса и противоположна по направлению (рис. 3.3):

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

$$F_t = 2M/d; \quad F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; \quad F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \quad (3.2)$$

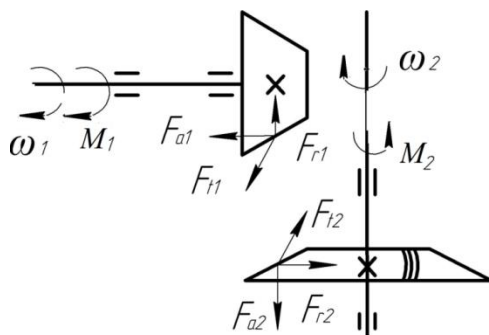


Рисунок 3.3. Силы действующие в зацеплении конической передачи

3.2. Расчёт закрытой конической зубчатой передачи

Проектный расчёт конической зубчатой передачи проводят по контактным напряжениям. Вначале определяют внешний делительный диаметр колеса [1]:

$$d_{e2} \geq 2\sqrt[3]{\left(\frac{K_d}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{M_2 K_{H\beta} u_p}{(1 - 0,5\psi_{bRe})^2 \psi_{bRe}}}, \quad (3.3)$$

где K_d –

коэффициент учитывающий модуль упругости материалов в зависимости от расположения зубьев на колесе, для прямозубых передач $K_d = 335$, для косозубых круговых колёс $K_d = 270$;

$K_{H\beta}$ –

коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба, определяют по таблице ПЗ;

ψ_{bRe} –

коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния. Рекомендуют принять $\psi_{bRe} \leq 0,3$. Меньшие значения назначают для неприрабатываемых зубчатых колёс, когда H_1 и $H_2 > 350$ НВ или $\theta > 15$ м/с.

Геометрический расчёт параметров конической передачи определяют по таблице 3.1.

Число зубьев шестерни z_1' назначают по рекомендациям, представленным на рисунке 3.4. По значению z_1' определяют число зубьев шестерни.

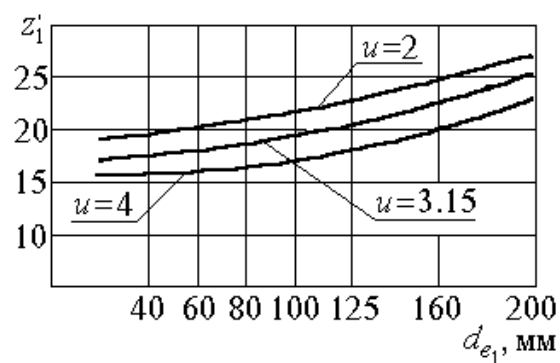


Рисунок 3.4 График определения числа зубьев шестерни

Таблица 3.1. Геометрические параметры конической передачи

Параметры	Обозн.	Разм.	Формула
1	2	3	4
Делительный диаметр шестерни	d_{e1}	мм	$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{u_p}$
Число зубьев шестерни	z_1	-	$z_1 = 1,6z'_1$ при $H1$ и $H2 \leq 350HB$, $z_1 = 1,3z'_1$ при $H1 \geq 45HRC$ и $H2 \leq 350HB$, $z_1 = z'_1$ при $H1$ и $H2 \geq 45HRC$.
Число зубьев колеса	z_2	-	$z_2 = z_1 u$
1	2	3	4
Фактическое значение передаточного числа передачи	u_ϕ	-	$u_\phi = z_2 / z_1$
Угол делительного конуса: колеса; шестерни	$\delta_{2\phi}$	град	$\delta_{2\phi} = \arctg u_\phi$
	$\delta_{1\phi}$		$\delta_{1\phi} = 90 - \delta_{2\phi}$
Внешний окружной модуль	m_e	мм	$m_e = d_{e2} / z_2$
Фактические делительные диаметры шестерни и колеса	$d_{e1,2\phi}$	мм	$d_{e1,2\phi} = m_{e\phi} \cdot z_{1,2}$
Внешнее конусное расстояние	R_e	мм	$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \cdot \sin \delta_{2\phi}}$
Ширина зубчатого венца колеса	b_w	мм	$b_w = \psi_{bRe} R_e$
Расчетный модуль	m_m	мм	$m_m = m_{e\phi} (1 - 0,5 b_w / R_e)$
Делительный диаметр шестерни в среднем сечении зуба	d_{m1}	мм	$d_{m1} = m_m \cdot z_1$
Внешняя высота головки зуба	h_{ae}	мм	$h_{ae} = m_{e\phi}$
Внешняя высота ножки зуба	h_{fe}	мм	$h_{fe} = 1,2 m_{e\phi}$

Внешний диаметр вершин зубьев	$d_{ae1,2}$	мм	$d_{ae1,2} = d_{e1,2} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_{1,2}$
Угол ножки зуба	θ_f	град	$\theta_f = \arctg(h_{fe}/R_e)$

Проверку зубьев колёс конической зубчатой передачи проводят по контактным напряжениям [6]:

$$\sigma_H = \frac{K_d}{Re - 0,5b} \sqrt{\frac{M_2 K_H}{b_w} \cdot \frac{\sqrt{(u_\phi^2 + 1)^3}}{u_\phi^2}} \leq [\sigma_H], \quad (3.4)$$

где K_H - коэффициент расчётной нагрузки, $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}$

; коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$
найден ранее по таблице ПЗ;

K_{HV} -

коэффициент динамической нагрузки, находят по снижению на одну степень точности против фактической, назначенной по окружной скорости в соответствии с рекомендациями [6].

После проверки зубьев колёс на контактную усталость проверяют по напряжениям изгиба [6]:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{F1}}{0,85 \cdot b_w \cdot m_m} \leq [\sigma_F]_1 \quad \text{и} \quad \sigma_{F2} = \sigma_{F1} Y_{F2}/Y_{F1} \leq [\sigma_F]_2, \quad (3.5)$$

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

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5 \cdot (K_{H\beta} - 1), \quad K_{FV}$$

определяют по табл. 2.8 по снижению точности на одну степень против фактической; $Y_{F1,2}$ -

коэффициент формы зуба соответственно шестерни и колеса, находят по табл. 2.11 в зависимости от эквивалентного числа зубьев колёс $z_{V1,2} = z_{1,2} / \cos \delta_{\phi 1,2}$ [6].

3.3. Расчёт открытой конической прямозубой передачи

При проектировании открытой конической передачи определяется модуль зацепления:

$$m_m \geq \sqrt[3]{\frac{2MK_{F\beta}Y_F}{0,85z\psi_m[\sigma_F]}}, (3.6)$$

где $\psi_m = b_w/m_m \leq 10$ – коэффициент ширины длины зуба по модулю;

$K_{F\beta}=1,1 \dots 1,2$ – коэффициент концентрации нагрузки.

Остальные геометрические параметры конической открытой передачи определяют по таблице 3.1.

Расчет конических зубчатых передач осуществляют в той же последовательности, что и расчет цилиндрических передач (п. 2.9).

При выполнении расчета конической передачи используют соответствующие формулы (3.1)–(3.6), таблицы 3.1 и др., принимая значения основных параметров и расчетных коэффициентов по рекомендациям.

Пример. Рассчитать закрытую прямозубую коническую передачу, если: вращающийся момент на ведущем валу $M_1=90,4$ Нм, ведомом валу $M_2=202,5$ Нм; передаточное отношение $u=2,24$, угловая скорость $\omega_1=39,8$ с⁻¹ (рис. 3.5).

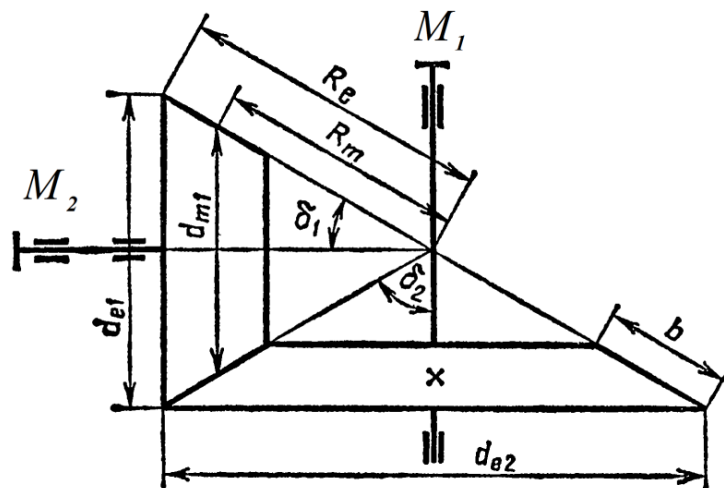


Рисунок 3.5 Коническая передача

Решение.

1. Выбор материала и определяем допускаемое напряжение.

Выбор материала с средним механическим характером для шестерни, Сталь 40Х, термообработка улучшения, твердость HB270

Для зубчатого колеса Сталь 40Х, термообработка улучшения, твердость HB230

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_H$ определяют при проектном расчете по формуле (1.2):

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlimb}}{[n]} K_{HL} = \frac{2 \cdot 245 + 70}{1.15} = 487 \frac{H}{mm^2}$$

где σ_{Hlimb} –

предел контактной выносливости при базовом числе циклов, $\sigma_{Hlimb} = 2HB + 70$ (таб. П1);

K_{HL} – коэффициент долговечности; если число циклов нагружения как до зубав колеса больше базового, то принимают $K_{HL} = 1$

Определяем допускаемое напряжение изгиба $[\sigma]_F$ определяются при проектно расчете по формуле (1.2):

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{Flimb}^0}{[n]_F} = \frac{1.8 \cdot 270}{1.75} = 278 \frac{H}{mm^2}, [\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{Flimb}^0}{[n]_F} = \frac{1.8 \cdot 245}{1.75} = 252 \frac{H}{mm^2};$$

где σ_{Flimb}^0 –

предел изгибной выносливости при базовом числе циклов, $\sigma_{Flimb}^0 = 1,8HB$ (таб. П1);

$[n]_F$ – коэффициент запаса прочности при изгибе $[n]_F = 1,75$.

2. По контактной прочности определяем внешний делительный диаметр прредварительно принимаем коэффициент нагрузки $K_{HB} = 1,35$ и коэффициент ширины венца по отношению к внешнему расстоянию $\psi_{bRa} = 0,285$

$$d_{e_2} = 2 \sqrt[3]{\left(\frac{335}{[\sigma]_H}\right)^2 \cdot \frac{M_2 \cdot k_H \cdot u}{(1 - 0,5 \psi_{BR_e})^2 \cdot \psi_{BR_e}}} = 2 \sqrt[3]{\left(\frac{335}{487}\right)^2 \cdot \frac{202,5 \cdot 10^3 \cdot 1,35 \cdot 2,24}{(1 - 0,5 \cdot 0,285)^2 \cdot 0,285}} = 223_{mm}$$

3. Определяем число зубьев шестерни и колеса. Число зубьев шестерни выбираем по графику (рис. 3.4). Число зубьев колеса определяем по формуле таблицы 3.1.

$$Z_1 = 20$$

$$Z_2 = Z_1 \cdot u = 20 \cdot 2,24 = 45$$

4. Определяем внешний окружной модуль (табл. 3.1):

$$m_{t_e} = \frac{d_{e_2}}{Z_2} = \frac{223}{45} = 4,45 = 5_{mm}$$

5. Определяем углы делительных конусов (табл. 3.1):

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{u} = \arctg \left(\frac{1}{2,24} \right) = 24^\circ$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 24^\circ = 66^\circ$$

6. Определяем внешнее конусное расстояние и длину зуба (табл.3.1):

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 5 \cdot \sqrt{20^2 + 45^2} = 2,5 \cdot \sqrt{400 + 2025} = 123 \text{ мм}$$

$$B = \psi_{BR_e} \cdot R_e = 0,285 \cdot 123 = 35 \text{ мм}$$

7. Определяем внешний делительный диаметр шестерни (табл.3.1):

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 = 5 \cdot 20 = 100 \text{ мм}$$

8. Определяем средний делительный диаметр шестерни (табл.3.1):

$$d_1 = 2(R_e - 0,5b) \sin \delta_1 = 2(123 - 0,5 \cdot 35) \sin 24 = 211 \cdot 0,4067 = 86 \text{ мм}$$

9. Определяем внешний диаметр шестерни и колеса (табл.3.1):

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 m_{te} \cdot \cos \delta_1 = 100 + 2 \cdot 5 \cdot \cos 24^\circ = 109 \text{ мм}$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 m_{te} \cdot \cos \delta_2 = 223 + 2 \cdot 5 \cos 66^\circ = 227 \text{ мм}$$

10. Определяем средний окружной модуль (табл.3.1):

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{86}{20} = 4,3 \text{ мм}$$

11. Коэффициент ширины шестерни определяем по среднему диаметру (табл.3.1):

$$\psi_{bd_1} = \frac{b}{d_1} = \frac{35}{86} = 0,6$$

12. Определяем окружную скорость и степень точности колес:

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{39,8 \cdot 86 \cdot 10^{-3}}{2} = 1,7 \text{ м/с}$$

Для данной скорости выбираем восьмую степень точности изготовления колес.

13. Определяем коэффициент нагрузки при контактных напряжениях:

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\gamma} K_{H\alpha} = 1,35 \cdot 1,05 \cdot 1 = 1,4$$

Значения коэффициента учитывающего неравномерность распределения нагрузки по длине зуба $K_{H\beta}$ даны в табл. П3; при $\psi_{bd} = 0,6$ и твердости $H_B \leq 350$, и симметричном расположении колес относительно опор $K_{H\beta} \approx 1,35$

По табл. П4 при $v = 1,7$ м/с и 8-й степени точности определяем коэффициент учитывающий динамическое воздействие $K_{H\gamma} \approx 1,05$.

По табл. П5 для косозубых колес выбираем коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями при $v = 1,7$ м/с и $K_{H\alpha} \approx 1,0$

14. Проверка зубьев на контактную прочность:

$$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0,5B} \sqrt{\frac{M_2 \cdot K_H \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{b \cdot u^2}} = \frac{335}{123 - 0,5 \cdot 35} \sqrt{\frac{202,5 \cdot 10^3 \cdot 1,4 \cdot \sqrt{(2,24^2 + 1)^3}}{35 \cdot 2,24^2}} = 476,3 \text{ Н/мм}^2$$

$$476,3 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_H = 487 \text{ Н/мм}^2$$

Условие прочности зубьев конической передачи по контактным напряжениям выполнено.

15. Силы, действующие в зацеплении:

$$F_t = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 90,4 \cdot 10^3}{86} = 2102,3 \text{ Н}$$

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 2102,3 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 24^\circ = 2102,3 \cdot 0,3639 \cdot 0,9135 = 698,8 \text{ Н}$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 2102,3 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 24^\circ = 2102,3 \cdot 0,3639 \cdot 0,4067 = 311,1 \text{ Н}$$

16. Определяем коэффициент нагрузки при изгибе:

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{F\gamma} = 1,5 \cdot 1,2 = 1,8$$

Значения коэффициентов концентрации нагрузки $K_{F\beta}$ и динамичности $K_{F\gamma}$ определяем по табл. П6 и табл. П7 соответственно.

17. Определяем коэффициент прочности зуба и отношения напряжения и коэффициента прочности:

$$z_{\text{г1}} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{20}{\cos 24^\circ} = 22$$

$$Y_{F1} = 4,08$$

$$z_{\text{г2}} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{20}{\cos 66^\circ} = 111$$

$$Y_{F2} = 3,62$$

Y_F – коэффициент формы зуба по местным напряжениям, который зависит от z_v :

$$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{278}{4,08} = 68,01 < \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{252}{3,62} = 69,6$$

$$[\sigma]_{F1} < [\sigma]_{F2}$$

т.к. отношение первого к меньшему второго, проверку на изгиб проводим для шестерни.

18. Проверяем зубья на выносливость по напряжениям изгиба по формуле:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{F1}}{0,85 \cdot b \cdot m} = \frac{2102,3 \cdot 1,35 \cdot 4,08}{0,85 \cdot 35 \cdot 4,3} = 90,5 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{F1} = 278 \text{ Н/мм}^2$$

Условие прочности зуба шестерни на изгиб выполнено.

Тесты для самопроверки

1. Какие зубья применяются в быстроходной конической передаче

- А. Криволинейные
- В. Шевронные
- С. Прямолинейные
- Д. Архимедовы
- Е. Конволютные

2. По какой формуле определяется внешнее конусное расстояние

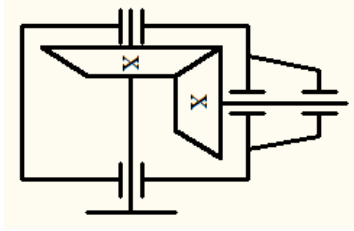
- А. $Re = 0,5 \cdot m \cdot (Z_1^2 + Z_2^2)^{1/2}$
- В. $da = d + 2m$
- С. $a_w = (z_1 + z_2) \cdot m / 2$
- Д. $L = 2a + \pi/2(D_1 + D_2) + (D_2 - D_1)/(4a)$

- E. $L_t = 2a/t + (Z_1 + Z_2)/2 + ((Z_2 - Z_1/2\pi)^2 \cdot (t/a))$
3. По какой формуле определяется угол делительного конуса
- A. $\delta_1 = \arctg(1/U)$
 - B. $\delta = \arctg(z/q)$
 - C. $\delta = \arcsin(b/da - 0,5 \cdot m)$
 - D. $\beta = \arccos((z+z) \cdot m/(2 \cdot a))$
 - E. $\alpha = 180 - (D_2 - D_1)/a \cdot 57^0$
4. По какой формуле определяется внешний окружной модуль конической передачи
- A. $m_t = d_e/Z$
 - B. $m = p_t/\pi$
 - C. $m_t = m_n/\cos\beta$
 - D. $m = (0,010,02)aw$
 - E. $m_n = p_n/\pi$
5. По какой формуле определяется радиальная сила в конической передаче
- A. $F_r = F_t \cdot \tg\alpha \cdot \cos\delta$
 - B. $F = \sigma/A$
 - C. $F_r = F_t \cdot \tg\alpha/\cos\beta$
 - D. $F_t = 2M/d$
 - E. $F_a = F_t \cdot \tg\beta$
6. По какой формуле определяется средний делительный диаметр шестерни конической передачи
- A. $d = 2(Re - 0,5b) \cdot \sin\delta_1$
 - B. $d = m \cdot Z$
 - C. $d = d + 2m$
 - D. $d = d - 2,4m$
 - E. $d_{aM2} \leq d_{a2} + 6m/(Z_1 + 2)$
7. По какой формуле определяется диаметр вершин зубьев колес конической передачи
- A. $d_{a2} = d_{e2} + 2m_t \cdot \cos\delta_2$
 - B. $d_{aM2} \leq d_{a2} + 6m/(Z_1 + 2)$
 - C. $D_{e2} = t/\tg(180/Z_2) + 0.6t$
 - D. $d_{a2} = d_2 + 2m$
 - E. $D_2 = U \cdot D_1 \cdot (1 - \epsilon)$
8. Чем равен внешний делительный диаметр зубчатого колеса конической передачи, если число зубьев шестерни $Z_1 = 25$, передаточное отношение $u = 3,55$, внешний окружной модуль $m_t = 4$ мм
- A. 355
 - B. 131,6
 - C. 35,5

D. 710

E. 630,2

9. Чему равен делительный угол конуса колеса, если делительный угол конуса шестерни $\delta = 18^\circ 34'$



A. $71^\circ 26'$

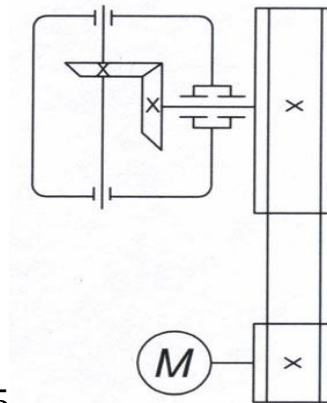
B. $108^\circ 34'$

C. 90°

D. 180°

E. $81^\circ 8'$

10. Чему равен крутящий момент на выходном валу редуктора, если момент на валу двигателя $M_{\text{дв}} = 15,63 \text{ Нм}$, передаточные отношения ременной передачи



и $i_{\text{рп}} = 4$, конической передачи $i_{\text{кб}} = 3,15$

A. 197

B. 257

C. 297

D. 57

E. 157

4. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

4.1. Общие сведения

Червячная передача представляет собой двухзвенный механизм состоящий из червяка и червячного колеса, оси валов которого перекрещиваются под углом 90° .

Передача движения и энергии происходит за счет зацепления со скольжением между червяком и колесом (рис. 4.1).

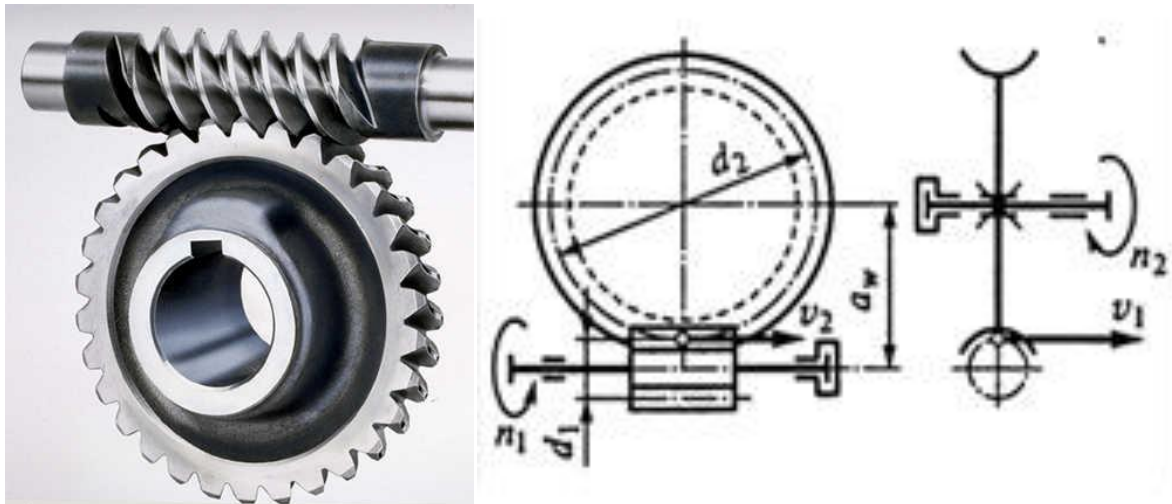


Рисунок 4.1. Червячная передача

Достоинства червячных передач:

- + возможность работать с передаточным числом от 8 до 80;
- + малые габариты и вес;
- + условия самоторможения
- + имеет плавный заход червяка, без соударений.

Критерии работоспособности червячных передач:

- разрушение поверхности зубьев колеса и намотка витков червяка;
- поломка зубьев.

Данные критерии наблюдаются и в зубчатых передачах, так как критерии являются одинаковыми и расчет будет проводиться одинаково [4, 5].

Для определения геометрии червячного зацепления рассмотрим сечение червячной пары по оси червяка (рис. 4.2).

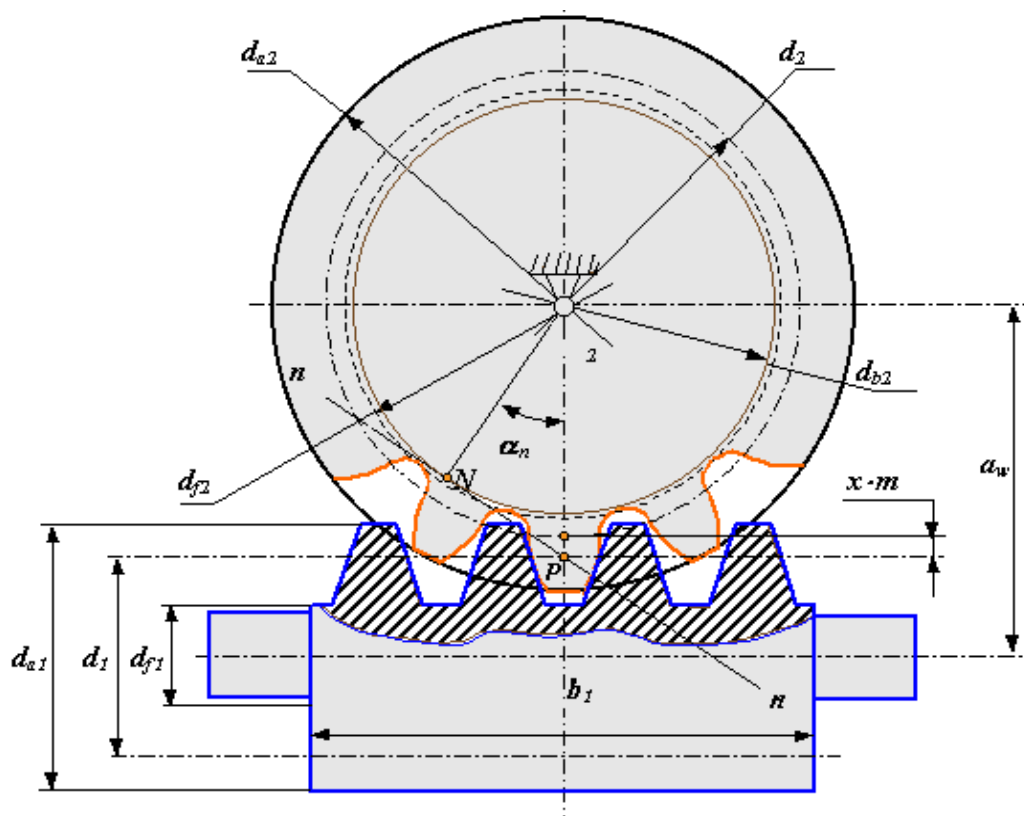


Рисунок 4.2. Геометрические параметры червячной пары

Классификация червячной передачи в основном исходит от типов червяка. Если брать за основу форму червяка то они подразделяются на червяки цилиндрической формы (рис. 4.3, а) и червяки глобоидной формы (рис. 4.3, б). Если брать профиль витков червяка по сечению то их можно разделить на архимедов (рис. 4.4, а), с профилем эвольвенты и профилем конволуты (рис. 4.4, б).

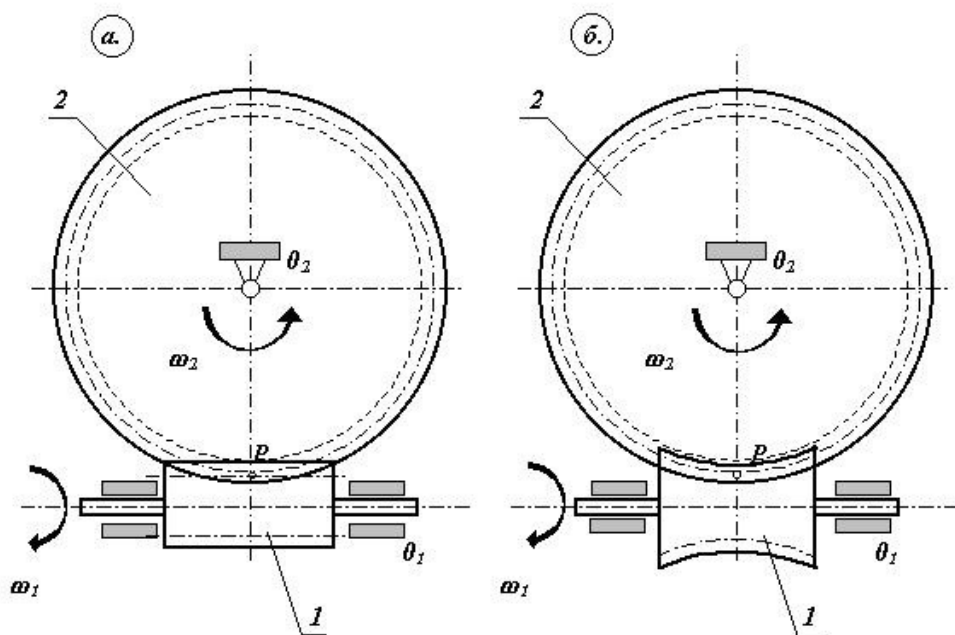
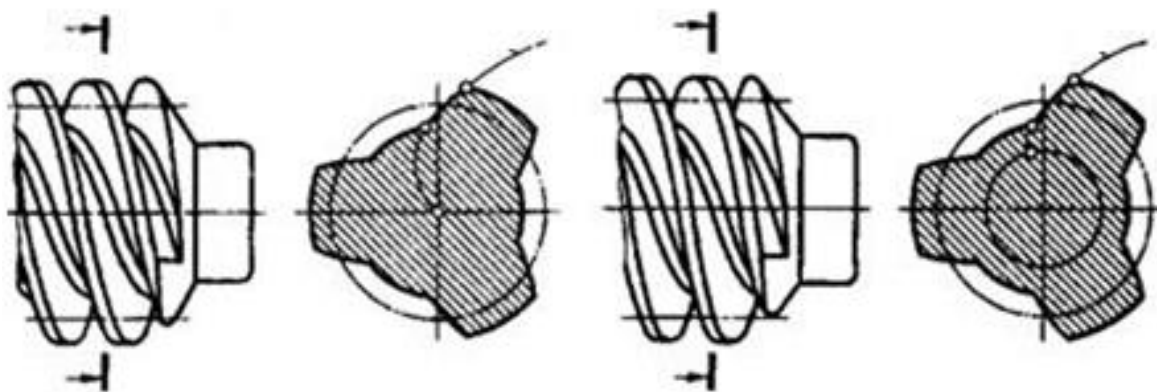


Рисунок 4.3. Типы червячных передач



аб

Рисунок 4.4. Профиль резьбы червяка

4.2. Прочностной расчет червячной передачи

Основной геометрический параметр червячной передачи осевой модуль зацепления определяют по контактным напряжениям. Далее определяются остальные геометрические параметры зацепления (табл. 4.1).

Таблица 4.1. Геометрические параметры червячной передачи

Параметры	Обозн.	Разм.	Формула
Число зубьев колеса	z_2	-	$z_2 = z_1 u$
Осевой модуль червяка	m	мм	$m = \frac{2a_w}{z_2 + q}$
Делительный диаметр шестерни	$d_{1,2}$	мм	$d_1 = qm$
Диаметр окружности выступов зубьев	$d_{a1,2}$	мм	$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2m$
Диаметр окружности впадин зубьев	$d_{f1,2}$	мм	$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,4m$
Длина нарезанной части червяка	b_1	мм	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$, при $z_1 = 1 \dots 2$ $b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m$, при $z_1 = 4$
Угол подъема винтовой линии	γ	град.	$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$
Наибольший диаметр зубьев колеса	d_{aM2}	мм	$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$
Ширина колеса	b_2	мм	$b_2 \leq 0,75d_{a1}$, при $z_1 = 1 \dots 2$ $b_2 \leq 0,67d_{a1}$, при $z_1 = 4$
Фактическое межосевое расстояние	a_w	мм	$a_w = \frac{(q + z_2)m}{2}$

Межосевое расстояние валов червячной передачи (материал Сталь – Бронза) определяется по формуле:

$$a_{\omega} = \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{\frac{Z_2}{q} [\sigma]_H} \right)^2 M_2 K_H }, (4.1)$$

где Z_2 —число зубьев червячного колеса;

q —коэффициент диаметра червяка, выбирают из стандартного ряда;

$[\sigma]_H$ —допускаемое напряжение зубьев червячного колеса, Н/мм²;

M_2 —момент на входе в валу, Нм;

K_H —коэффициент нагрузки.

Геометрические параметры вычисляются после определения основной геометрического параметра осевого модуля зацепления и коэффициента диаметра червяка, которые стандартизированы и их значения приведены в таблице 4.2.

После определения геометрических параметров уточняется скорость скольжения, точность изготовления передачи и коэффициент нагрузки.

Таблица 4.2. Значения модуля и коэффициента диаметра q

m, мм						q			
1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
0,10	—	0,63	—	4,0	—	—	—	—	—
0,125	—	0,80	—	5,0	—	—	7,1	—	14,0
—	0,15	1,0	—	—	6,0	8,0	—	16,0	—
0,16	—	1,25	—	6,3	—	—	9,0	—	18,0
0,20	—	—	1,5	—	7,0	10,0	—	20,0	—
0,25	—	1,6	—	8,0	—	—	11,2	—	22,4
—	0,3	2,0	—	10	—	12,5	—	25	—
0,315	—	2,5	—	—	12	—	—	—	—
0,40	—	—	3,0	12,5	—	—	—	—	—
0,50	—	3,15	—	16	—	—	—	—	—
—	0,6	—	3,5	20	—	—	—	—	—

Скорость скольжения представляет собой тригонометрическую функцию окружной скорости червяка (рис. 4.5):

$$g_c = \sqrt{g_1^2 + g_2^2}, \quad g_s = \frac{g_1}{\cos \gamma}, (4.2)$$

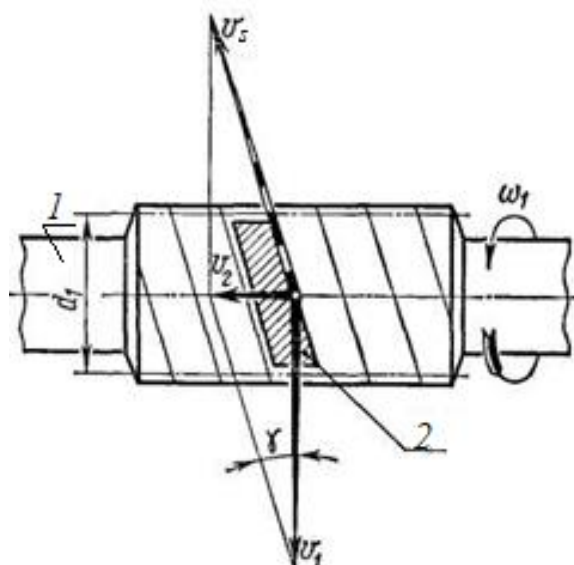


Рисунок 4.5. Схема определения скорости скольжения

Далее проводят проверку зубьев колеса по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q} \sqrt{\frac{M_2 K_H (z_2/q + 1)^3}{a_w^3}}. (4.3)$$

Зубья колеса проверяют на изгиб по формуле:

$$\sigma_F = \frac{1,2 M_2 K Y_{F2}}{z_2 b m^2} \leq [\sigma]_F. (4.4)$$

В червячной передаче силы зацепления (рис. 4.6) определяют также как и зубчатой за исключением направлений:

Осевая сила колеса F_{a2} равна окружной силе червяка F_{t1} :

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2M_1}{d_1}. (4.5)$$

Осевая сила червяка F_{a1} равна окружной силе колеса F_{t2} :

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2M_2}{d_2}. (4.6)$$

Сила радиальная в червячной передаче:

$$F_r = F_{t2} \tan \alpha. (4.7)$$

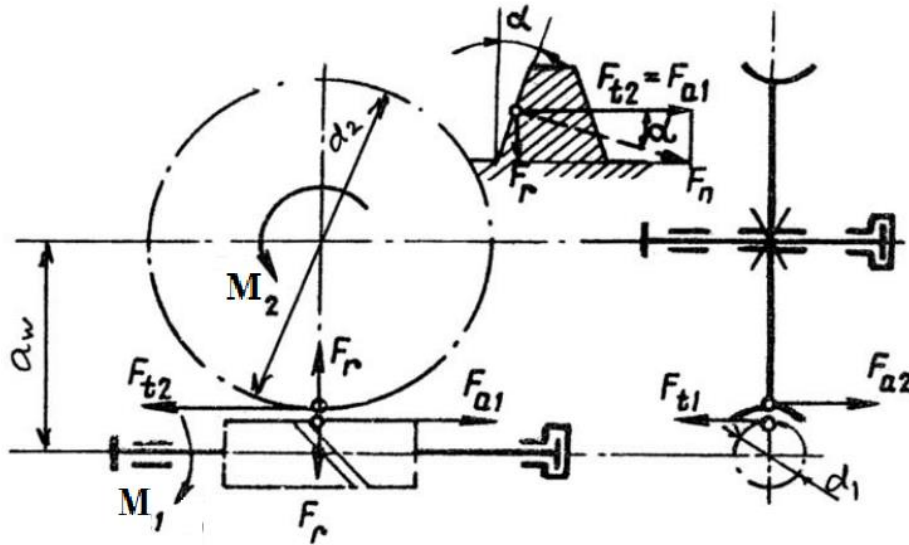


Рисунок 4.6. Силы в червячном зацеплении

Для надежности работы червячных передач тело червяка должно быть достаточно прочным и жестким. Так как размеры его определяют в результате расчета на прочность зубьев колеса геометрического расчета, то для тела червяка осуществляют проверочный расчет на статическую прочность и жесткость.

Прочность тела червяка рассчитывается по формуле:

$$\sigma_{F1} = \frac{\sqrt{M_{u1}^2 + M_1^2}}{0,1d_{f1}^3} \leq [\sigma]_{F1}, (4.8)$$

где M_{u1} – суммарный изгибающий момент в сечении червяка, Нм; M_1 – крутящий момент на червяке, Нм.

По условиям нормальной работы червячного зацепления червяк должен иметь достаточную жесткость, т.е. стрела прогиба f не должна превышать допускаемой стрелы прогиба $[f] = (0,005 \dots 0,01) \text{ м}$:

$$f = \frac{l^3 \sqrt{F_r^2 + F_{t1}^2}}{48EI} \leq [f], (4.9)$$

где l – расстояние между опорами, мм;

E – модуль упругости червяка, Н/мм²;

I – приведенный момент инерции сечения червяка, мм⁴.

Если расчетная величина прогиба окажется больше допустимой, следует увеличить коэффициент диаметра червяка или уменьшить расстояние между опорами.

В быстроходных передачах рекомендуется червяк проверить на выносливость по методике расчета вала.

4.3. Материалы допускаемые на напряжения

Материал для червяков – углеродистые и легированные стали (марка стали: 40, 40Х, 40ХН, 35ХГСА, 12ХНЗА и др.).

Материалы червячных колес преимущественно из бронзы, реже из латуни или чугуна. Материал для венцов червячных колес подбирают в зависимости от скорости скольжения червяка, который определяется в проектной расчете по формуле:

$$v_s \approx 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{M_2}, \quad (4.10)$$

где n_1 – частота вращения червяка, мин^{-1} ;

M_2 – вращающий момент на валу червячного колеса, Нм.

Если скорость скольжения составляет $v_s = 5 \dots 25 \text{ м/с}$ применяются оловянистые бронзы типа БрОФ10-1, БрОНФ.

Если скорость скольжения составляет $v_s < 5 \text{ м/с}$ применяются безоловянистые бронзы типа БрАЖ9-4, которые имеют способные выдерживать большие нагрузки так как обладают повышенными механическими характеристиками.

Если скорость скольжения составляет $v_s < 2 \text{ м/с}$, то применяются модифицированный чугун. применяют при преимущественно ручных приводах.

Допустимые напряжения для материала оловянистых бронз: $[\sigma]_H \approx (0,85 \dots 0,9) \sigma_B$ при твердости $> 45 \text{ HRC}$; $[\sigma]_H = C_v 0,75 \sigma_B$. Для алюминистожелезистой бронзы БрАЖ9-4 $[\sigma]_H = (300 \dots 275) - 25 v_s$, (МПа) – при твердости $> 45 \text{ HRC}$, C_v – коэффициент скорости скольжения, который выбирают по таблице 4.3.

Таблица 4.3. Коэффициент скольжения

$v_s, \text{м/с}$	≤ 1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

4.4. Тепловой расчет червячной передачи

При работе червячной передачи с большими мощностями из-за скольжения материалов возникает нагрев трущихся поверхностей. С целью того чтобы избежать перегрева, а далее разрушения на смазывании необходимо провести тепловой расчет передачи.

Тепловой расчет червячной передачи исходит из уравнения теплового баланса: «столько тепла было выделено червячной парой, столько тепла должно быть отведено от него» ($Q_{\text{выделяемое}} = Q_{\text{отводимое}}$).

Решением этого уравнения является t_{oil} , температура масла редуктора:

$$t_{\text{oil}} = \frac{P_1(1-\eta)}{k_t A(1-\psi)} + t_o, \quad (4.11)$$

где k_t – коэффициент теплоотдачи, кВт/м^2 ;

A – поверхность охлаждения (корпус), м^2 ;

t_o – температура окружающей среды, $^{\circ}\text{C}$;

ψ – коэффициент теплоотвода пол;

P_1 – передаваемая мощность, Вт [11].

Если происходит превышение температуры масла от допускаемой величины $[t_{\text{oil}}] = 95^{\circ}$ то в этом случае необходимо применить конструктивные решения для отвода тепла. Конструктивные решения для отвода тепла: оребрение редуктора, вентиляция, охлаждение водой или охлаждение масла и т. д.

4.4. Методика расчета червячной закрытой передачи

Методику и последовательность расчета зубчатых передач, описанных в предыдущих главах, можно распространить на червячную передачу. Конечно, при расчете червячной передачи необходимо использовать формулы и рекомендации главы 4, отвечающие требованиям геометрии и конструкции этой передачи.

Пример. Рассчитать закрытую червячную передачу, если: передаваемая мощность $P = 2,9 \text{ кВт}$; вращающийся момент на ведущем валу $M_1 = 19 \text{ Нм}$, ведомом валу $M_2 = 306 \text{ Нм}$; передаточное отношение $u = 20$; частота вращения ведущего вала $n_1 = 1430 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 4.7).

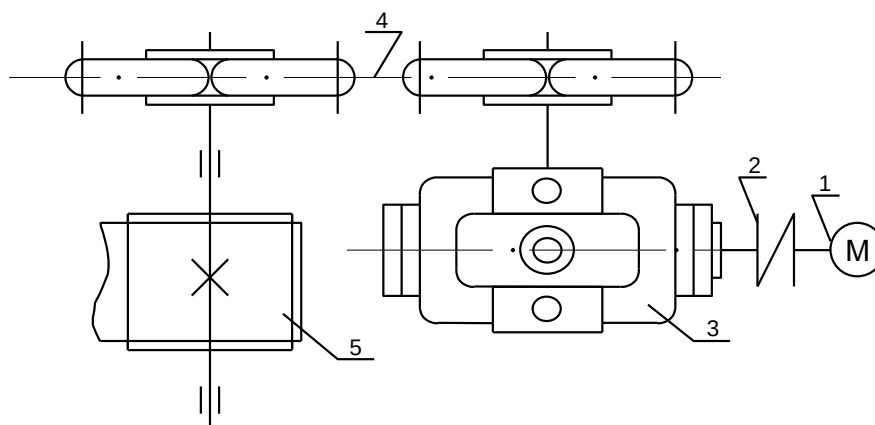


Рисунок 4.7 Привод конвейера: 1 – электродвигатель, 2 – упругая муфта, 3 – червячный редуктор, 4 – цепная передача, 5 – ведущий барабан конвейера.

Решение.

1. Число витков червяка из зубьев червячного колеса.

Исходя из минимальных значений числа зубьев червячного колеса принимаем возможное значение $z_1=2$.

Предварительное число зубьев колеса по формуле:

$$z_2 = u^* z_1 = 20 \cdot 2 = 40.$$

2. Выбор материала и допустимых напряжений.

Поскольку нагужение передается моментом M_2 является статическим, и расчетным номинальным моментом следует считать момент

$$M_2 = 13,2 \text{ Нм}$$

(наибольший из длительно действующих моментов). Тогда ориентировочное (ожидаемое) значение скорости скольжения по формуле:

$$V_{\text{ск}}^* = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{M_2} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 1430 \sqrt[3]{306} = 4,33 \text{ м/с}.$$

В соответствии с рекомендациями в качестве материала венца колеса выбираем бронзу БрАЖ9-4Л (отливка в кокиль) 2 группа. В качестве материала червяка, руководствуясь рекомендациями, принимаем сталь 40Х с последующей поверхностной закалкой до твердости 45...55 HRC и шероховатостью рабочих поверхностей витков по 8-му классу.

Из рекомендаций для бронзы БрАЖ9-4Л (отливка в кокиль) допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma]_H = (300 \dots 275) - 25 v_c = (300 \dots 275) - 25 \cdot 4,33 = 170 \text{ МПа}$$

Задаем твердость рабочих поверхностей витков червяка 50 HRC и определяем предел прочности $\sigma_b = 589 \text{ Н/мм}^2$

. Тогда при реверсивной работе предел выносливости σ_{-1}

$\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_b$. Тогда допускаемое напряжение при изгибе равно:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{-1}}{[n] K_\sigma} = \frac{0,43 \cdot 589}{2,5 \cdot 2,4} = 42,2 \text{ Н/мм}^2$$

3. Определяем межосевое расстояние передачи. Предварительно принимаем коэффициент диаметра червяка $q=10$ и коэффициент динамической нагрузки $K_H=1,25$.

Подставляя все найденные расчетные величины по формуле получаем межосевое расстояние:

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170 \cdot q}{z_2 [\sigma_H]} \right)^2 \cdot M_2 \cdot K_H } = \left(\frac{40}{10} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170 \cdot 10}{40 \cdot 170} \right)^2 \cdot 306 \cdot 10^3 \cdot 1,25 } = 144 \text{ мм}$$

4. Определяем осевую модуль зацепления червячной передачи.
 При $a_w = 60,9 \text{ мм}$, $q = 10$, $Z_2 = 40$ и $X = 0$, находим

$$m = \frac{2a_w}{q + z_2^* + 2x} = \frac{2 * 144}{10 + 40} = 5,76 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение $m = 6 \text{ мм}$ и $q = 10$ (табл. 4.2).

При $m = 6 \text{ мм}$, $q = 10$, $Z_2 = 40$, $X = 0$ окончательное (конструктивное) значение межосевого расстояния передачи

$$a_w = 0,5m(q + Z_2) = 0,5 * 6(10 + 40) = 150 \text{ мм}.$$

5. Определяем геометрические параметры червяка:

делительный диаметр червяка $d_1 = mq = 6 * 10 = 60 \text{ мм}$,

диаметр вершин витков червяка $d_{a1} = d_1 + 2m = 60 + 2 * 6 = 72 \text{ мм}$,

диаметр впадин витков червяка $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 60 - 2,4 * 6 = 45,6 \text{ мм}$,

длина нарезной части

$$B_1 \geq (11 + 0,06z_2)m = (11 + 0,06 * 40) * 6 + 25 = 105,4 \text{ мм}.$$

Делительный угол подъема витка червяка по формуле

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{10} = 0,2; \quad \gamma = 11^\circ 18' 36''$$

6. Определяем геометрические параметры колеса

делительный диаметр колеса $d_2 = mz_2 = 6 * 40 = 240 \text{ мм}$,

диаметр вершин зубьев колеса $d_{a2} = d_2 + 2m = 240 + 2 * 6 = 252 \text{ мм}$,

диаметр впадин зубьев колеса $d_{f2} = d_2 - 2,4m = 240 - 2,4 * 6 = 225,6 \text{ мм}$.

Ширина колеса

$$b_2 \leq 0,75 * d_{a1} = 0,75 * 72 = 54 \text{ мм}$$

наибольший диаметр колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6 * m}{z_1 + 2} = 252 + \frac{6 * 6}{2 + 2} = 261 \text{ мм}$$

7. Окружная скорость червяка

$$v_1 = \frac{\pi * d_1 * n_1}{60} = \frac{3,14 * 60 * 1430 * 10^{-3}}{60} = 4,49 \text{ м/с}$$

8. Уточняем скорость скольжения червяка

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{4,49}{\cos 11^{\circ}18'} = 4,56 \text{ м/с}$$

9. Уточняем допускаемое контактное напряжение (с учетом вертикального расположения червяка), степень точности и приведенный угол трения по таблице

$$[\sigma] = 295 - 25 \cdot 4,56 = 181 \text{ Н/мм}^2$$

$$\rho' = 1^{\circ}59', \text{ степень точности } -7$$

10. Уточняем коэффициент полезного действия

$$\eta = (0,95 \dots 0,96) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = (0,95 \dots 0,96) \frac{\operatorname{tg} 11^{\circ}18'}{\operatorname{tg}(11^{\circ}18' + 1^{\circ}59')} = 0,806$$

11. Уточняем коэффициент нагрузки с учетом деформации червяка θ (табл. П9);

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$$

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^2 (1 - 0,6) = 1 + \left(\frac{40}{86} \right)^2 (1 - 0,6) = 1,08 \quad K_{H\alpha} = 1,25 \text{ (табл. П10);}$$

$$K_H = 1,25 \cdot 1,08 = 1,35$$

12. Проверка зубьев колеса на контактную выносливость по допускаемым напряжениям:

$$\sigma_H = \frac{170 \cdot q}{z_2} \sqrt{\frac{M_2 K_H (z_2 / q + 1)^3}{a_{\omega}^3}} = \frac{170 \cdot 10}{40} \sqrt{\frac{306 \cdot 10^3 \cdot 1,35 (40 / 10 + 1)^3}{150^3}} = 166 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_H \leq [\sigma_H] = 181 \text{ Н/мм}^2$$

Условие прочности выполнено

Перенапряжение

$$\frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100\% = \frac{166 - 181}{181} \cdot 100\% \approx 8\%$$

что меньше допускаемого.

13. Определяем коэффициент формы зуба

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{\cos^3 11^\circ 18'} = 42.5$$

$Y_{F2} = 2,25$ (табл. П8); $K = K_H = 1,35$.

14. Проверка зубьев колеса на изгибную выносливость по допускаемым напряжениям:

$$\sigma_F = \frac{1,2 * M_2 * K * Y_{F2}}{z_2 * b_2 m^2} = \frac{1,2 * 306 * 10^3 * 1,35 * 2,25}{40 * 54 * 6^2} = 14,3 \text{ Н / мм}^2$$

$$\sigma_F = 14,3 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 42,2 \text{ МПа}$$

Условие изгибной выносливости выполнено.

15. Силы действующие в зацеплении.

Номинальная окружная сила червяка

$$F_{t1} = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2 * 19000}{60} = 633 \text{ Н.}$$

Номинальная окружная сила колеса

$$F_{t2} = \frac{2M_2}{d_2} = \frac{2 * 306000}{240} = 2550 \text{ Н.}$$

Радиальная сила

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 2550 * \operatorname{tg} 20^\circ = 928 \text{ Н}$$

Тесты для самопроверки

1. Каково направление и имеет скорость скольжения в червячной передаче
А. Вдоль витков червяка
В. Вдоль оси червяка
С. Перпендикулярно оси червяка
D. По окружности червячного колеса
Е. Вдоль радиуса червячного колеса
2. Чем уравновешивается усилие колеса в червячной передаче
А. Осевой силой червяка
В. Осевой силой колеса
С. Радиальной силой червяка
D. Окружной силой червяка
Е. Радиальной силой колеса

3. По какой формуле определяется модуль зацепления в червячной передаче
 - A. $m = 2 \cdot a / (Z_2 + q)$
 - B. $m_t = r_t / \pi$
 - C. $m_n = r_n / \pi$
 - D. $m_t = m_n / \cos \beta$
 - E. $m = (0,01 \dots 0,02) a_w$
4. По расположению геометрических осей червячная передача относится к...
 - A. Передачам с перекрещивающимися осями
 - B. Передачам, осей которых пересекаются под углом 90°
 - C. Передачам, осей которых параллельны
 - D. Передачам, осей которых расположены на одной линии
 - E. Передачам, осей которых скручены
5. Преимущества червячной передачи по сравнению с зубчатыми
 - A. Большое передаточное отношение
 - B. Большой коэффициент полезного действия
 - C. Большая передаваемая мощность
 - D. Большая скорость
 - E. Большой нагрев передачи
6. Укажите профили зуб червяка
 - A. Эвольвент, архимед, конволют
 - B. Трапеция, призма, квадрат
 - C. Плоский, клиновой, тангенциальный
 - D. Прямой, наклонный, цилиндрический
 - E. Цилиндрический, конический, трубчатый
7. Число заходов червяка
 - A. 1-4
 - B. 5-15
 - C. 17-32
 - D. 32-57
 - E. 57-80
8. Укажите из-за какой способности червячные передачи применяются в подъемно-транспортных механизмах
 - A. Самоторможение
 - B. Скольжение
 - C. Тяговой
 - D. Уравновешивающей
 - E. Центрирующей
9. По какой формуле определяется делительный диаметр червяка
 - A. $d = qm$
 - B. $d = mz$
 - C. $d = \sqrt[3]{M / (0,2 [\tau])}$
 - D. $d = \sqrt[3]{M_{\text{экв}} / (0,1 [\sigma])}$

E. $d = \sqrt[3]{4 \cdot P / (\pi [\sigma]_p)}$

10. По какой формуле определяется угол подъема червяка

A. $\operatorname{tg} \gamma = Z_1 / q$

B. $\alpha = 180 - (D_2 - D_1) \cdot 57^\circ / a$

C. $\sin \delta = v / (da - 0,5m)$

D. $\operatorname{ctg} \delta = U$

E. $\cos \beta = (Z_1 + Z) \cdot m / (2a_w)$

11. В каком диапазоне находится передаточное отношение червячной передачи

A. $8 \div 80$

B. $3 \div 6$

C. $2 \div 4$

D. $1 \div 5$

E. $2 \div 5$

12. По какой формуле определяется угол обхвата червяка зубьями колеса

A. $\sin \delta = v_2 / (da_1 - 0,5m)$

B. $\alpha = 180 - (D_2 - D_1) \cdot 57^\circ / a$

C. $\operatorname{tg} \gamma = Z_1 / q$

D. $\operatorname{ctg} \delta = U$

E. $\cos \beta = (Z_1 + Z) \cdot m / (2a_w)$

13. От каких параметров зависит величина КПД червячной передачи

A. Коэффициент трения и угла подъема витков

B. Мощности и силы

C. Передаточного отношения и количества зубьев

D. Диаметра колеса межосевого расстояния

E. Скорости и силового момента

5. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

5.1. Сведения о ременных передачах

Ременной передачей называют трехзвенный механизм, в котором передача движения осуществляется за счет сил трения между ремнем и шкивом.

Устройство ременной передачи (рис. 5.1, а): ведущий шкив 1, ведомый шкив 2, ремень 3, натяжное устройство 4. Натяжное устройство создает достаточно ед для движения, давления на ремень.

Ременные передачи по поперечному профилю бывают:

а) плоскоремные (рис. 5.1 б);

б) круглоремные (рис. 5.1 в);

в) клиноремные (рис. 5.1 г);

г) поликлиноремные (рис. 5.1 д).

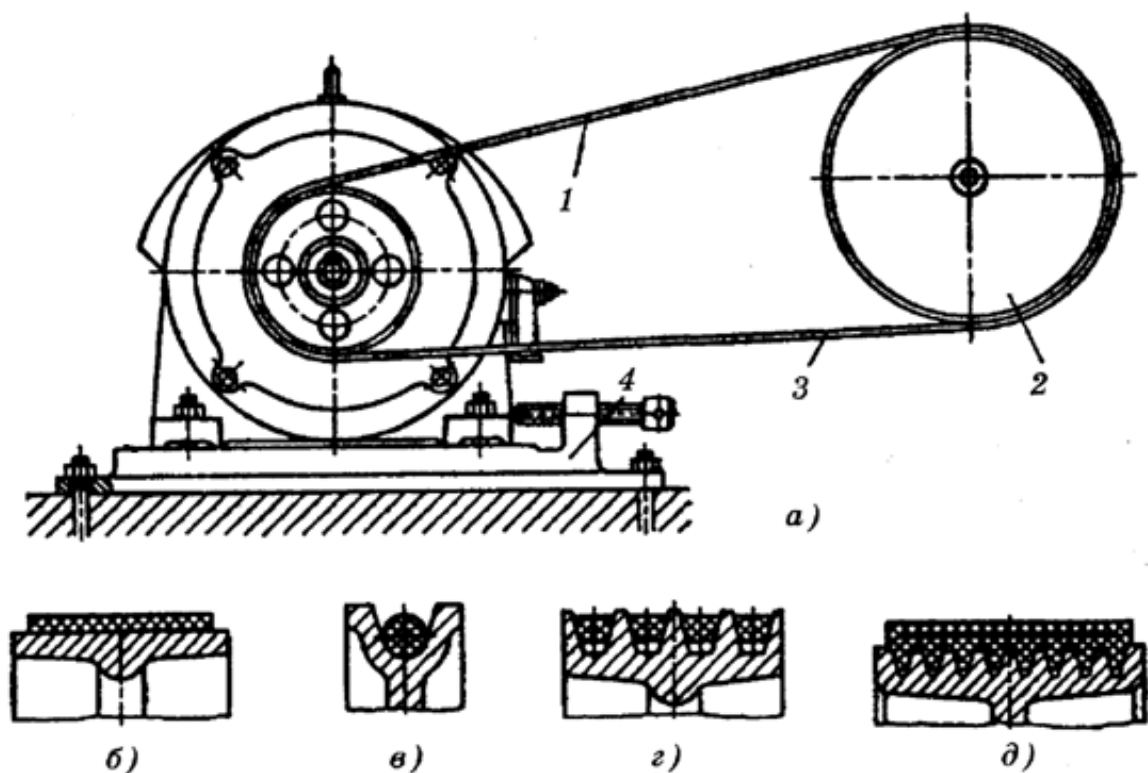


Рисунок 5.1. Ременная передача

Структура клинового ремня: кордотканевый слой, слой резины 2 работающих на растяжение и сжатие, обертка 3 (рис. 5.2, а). Второй тип клинового ремня кордошнуровой более гибкий, который состоит из слоя кордошнура 1 и слоя резины 2 (рис. 5.2, б).

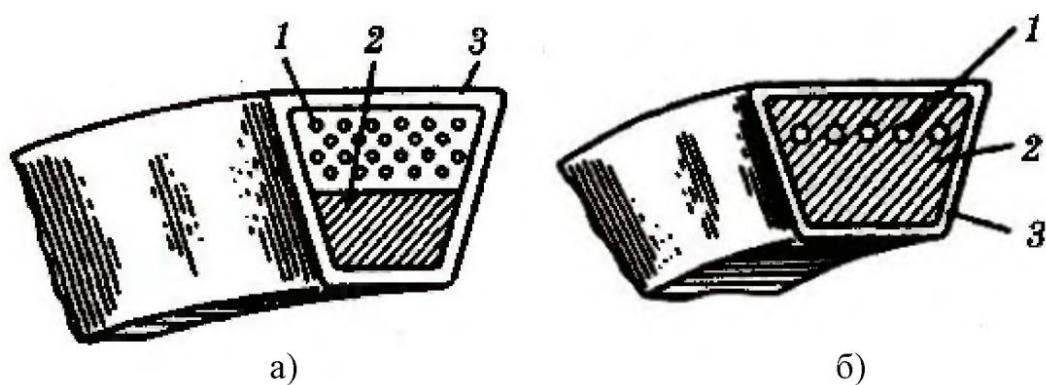


Рисунок 5.2. Клиновые ремни

Клиновые ремни делятся на три группы: нормальные ремни, которые обозначаются О, А, Б, В, Г, Д, Е по мере увеличения площади, рисунок 5.3, а, узкие ремни УО, УА, УБ, УВ (рис. 5.3, б) и широкие ремни.

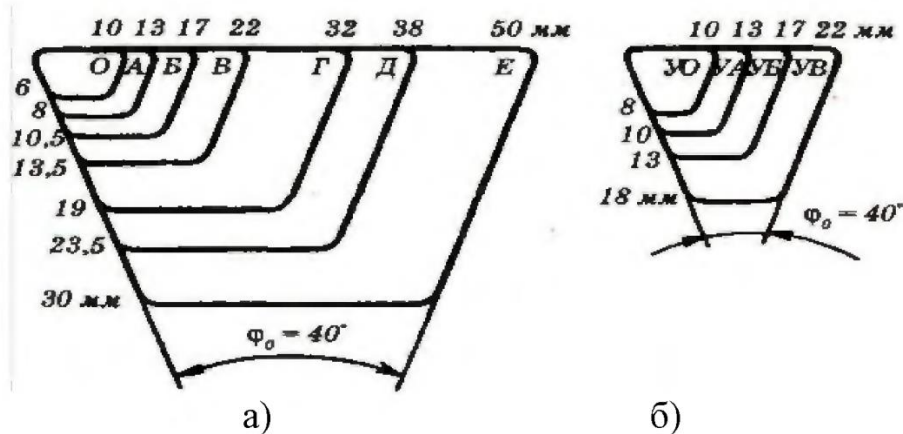


Рисунок 5.3. Сечение клиновых ремней

5.2. Расчет ременных передач

Критерии работоспособности ременной передачи:

- Прочность и тяговая способность ремня;
- долговечность ремня [9, 10].

Для того чтобы ремень мог работать создают предварительное натяжение F_0 . В процессе работы натяжения в ветвях перераспределяются: ведущая ветвь натягивается до силы F_1 , а натяжение ведомой ветви уменьшается до F_2 (рис. 5.4).

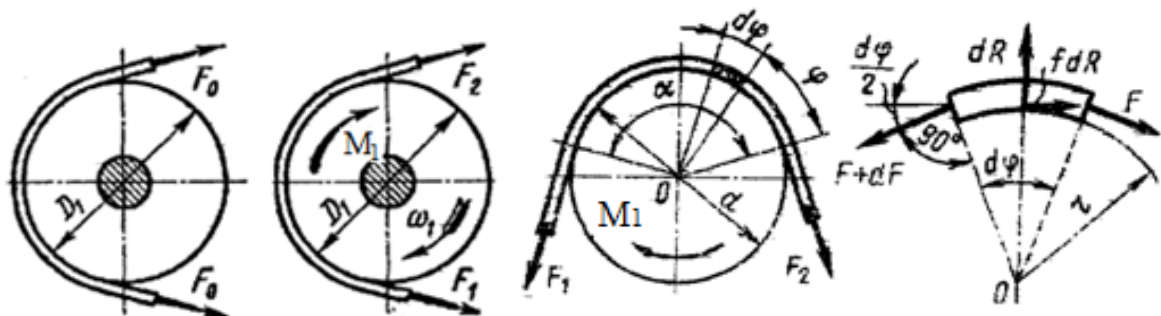


Рисунок 5.4. Силы в ветвях ремня

Натяжения ремня от F_1 до F_2 определяют по формуле:

$$F_1 = F_t e^{f\alpha} / (e^{f\alpha} - 1); F_2 = F_t / (e^{f\alpha} - 1); F_0 = F_t (e^{f\alpha} + 1) / 2(e^{f\alpha} - 1). \quad (5.1)$$

При больших оборотах шкива ремень испытывает центробежное усилие:

$$F_v = \rho A v^2, \quad (5.2)$$

где ρ — плотность материала ремня, кг/м³ ($\rho = 1000 \dots 1200$ кг/м³);

A — площадь сечения ремня, м²;

v — скорость ремня, м/с.

Центробежная сила стремится оторвать ремень от шкива и тем самым понижает нагрузочную способность передачи [8].

На валременной передачи действует сила давления от натяжения ремня:

$$F_b = Q = 2F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right). \quad (5.3)$$

Проектный расчётременной передачи

1. Подбирают ремень по условиям работы.
2. Определяют диаметр малого шкива:

$$D_1 = 1100 \dots 1300 \sqrt[3]{\frac{P_{тр}}{n_n}}, \quad (5.4)$$

где $P_{тр}$ – потребляемая мощность, кВт;

n_n –

частота вращения, об/мин. Подбирают ближайший диаметр по ГОСТ 17383-73.

3. Определяют диаметр ведомого шкива:

$$D_2 = D_1 u (1 - \xi), \quad (5.5)$$

где u – передаточное отношение;

ξ –

коэффициент упругого скольжения. Подбирают ближайший диаметр по ГОСТ 17383-73

4. Уточняют передаточное отношение:

$$u_n = \frac{D_2}{D_1 (1 - \xi)}. \quad (5.6)$$

5. Выбирают межосевое расстояние, подходящее для конструкции машины:

$$2.5(D_1 + D_2) \geq a \geq (D_1 + D_2). \quad (5.7)$$

6. Определяют длину ремня:

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}. \quad (5.8)$$

7. Уточняют расстояние:

$$a = 0.25 \left[L - 0.5\pi(D_1 + D_2) + \sqrt{(L - 0.5\pi(D_1 + D_2))^2 - 2(D_2 - D_1)^2} \right]. (5.9)$$

8. Уголубхвата на шкиве:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ \geq [\alpha_1]. (5.10)$$

$[\alpha_1] \geq 150^\circ$, и 180° .

9. Определяют скорость ремня:

$$v = \frac{\pi n D_1}{60 \cdot 10^3}. (5.11)$$

10. Определяют частоту пробегаремня:

$$i = \frac{v}{L} \leq [i]. (5.12)$$

11. Определяют окружное усилие ремня:

$$F_t = \frac{P_{тр} \cdot 10^3}{v}. (5.13)$$

12. Сечение ремня:

$$b = \frac{F_t}{\delta [\sigma_t]}, A = b \delta. (5.14)$$

где $[\sigma_t]$ – допускаемая нагрузка на единицу площади сечения ремня, МПа;

δ – толщина ремня, мм.

13. Согласно ГОСТ 101-54; 6982-54; 18679-73; 6982-75; 23831-79; ОСТ 17-969-84 определяют требуемый ремень.

14. Проверяют ресурс передачи:

$$T = \left(\frac{[\sigma]_c}{\sigma_{max}} \right)^m \frac{10^7 C_u C_{жс}}{2 \cdot 3600 \cdot i}, (5.15)$$

где $[\sigma]_c$ – допускаемое напряжение, МПа;

m – коэффициент цикловой нагрузки;

C_u – коэффициент передаточного отношения;

$C_{жс}$ – коэффициент учета нагрузки.

15. Определяют силы по формуле (5.3).

Пример.

Расчитать плоскоремennую передачу (рис. 5.5), если: передаваемая мощность $P_1 = 5,1 \text{ кВт}$, обороты двигателя $n_1 = 720 \text{ мин}^{-1}$, передаточное отношение передачи $u = 2,1$.

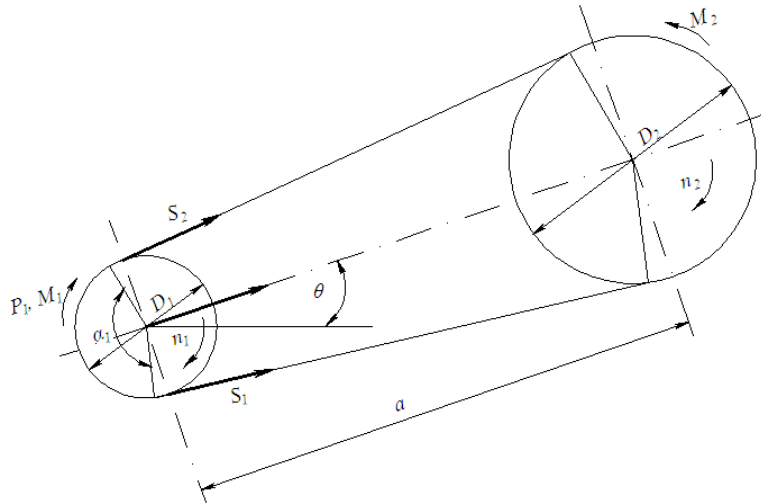


Рисунок 5.5. Плоскоремennая передача

Решение.

1. Определяем диаметр меньшего шкива D_1 по формуле Саверина:

$$D_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{5,1}{720}} = 211 \dots 250 \text{ мм}$$

по стандарту принимаем $D_1 = 224 \text{ мм}$

2. Определяем скорость и сравниваем с допустимой:

$$v = \frac{\pi n_1 D_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 720 \cdot 224}{60 \cdot 10^3} = 8,5 \text{ м/с}$$

При этой скорости выбираем плоский приводной ремень из хлопчатобумажной ткани при $V_{\text{окр1}} \leq 20 \text{ м/с}$

3. Определяем диаметр большего шкива D_2 и согласуем с ГОСТ:

$$D_2 = D_1 u (1 - \xi) = 224 \cdot 2,1 (1 - 0,01) = 464 \text{ мм}$$

по стандарту принимаем $D_2 = 450 \text{ мм}$

4. Выбираем межосевое расстояние $a_{\text{рем}}$ для плоских ремней:

$$2,5(D_1 + D_2) \geq a \geq (D_1 + D_2) = 2,5(224 + 450) \geq a \geq (224 + 450).$$

$$1685 \text{ мм} \geq a \geq 674 \text{ мм}$$

Принимаем $a = 1000 \text{ мм}$

5. Находим угол обхвата ремня α :

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ = 180^\circ - \frac{450 - 224}{1000} 57^\circ = 167^\circ 7' \geq [\alpha_1] = 150^\circ$$

$\alpha = 167^\circ$ т.к. $\alpha \geq 150^\circ$ значит межосевое расстояние оставляем тем же.

6. Определяем длину ремня L :

$$L_p = 2 \cdot 1000 + \frac{3,14}{2} (224 + 450) + \frac{(450 - 224)^2}{4 \cdot 1000} = 3071 \text{ мм}$$

7. Определяем частоту пробегаремня i :

$$i = \frac{8,5 \cdot 10^3}{3071} = 2,7 \text{ с}^{-1} \leq [i] = 5 \text{ с}^{-1}$$

1. Вычисляем допускаемое полезное напряжение $[G_F]$:

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 C_p C_\alpha C_v C_\theta C_d C_F$$

$[\sigma_t]_0 = 1,72 \text{ Н/мм}^2$ - напряжение в ремне

$C_p = 1$ - коэффициент режима нагрузки

$C_\alpha = 0,94 + \frac{0,97 - 0,94}{10} (167 - 160) = 0,961$ - коэффициент угла обхвата,

$C_v = 0,95 + \frac{1 - 0,95}{5} (15 - 11,5) = 0,985$ - коэффициент скорости,

$C_\theta = 0,9$ - коэффициент, зависящий от типа передачи и ее расположения,

$C_d = 1,2$ - коэффициент, учитывающий размеры шкивов,

$C_F = 0,85$ - коэффициент, учитывающий распределение сил.

$$[\sigma_t] = 1,72 \cdot 1 \cdot 0,961 \cdot 0,985 \cdot 0,9 \cdot 1,2 \cdot 0,85 = 1,5 \text{ Н/мм}^2$$

9. Определяем окружную силу ремня F_t :

$$F_t = \frac{P_k \cdot 10^3}{v} = \frac{5,1 \cdot 10^3}{8,5} = 600 \text{ Н}$$

10. Вычисляем площадь поперечного сечения ремня А и размеры: толщину ремня δ :

$$\delta = \frac{D_1}{40} = \frac{224}{40} = 5,6 \text{ мм},$$

$$\text{ширина ремня } b = \frac{F_t}{[\sigma_t] \delta} = \frac{600}{1,5 \cdot 5,6} = 71,4 \text{ мм},$$

принимаем ширину $b = 72 \text{ мм}$

площадь сечения ремня

$$A = b \delta = 72 \cdot 5,6 = 403,2 \text{ мм}^2$$

11. Вычисляем силу давления на вал F_d для хлопчатобумажных ремней: натяжение ремня

$$S_0 = \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right) = \frac{608}{2} \left(\frac{2,7^{0,25 \cdot 2,9} + 1}{2,7^{0,25 \cdot 2,9} - 1} \right) = 867 \text{ Н},$$

$$F_\phi = Q = 2S_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 867 \sin\left(\frac{167^{\circ} 7'}{2}\right) = 1722 \text{ Н}$$

Тесты для самопроверки

1. Для чего служит гофрирование ремня
 - А. Для улучшения гибкости ремня
 - В. Для устранения скольжения ремня
 - С. Для увеличения скорости ремня
 - Д. Для увеличения площади поперечного сечения ремня
 - Е. Для уменьшения площади поперечного сечения ремня
2. В каком случае ремень испытывает наибольшее напряжение
 - А. При изгибе
 - В. При растяжении
 - С. При сжатии
 - Д. При кручении
 - Е. При воздействии центробежной силы
3. За счет чего осуществляется движение временной передачи
 - А. Силы трения
 - В. Силы зацепления

- С. Силырастяжения
 D. Радиальнойсилы
 E. Осевойсилы
4. Длячеговременнойпередачетребуютсяпредварительнонатяжение
 A. Созданиясилытрениямеждушкивомиремнем
 B. Созданиясилызацеплениямеждушкивомиремнем
 C. Созданияезазорамеждушкивомиремнем
 D. Созданияцентровкимеждушкивомиремнем
 E. Созданияантиколебательныхсилмеждушкивомиремнем
5. Укажитерабочуюповерхностьплоскогоремня
 A. Внутренняячастьремня
 B. Верхняячастьремня
 C. Боковаячастьремня
 D. Центральнаячастьремня
 E. Нейтральнаячастьремня
6. Укажитерабочуюповерхностьклиновогоремня
 A. Боковаячастьремня
 B. Внутренняячастьремня
 C. Верхняячастьремня
 D. Центральнаячастьремня
 E. Нейтральнаячастьремня
7. Укажитекритерийработоспособностиременнойпередачи
 A. Тяговаяспособность
 B. Скольжение
 C. Плотность
 D. Износостойкость
 E. Жесткость
8. Покакойформулеопределяетсяуголобхватаведущегошкива
 A. $\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \cdot 57^\circ$
 B. $\alpha = \arccos \frac{v_1}{v_2}$
 C. $\alpha = \arcsin \frac{b_2}{d_{a1} - 0.5m}$
 D. $\alpha = \arctg u$
 E. $\alpha = \frac{2\pi}{z}$
9. Покакойформулеопределяетсядиаметрведущегошкивавплоскоремненной передаче
 A. $D_1 = (110 - 130) \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$
 B. $D_2 = D_1 (1 - \xi) u$

$$C. D_{a2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$$

$$D. D_1 = mz$$

$$E. D_{e1} = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180}{z}} + 1.1d_1$$

10. Чему равен угол профиля ремня в клиноременной передаче

A. 40°

B. 30°

C. 35°

D. 25°

E. 45°

11. Какой параметр влияет на долговечность ремня

A. Частота пробегаремня

B. Количество ремней

C. Вес ремня

D. Частота смены ремня в течение года

E. Тип ремня

6. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

6.1. Сведения о цепных передачах

Цепная передача состоит из ведущей и ведомой звездочек, огибаемых цепью (рисунок 6.1).

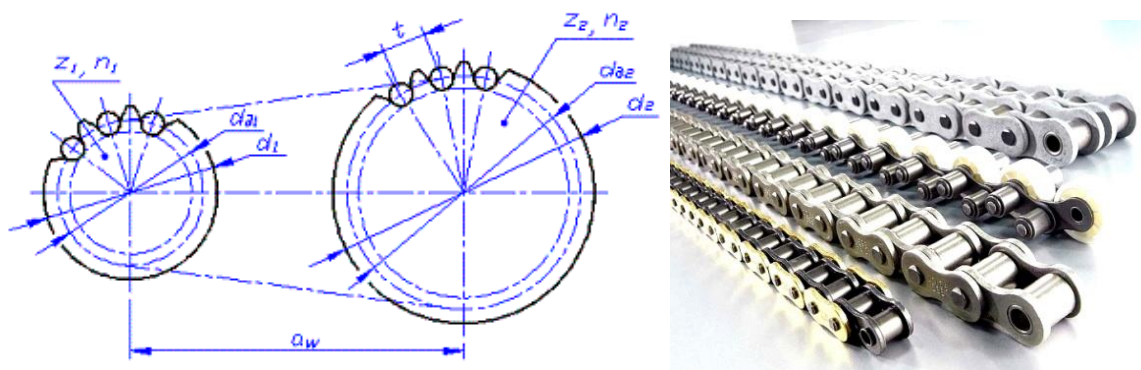


Рисунок 6.1. Цепная передача

В соответствии с ГОСТом 10563-75 приводные роликовые и втулочные цепи изготавливаются следующих типов (рис. 6.2, а) [6, 7]:

ПРЛ – приводные роликовые легкой серии;

ПР–приводные роликовые нормальной серии;
 ПРИ–приводные роликовые с изогнутыми пластинами;
 ПВ–приводные втулочные и др.

Концы цепей соединяются с помощью соединительного звена со шплинтами или разрезных фасонных шайб, если цепь имеет четное число шагов. Цепи с нечетным числом шагов соединяются через переходное звено. Переходное звено менее прочно, чем соединительное, поэтому стремятся использовать цепи с четным числом шагов.

Основным геометрическим параметром приводных цепей по ГОСТ 10563-75 является шаг – расстояние между осями двух смежных роликов наружного или внутреннего звена, от которого зависит несущая способность цепи. Основные размеры их характеристики цепей зависят от шага.

В быстроходных передачах преимущественно используются роликовые цепи типа ПР малых и средних шагов (до 25,4 мм), в тихоходных передачах – одно-, двух- и трехрядные цепи типа ПР больших шагов (свыше 25,4 мм). Обычно $0,01a \leq t \leq 0,04a$ (a – межосевое расстояние).

Характеристикой прочности цепи служит разрушающая нагрузка, установленная экспериментально заводом-изготовителем.

Материалы цепей. Цепи должны быть износостойкими и прочными. Пластины цепей изготавливают из стали 50 с закалкой до твердости HRC 38-45, оси, втулки, ролики и вкладыши – из цементируемых сталей, например, 15; 20 с закалкой до твердости HRC 52-60.

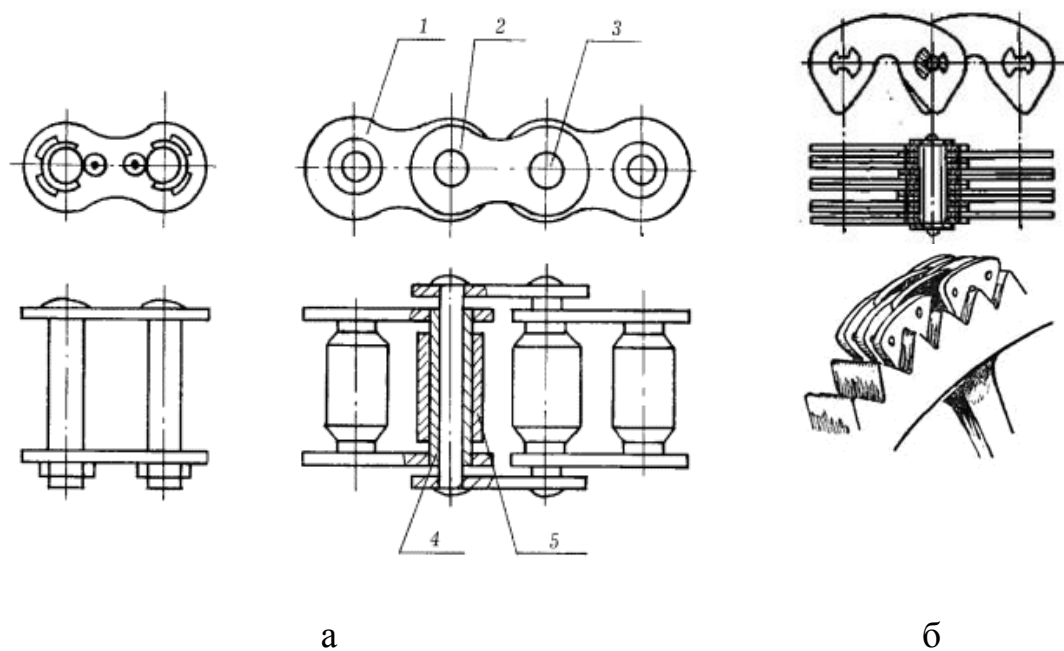


Рисунок 6.2. Приводные цепи: а – роликовая; б – зубчатая

6.2. Расчет цепных передач

Для выполнения проектного расчета цепной передачи задаются следующими исходными данными:

-
кинематической схемой (число ведущих и ведомых звездочек и их взаимное расположение);

- передаваемой мощностью P , Вт или вращающим моментом M , Нм;

- частотой вращения звездочек n , мин⁻¹;

- передаточным числом u ;

- межосевым расстоянием a мм;

- условиями эксплуатации (динамическими нагрузками, температурой, загрязненностью, углом наклона линии центров передачи, сменностью работы).

Проектный расчет.

1. Определяют число зубьев звездочек:

$$z_1 = 31 - 2 \cdot u, z_2 = z_1 u, (6.1)$$

2. Определяют коэффициент эксплуатации цепной передачи:

$$K_9 = K_d \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_{рег} \cdot K_{см} \cdot K_p, (6.2)$$

где K_d — коэффициент, учитывающий колебания нагрузки;

K_a —

коэффициент межосевого расстояния, учитывает частоту нагружения звеньев цепи;

$K_{рег}$ — учитывает способ регулирования натяжения цепи;

K_n — коэффициент, учитывающий угол наклона линии центров;

K_p — коэффициент, учитывающий режим работы цепи;

$K_{см}$ — коэффициент, учитывающий способ смазки.

3. Определяем шаг цепи из условия износостойкости шарнира:

$$t \geq 2,8 \times \sqrt[3]{\frac{M_1 \cdot K_9}{z_1 \cdot [p] \cdot m}}, (6.3)$$

где $[p]$ — допускаемое давление на шарнир, МПа;

m — коэффициент, учитывающий рядность цепи. По ГОСТ 10563-75 подбирается типоразмер цепи.

4. Определяют скорость цепи:

$$\vartheta = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} \cdot (6.4)$$

5. Окружное усилие в цепной передаче:

$$F_t = \frac{P}{\vartheta} \cdot (6.5)$$

6. Проверяем шарнир на выносливость:

$$p = \frac{F_t \cdot K_\vartheta}{A} \cdot (6.6)$$

где A – поверхность шарнира, мм².

7. Определяем количество звеньев цепи и межосевое расстояние валов:

$$L_t = 2 \cdot a_t + 0,5 \cdot Z_\Sigma + \frac{\Delta^2}{a_t}, a = 0,25 \cdot t \left[L_t - 0,5 \cdot Z_\Sigma + \sqrt{(L_t - 0,5 \cdot Z_\Sigma)^2 - 8\Delta^2} \right] \cdot (6.7)$$

где a_t – коэффициент межосевого расстояния;

Δ – коэффициент учитывающий наклон ветвей цепи;

Z_Σ – суммарное количество зубьев.

8. Окружность звездочки определяют по следующей формуле:

$$d_o = \frac{t}{\sin(180^\circ / z)} \cdot (6.8)$$

9. Силы, действующие в цепной передаче:

$$\text{центробежная} - F_\vartheta = q\vartheta^2, (6.9)$$

$$\text{сила провисания цепи} - F_f = 9,81 \cdot K_f \cdot q \cdot a, (6.10)$$

$$\text{сила давления на вал} - F_b = F_t + 2F_f, (6.11)$$

где q – удельная масса цепи, кг/м;

K_f – коэффициент провисания цепи.

10. Проверка на прочность:

$$n = \frac{9,81 \cdot Q}{F_t K_d + F_v + F_f}, (6.12)$$

где Q – разрушающая нагрузка, кгс.

Пример. Спроектировать и рассчитать цепную передачу, входящую в привод кленточного транспортера, предназначенного для транспортировки угля (рис 6.3).

Исходные данные:

Передаваемая мощность P , кВт-4,5

Частота вращения ведущей звездочки n_1 , мин⁻¹-113

Передаточное число, i -2,5

Межосевое расстояние a , мм-600

Угол наклона линии центров Θ -30°

Допускаемый диаметр большей звездочки D_2 , мм-530

Нагрузка пульсирующая, работа в 2 смены.

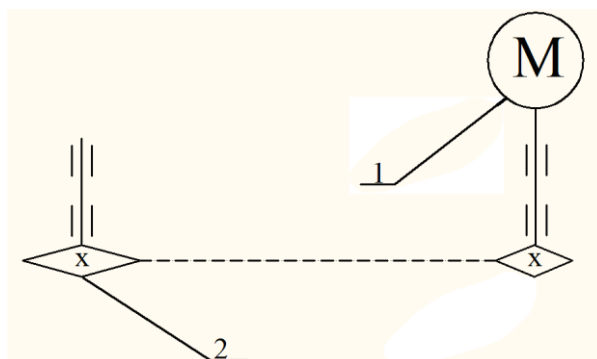


Рисунок 6.3 Привод к ленточному транспортеру:
1-электродвигатель; 2-цепная передача.

Решение.

1. Выбираем диаметр меньшей звездочки.

$$D_1 \geq 280 \times \sqrt[3]{\frac{P}{n_1^2}} = 280 \times \sqrt[3]{\frac{4,5}{113^2}} = 161,7 \text{ мм}$$

$$D_1 \leq \frac{1,66a}{i+1} = \frac{1,66 \times 600}{2,5+1} = 284 \text{ мм}$$

Принимаем $D_1=220$ мм, при этом $D_2=D_1 \times i=200 \times 2,5=500$ мм, т.е. в пределах заданных габаритов.

2. Определяем скорость движения цепи.

$$V = \frac{\pi \times D_1 \times n_1}{60 \times 1000} = \frac{3,14 \times 200 \times 113}{60 \times 1000} = 1,18 \text{ м/с}$$

3. Выбираем способ смазки.

Из условий работы выбираем периодическую смазку, коэффициент смазки $K_c=0,75$.

4. Выбираем способ натяжения цепи – автоматический посредством натяжной звездочки, при котором $K_{рег}=1$

5. Определяем коэффициент эксплуатации.

$$K_3 = K_d \times K_\alpha \times K_{\text{рег}} \times K_H \times K_p \times K_c$$

где K_d – коэффициент нагрузки, нагрузка пульсирующая $K_d = 1,4$;

K_α –

коэффициент учитывающий межосевое расстояние, предварительно $K_\alpha = 1,1$;

K_H –

коэффициент способности цепи, натяжение цепи автоматическое $K_H = 1$;

K_p – коэффициент режима работы, $K_p = 1,25$ – работа в две смены.

$$K_3 = 1,4 \times 1,1 \times 1,25 \times 0,75 = 1,44$$

6. Определение допускаемого давления в шарнирах цепи:

$$[P] = \frac{25}{\sqrt[3]{V}} = \frac{25}{\sqrt[3]{1,18}} = 23,6 \text{ МПа}$$

7. Определение шага цепи для одно-, двух- и трехрядной цепи.

$$t = 1,9 \times \sqrt{\frac{N \times K_3}{V \times [P] \times K_T}} = 1,9 \times \sqrt{\frac{4500 \times 1,57}{1,18 \times 23,6 \times K_T}}$$

Для удобства все результаты вычислений занесены в таблицу 6.1.

Таблица 6.1.

K_T	$t, \text{мм}$	$t_{\text{мм}}$ (ГОСТ)	Z_1	Z_2	$[n_1], \text{мин}^{-1}$	$Q, \text{кН}$
1,0	30,26	31,75	20			
1,7	23,2	25,4	25	62	630	113,4
2,5	19,14	19,05	33	82	800	108

Выбираем ближайшие стандартные значения шага цепи.

8. Определение числа зубьев звездочки:

$$Z_1 = \frac{\pi \times D_1}{t}$$

Однорядная цепь не подходит т.к. имеет число зубьев меньшей звездочки Z_1 меньше 23, что недопустимо для передач пульсирующей нагрузки.

9. Проверка допускаемой частоты вращения:

$$n_1 \leq [n_1]$$

Исходя из рекомендаций на частоту ударов цепи, обе цепи подходят.

10. Определение коэффициента запаса прочности:

$$n = \frac{Q}{K_d \times F \times K_T} F = \frac{N}{V} = \frac{4.5}{1.18} = 3.81 \text{ кН}$$

$$n = \frac{Q}{1,4 \times 3,81 \times K_T}$$

Подставляя Q и K_T определим n . Общепринимеют запас прочности больше допустимого.

Из двух возможных вариантов выбираем цепь с меньшим числом рядов, т.е. двухрядную.

1.1. Проверка по удельному давлению:

$$P = 3,61 \times \frac{P \times K_\alpha}{t^2 \times V \times K_T}$$

где $K_\alpha = K_d \times K_\alpha \times K_{\text{рег}} \times K_p \times K_c$

$$K_\alpha = f(q/t) = f(600/25,4) = f(23,6) = 1,2$$

$$K_\alpha = 1,4 \times 1,2 \times 1,25 \times 0,75 = 1,57$$

$$V = \frac{\pi \times D_1 \times n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 205,88 \times 113}{60 \times 1000} = 1,22 \text{ м/с}$$

$$\text{где } D_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{Z_1}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 205,88 \text{ мм}$$

После подстановки получим:

$$P = 3,61 \times \frac{4500 \times 1,57}{25,4^2 \times 1,22 \times 1,7} = 19,1 \text{ МПа}$$

Данная цепь обладает необходимой износостойкостью.

Тесты для самопроверки

1. В чем преимущество роликовой цепи над двухрядной?
 - А. Малый износ шарнира
 - В. Малый вес цепи
 - С. Малые габариты цепи
 - Д. Малая стоимость цепи
 - Е. Малая скорость цепи
2. От какого параметра зависит центробежная сила цепной передачи?
 - А. Скорость цепи
 - В. Шаг цепи

- С. Межосевоерасстояние
 - Д. Уголзацепления
 - Е. Коэффициентпрочности
3. К чемуведетувеличениеколичествазубьевзвездочек
 - А. Уменьшениюуглаповороташарнира
 - В. Кпостоянствууглаповороташарнира
 - С. Увеличениюуглаповороташарнира
 - Д. Уменьшениюпрочностишарнира
 - Е. Увеличениюдавлениявшарнире
 4. Укажитеоптимальноесоотношениемежосевогорасстояниявцепнойпередаче
 - А. $a=(30\div 50)t$
 - В. $a=(10\div 30)t$
 - С. $a=(50\div 70)t$
 - Д. $a=(70\div 90)t$
 - Е. $a=(90\div 110)t$
 5. Укажитепричинуувеличенияшагацепи
 - А. Износшарнира
 - В. Износзвездочек
 - С. Изменениемежосевогорасстояния
 - Д. Малоепередаточноеотношение
 - Е. Предварительноенатяжение
 6. Какойтиппеииспользуетсяявцепнойпередаче
 - А. Приводной
 - В. Транспортный
 - С. Галевый
 - Д. Грузовой
 - Е. Круглозвенный
 7. Какойизцепейработаетсбольшимискоростями
 - А. Зубчатый
 - В. Втулчатый
 - С. Роликовый
 - Д. Пластинчатый
 - Е. Круглозвенный
 8. Покакойформулеопределяетсячислосзвеньевведущейзвездочки
 - А. $Z=31-2\cdot U$
 - В. $Z=d/m$
 - С. $Z=F_t/[p]$
 - Д. $Z=2a\omega \cdot \cos\beta/(U+1)mn$
 - Е. $Z_1=\operatorname{tg}\delta \cdot Z_2$
 9. Укажитеодноизтребованийпредъявляемыхприсборкецепныхпередач
 - А. Точноерасположениевалов
 - В. Точноерасположениеваликов

- С. Точноерасположениероликов
- Д. Точноерасположениевтулок
- Е. Точноерасположениепластин
- 10. Длячегопредназначенавтулкавцепи
 - А. Креплениявнутреннихпластин
 - В. Уменьшенияизносашарнира
 - С. Креплениявнешнихпластин
 - Д. Уменьшенияизносазвездочек
 - Е. Уменьшенияизносапластин
- 11. Длячегопредназначенароликвцепи
 - А. Уменьшенияизносашарнира
 - В. Креплениявнутреннихпластин
 - С. Креплениявнешнихпластин
 - Д. Уменьшенияизносазвездочек
 - Е. Уменьшенияизносапластин
- 12. Длячегопредназначенаваликвцепи
 - А. Креплениявнешнихпластин
 - В. Креплениявнутреннихпластин
 - С. Уменьшенияизносашарнира
 - Д. Уменьшенияизносазвездочек
 - Е. Уменьшенияизносапластин

7.ВАЛЫИОСИ

7.1. Общие сведения

Валыпредназначеныдляразмещениянанихвращающихсядеталейипередачикрутящихмоментов, примертомуизображеннарисунке7.1гдекрутящиймоментотмуфтыкзубчатомуколесупередаетсячерезвал.

Осьпредназначенадляразмещениянанейвращающихсядеталейииспытываетизгибающиймоментотних, напримернарисунке7.2канатныйблокрасположеннаоси, которыйегоподдерживает.[8,10].

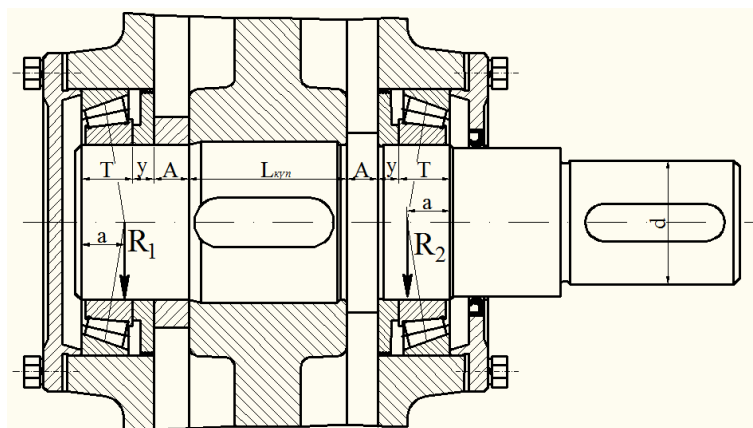


Рисунок 7.1. Прямой ступенчатый вал

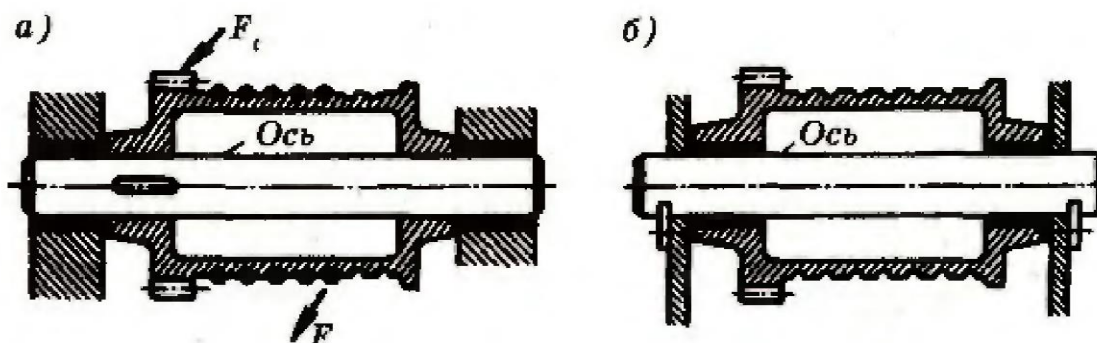


Рисунок 7.2. Оси: а) вращающаяся ось; б) невращающаяся ось

По классификации валов различают: по геометрической оси прямые, колесчатые и гибкие; по назначению на общие, машинные и специальные (рис. 7.1).

Для фиксации деталей на валу от осевого перемещения используют ступицы (рис. 7.3, д) — ж), буртики (рис. 7.3, а), конусные формы (рис. 7.3, б), стопорящие кольца (рис. 7.3, в), втулки распорные (рис. 7.3, г).

Для сглаживания участков перехода двух диаметров используют конструктивные элементы: галтель с постоянным радиусом (рис. 7.3, е); галтель переменным радиусом (рис. 7.3, ж); специальные проточки для выхода режущего инструмента и фаски.

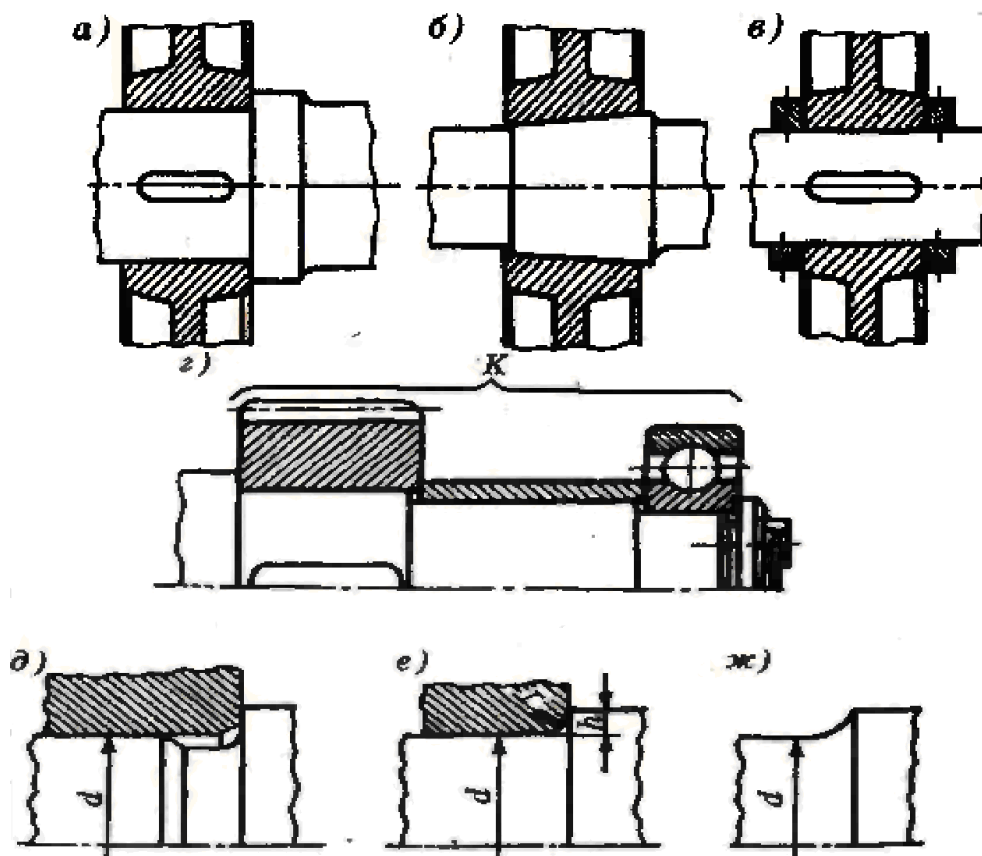


Рисунок 7.3. Виды переходных участков валов

7.2. Конструирование валов

I. Предварительный расчёт вала

Расчет ведется согласно условию прочности вала по напряжениям кручения. Исходными данными являются крутящий момент и допускаемое напряжение материала на кручение. Результатом расчета будет входной диаметр вала, который определяется по формуле:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кр}}}{0,2[\tau]_{\text{кр}}}}, \quad (7.1)$$

где $[\tau]_{\text{кр}}$ — допускаемое напряжение на кручение, $[\tau]_{\text{кр}} = 15 \div 30 \text{ Н/мм}^2$.

II. Проектный расчёт вала

После эскизной компоновки вала, составляется расчетная схема и определяются изгибающие моменты. Выполняется построение эпюры изгибающих моментов в перпендикулярных плоскостях, определяются опасные сечения, по ним вычисляются суммарный момент:

$$M_{\text{изг}_{\text{сум}}} = \sqrt{M_{\text{zy}}^2 + M_{\text{xy}}^2}, \quad (7.2)$$

где M_{zy} – изгибающий момент в горизонтальной плоскости, Нм;

M_{zy} – изгибающий момент в фронтальной плоскости, Нм.

Определяют значение эквивалентного момента:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\text{изг}}^2 + M_{\text{вр}}^2}, \quad (7.3)$$

Уравнение также решается относительно диаметра вала по допускаемым напряжениям изгиба:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1[\sigma]_{\text{изг}}}}, \quad (7.4)$$

где $[\sigma]_{\text{изг}}$ – допускаемое напряжение изгиба, МПа.

Результат проектного расчёта – диаметры вала принимают окончательным для дальнейших расчётов [5].

III. Проверочный расчёт вала

Цель проверочного расчёта вала – выносливость – определение коэффициентов запаса прочности по опасным участкам, который должен быть больше допустимого:

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n] = 2,5, \quad (7.5)$$

где n_{σ} и n_{τ} – коэффициенты запаса по касательным и нормальным напряжениям.

Коэффициенты запаса по касательным и нормальным напряжениям определяются по следующим формулам:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma} \sigma_a / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} \sigma_m}, \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau} \tau_a / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} \tau_m}, \quad (7.6)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – при симметричном цикле нагружения пределы выносливости;

k_{σ} и k_{τ} – коэффициенты концентрации напряжений;

ε_{σ} и ε_{τ} – масштабные факторы;

σ_a и τ_a – амплитуды напряжений;

σ_m и τ_m – средние напряжения;

ψ_{σ} и ψ_{τ} – коэффициенты напряжения.

Пример. Рассчитать ведомый вал цилиндрической передачи (рис. 7.1), если: передаваемая мощность $P_1 = 6,6$ кВт и угловая скорость $\omega_1 = 100 \text{ с}^{-1}$ ведущего вала, угловая скорость ведомого вала $\omega_2 = 22 \text{ с}^{-1}$, делительный диаметр зубчатого колеса $d_2 = 120,48$ мм, угол наклона зубьев $\beta = 10^\circ$.

Решение

1. Определяем входной диаметр вала, предварительно вычисляем крутящий момент на валу [3]:

$$M_{\text{айн}} = \frac{P}{\omega} = \frac{6,6 \cdot 10^3}{22} = 300 \text{ Нм}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{айн}}}{0,2[\tau]_{\text{бр}}}} = \sqrt[3]{\frac{300 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 39,14 \text{ мм}$$

где $[\tau]_{\text{бр}}$ – допускаемое напряжение при кручении ($[\tau]_{\text{бр}} = 10 \dots 40 \text{ МПа}$).
Из стандартного ряда (Ra40) принимаем $d = 40 \text{ мм}$.

2. Подбор диаметров ступенчатого вала:

Диаметры ступенчатого вала назначаем согласно эскизу (рис. 7.1).

Диаметр вала под подшипник $d_{\text{п}} = 45 \text{ мм}$.

Диаметр вала под зубчатое колесо $d_{\text{к}} = 50 \text{ мм}$.

3. Длина ступицы зубчатого колеса:

$$L_{\text{куп}} = (1,2 \dots 1,5) d_{\text{к}} = (1,2 \dots 1,5) 50 = 60 \dots 75 \text{ мм}.$$

Из стандартного ряда принимаем $L_{\text{куп}} = 63 \text{ мм}$.

4. Параметры подшипника ведомого вала:

Согласно схеме нагружения зубчатого колеса назначаем радиально-упорный подшипник № 7209. Параметры данного подшипника: $d = 45 \text{ мм}$, $D = 85 \text{ мм}$, $T = 20,5 \text{ мм}$, $C = 41,9 \text{ кН}$, $C_0 = 32,8 \text{ кН}$, $e = 0,414$, $Y = 1,45$.

5. Определяем силы действующие на вал (рис. 7.5):

$$\text{Окружная сила} - F_t = \frac{2M_{\text{айн}}}{d_2} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 10^3}{120,48} = 4980 \text{ Н};$$

$$\text{Радиальная} - F_r = F_t \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 4980 \frac{\tan 20^\circ}{\cos 10^\circ} = 1840 \text{ Н};$$

$$\text{Осевая} - F_a = F_t \tan \beta = 4980 \tan 10^\circ = 878 \text{ Н}.$$

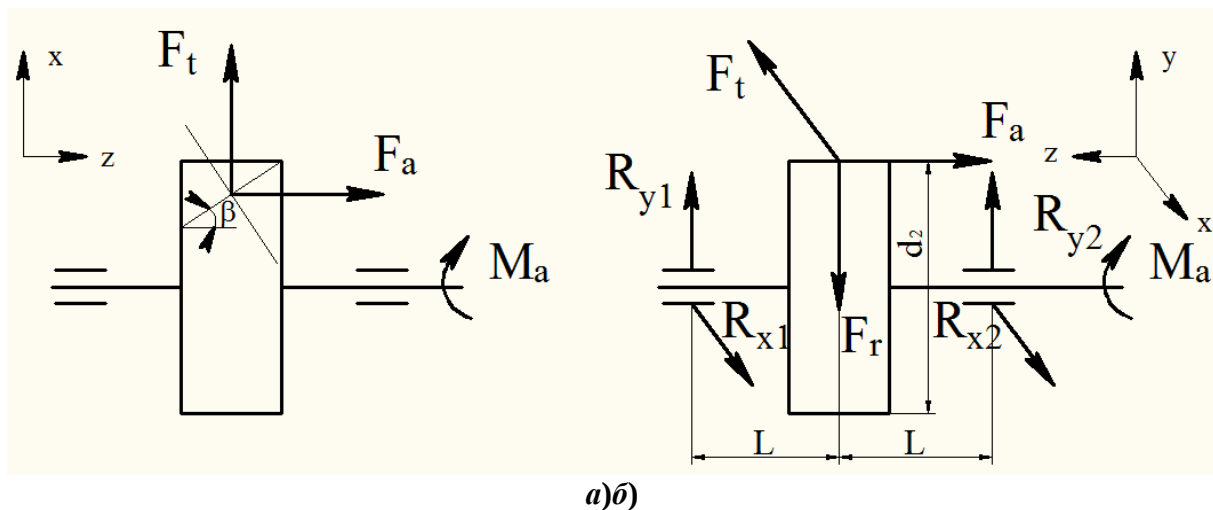


Рисунок 7.5. Схема нагружения вала:
а–силы зацепления; **б**–система сил действующих на вал.

6. Определяем расстояния между силами и реакциями опор:
 Расстояние от края опоры до действия сил реакции:

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d + D)e}{6} = \frac{20,5}{2} + \frac{(45 + 85)0,414}{6} = 19,22 \text{ мм}.$$

Расстояния между силами и реакциями опор:

$$L = (T - a) + y + A + L_{\text{кун}} / 2 = (20,5 - 19,22) + 9,22 + 10 + 63 / 2 = 52 \text{ мм},$$

где y – толщина уплотнителя, $y = 8 \dots 12 \text{ мм}$;

A – зазор между стенкой корпуса и зубчатым колесом, $A = 10 \text{ мм}$.

7. Определяем реакции опор (рис. 7.5):

Реакции опор в плоскости XZ :

$$\sum M_1 = F_t L - R_{x2} 2L = 0;$$

$$\sum M_2 = -F_t L + R_{x1} 2L = 0.$$

$$R_{x1} = R_{x2} = F_t / 2 = 4980 / 2 = 2490 \text{ Н}.$$

Реакции опор в плоскости YZ :

$$\sum M_1 = -F_r L + R_{y2} 2L - F_a d_2 / 2 = 0;$$

$$\sum M_2 = F_r L - R_{y1} 2L - F_a d_2 / 2 = 0.$$

$$R_{y1} = (F_r L - F_a d_2 / 2) / 2L = (1840 \cdot 52 - 878 \cdot 120,48 / 2) / (2 \cdot 52) = 411,4 \text{ Н}.$$

$$R_{y2} = (F_r L + F_a d_2 / 2) / 2L = (1840 \cdot 52 + 878 \cdot 120,48 / 2) / (2 \cdot 52) = 1428,6 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$R_{y1} + R_{y2} - F_r = 411,4 + 1428,6 - 1840 = 0$$

Направления и значения реакции опор определены правильно.

8. Суммарные реакции:

$$R_1 = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{2490^2 + 411,4^2} = 2523 \text{ Н}.$$

$$R_2 = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{2490^2 + 1428,6^2} = 2870 \text{ Н}.$$

9. Определяем изгибающие моменты (рис. 7.5):

Для определения изгибающих моментов применим метод сечений и разделим вал на два участка:

1-й участок $0 \leq x_1 \leq L$

Изгибающий момент в плоскости YZ:

$$M_{x1} = R_{y1} x_1;$$

$$x_1 = 0, \quad M_{x1} = 0;$$

$$x_1 = L, \quad M_{x1} = 411,4 \cdot 52 = 21392,8 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Изгибающий момент в плоскости XZ:

$$M_{y1} = -R_{x1} x_1;$$

$$x_1 = 0, \quad M_{y1} = 0;$$

$$x_1 = L, \quad M_{y1} = -2490 \cdot 52 = -129480 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

2-й участок $0 \leq x_2 \leq L$

Изгибающий момент в плоскости YZ:

$$M_{x2} = R_{y2} x_2;$$

$$x_2 = 0, \quad M_{x2} = 0;$$

$$x_2 = L, \quad M_{x2} = 1428,6 \cdot 52 = 74287,2 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Изгибающий момент в плоскости XZ:

$$M_{y2} = -R_{x2} x_2;$$

$$x_2 = 0, \quad M_{y2} = 0;$$

$$x_2 = L, \quad M_{y2} = -2490 \cdot 52 = -129480 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Суммарный изгибающий момент:

$$M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{74287,2^2 + 129480^2} = 149277 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

.

Строим эпюры изгибающих моментов (рис. 7.6). По данным эпюры определяем опасные сечения.

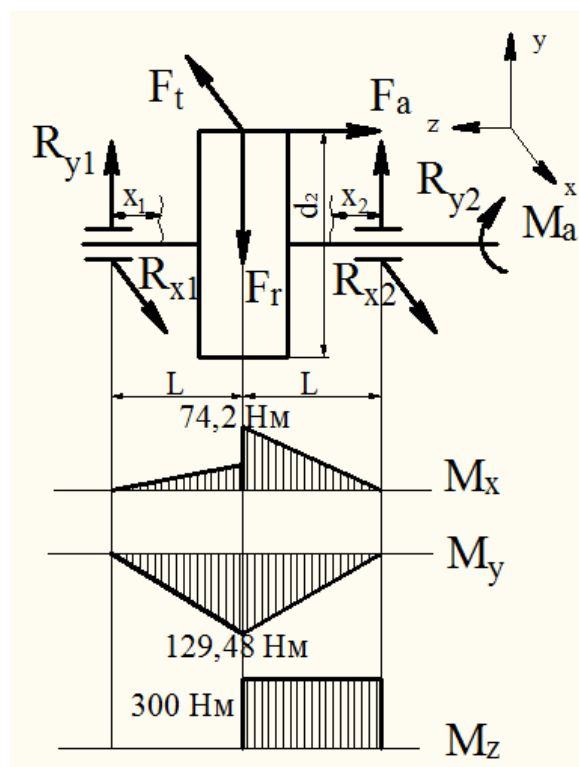


Рисунок 7.6. Эпюры моментов

10. Определяем приведенный момент:

Приведенный момент определяем согласно теории прочности

$$M_{\text{кел}} = \sqrt{M_u^2 + M_{\text{айн}}^2} = \sqrt{149277^2 + 300000^2} = 335088 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

11. Выбор материала и допускаемых напряжений:

Выбор материала начинаем с менее прочного. Из таблицы П1 выбираем сталь 35 с механическими характеристиками:

$\sigma_b = 510 \text{ Н/мм}^2$, $\sigma_A = 304 \text{ Н/мм}^2$, $\sigma_{-1} = 255 \text{ Н/мм}^2$, $\tau_{-1} = 128 \text{ Н/мм}^2$, масштабный фактор $\epsilon_\sigma = 0,82$, $\epsilon_\tau = 0,7$, коэффициент поверхности $\beta = 0,8$, коэффициенты концентрации напряжений $K_\sigma = 1,6$, $K_\tau = 1,5$, коэффициент точности $[n] = 3$.

Допускаемое напряжение:

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1} \epsilon_\beta}{[n] K_\sigma} = \frac{255 \cdot 0,82 \cdot 0,8}{3 \cdot 1,6} = 34,85 \text{ Н/мм}^2$$

12. Проверка диаметра вала в опасном сечении:

Опасное сечение, где наблюдается концентрация моментов находится в месте посадки колеса (А-А):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{кел}}{0,1[\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{335088}{0,1 \cdot 34,85}} = 45,8 \text{ мм}.$$

Так как диаметр сечения (А-А) меньше проектного
 $d_n = 45,8 \text{ мм} < d_a$.

$d_a = 50 \text{ мм}$, ранее определенные значения диаметров оставляем без изменений.

13. Проверка вала при кратковременной перегрузке:

Кратковременная перегрузка вала проводится в опасном сечении по приведенному моменту:

$$\sigma_u = \frac{M_{ш.кел}}{0,1d^3} = \frac{2M_{кел}}{0,1d^3} = \frac{2 \cdot 335088}{0,1 \cdot 50^3} = 53,6 \text{ Н / мм}^2;$$

$$\tau = \frac{M_{ш.айн}}{0,2d^3} = \frac{2M_{айн}}{0,2d^3} = \frac{2 \cdot 300000}{0,2 \cdot 50^3} = 24 \text{ Н / мм}^2.$$

Приведенное напряжение:

$$\sigma_{кел} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau^2} = \sqrt{53,6^2 + 4 \cdot 24^2} = 72 \text{ Н / мм}^2.$$

Проверка коэффициента запаса прочности:

$$n = \frac{\sigma_A}{\sigma_{кел}} = \frac{304}{72} = 4,2 > [n] = 1,5.$$

Проверка вала на статическую прочность выполнена.

Тесты на самопроверку

1. Вал это деталь предназначенная для...

- А. Поддержания вращающихся деталей и передачи крутящего момента вдоль своей оси
- В. Поддержания вращающихся деталей и не передающего крутящего момента вдоль своей оси
- С. Поддержания постоянного передаточного отношения
- Д. Восприятия радиальных и осевых сил и рассредоточения их по раме машины
- Е. Восприятия и поглощения мощности и движения

2. Ось это деталь предназначенная для...

- А. Поддержания вращающихся деталей и не передающего крутящего момента вдоль своей оси

- В. Поддержания вращающихся деталей и передачи крутящего момента вдоль своей оси
 - С. Поддержания постоянного передаточного отношения
 - Д. Восприятия радиальных и осевых сил и расщепления их порам машины
 - Е. Восприятия и поглощения мощности и движения
2. По геометрической оси как их валов не бывает
- А. Клиновых
 - В. Коленчатых
 - С. Эксцентриковых
 - Д. Гибких
 - Е. Прямолинейных
3. Как называется часть вала, принимающих радиальные нагрузки
- А. Шип
 - В. Шейка
 - С. Пята
 - Д. Цевка
 - Е. Диск
4. Как называется часть вала, принимающих осевые нагрузки
- А. Пята
 - В. Шип
 - С. Шейка
 - Д. Цевка
 - Е. Диск
5. Для чего предназначена галтель в валах
- А. Уменьшения концентрации напряжений
 - В. Увеличения выносливости
 - С. Увеличения прочности
 - Д. Увеличения тяговой способности
 - Е. Уменьшения скольжения
6. Для чего предназначена специальная проточка в валах
- А. Для вывода шлифовочного инструмента
 - В. Для сборки деталей
 - С. Для облегчения деталей
 - Д. Для смазки деталей
 - Е. Для увеличения прочности
7. По какой формуле проводится предварительный расчет валов
- А. $d = \sqrt[3]{M_{\text{кр}} / (0,2[\tau])}$
 - В. $d = m \cdot z$
 - С. $d = \sqrt[3]{M_{\text{экв}} / (0,1[\sigma])}$
 - Д. $D = 120 \sqrt{P/n}$

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

8. По какой формуле проводится уточненный расчет валов

A. $n=n_\sigma \cdot n_\tau / \sqrt{(n_\sigma^2 + n_\tau^2)}$

B. $n=9,81 \cdot Q/(P+P_v+P_f)$

C. $n=P_2/P_1$

D. $\eta=\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_n$

E. $[n]=[n]' \cdot [n]''$

9. Чем оценивается продольная жесткость валов

A. Прогибом

B. Смятием

C. Сдвигом

D. Углом закручивания

E. Угловой скоростью

10. Чем оценивается крутильная жесткость валов

A. Углом закручивания

B. Прогибом

C. Смятием

D. Угловой скоростью

E. Линейной деформацией

11. Условия расчета валов на вибрацию

A. $1,4n_{кр} \leq n \leq 0,7n_{кр}$

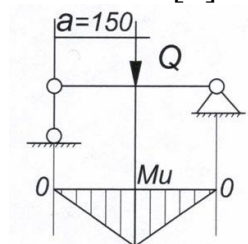
B. $0,55(D_1+D_2)+h \leq a \leq 2(D_1+D_2)$

C. $h_{min}=K \cdot (R_{z1}+R_{z2})$

D. $t \geq 2,8^3 \sqrt{M \cdot K_3 / (Z \cdot [P])}$

E. $da_m \leq da + 6m / (Z+2)$

12. Определите диаметры, если действует нагрузка $Q=100\text{ кН}$, напряжение при изгибе $[\sigma]_{из} = 100\text{ МПа}$



A. 115

B. 50

C. 170

D. 30

E. 125

13. В ступенчатых валах части вала разного диаметра соединяются помощью..

A. Галтель

- В. Специального соединителя
- С. Спицы
- Д. Паза
- Е. Фаски

14. Какие силы действуют на цилиндрический шип

- А. Радиальные
- В. Радиально-осевые
- С. Осевые
- Д. Крутящие
- Е. Центробежные

15. По какой формуле при изгибе определяется коэффициент прочности вала

А.
$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \sigma_v + \psi_{\sigma} \sigma_m}$$

В.
$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_v + \psi_{\tau} \tau_m}$$

С.
$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}$$

Д.
$$n = \frac{9.81Q}{F_t k_d + F_v + F_f}$$

Е.
$$n = \frac{4F}{\pi d^2 [\tau]}$$

16. По какой формуле при кручении определяется коэффициент прочности вала

А.
$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_v + \psi_{\tau} \tau_m}$$

В.
$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \sigma_v + \psi_{\sigma} \sigma_m}$$

С.
$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}$$

Д.
$$n = \frac{9.81Q}{F_t k_d + F_v + F_f}$$

Е.
$$n = \frac{4F}{\pi d^2 [\tau]}$$

17. Укажите условия снижения усталостной прочности вала

- A. Концентрация напряжений
- B. Концентрация изгибающего момента
- C. Концентрация крутящего момента
- D. Концентрация радиальных сил
- E. Концентрация осевых сил

18. Укажите опасное сечение вала

- A. Совокупность крутящего и изгибающего момента
- B. Совокупность радиальной и осевой нагрузки
- C. Совокупность изгибающего момента и осевой силы
- D. Совокупность крутящего момента и осевой силы
- E. Совокупность изгибающего момента и радиальной силы

19. Укажите геометрическую характеристику при уточненном расчете вала на прочность

- A. Момент сопротивления
- B. Крутящий момент
- C. Изгибающий момент
- D. Приведенный момент
- E. Инерционный момент

8. ПОДШИПНИКИ

8.1. Подшипники скольжения

Подшипники предназначены для поддержания валов, обеспечения их свободной вращательной способности и распределения сил от валов на корпус специальными деталями, которые являются опорами. Название

По классификации подшипники делят на два типа: скольжения и качения.

Подшипники скольжения по конструкции бывают неразъемными втулочными и разъемными вкладышевыми, а также керазовыми [4, 10] (рис. 8.1).

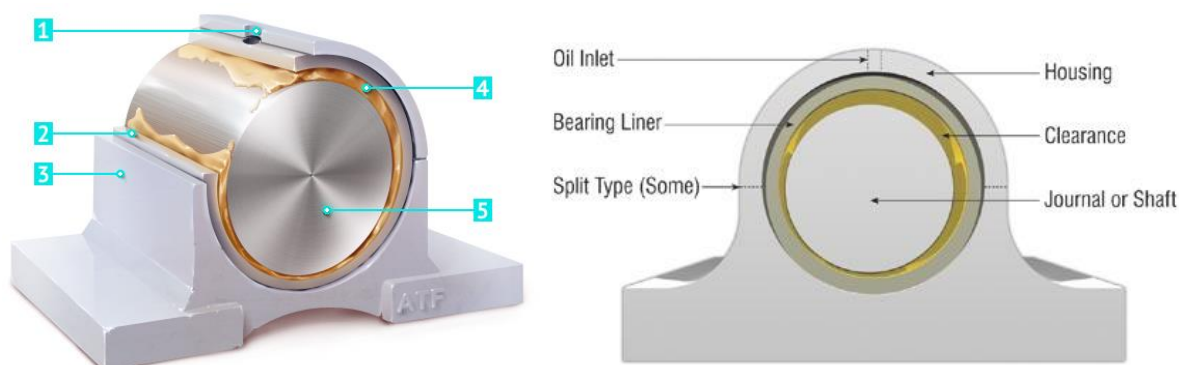


Рисунок 8.1. Подшипник скольжения:

1-маслоподводящий канал; 2-вкладыш; 3-корпус; 4-масло; 5-вал.

Подшипники скольжения представляют собой тонкостенную втулку из гофрированного антифрикционного материала. Материал подшипников скольжения-

втулок: бронза или бронзовые сплавы, пластмассы, чугун. Основание разъемных подшипников скольжения вкладышей: стальная пластина, покрытая слоем баббита АО20-1 (рис. 8.2).

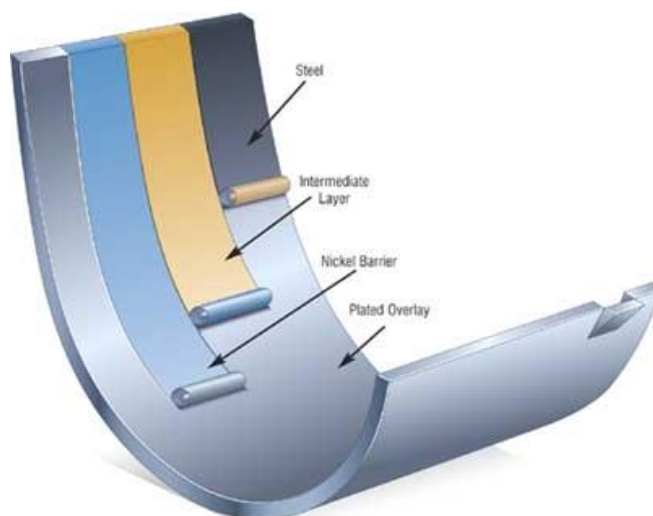


Рисунок 8.2. Вкладыш подшипника скольжения

Критерием работоспособности подшипника скольжения является – контактное давление создаваемое масляным слоем (рис.8.3):

$$p = \frac{F}{ld} \leq [p], (8.1)$$

где F – сила действующая на валу,
 l – длина подшипника,
 d – диаметр вала.

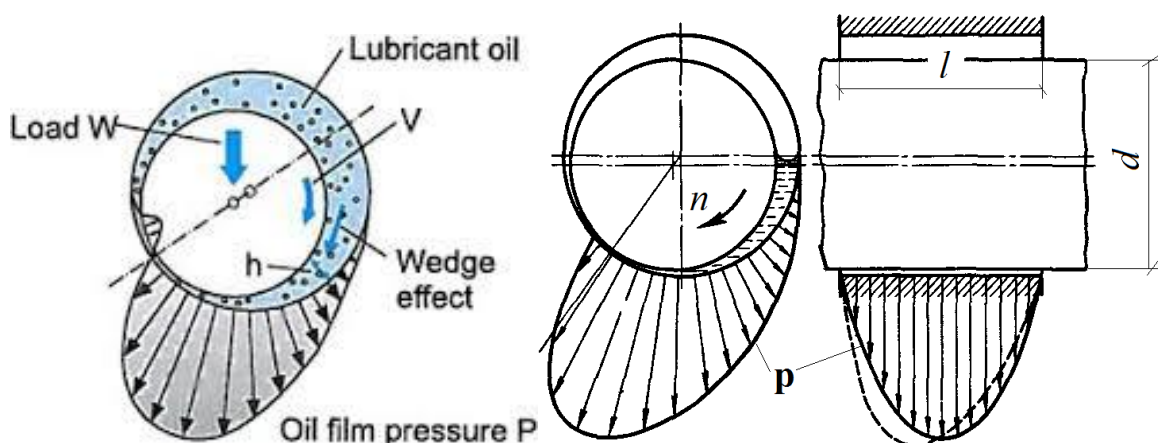


Рисунок 8.3. Схема расчета подшипника скольжения

Во избежание нарушений эксплуатационного режима работы подшипник скольжения его проверяют по рабочим характеристикам геометрических параметров:

$$pV = \frac{FV}{ld} = \frac{2\pi * ndF}{60ld * 2} = \frac{Fn\pi}{60l} \leq [pV] = 2 \div 10 \frac{\text{Нм}}{\text{мм}^2 \text{сек}} \cdot (8.2)$$

Данное выражение (8.2) показывает на показатель тепловыделение и износ подшипника.

8.2. Подшипники качения

Часто встречаемый подшипник качения состоит из двух беговых дорожек по которым перекатываются тела качения шарiki и ролики (рис.8.4,8,5)[2,8].

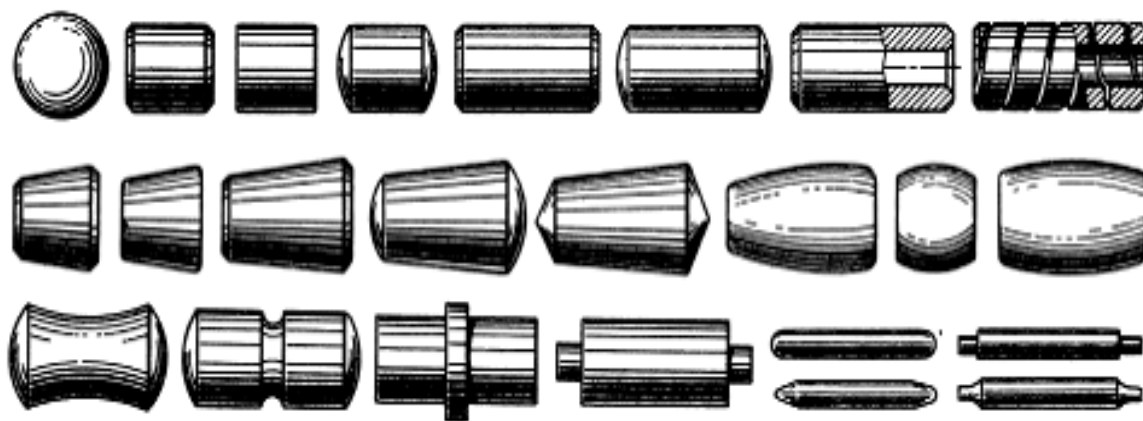


Рисунок 8.4. Тела качения

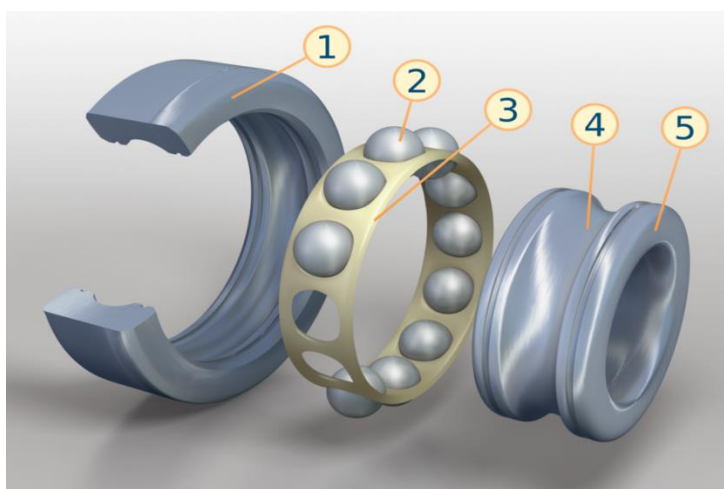


Рисунок 8.5. Конструкция подшипника качения

По наружному диаметру наружного кольца подшипника качения имеется семь серий, по ширине четыре серии (рис. 8.6).

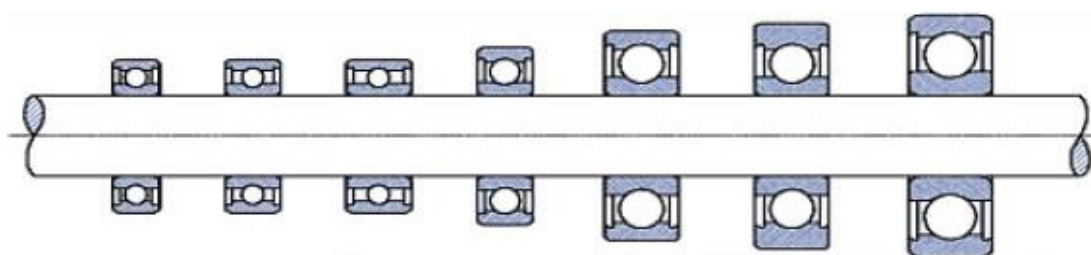


Рисунок 8.6. Серии подшипников

Тип подшипника качения зависит от воспринимаемой нагрузки и тела качения, стандартный типоразмер которых приведен на рисунке 8.7.

Критериями работоспособности подшипников качения являются:

- Грузоподъемность.
- Долговечность.

Долговечность подшипника зависит от циклической нагрузки и усталостных характеристик материала и определяется следующими выражениями, млн. об.:

$$L = a_1 a_2 \left(\frac{C}{F_{\text{экв}}} \right)^m, \quad (8.3)$$

где a_1 – коэффициент надежности; a_2 – коэффициент эксплуатации; C – грузоподъемность подшипника, кН; $F_{\text{экв}}$ – эквивалентная нагрузка, Н; m – коэффициент учета формы тел качения.

Также долговечность подшипника качения вычисляется в часах

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n}, \quad (8.4)$$

где n – частота вращения вала.

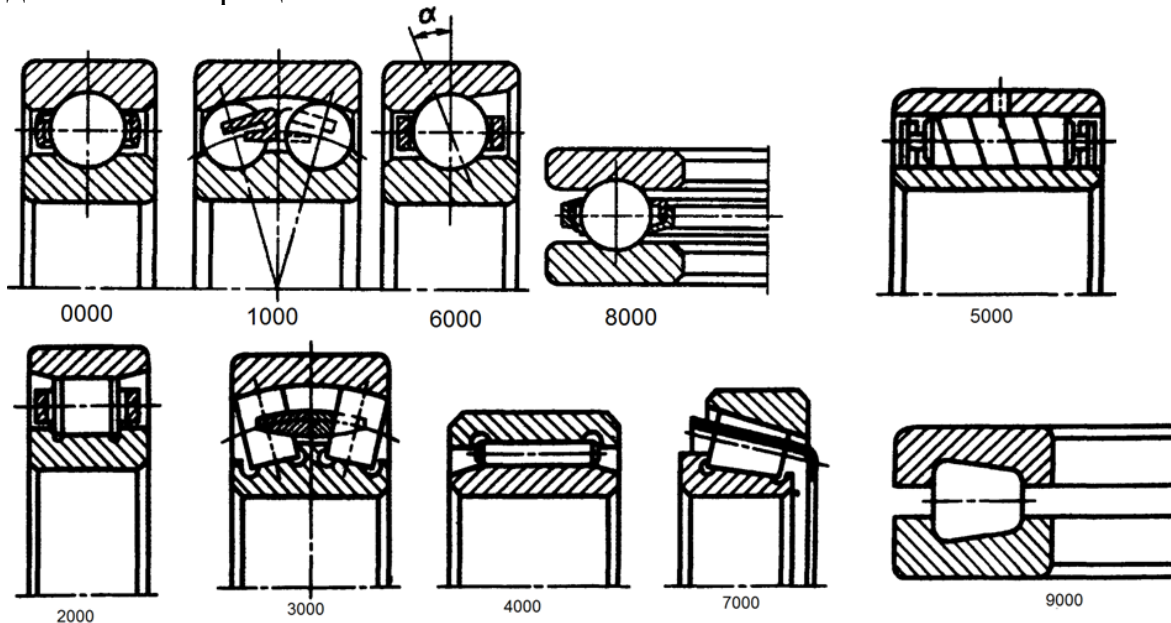


Рисунок 8.7. Типы подшипников качения:

0000 – радиальный шариковый; **1000** – радиальный шариковый сферический; **2000** – радиальный роликовый; **3000** – радиальный роликовый сферический; **4000** – радиальный роликовый игольчатый; **5000** – радиальный свитыми роликами; **6000** – радиально-упорный шариковый; **7000** – радиально-упорный роликовый; **8000** – упорный шариковый; **9000** – упорно-радиальный роликовый.

Эквивалентная нагрузка на подшипник определяется по выражению:

$$F_{\text{экв}} = (XV F_r + Y F_a) K_B K_T, \quad (8.5)$$

где F_r, F_a – реакции опор;

V – коэффициент вращения кольца;

X, Y – коэффициенты нагрузок;

K_B – коэффициент безопасности;

K_T – температурный коэффициент.

Пример. Проверить предварительно выбранный роликовый конический однорядный подшипник средней серии 7310А, у которого $d = 50$, $C = 117000H$, $C_0 = 90000H$, $e = 0,35$. Силы в зацеплении: $F_{t2} = 3673,06H$, $F_{r2} = 300,73H$, $F_{a2} = 1302,62H$. Суммарные радиальные реакции $F_{R1} = 3465,14H$, $F_{R2} = 2403,35H$

Решение

1. Осевые составляющие от радиальных нагрузок:

$$S_1 = 0,83 \cdot e \cdot F_{R1} = 0,83 \cdot 0,35 \cdot 3465,14 = 1006,62H$$

$$S_2 = 0,83 \cdot e \cdot F_{R2} = 0,83 \cdot 0,35 \cdot 2403,35 = 698,17H$$

$$F_A = F_{a2} = 1302,62H$$

2. Расчётные осевые нагрузки на подшипники:

3.

$$F_{1a} = S_2 - F_A = 698,17 - 1302,62 = -604,45H$$

$$F_{2a} = S_1 + F_A = 1006,62 + 1302,62 = 2309,24H$$

$$F_{1a} < S_1 \Rightarrow F_{1a} = 1006,62H$$

$$F_{2a} > S_2 \Rightarrow F_{2a} = 2309,24H$$

$$\text{Проверка: } \sum F = F_{2a} - F_{1a} - F_A = 2309,24 - 1006,62 - 1302,62 = 0.$$

Из двух подшипников установленных на валу более нагружен 2 подшипник.

3. Эквивалентная динамическая нагрузка подшипника 2:

$$P_2 = (XV F_{r2} + Y F_{a2}) K_B K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 300,73 + 1,937 \cdot 2309,24) \cdot 1,4 \cdot 1 = 4593,29H,$$

где $V=1$ при вращении внутреннего кольца подшипника по отношению к направлению радиальной нагрузки;

$K_B=1,4$ табл. 5.4 [4, с. 13] для редукторов;

$K_T=1$ при $t < 100^\circ C$; $X=0,4$ и $Y=1,937$ выбраны по табл. 5.3 [4, с. 12]:

$$\text{при } \frac{F_{a2}}{V \cdot F_{r2}} = \frac{2309,24}{1 \cdot 300,73} = 7,68 > e = 0,35.$$

4. Коэффициент эквивалентных динамических нагрузок по формуле:

$$K_{PE} = \sqrt[3]{\sum_0^N \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 \frac{t_i}{t_{\Sigma}}} = 1.$$

5. Эквивалентная динамическая нагрузка подшипника 2 при переменном режиме нагружения по формуле

$$P = P_{max} K_{PE} = 4593,29 \cdot 1 = 4593,29 \text{ Н.}$$

9 6. Расчетный ресурс подшипника 1 при вероятности безотказной работы 0,9

$$L_h = \frac{10^6 a_1 a_{23}}{60n} \left(\frac{c}{P} \right)^m = \frac{10^6 \cdot 1 \cdot 0,6}{60 \cdot 90} \left(\frac{117000}{4593,29} \right)^{10/3} = 5402948,285 \text{ ч,}$$

где $m=10/3$ для роликоподшипников;

$a_1=1$ по табл. 5.1 [4, с. 10] для вероятности безотказной работы 0,9;

$a_{23}=0,6$ по табл. 5.2 [4, с. 11] для обычных условий применения.

Это значение больше требуемого ресурса 35040 ч.

Тест на самопроверку

1. Каких тел качения не бывает в подшипниках качения
 - A. Шарик эллиптический
 - B. Игольчатый ролик
 - C. Цилиндрический ролик
 - D. Конический ролик
 - E. Шарик
2. Что означает третья цифра справа в условном обозначении подшипника качения
 - A. Серия подшипника
 - B. Параметр тел качения
 - C. Внутренний диаметр кольца
 - D. Радиус галтели кольца
 - E. Количество шариков
3. В каких пределах находится внутренний диаметр подшипника качения, если шаг изменения составляет 2-3 мм
 - A. 10-20
 - B. 3-10
 - C. 20-110
 - D. 110-200
 - E. 200-500
4. Укажите подшипнику какого тел качения шарик
 - A. 207
 - B. 7208
 - C. 3312
 - D. 2208

Е. 4312

5. Укажите шариковый однорядный радиальный подшипник

- А. 408
- В. 8109
- С. 1208
- Д. 4312
- Е. 7208

6. Укажите шариковый радиально-упорный подшипник качения

- А. 46120
- В. 38109
- С. 32208
- Д. 92312
- Е. 74114

7. Укажите подшипник качения тяжелой серии

- А. 408
- В. 308
- С. 208
- Д. 508
- Е. 108

8. Укажите подшипник качения особо легкой серии

- А. 108
- В. 208
- С. 308
- Д. 408
- Е. 508

9. По какой формуле определяется долговечность подшипника качения

- А. $L_h = (C/F_{\text{кел}})^m \cdot 10^6 / 60 \cdot n$
- В. $L_h = 365 \cdot 24 \cdot K_{\Gamma} \cdot K_e$
- С. $L_h = (\sigma_y / \sigma_{\text{max}})^m \cdot 10 \cdot C_H \cdot C_N / (2 \cdot 3600 \cdot V)$
- Д. $L_t = 2a/t + (Z_1 + Z_2)/2 + (Z_2 - Z_1/2\pi)^2 \cdot t/a$
- Е. $L = 2a + \pi/2(D_1 + D_2) + (D_2 - D_1)^2/(4a)$

10. Укажите подшипник качения легкой серии с внутренним диаметром 40 мм

- А. 208
- В. 303
- С. 409
- Д. 540
- Е. 106

11.

(№306) что означает первая и вторая цифра справа в условном обозначении подшипника качения

- А. Внутренний диаметр подшипника
- В. Наружный диаметр подшипника

- С. Ширину подшипника
 D. Диаметр шарика
 E. Количество шариков
12. (№560000) что означает пятая и шестая цифра справа в условном обозначении подшипника качения
 A. Конструктивные особенности подшипника
 B. Внутренний диаметр подшипника
 C. Наружный диаметр подшипника
 D. Ширину подшипника
 E. Диаметр шарика
13. По какой формуле определяется приведенная сила действующая на подшипник качения
 A. $F_{\text{кел}} = (X \cdot V \cdot F_r + Y F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T$
 B. $F_{\text{кел}} = 2M/d$
 C. $F_{\text{кел}} = F_t + 2F_f$
 D. $F_{\text{кел}} = q \cdot v^2$
 E. $F_{\text{кел}} = S_1 - S_2$
14. По какому параметру подбирают подшипник качения
 A. Грузоподъемности
 B. Тяговой способности
 C. Упругости
 D. Способность самоторможения
 E. Центрирования
15. Какое геометрическое соотношение применяется в подшипниках скольжения
 A. l/d
 B. v/h
 C. D/d
 D. e/h
 E. v/e
16. Подшипник предназначен для...
 A. Поддержания валов, осей и их свободного вращения
 B. Изменения силы скоростей
 C. Увеличения упругости валов и осей
 D. Поддержания вращающихся деталей и не передающего крутящего момента вдоль своей оси
 E. Поддержания вращающихся деталей и передачи крутящего момента вдоль своей оси
17. Укажите конструкцию подшипника скольжения
 A. Корпус вкладыш

- В. Валиколесо
- С. Пластинаивалик
- Д. Роликикольцо
- Е. Роликисепаратор

18. Укажите конструкцию подшипника качения

- А. Роликикольцо
- В. Корпусивкладыш
- С. Валиколесо
- Д. Пластинаивалик
- Е. Валишпонка

19. $L = \left(\frac{C}{F_{кел}} \right)^m$ по данной формуле долговечность подшипника измеряется в

- А. Млн.оборот.
- В. Млн.момент.
- С. Часах
- Д. Сменах
- Е. Годах

20. $L_h = \frac{10^6 L}{60n}$ по данной формуле долговечность подшипника измеряется в

- А. Часах
- В. Млн.оборот.
- С. Млн.момент.
- Д. Метрах
- Е. Дюймах

9. МУФТЫ СОЕДИНЕНИЯ

9.1. Неуправляемые муфты

Механические муфты предназначены того чтобы соединить валы двух агрегатов и при этом передать между собой крутящий момент [4].

Муфты используются постоянно, так как всегда при сборке агрегатов механизма наблюдается «перекос», «несоосность» и осевое перемещение вала.

Классификация муфт: неуправляемые; управляемые; автоматизированные.

Так как муфты стандартизированы то подбор муфт ведут из каталога по крутящему моменту, который может передать муфта [7]:

$$M = M_{ном} k, (9.1)$$

где $M_{ном}$ – номинальный момент,
 M ; k – рабочий коэффициент.

Втулочная муфта из группы «неуправляемых муфт» (рисунк 9.1, а) самая простая по конструкции. Фланцевая муфта тоже из группы «неуправляемых муфт» (рисунк 9.1, б), по конструкции состоит из двух полу муфт в виде дисков с болтами.

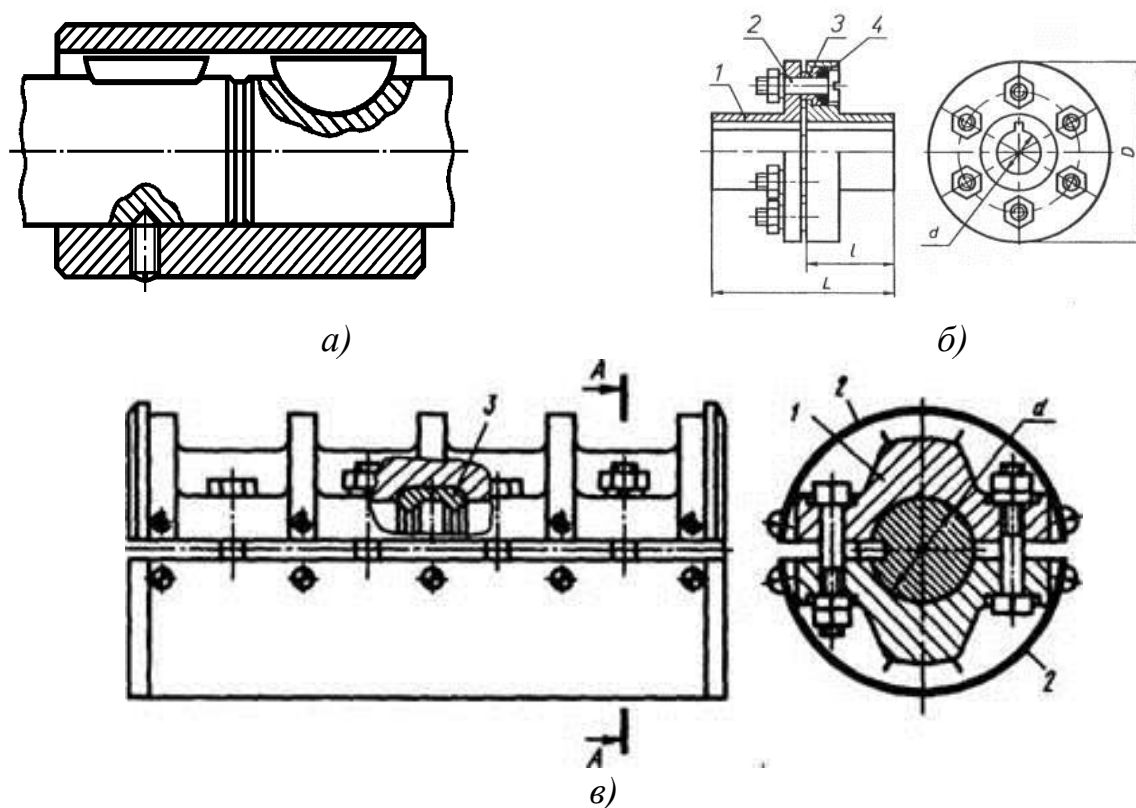


Рисунок 9.1. Неуправляемые муфты:
а – втулочная; б – фланцевая; в – продольно-свернутая.

Продольно-свернутая муфта из группы «неуправляемых муфт» (рисунк 9.1, в) искореняет недостатки втулочной муфты и представляет собой две продольные полу муфты с болтами.

Различают три случая неточности соединения валов: по радиусу (рис. 9.2, а), вдоль по оси (рис. 9.2, б); под углом (рис. 9.2, в).

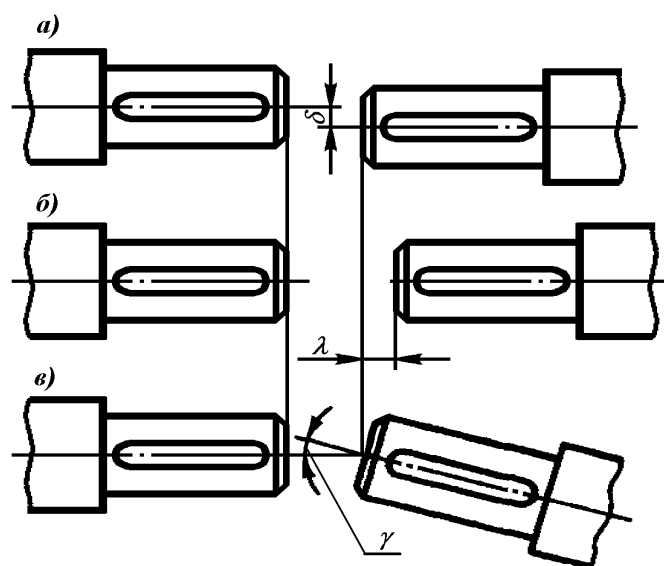


Рисунок 9.2. Случаи неточности соединяемых валов

Среди компенсирующих муфт больше распространение получила зубчатая муфта (рис. 9.3, а). Она устраняет неточности валов по оси, по радиусу и под углом. Крестово-кулачковая применяется муфта (рис. 9.3, б), устраняет неточности по радиусу.

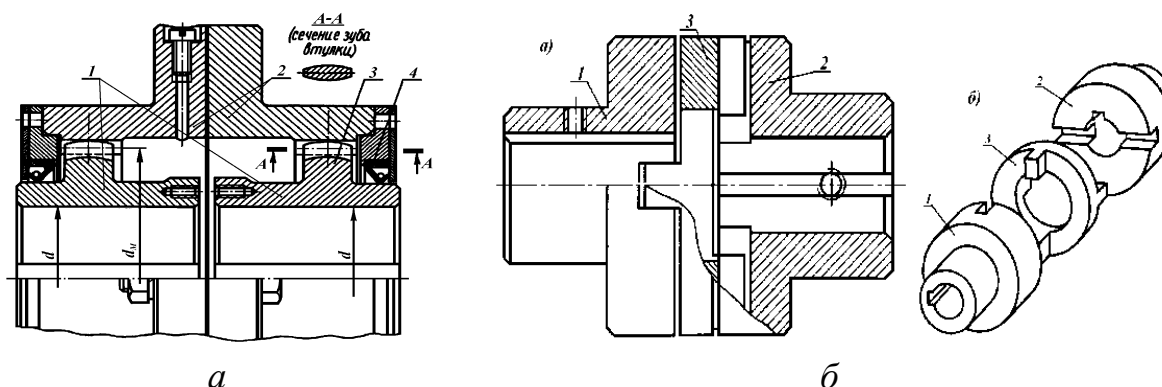


Рисунок 9.3. Компенсирующие муфты: а – зубчатая; б – крестовая.

Шарнирная муфта предназначена для соединения валов имеющих угловое смещение до 44° (рис. 9.4).

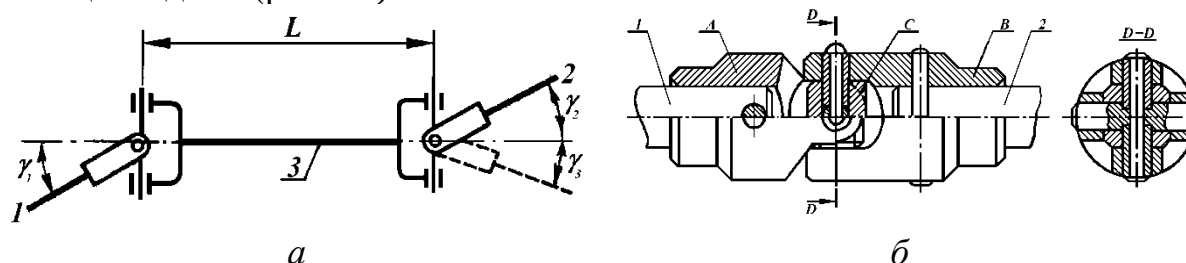


Рисунок 9.4. Шарнирная муфта: а – кинематическая схема; б – муфта кардана.

Упругие муфты могут устранять неточности валов и предохранять устройство от толчков и ударов. Они в своей конструкции имеют главный элемент –

это упругий элемент, который обеспечивает способность упругой муфты воспринимать удары, толчки, вибрации (рис. 9.5).

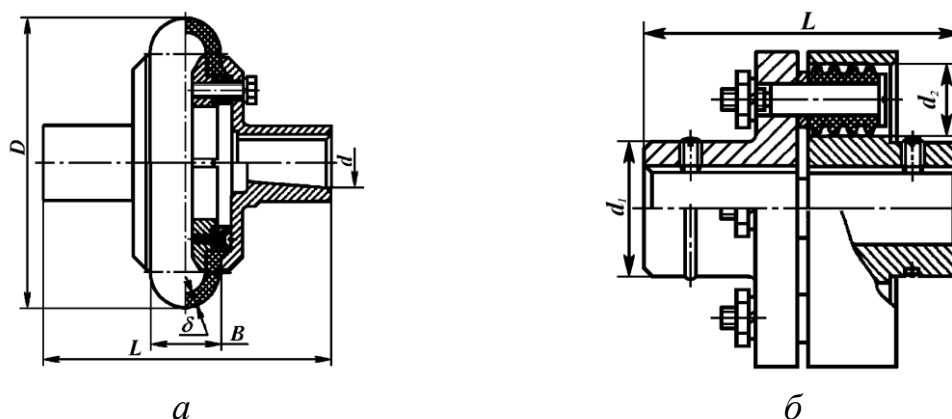


Рисунок 9.5. Упругие муфты: а – с торообразной оболочкой; б – упругая втулочно-пальцевая муфта.

9.2. Управляемые муфты

Вторая группа муфт это «управляемые», назначение которых соединение и разъединение валов. По своему принципу «управляемые» муфты делятся на фрикционные (рис. 9.6) и кулачковые (рис. 9.7).

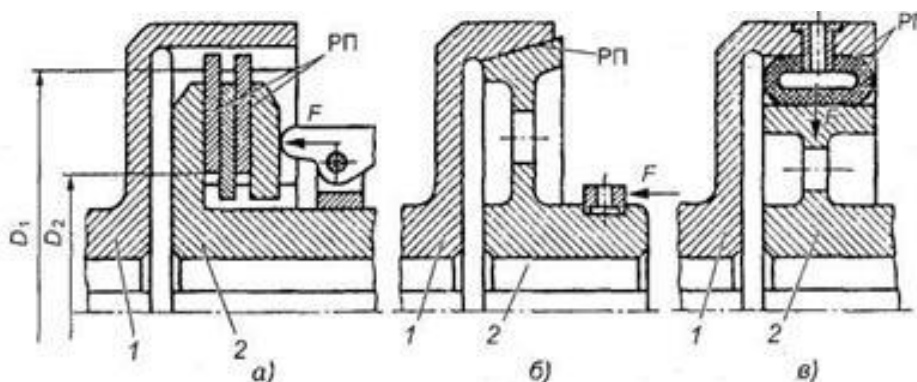


Рисунок 9.6. Муфта фрикционная: а) дисковая; б) конусная; в) цилиндрическая

«Управляемые» фрикционные муфты за счет сил трения возникающих между частями муфт могут передавать крутящий момент.

По форме соприкасающихся частей муфты фрикционные муфты бывают: дисковые, конусные и цилиндрические (рис. 9.6).

Кулачковая муфта состоит из полумуфт (рис. 9.7), на торцевой поверхности которых равномерно располагаются профили кулачков.

По форме профиля кулачки бывают: прямоугольные, трапецеидальные, трапецеидальные несимметричные.

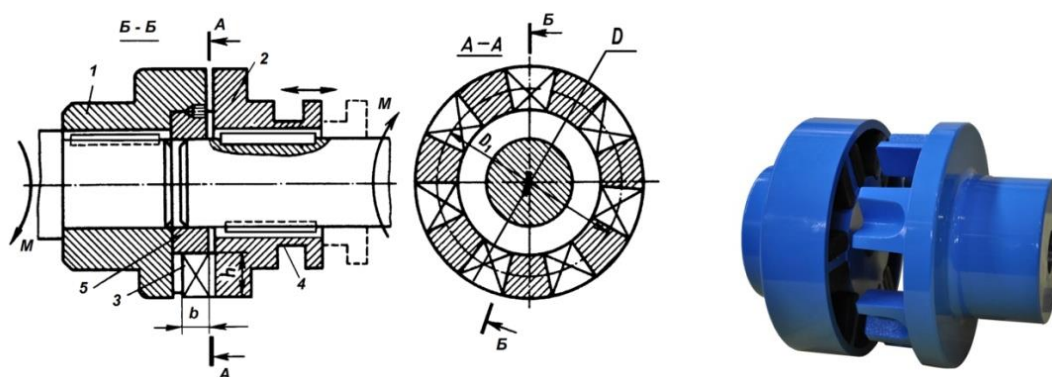


Рисунок 9.7. Кулачковая муфта

9.3. Автоматизированные муфты

Управляемые муфты по соединению и разъединению валов можно автоматизировать. По выполняемым действиям автоматизированные муфты можно разделить на: предохранительные; обгонные; муфты свободного хода; центробежные.

В предохранительных муфтах с элементом разрушения применяют срезные штифты (рис. 9.8, а). При воздействии нагрузки превышающей условия прочности срезные штифты срезаются и полумуфта отсоединяется.

С разрушаемым элементом предохранительные муфты имеют кулачки (рис. 9.8, б), шарики (рис. 9.8, в) и фрикционные элементы (рис. 9.8, г).

В автоматическом режиме сцеплять и расцеплять валы в зависимости от частоты вращения валов способны обгонные муфты. Основными рабочими элементами обгонной муфты являются ролики. Принцип работы обгонной муфты с роликами заключается в том, что ролики при разности частот вращения валов заклиниваются и муфта работает как одно целое, а при опережении и расклиниваются и одна из полумуфт вращается свободно (рис. 9.9).

Работа центробежных муфт заключается в том, что муфта начинает работу при достижении определенной частоты вращения вала, при котором центробежные силы прижимают грузы к противоположной поверхности полумуфты.

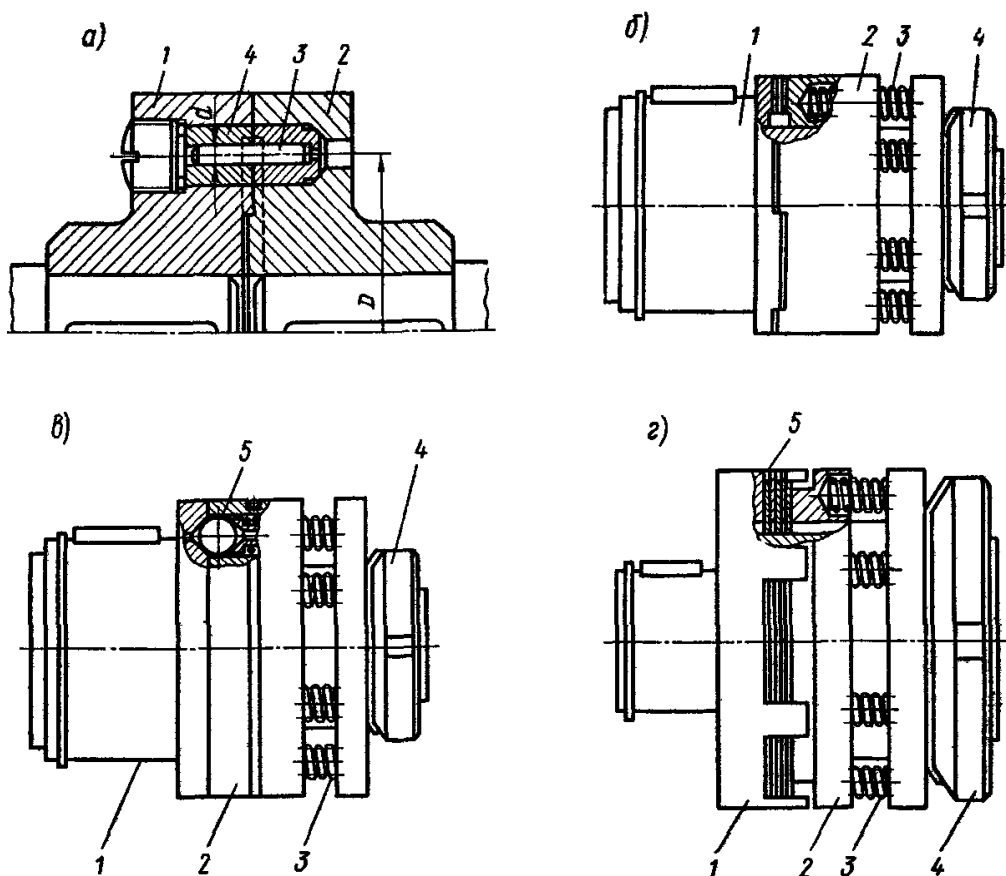


Рисунок 9.8. Предохранительные муфты

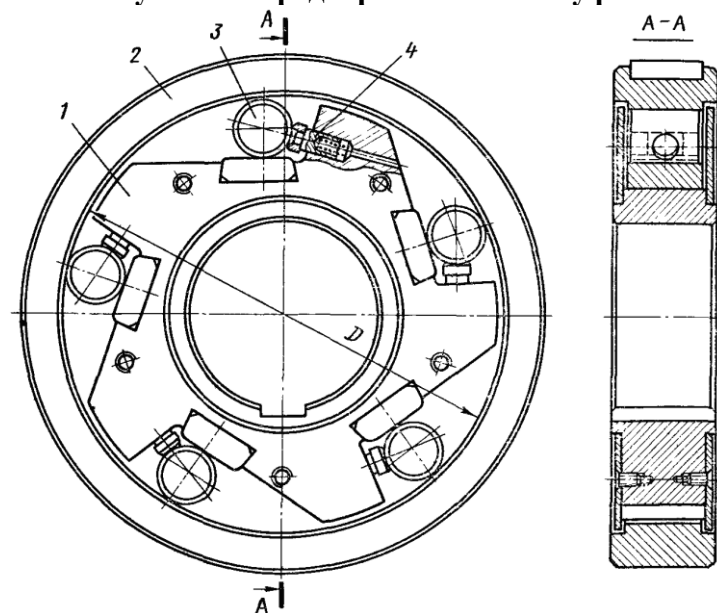


Рисунок 9.9. Обгонная муфта

По виду рабочего элемента центробежные муфты делят на колодочные и с упучим наполнителем. Эти муфты служат для автоматического плавного соединения (или разъединения) агрегатов при достижении ведущей полумуфтой заданной угловой скорости. Эти муфты соединяют (или разъединяют) валы при дос

тижении в ведущем валу заданной угловой скорости. Колодочная муфта безсжи-
мных пружин немецкой фирмы «Вулкан» (рисунок 9.10) служит для соединения
со шкивом клиноременной передачи. По мере разгона ведущей полумуфты 1 кол-
одки 2 под действием центробежных сил смещаются в радиальном направлении
и прижимаются к рабочей поверхности ведомой полумуфты 3, создавая силу тре-
ния, необходимую для ее вращения. Подшипники 4 предохраняют колодки от осе-
вых смещений.

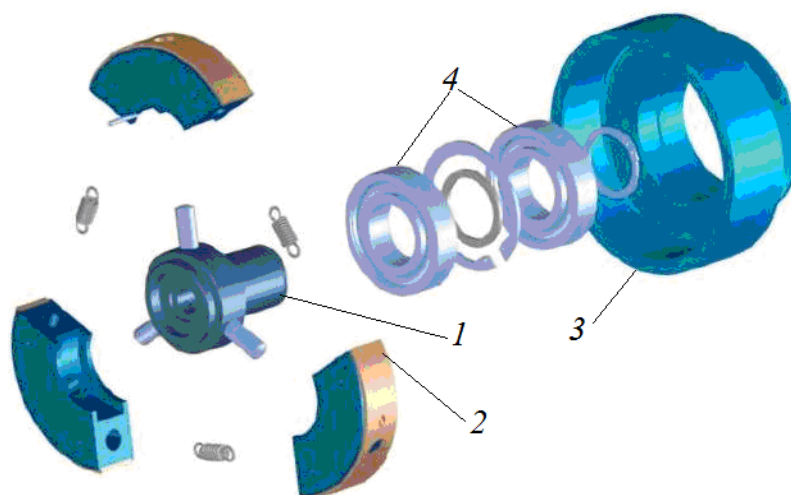


Рисунок 9.10. Центробежная колодочная муфта

Пример. Выбрать муфту для соединения вала электродвигателя с валом т-
ранспортера, при: передаваемой мощности $P = 7,5$ кВт, частоте вращения вала эл-
ектродвигателя $n = 1440$ мин⁻¹

¹, диаметр вала электродвигателя $d = 38$ мм. Произвести проверку элементов муф-
ты.

Решение.

1. определяем крутящий момент на валу муфты:

$$M_n = 9,55P / n = 9,55 \cdot 7,5 \cdot 10^3 / 1440 = 49,8 \text{ Нм}$$

2. вычисляем расчетный момент, принимая коэффициент режима работы
 $k = 2,0$ (табл. П58. [8]):

$$M_p = kM_n = 2 \cdot 49,8 = 99,6 \text{ Нм.}$$

3. по табл. П59 [8] подбираем муфту, для которого допускаемый момент $[M_p] = 240$ Нм.

Геометрические размеры муфты: диаметр расположения пальцев $D_1 = 95$ мм; длина тулки $l_b = 28$ мм; диаметр пальцев $d_f = 14$ мм; число пальцев $z = 6$.

4. проверка тулки из резины на смятие:

$$\sigma_{cr} = F_t / (d_f l_b) \leq [\sigma_{cr}]$$

где F_t - окружное усилие одного пальца, Н;

$$F_t = 2M_c / (D_1 z) = 2 \cdot 99,6 / (95 \cdot 10^{-3} \cdot 6) = 350 \text{ Н};$$

$$\sigma_{cr} = F_t / (d_f l_b) = 350 / (14 \cdot 28) = 0,89 \text{ Н / мм}^2 \leq [\sigma_{cr}] = 2,0 \text{ Н / мм}^2.$$

где $[\sigma_{cr}]$ – допускаемое напряжение на смятие для резины, $[\sigma_{cr}] = 2,0 \text{ Н/мм}^2$.

Условия резиновых втулок на смятие выполнены.

Тест на самопроверку

1. Укажите муфту, которая относится к группе компенсирующих неуправляемых муфт
 - А. Зубчатые
 - В. Фланцевые
 - С. Клеммовые
 - Д. Втулочно-пальцевые упругие
 - Е. Кулачковая
2. Укажите муфту, которая позволяет компенсировать угловые смещения в больших диапазонах
 - А. Шарнирная
 - В. Цепная
 - С. Зубчатые
 - Д. Втулочная
 - Е. Фланцевая
3. К какому типу относится втулочно-пальцевая муфта
 - А. Упругая
 - В. Фрикционная
 - С. Кулачковая
 - Д. Свободного хода
 - Е. Центробежная
4. Укажите элемент, который относится к упругой муфте
 - А. Палец
 - В. Штифт
 - С. Болт
 - Д. Шпонка
 - Е. Ролик
5. Укажите муфту, которая относится к группе управляемых муфт
 - А. Фрикционная
 - В. Втулочная
 - С. Упругая
 - Д. Центробежная
 - Е. Свободного хода
6. По какому параметру выбирают предохранительную муфту
 - А. Расчетный момент
 - В. Номинальный момент

- С. Изгибающий момент
 - D. Приведенный момент
 - Е. Момент сопротивления
7. Укажите параметр, по которому муфта свободного хода
 - A. Частота вращения вала
 - B. Радиальная сила колеса
 - C. Осевая сила подшипника
 - D. Изгибающий момент зубьев
 - Е. Грузоподъемность подшипника
 8. Укажите преимущество дисковой фрикционной муфты
 - A. Соединение вращающихся валов
 - B. Компенсация продольного смещения валов
 - C. Компенсация радиального смещения валов
 - D. Компенсация углового смещения валов
 - Е. Соединение вращающегося вала с подшипником
 9. Укажите преимущество применения центробежной муфты
 - A. Повышение плавности пуска
 - B. Соединение вращающегося вала с подшипником
 - C. Компенсация продольного смещения валов
 - D. Компенсация радиального смещения валов
 - Е. Компенсация углового смещения валов
 10. Укажите особенность применения обгонной муфты
 - A. Передача вращающего момента только в одном направлении
 - B. Соединение вращающегося вала с подшипником
 - C. Компенсация продольного смещения валов
 - D. Компенсация радиального смещения валов
 - Е. Компенсация углового смещения валов
 11. Какое требование предъявляется для сойчковой работы кулачковых муфт
 - A. Высокая точность расположения валов
 - B. Высокая точность изготовления кулачков
 - C. Высокая точность изготовления валов
 - D. Высокая точность расположения болтов
 - Е. Высокая точность изготовления подшипников

10. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

10.1. Общие сведения

Сварные соединения – это неразъемные соединения, основанные на использовании сил молекулярного сцепления и получаемые путем местного нагрева в зоне соединения деталей до расплавленного состояния (сварка плавлением, электродуговая, электрошлаковая).

вая и др.) или до тестообразного состояния, но с применением механической силы (контактная сварка) [9, 11].

Сварные соединения по расположению соединяемых деталей делятся на: стыковые, нахлесточные, угловые, тавровые, и торцевые (рис. 10.1).

Швы сварного соединения по воспринимаемой нагрузке бывают: лобовые – перпендикулярно силе; фланговые – параллельны силе; наклонные – под углом к силе.

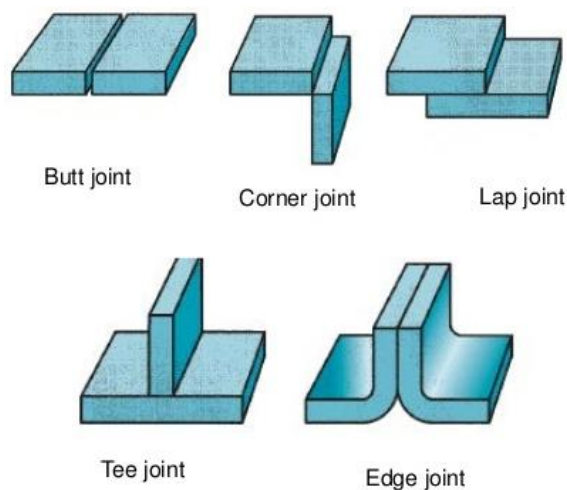


Рисунок 10.1. Типы сварных соединений

Стыковое соединение выполняют лобовым швом, иногда наклонным. Расчет стыкового шва вводят по напряжениям растяжения и изгиба (рис. 10.2):

$$\left. \begin{aligned} \sigma_t &= \frac{F}{A_c} = \frac{F}{bS} \leq [\sigma]' \\ \sigma_f &= \frac{M_u}{W_u} = \frac{6M_u}{bS^2} \leq [\sigma]' \end{aligned} \right\} , (10.1)$$

где, F – продольная сила, Н;

b – длина шва, мм;

s – ширина шва, мм;

M_u – изгибающий момент, Нм.

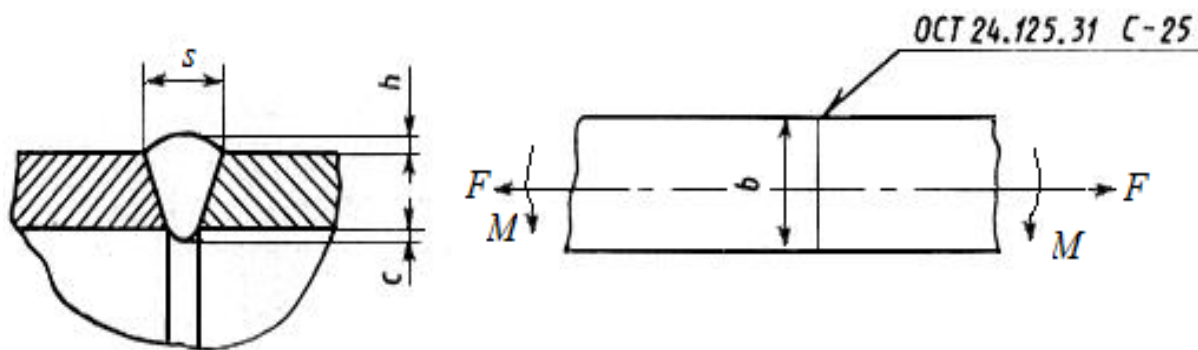


Рисунок 10.2. Стыковое соединение

Нахлесточное соединение выполняется лобовым, фланговым и наклонным швом.

Лобовой шов рассчитывается по напряжению среза (рис. 10.3, а). Гдеразрушение происходит по биссектрисе $m-m$, как наименьшему сечению.

$$\tau_F = \frac{F}{0,7kl} \leq [\tau'], \quad (10.2)$$

где k — катет сечения шва, мм;

l — длина лобового шва, мм.

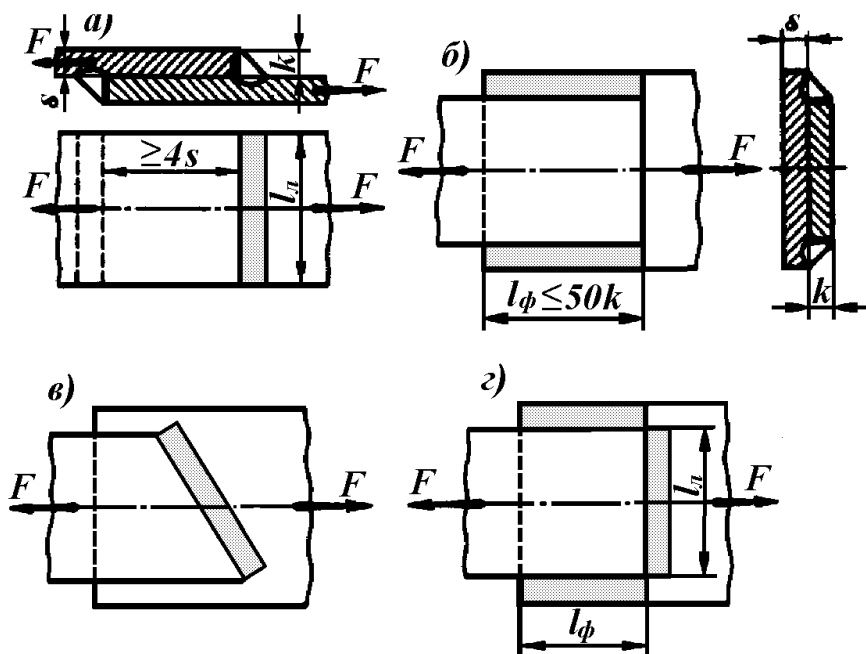


Рисунок 10.3. Сварное соединение в нахлестку: а — лобовыми швами; б — фланговыми швами; в — косым швом; г — комбинированными швами.

Длину фланговых швов определяют из условия прочности на срез (рис. 10.3, б):

$$\tau_F = \frac{F}{2 \cdot 0,78l} \leq [\tau'], (10.3)$$

где δ – толщина детали, мм.

Пример. Рассчитать стыковой шов (рис. 10.2), соединяющий две полосы из стали Ст2, если: толщина полос $s = 8$ мм; сила растягивающая соединение $F = 50$ кН; сварка ручная электродом Э34.

Решение.

1. определяем допускаемое напряжение растяжения соединяемых полос. Принимая для стали Ст2 $\sigma_T = 200$ МПа (табл. П1) и $[n] = 1,4$:

$$[\sigma] = \frac{\sigma}{[n]} = \frac{200}{1,4} = 143 \text{ МПа}.$$

2. определяем допускаемое напряжение шва при растяжении, с учетом коэффициента прочности ($\varphi = 0,6$), для технологического процесса ручной сварки электродом Э34:

$$[\sigma]' = \varphi [\sigma] = 0,6 \cdot 143 = 85 \text{ МПа}$$

3. определяем длину шва, из условия уравнения прочности (10.1):

$$l = b = \frac{F}{s \cdot [\sigma]'} = \frac{50 \cdot 10^3}{8 \cdot 10^{-3} \cdot 85 \cdot 10^6} = 74 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 74 \text{ мм}.$$

Прибавляя примерно 10 мм на возможные непровары в начале и кратер в конце шва, принимаем $l = 85$ мм

Тест на самопроверку

1. Что называется сварным соединением?

- А. Соединение осуществленное за счет молекулярных сил
- В. Соединение осуществленное посредством заклепок
- С. Соединение осуществленное за счет разности диаметров
- Д. Соединение осуществленное посредством шпонок
- Е. Соединение осуществленное за счет адгезионных сил

2.

Повзаимному расположению соединяемых деталей каких сварных соединений не бывает?

- А. Фальцевых
- В. Наклесточных
- С. Угловых
- Д. Тавровых
- Е. Стыковых

3.

По какой формуле определяется напряжение стыкового сварного соединения при растяжении

- А. $\sigma = F / (b \cdot S)$

- B. $\sigma = 6M_u / (b \cdot S^2)$
- C. $\sigma = F / (z \cdot d \cdot S)$
- D. $\tau = F / (z \cdot \pi \cdot d^2 / 4)$
- E. $\tau = F / (0,7k \cdot \ell)$

4.

По какой формуле определяется напряженность стыкового сварного соединения при изгибе

- A. $\sigma = 6M_u / (b \cdot S^2)$
- B. $\sigma = P / (b \cdot S)$
- C. $\sigma = F / (z \cdot d \cdot S)$
- D. $\tau = F / (z \cdot \pi \cdot d^2 / 4)$
- E. $\tau = F / (0,7k \cdot \ell)$

5.

Воспринимаемая нагрузка как швов не бывает внахлесточном сварном соединении

- A. Шахматных
- B. Лобовых
- C. Фланговых
- D. Пробочных
- E. Наклонных

6. Достоинство сварного соединения по сравнению с клепочным

- A. Экономия металла
- B. Воспринимает переменные нагрузки
- C. Центрация деталей
- D. Самооторможение деталей
- E. Концентрация напряжений в местах соединения

7. Какой из видов сварки относится к контактной

- A. Точечная
- B. Электродуговая
- C. Аргонная
- D. Электрошлаковая
- E. Газовая

8. Какой из видов сварки относится к дуговой

- A. Электрошлаковая
- B. Точечная
- C. Стыковая контактная
- D. Кузнечная
- E. Роликовая

9. По какой формуле определяется прочность лобового шва

- A. $\tau = F / (0,7 \cdot k \cdot \ell) \leq [\tau]$
- B. $\sigma = F / (\ell \cdot S) \leq [\sigma]$

- С. $\sigma = M/W_c$
- Д. $\tau = 4F/(Z\pi \cdot d^2 \cdot i) \leq [\tau]$
- Е. $\tau = F/(\ell \cdot b) \leq [\tau]$

10. По какой формуле определяется прочность точечного соединения

- А. $\tau = 4F/(Z\pi \cdot d^2 \cdot i) \leq [\tau]$
- В. $\tau = F/(0,7 \cdot k \cdot \ell) \leq [\tau]$
- С. $\sigma = F/(\ell \cdot S) \leq [\sigma]$
- Д. $\sigma = M/W_c$
- Е. $\tau = F/(\ell \cdot b) \leq [\tau]$

11. Укажите недостаток сварного соединения

- А. Термическая деформация
- В. Экономия металла
- С. Дешевизна технологии соединения
- Д. Прочность шва
- Е. Центрация деталей

11. ЗАКЛЁПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

11.1. Общие сведения

Заклёпочные соединения проводят с помощью заклепок. Заклёпка представляет собой цилиндрический стержень с закладной головкой и хвостовой частью (рис. 11.1).

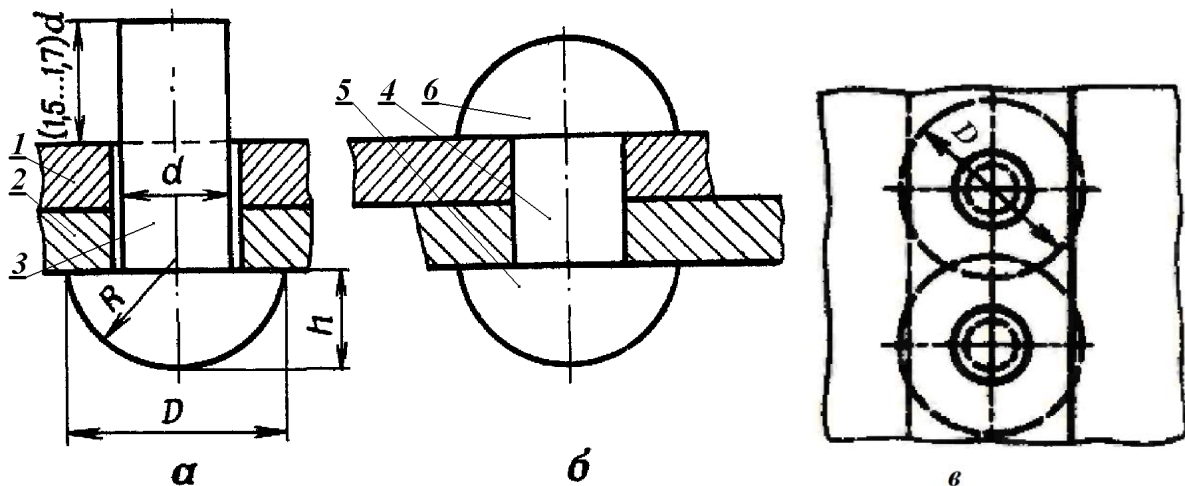


Рисунок 11.1. Заклёпочное соединение: а – в процесс сборки; б – в собранном виде; в – зона действия заклепок; 1, 2 – соединяемые детали; 3 – заклёпка; 4 – тело заклёпки; 5 – закладная головка; 6 – замыкающая головка.

Заклёпки согласно стандарта изготавливаются в определенных формах (рис. 11.2).

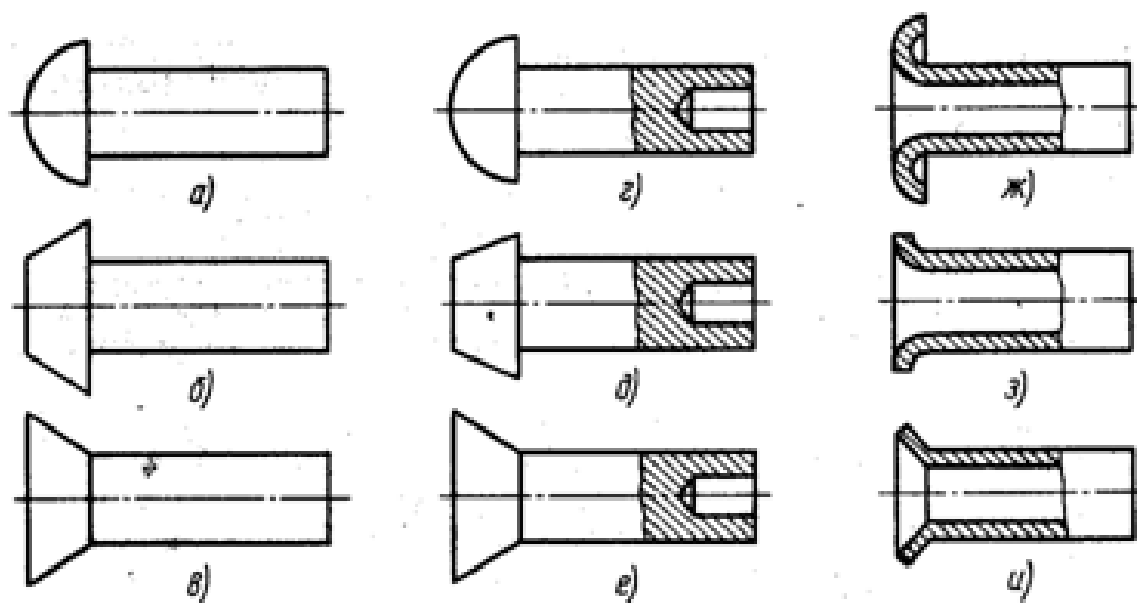


Рисунок 11.2. Виды заклёпок: а – сплошные с полукруглой головкой для силовых и плотных швов; б – сплошные с плоской головкой для коррозионных сред; в – сплошные с потайной головкой для уменьшения аэро- и гидросопротивления (самолёты, катера); г, д, е – полупустотелые ГОСТ 12641-80, 12643-80 и ж, з, и – для соединения тонких листов и неметаллических деталей без больших нагрузок.

По конструкции заклёпочные соединения могут выполняться в различных вариантах показанных на рисунке 11.3.

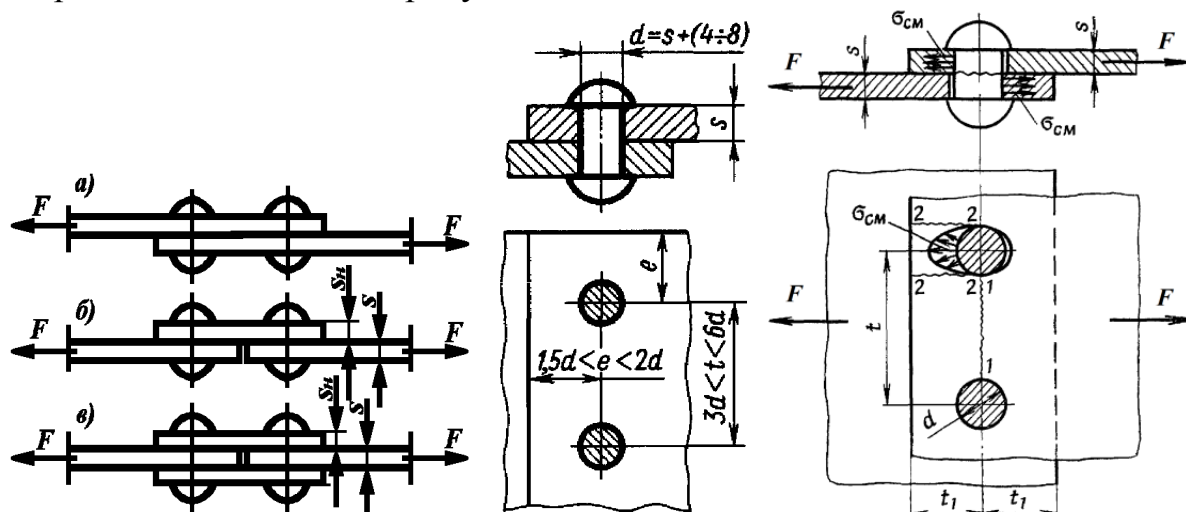


Рисунок 11.3. Виды и параметры заклёпочного соединения: а – внахлестку ($d = (1,8 \dots 2,2)s_{\min}$; $t = (3 \dots 6)d$; $e = (1,5 \dots 2)d$); б – встык с односторонней накладкой ($d = (1,8 \dots 2,2)s_{\min}$; $t = (3 \dots 6)d$; $e = (1,5 \dots 2)d$; $s_1 = 1,25s$); в –

встык с двухсторонней накладкой, многосрезный ($d=(1,8...2,2)s_{\min}$; $t=(3...6)d$; $e=(1,5...2)d$; $e_1=(3...6)d$; $s_1=(0,6\div 0,7)s$).

11.2. Расчет заклёпочных соединений

Расчет заклёпочных соединений выполняется из условия прочности заклёпок соединяемых деталей.

Расчет заклёпок по условию прочности на смятие:

$$\sigma = \frac{F}{zds} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (11.1)$$

где z – количество заклёпок;

d – диаметр заклёпок, мм;

s – меньшая из толщин склепываемых деталей, мм.

Расчет заклёпок по условию среза заклёпок:

$$\tau = \frac{4F}{\pi z d^2 i} \leq [\tau]_{\text{ср}}, \quad (11.2)$$

где i – число плоскостей среза одной заклёпки.

Расчет соединяемых деталей по условию прочности на растяжение (место разрыва между заклёпками рис. 11.3):

$$\sigma = \frac{F}{z(t - d_0)s_{\min}} \leq [\sigma]_{\text{р}}, \quad (11.3)$$

где t – шаг шва, мм.

Расчет соединяемых деталей по условию прочности на срез, который может произойти по длине ($e-d$):

$$\tau = \frac{F}{(e - d/2)2zs} \leq [\tau]_{\text{ср}}, \quad (11.4)$$

где e – расстояние от края детали до оси заклёпки, мм.

Пример. Рассчитать и сконструировать нахлесточное заклёпочное соединение двух полос преследующих исходных данных: растягивающая сила $F=250$ кН; ширина полосы $b=350$ мм, толщина $s=12$ мм; материал сталь Ст3.

Решение

1. Выбираем диаметр заклёпок пользуясь соотношением (рис. 11.3) d , мм:

$$d = (1,8...2,2)s = (1,8...2,2) \cdot 12 = 21,6...26,4 \text{ мм.}$$

По таблице (табл. П54. [11]) принимаем диаметр заклепок $d = 22 \text{ мм}$, диаметр отверстий $d_o = 23 \text{ мм}$.

2. Определяем допускаемое напряжение для материала сталь Ст3, при сжатии (табл. П1):

при растяжении $[\sigma]_c = 160 \text{ Н/мм}^2$; при срезе $[\tau]_k = 140 \text{ Н/мм}^2$; при смятии $[\sigma]_{жш} = 320 \text{ Н/мм}^2$.

3. Определяем количество заклепок из условия среза и смятия:
из условия среза

$$z = \frac{4F}{\pi d^2 i [\tau]_k} = \frac{4 \cdot 250000}{3,14 \cdot 22^2 \cdot 140} = 4,7$$

из условия смятия:

$$z = \frac{F}{ds[\sigma]_{жш}} = \frac{250000}{22 \cdot 12 \cdot 320} = 2,9$$

где i – число плоскостей среза, $i = 1$.

Принимаем $z = 5$ заклепок из условия прочности на срез.

4. Определяем основные параметры заклепочного шва. Шаг заклепок:

$$t = (3 \dots 6)d = (3 \dots 6) \cdot 22 = 66 \dots 132 \text{ мм},$$

расстояние от оси заклепок до края листа:

$$l = (1,5 \dots 2)d = (1,5 \dots 2) \cdot 22 = 33 \dots 44 \text{ мм},$$

расстояние между рядами заклепок:

$$l_1 = (3 \dots 6)d = (3 \dots 6) \cdot 22 = 66 \dots 132 \text{ мм}$$

Принимаем, при ширине листа $b = 350 \text{ мм}$ в одном ряду можно разместить $m = 3$ заклепки в $n = 2$ ряда шахматном порядке, принимаем шаг заклепок $t = 132 \text{ мм}$, расстояние от оси заклепок до края листа $l = 43 \text{ мм}$, расстояние между рядами заклепок $l_1 = 120 \text{ мм}$.

5. Проверяем соединяемые листы на растяжение и срез по опасному сечению при $m = 3$:

при растяжении

$$\sigma = \frac{F}{(b - m d_o) s_{\min}} = \frac{250000}{(350 - 3 \cdot 23) \cdot 12} = 74 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma]_c = 160 \text{ Н/мм}^2$$

при срезе

$$\tau = \frac{F}{(l - d/2) 2ms} = \frac{250000}{(43 - 22/2) \cdot 2 \cdot 3 \cdot 12} = 108 \text{ Н/мм}^2 \leq [\tau]_k = 140 \text{ Н/мм}^2$$

Проверка листов на прочность подтвердила правильность принятого конструктивного решения.

Тест на самопроверку

1. По назначению заклепочные соединения разделяют на...
 - А. Прочные и плотные
 - В. Однорядные и многорядные
 - С. Радиальные и осевые
 - Д. Подвижные и неподвижные
 - Е. Разъемные и неразъемные
2. В каких соединениях используют трубчатые заклепки
 - А. В соединениях не требующих больших усилий и плотности
 - В. В прочных и плотных соединениях
 - С. В прочных соединениях
 - Д. В плотных соединениях
 - Е. В соединениях с большими крутящими моментами
3. В каких соединениях используют заклепки конической головкой
 - А. В плотных соединениях
 - В. В соединениях не требующих больших усилий и плотности
 - С. В соединениях не требующих жесткости
 - Д. В подвижных соединениях
 - Е. В соединениях с большими крутящими моментами
4. В каких соединениях используют заклепки полусферической головкой
 - А. В прочных соединениях
 - В. В соединениях не требующих больших усилий и плотности
 - С. В соединениях не требующих жесткости
 - Д. В подвижных соединениях
 - Е. В соединениях с большими крутящими моментами
5. Что называется натягом
 - А. Положительная разность диаметров вала и отверстия
 - В. Отрицательная разность радиальных сил вала и отверстия
 - С. Молекулярное соединение металлов
 - Д. Заклепочное соединение
 - Е. Шпоночное соединение
6. По конструкции каких заклепок не бывает?
 - А. Конических
 - В. Трубчатых
 - С. Цилиндрических конической головкой
 - Д. Цилиндрических полусферической головкой
 - Е. Цилиндрических полусферическо-конической головкой
7. По взаимному расположению соединяемых деталей каких заклепочных соединений не бывает
 - А. Стыковых
 - В. Налесточных с одной накладкой

- С. Нахлесточных
 D. Нахлесточных с двумя накладками
 E. Нахлесточных с несколькими накладками
8. Укажите проверочную формулу заклепки на срез
 A. $\tau = F / (z \pi d^2 / 4)$
 B. $\tau = M / W$
 C. $\tau = F / (0,7 k \ell)$
 D. $\tau = 2M / (z d v \ell p)$
 E. $\tau = F / (\pi d H k K_m)$
9. Укажите проверочную формулу заклепки на смятие
 A. $\sigma = F / (Z d \delta)$
 B. $\sigma = F / A$
 C. $\sigma = 4F / (\pi (d^2 - d_1^2) Z K_m)$
 D. $\sigma = 2T / (Z d \ell t)$
 E. $\sigma = 8T / 0,75 Z (D + d) [D + d - 2(f + r)] \ell$
10. По конструктивным соображениям диаметр заклепки зависит от...
 A. Толщины соединяемых деталей
 B. Прочности соединяемых деталей
 C. Количество соединяемых деталей
 D. Ширины соединяемых деталей
 E. Длины соединяемых деталей
11. Укажите конструктивное соотношение шага заклепок в одностороннем соединении
 A. $3d < t < 6d$
 B. $0,8 < \ell / d < 1,2$
 C. $1,4 n \leq n \leq 0,7 n_k$
 D. $0,55(D_1 + D_2) + h \leq a \leq 2(D_1 + D_2)$
 E. $t \geq 2,8^3 \sqrt{M \cdot K_3 / (Z \cdot [P])}$

12. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

12.1. Основные типы резьбовых соединений

Разъемное соединение, осуществленное с помощью винта, болта, шпильки и гайки, а также с другими резьбовыми элементами называют резьбовыми соединениями [9, 10].

Резьба представляет профильную винтовую ленту, образованную на цилиндрической или конической поверхности (рис. 12.1).

Основные геометрические параметры резьбового соединения это: первый наружный диаметр d , который является главным показателем, затем шаг резьбы p , остальные параметры будут зависеть от этих двух параметров (рис. 12.1). Основные частотные стандарты геометрических параметров резьбовых соединений приведены в рисунке 12.1.

Соединения резьбой по назначению бывают:

- крепёжные - фиксируют соединяемые детали, для этого применяются метрическая и дюймовая резьбы (рис. 12.2);

ходовые, применяются в механизмах, где требуются создать долговременные усилия для подъема или прижатия материала и представляют собой профили: прямоугольный, трапецеидальный, упорный (рис. 12.3)

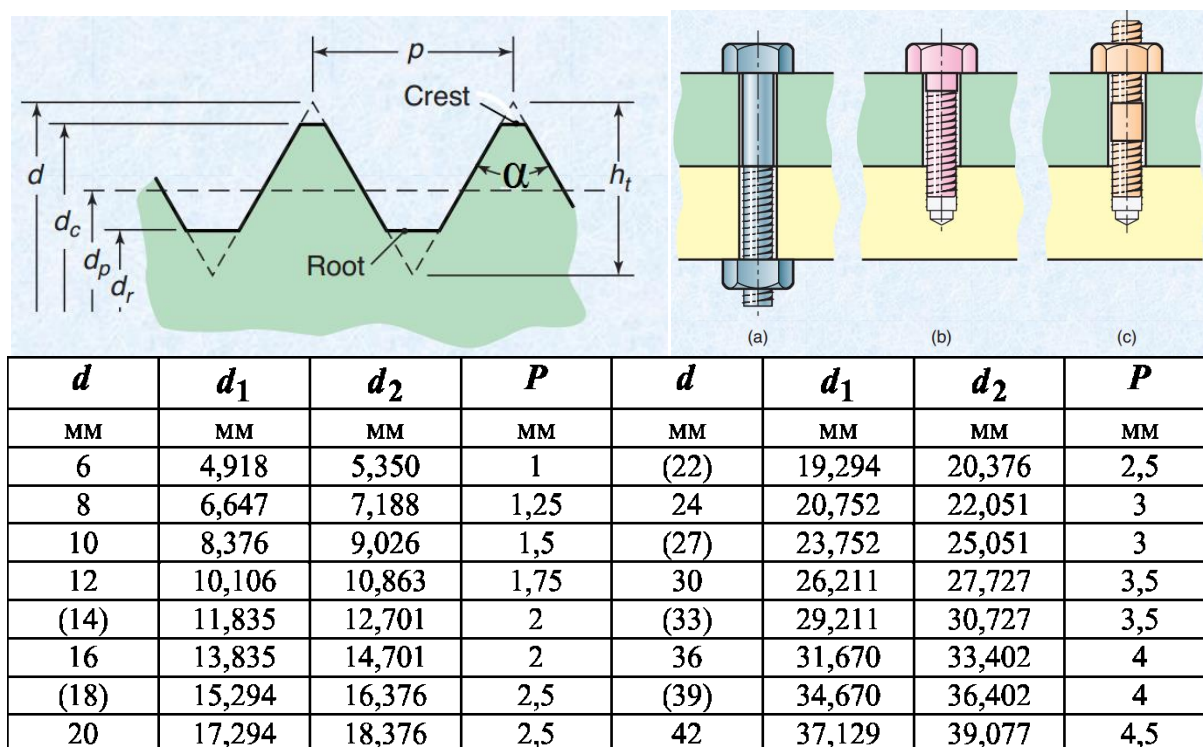


Рисунок 12.1. Виды геометрические параметры резьбовых соединений

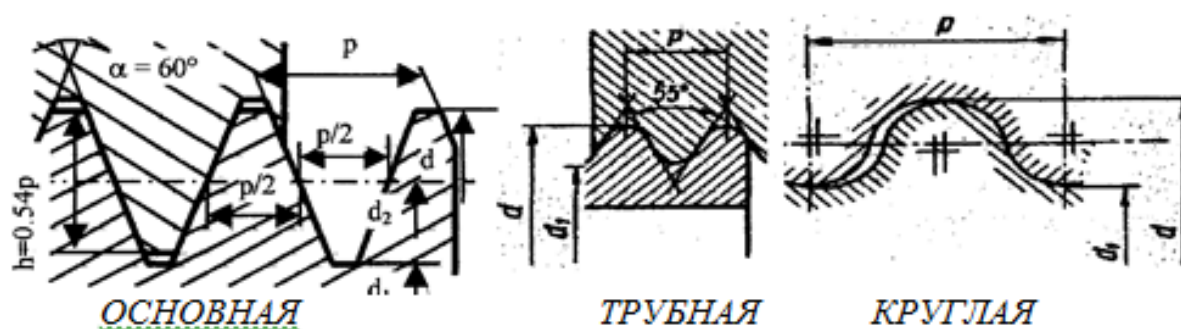


Рисунок 12.2. Резьбы крепежные

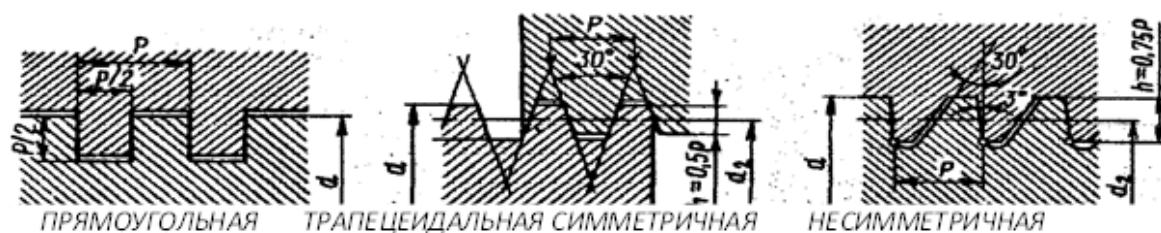


Рисунок 12.3. Резьбы ходовые

Крепежные резьбовые соединения по стандарту имеют условное обозначение. Например, имеется болт с наружным диаметром $d = 12$ мм (рис. 12.1), шаг-крупный: $M12 \times 45 - 6g.5.8$ ГОСТ 7798-70, где M – метрическая резьба, диаметр резьбы $d = 12$ мм, длиной $l = 45$ мм, с крупным шагом резьбы, сполем допуска $6g$, класса прочности 5.8, без покрытия, изготовлен согласно стандарту ГОСТ 7798-70. (рис. 12.4, а).

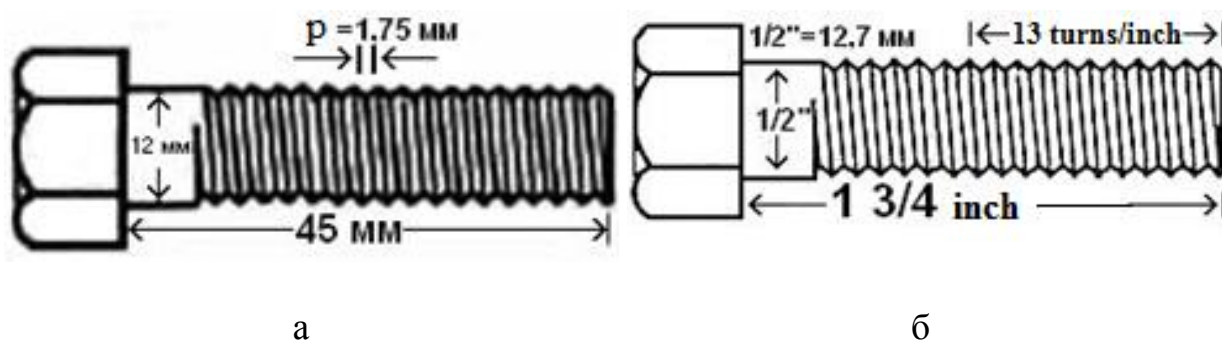


Рисунок 12.4. Геометрические параметры условного обозначения резьбового соединения: а – метрического; б – дюймового.

Условное обозначение резьбы дюймовой. Например болт с наружным диаметром 12 мм (рис. 12.2, б): $1/2'' - 13 \text{ UNC} \times 1 3/4''$: где $1/2''$ – (полдюйма) диаметр резьбы, 13 – шаг резьбы (количество витков на дюйм), $1 3/4''$ – длина болта (в дюймах).

12.2. Силовые факторы в резьбовых соединениях

Главное преимущество резьбовых соединений – создание больших осевых усилий по сравнению с приложенной силой. Отношение двух сил примерно находится в пределах 70–

100 раз. Соотношение данных сил рассмотрено в плоскости движения элемента и кривой винтовой линии болта (рис. 12.3, а). Взаимодействие сил в наклонной плоскости представляет собой прямоугольный треугольник сил окружной, осевой и нормальной. Решая данный треугольник сил получим зависимость сил:

$$F_t = F \tan(\psi + \varphi), \quad (12.1)$$

где F_t – окружная сила, Н;

F —осевая сила на винте, Н;
 ψ —угол подъема винтовой линии резьбы, град;
 φ —угол трения, град.

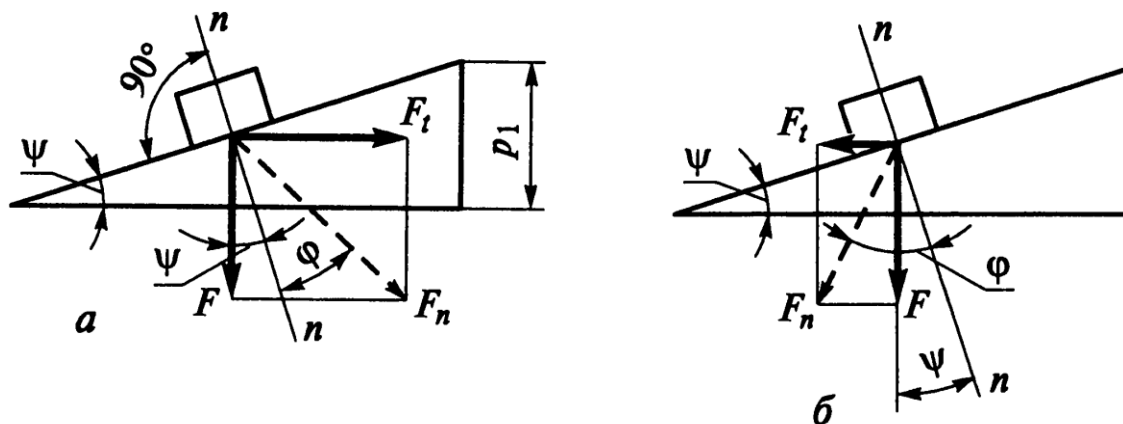


Рисунок 12.3. Силы взаимодействия между винтом и гайкой:
а—при закручивании; б—при откручивании

Момент требуемый для кручения гайки:

$$M_{\text{зав}} = M_p + M_t, \quad (12.2)$$

где M_p —момент в резьбе;

M_t —момент трения на торце гайки или головки винта.

Момент трения в резьбе равен:

$$M_p = \frac{1}{2} d_2 F \tan(\psi + \varphi), \quad (12.3)$$

Момент трения в опорной поверхности гайки равен:

$$M_t = \frac{1}{2} D_T f F, \quad (12.4)$$

где $D_T = (D_1 + d_0)/2$ —диаметр трения;

f —коэффициент трения на торце гайки.

12.3. Расчет резьбовых соединений при различных случаях

1 Винт нагружен силой растяжения. Расчет ведется по определению внутреннего диаметра резьбы d_1 из условия прочности:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]_p}}, \quad (12.5)$$

где $[\sigma]_p$ —допускаемое напряжение на растяжение для винта (болта).

2 Болт затянут с усилием, внешняя нагрузка отсутствует (рис. 12.4, а). Болт рассчитывают на прочность по следующей упрощенной формуле:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4F}{\pi[\sigma]_p}}. (12.6)$$

3 Резьбовое соединение затянуто и нагружено сдвигающими силами. Данная соединение может быть в двух вариантах.

3.1 Винт поставлен с зазором (рис. 12.4, б):

$$d \geq \sqrt{\frac{4kF_c}{\pi f i [\sigma]_p}}. (12.7)$$

где i – число плоскостей стыка деталей (на рис. 12.4 –

присоединении только двух деталей $i=1$);

f – коэффициент трения в стыке ($f=0,15$ –

$0,2$ для сухих чугунных и стальных поверхностей);

K – коэффициент запаса по сдвигу деталей ($K=1,3$ –

$1,5$ при статической нагрузке, $K=1,8$ – 2 при переменной нагрузке).

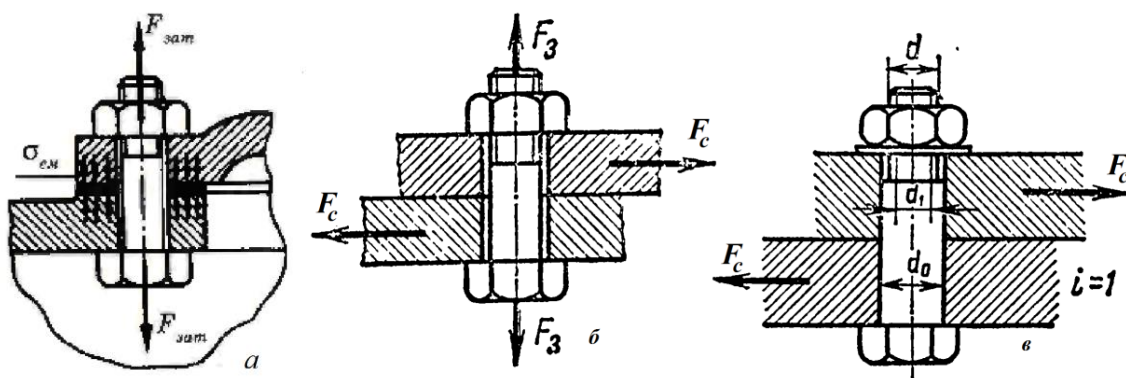


Рисунок 12.4. Расчетные схемы резьбовых соединений

3.2 Винт поставлен без зазора (рис. 12.4, в). Стержень винта рассчитывают на срез:

$$d \geq \sqrt{\frac{4F_c}{\pi i [\tau]_{ср}}}. (12.8)$$

где $[\tau]_{ср}$ – допускаемое напряжение на срез.

4 Резьбовое соединение предварительно затянуто и нагружено внешней силой (рис. 12.5). Сила затяжки, которая обеспечивает нераскрытие стыка:

$$F_3 = k_3 F (1 - \chi), (12.9)$$

где k_3 – коэффициент запаса начальной затяжки;

χ – коэффициент внешней нагрузки.

Прислучае, когда винт был предварительно затянут и нагрузка была приложена после сборки, усилие при затяжке винта будет:

$$F_p = F[1,3k_3(1-\chi) + \chi], (12.10)$$

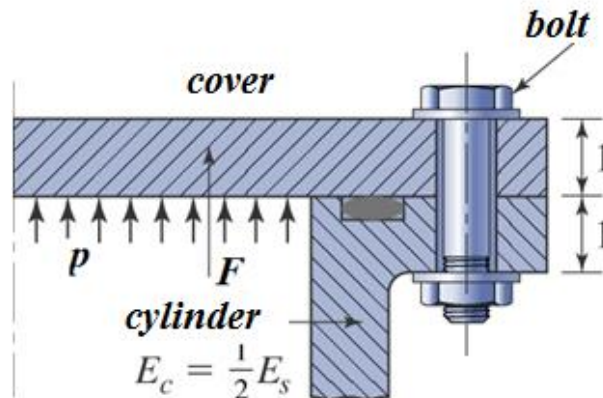


Рисунок 12.5. Резьбовое соединение парового цилиндра

Пример. Резьбовое соединение нагружено сдвигающими силами, встыке (рис. 12.4, б, в). Сила $F = 2 \text{ кН}$, толщина соединяемых деталей $\delta = \delta_1 = \delta_2 = 10 \text{ мм}$. Рассмотреть случаи установки болтов в отверстие без зазора и с зазором.

Решение:

а) Установлен болт без зазора (рис. 12.4 в).

1. Примем материал винта – сталь 20, тогда предел текучести $\sigma_T = 240 \text{ МПа}$ (табл. П1).

2. Определяем диаметр болта из расчёта на срез. Условие прочности (12.8):

$$d \geq \sqrt{\frac{4F_c}{\pi i [\tau]_{cp}}}$$

где $i = 2$ – число плоскостей среза (сдвига), $[\tau]_{cp}$ – допускаемое напряжение на срез. $[\tau]_{cp} = 0,4 \sigma_T = 0,4 \cdot 240 = 96 \text{ МПа}$ (табл. П1). Из формулы 12.8 получим:

$$d \geq \sqrt{\frac{4F_c}{\pi i [\tau]_{cp}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2000}{3,14 \cdot 2 \cdot 96}} = 3,64 \text{ мм}$$

Диаметр винта выбираем из расчёта на срез и увеличиваем до стандартного (табл. П1): Болт М6 × 40.4.6 ГОСТ 24765-81 [6].

б) Болт установлен в отверстие с зазором (рис. 12.4 б). В данном случае прочность соединения обеспечивается благодаря силам трения встыке, которые создаются затяжкой болта. Сила затяжки болта определяется по зависимости:

$$F_c = \frac{KF}{i f_c} = \frac{1,5 \cdot 2000}{2 \cdot 0,15} = 10000 \text{ Н}$$

где $f=0,15$ – коэффициент трения для стальных деталей в плоскостях движения (табл. П4, [12]);

K – коэффициент запаса затяжки. При статической нагрузке $K=1,5$.

Внутренний диаметр винта d_1 определяется расчётом на растяжение с учётом напряжений от кручения, возникающих при завинчивании гайки, по формуле (12.7):

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_c}{\pi [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 60}} = 16,6 \text{ мм}$$

где $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение на растяжение для материала винта.

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_m}{[n]} = \frac{240}{4} = 60 \text{ МПа}$$

где $[n]$ –

коэффициент запаса прочности. С учётом материала винта (сталь 20) и неконтролируемой затяжки (табл. П2 [12]) $[n]=4$.

Так как $d \approx 1,2 d_1$ то $d \approx 1,2 \cdot 16,61 = 19,93 \text{ мм}$. На основании этого примем (табл. П5, [12]): Болт М20х40.4 ГОСТ 24765-81.

Тест на самопроверку

1. Какой профиль резьбы применяется для крепежа?
 - А. Треугольный
 - В. Четырёхугольный
 - С. Трапециальный
 - Д. Круговой
 - Е. Эвольвентный
2. Укажите условия самоторможения в резьбовых соединениях
 - А. Угол трения больше угла подъема резьбы
 - В. Угол трения меньше угла подъема резьбы
 - С. Угол подъема резьбы больше угла трения
 - Д. Высота гайки больше диаметра резьбы
 - Е. Высота гайки меньше диаметра резьбы
3. Какие силовые факторы действуют на гайку?
 - А. Осевой и окружной
 - В. Радиальный и осевой
 - С. Радиальный и окружной
 - Д. Радиальный и центробежный
 - Е. Центробежный и осевой

4. Укажите формула для определения диаметра болта установленного с зазором при сдвигающей нагрузке
- A. $d = \sqrt[4]{1,3F/(\pi \cdot f[\sigma])}$
 - B. $d = \sqrt[3]{M/(0,2[\tau])}$
 - C. $d = m \cdot z$
 - D. $d = \sqrt[3]{M/(0,1[\sigma])}$
 - E. $d = m \cdot q$
5. Укажите формула для определения диаметра болта установленного без зазора при сдвигающей нагрузке
- A. $d = \sqrt[4]{4F/([\tau] \cdot \pi)}$
 - B. $d = \sqrt[3]{M/(0,2[\tau])}$
 - C. $d = m \cdot z$
 - D. $d = \sqrt[3]{M/(0,1[\sigma])}$
 - E. $d = m \cdot q$
6. Укажите зависимость в болтовом соединении между осевой силой и моментом закручивания
- A. $M = 0.2F \cdot d$
 - B. $M = F_t \cdot d/2$
 - C. $M = P/w$
 - D. $M = P/v$
 - E. $M = \tau \cdot w$
7. Укажите чему равен угол профиля метрической крепежной резьбы
- A. 60°
 - B. 70°
 - C. 75°
 - D. 55°
 - E. 40°
8. Укажите чему равен угол профиля дюймовой крепежной резьбы
- A. 55°
 - B. 70°
 - C. 75°
 - D. 40°
 - E. 60°
9. Как определяется шаг дюймовой резьбы
- A. Количество витков на одном дюйме
 - B. Осевым расстоянием между соседними вершинами

- С. Ходомгайкизаадинооборот
 D. Количествомвитковнаодномметре
 E. Высотойрезьбы
10. Чтоназываетсяшпилькой
 A. Стерженьсрезьбойнаобоихконцах
 B. Стерженьсрезьбойнаодномконце
 C. Детальсотвертием
 D. Стерженьсрезьбойнатрехконцах
 E. Детальдляпередачидвижения
11. Укажитеусловноеобозначениеслевойрезьбой
 A. M16x1.5LN
 B. M24
 C. G11/4
 D. Tr20x4(P3)
 E. S32x6
12. Чтоназываетсяболтом
 A. Стерженьсрезьбойнаодномконце,головкойнадругомигайкой
 B. Стерженьсрезьбойнаобоихконцах
 C. Детальсотвертием
 D. Стерженьсрезьбойнаодномконцеиголовкойнадругом
 E. Детальдляпередачидвижения
13. По назначениюрезьбовые соединения подразделяются
 A. Крепежныеи силовые
 B. Прочныеи жесткие
 C. Плоскиеи клиновые
 D. Прямойи криволинейные
 E. Скольженияи качения
14. По форме продольного сечения детали резьбы подразделяются на...
 A. Коническиеи цилиндрические
 B. Цилиндрическиеи глобоидные
 C. Эвольвентныеи конволютные
 D. Круглыеи эллипсные
 E. Клиновыеи трапециадальные
15. Укажите формулу, по которой определяется момент завинчивания в резьбовом соединении

$$A. M_6 = F \frac{d_2}{2} \left[\frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + f \frac{d_{op}}{d_2}}{1} \right]$$

$$\text{B. } M_{\delta} = Fd_2 \left[\frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + f \frac{d_{op}}{d_2}}{1} \right]$$

$$\text{C. } M_{\delta} = Ffd_2 \left[\frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{d_{op}}{d_2}}{1} \right]$$

$$\text{D. } M_{\delta} = F \frac{d_1}{2} \left[\frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{d_{op}}{d_2}}{1} \right]$$

$$\text{E. } M_{\delta} = Fd_1 \left[\frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{d_{op}}{d_2}}{1} \right]$$

16. Чему равен предел прочности болта $M12 \times 60 - 6g.58.09$ ГОСТ 7808 – 70

- A. 500
- B. 600
- C. 800
- D. 1200
- E. 400

17. Чему равен предел текучести болта $M12 \times 60 - 6g.46.09$ ГОСТ 7808 – 70

- A. 240
- B. 400
- C. 600
- D. 300
- E. 100

13. ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

13.1. Штифтовые соединения

Соединение штифтом образуются с помощью цилиндрического стержня посаженного с натягом в заранее просверленное отверстие между валом и ступицей. По конструктивному исполнению штифты бывают конические и цилиндрические, по установке на осевые и радиальные (рис.13.1)[2,3].

В большинстве случаев штифты применяют для центрирования деталей в плоскости разреза и жесткой фиксации в области стыка.

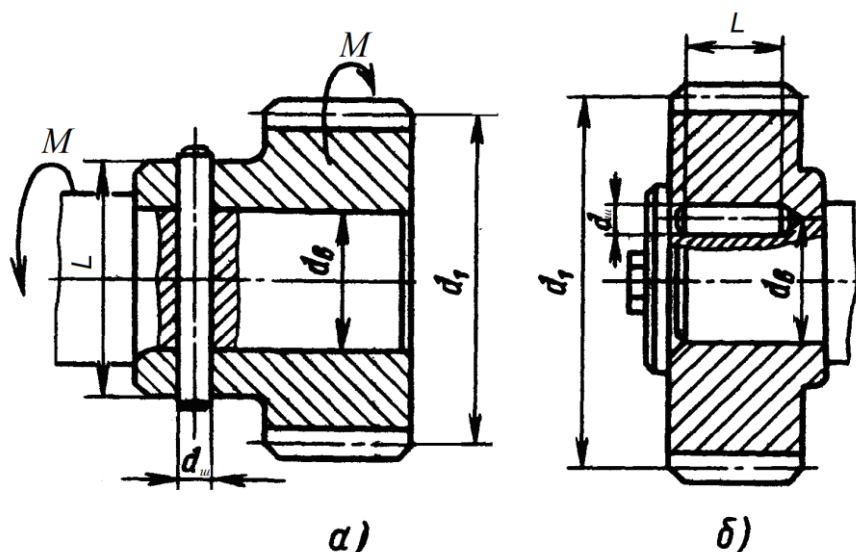


Рисунок 13.1. Штифтовое соединение: а – радиальное; б – осевое.

По конструкции штифты изготавливают в различных вариантах (рис. 13.2).

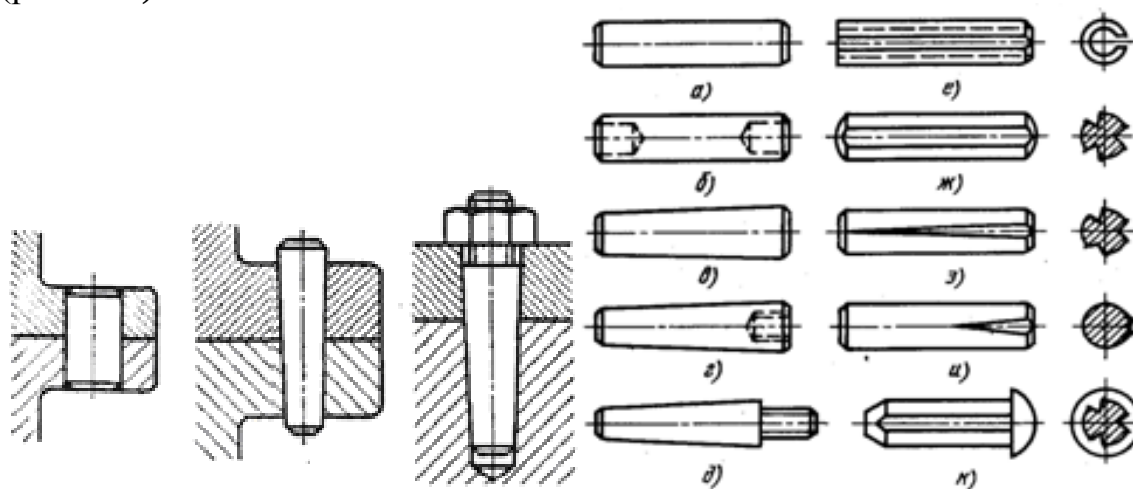


Рисунок 13.2 Конструкции штифтов

Достоинства соединений со штифтом:

- + Легкость изготовления;
- + Не требует специальных инструментов при монтаже-демонтаже;
- + При помощи посадки на натяг наблюдается точная центрация соединяемых;
- + Возможность предохранять соединяемые детали от большой нагрузки.

Главным недостатком соединений штифтом является концентрация напряжений обусловленных просверленным отверстием.

Штифты стандартизированы и подбираются из каталога по диаметру вала [6].

Проверочный расчет заключается в проверке штифтов на смятие и срез:

$$\tau_{\text{срез}} = \frac{8M_{\text{вращ}}}{\pi d_{\text{вала}} d_{\text{штифта}}^2 z i} \leq [\tau]_{\text{срез}}, \sigma_{\text{см}} = \frac{2M_{\text{вращ}}}{d_{\text{вала}} d_{\text{штифта}} (D_{\text{ступицы}} - d_{\text{вала}}) z} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (13.1)$$

где $M_{\text{вращ}}$ – вращающийся момент на валу на;

$d_{\text{вала}}$ – диаметр вала;

$d_{\text{штифта}}$ – диаметр штифта;

z – количество штифтов;

i – количество плоскостей среза;

D – диаметр ступицы или длина штифта L (рис. 13.1).

Диаметр и длина осевых штифтов выбираются по конструктивным параметрам вала ($d_{\text{ш}} = (0,1 \dots 0,15)d_{\text{в}}, l = (3 \dots 4)d_{\text{в}}$), посадка в развернутое отверстие ступицы вала осуществляется легкопрессовая Н7/г6 [6].

13.2. Соединение шпонкой

Соединение шпонкой выполняется с помощью шпонки установленного профиля в пазы между колесом и валом. За счет шпонки мы осуществляем передачу крутящего момента от вала к колесу и наоборот.

По конструктивному исполнению шпонка выполняется в виде сегмента, клина или призмы [1, 2, 4].

Шпоночные соединения по напряженности бывают «ненапряженными» и «напряженными».

К первым можно отнести шпонки, которые работают боковой поверхностью и в верхней части имеют зазор (рис. 13.3).

К вторым мы относим шпонки, которые передают крутящий момент за счет трения между валом и ступицей верхней и нижней поверхности шпонки, к ним относятся клиновые, фрикционные и тангенциальные шпонки (рис. 13.4).

Шпонки стандартизированы и подбираются из каталога по диаметру вала [6]. В стандарте из условия прочности шпонки на срез указываются ширина, высота, глубина паза шпонки.

Шпонки в форме призмы и сегмента проверяют на смятие по боковым граням и на срез по плоскости разреза:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2M}{d(h - t_1)(l - b)} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \tau_{\text{ср}} = \frac{2M}{dlb} \leq [\tau]_{\text{ср}}, \quad (13.2)$$

где h – высота шпонки;

d – диаметр вала;

t_1 – глубина паза шпонки на валу;

b – ширина шпонки;

l – рабочая длина шпонки.

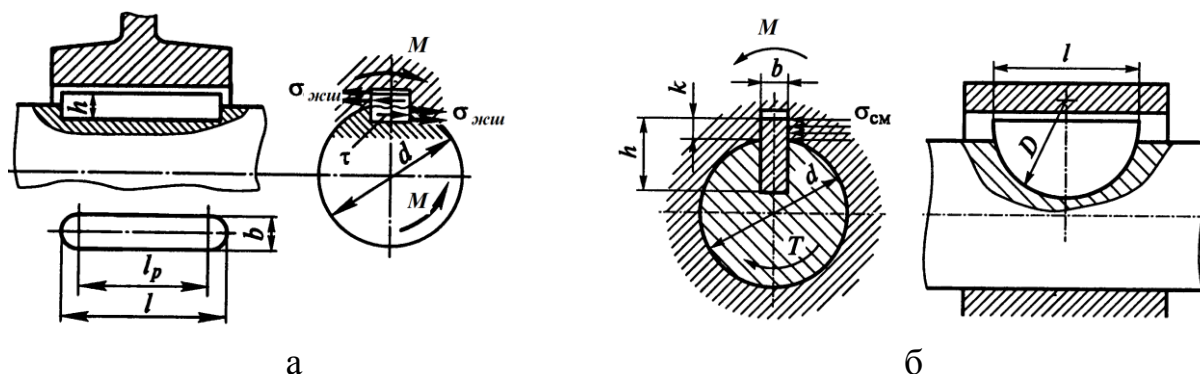


Рисунок 13.3. Ненапряженное шпоночное соединение:
а – призматическое; б – сегментное.

Клиновые и тангенциальные шпонки также как и призматические проверяют на смятие рабочих граней:

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{bl(df + b/6)} \leq [\sigma]_{см}, \quad (13.3)$$

где f – коэффициент трения.

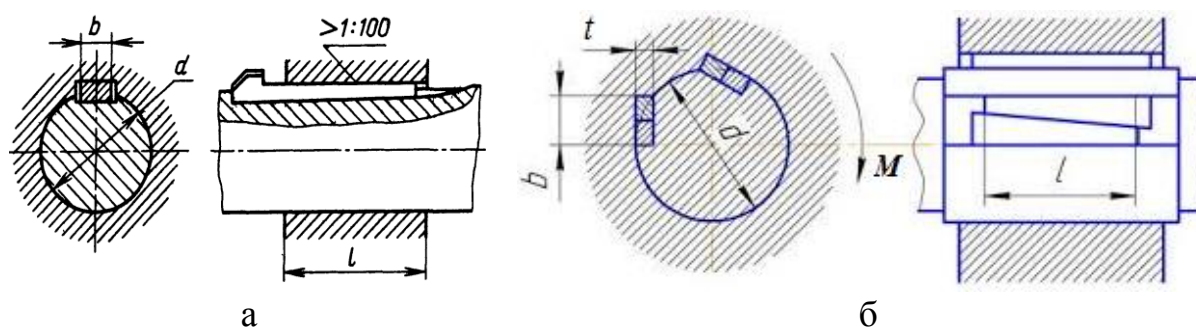


Рисунок 13.4. Напряженное шпоночное соединение

Пример

1. Определить какой крутящий момент $M_{кр}$ может передать штифтовое соединение вала и зубчатого колеса (рис. 13.1), если диаметр штифта $d = 10$ мм, длина штифта $l = 65$ мм, диаметр вала $d = 40$ мм, делительный диаметр зубчатого колеса $d_1 = 150$ мм, материал углеродистая сталь марки Сталь 45.

Решение.

1) Из условий прочности штифта определяем передаваемый момент M_t , Н·мм:

на срез

$$\tau_s = \frac{F}{iA_s} = \frac{8M}{\pi i l z d_p^2} \leq [\tau]_s$$

$$M_t = \frac{\pi i l z d_p^2 [\tau]_t}{8} = \frac{3.14 \cdot 2 \cdot 65 \cdot 1 \cdot 10^2 \cdot 80}{8} = 408200 \text{ Нмм}$$

насыщение

$$\sigma_{cr} = \frac{F}{A_{cr}} = \frac{2M}{d_p (l - d_{sh}) l z} \leq [\sigma]_{cr}$$

$$M_t = \frac{[\sigma]_{cr} d_p (l - d_{sh}) l z}{2} = \frac{100 \cdot 10 \cdot (65 - 40) \cdot 65 \cdot 1}{2} = 812500 \text{ Н / мм}^2$$

где F – окружная сила воздействия на один штифт, Н;

i – число плоскостей среза;

A_s – площадь среза штифта, мм²;

A_{cr} – площадь смятия штифта, мм²;

$[\sigma]_{cr}, [\tau]_k$ – допускаемые напряжения смятия и среза, при срезе

$$[\tau]_s = 80 \text{ МПа, при смятии } [\sigma]_{cr} = 100 \text{ МПа (табл. П1);}$$

l – длина штифта, мм;

d_{sh} – диаметр вала, мм.

2) Из прочностного штифта определяем передаваемый момент M_t , Нмм:

$$M_t = l_p z d_p d_{sh} [\tau]_t / 2 = 65 \cdot 1 \cdot 10 \cdot 40 \cdot 80 / 2 = 1040000 \text{ Нмм}$$

3) Сравнивая два результата выбираем соединение с осевым штифтом, так как при одинаковых размерах штифта соединяемых деталей передаваемый момент больше $M_t = 1040000 \text{ Нмм}$.

Пример 2. Чугунный шкив клиноременной передачи передает тот же электро двигателя к вентилятору крутящий момент $M_t = 250 \text{ Нм}$. Подобрать и проверить на прочность призматическую шпонку (рис. 13.3). Материал шпонки углеродистая сталь марки Сталь 45.

Решение.

1. Определяем диаметр вала из условия прочности на кручение:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_t}{0.2 [\tau]_t}} = \sqrt[3]{\frac{250 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 25}} = 36,84 \text{ мм}$$

где $[\tau]_t$ – допускаемое напряжение при кручении, $[\tau]_t = 10 \dots 40 \text{ МПа}$ (табл. П1).

Принимаем из стандартного ряда (Ra40) $d = 40 \text{ мм}$.

2. Выбор параметров шпонки.

По табл. П11 [12] для вала диаметром $d = 40 \text{ мм}$ подбираем призматическую шпонку шириной $b = 12 \text{ мм}$, высотой $h = 8 \text{ мм}$, глубиной шпоночного паза $t_1 = 5 \text{ мм}$.

3. Из условия смятия определяем рабочую длину шпонки, мм:

$$l_w = \frac{2M}{d(h-t_1)[\sigma]_{cr}} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3}{40 \cdot (8-5) \cdot 130} = 32 \text{ мм},$$

где $[\sigma]_{cr}$ –

допускаемое напряжение на смятие. По табл. П1 для стали Сталь 45 принимаем $[\sigma]_{cr} = 130 \text{ МПа}$.

Полная длина шпонки с учетом закруглений равна:

$$l = l_w + b = 32 + 12 = 44 \text{ мм}$$

Принимаем из стандартного ряда (Ra40) длину шпонки $l = 50 \text{ мм}$.

4. Определяем длину ступицы шкива, мм.

$$L_{hub} = l + 8 \dots 10 \text{ мм} = 50 + 8 \dots 10 = 58 \dots 60 \text{ мм}.$$

Принимаем из стандартного ряда (Ra40) длину ступицы $L_{hub} = 60 \text{ мм}$.

13.3 Шлицевые соединения

Соединение шлицами или зубьями осуществляют за счет нарезанных на цилиндрической поверхности вала и ступицы одних и тех же профилей. образуются выступами на валу, входящими в сопряженные паза ступицы колеса [1,2,5].

Преимущества шлицевых соединений по сравнению со шпоночными:

- + Возможность передавать большую нагрузку;
- + Точное центрирование соединяемых деталей;
- + Снижение концентрации напряжений;
- + лучшее направление при перемещении ступицы по валу и большая прочность вала.

По нарезанному профилю шлицы разделяют на прямобочные, эвольвентные и треугольные (рис. 13.5).

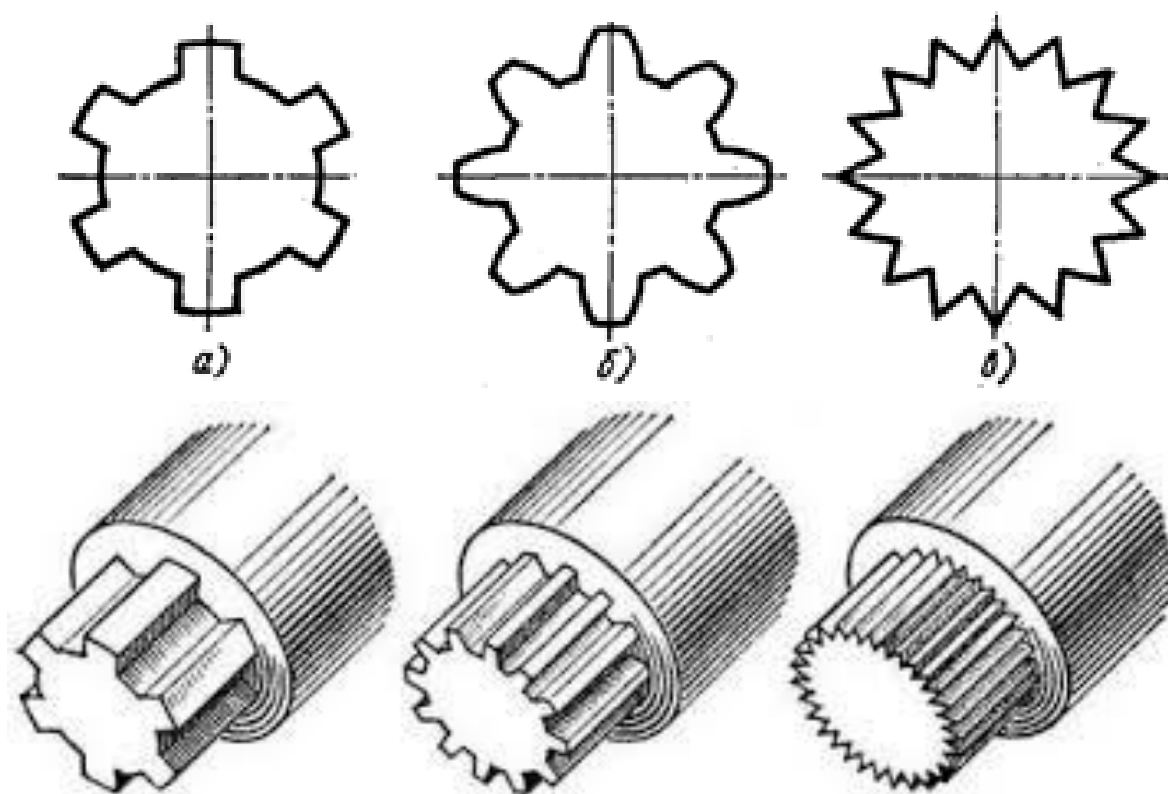


Рисунок 13.5. Шлицевые соединения:
а – прямобочное; б – эвольвентное; в – треугольное.

Шлицы с прямобочным профилем имеют следующие типы центрирования: по боковой грани (рис. 13.6, а), по наружному диаметру (рис. 13.6, б), по внутреннему диаметру (рис. 13.6, в).

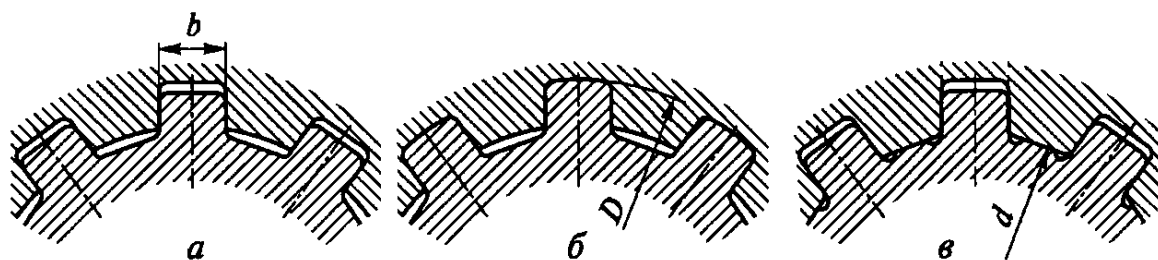


Рисунок 13.6. Центрирование шлицевых соединений

Шлицевые соединения с эвольвентным профилем выполняют центрирование деталей по наружному диаметру и боковой грани одновременно. Они обладают повышенной прочностью так как имеют утолщение основания эвольвентного профиля.

Соединения с треугольным профилем применяются для неподвижных соединений, особенно малыми диаметрами. Центрирование деталей проводится по боковым граням треугольного профиля.

Обозначения шлицевых соединений имеют в наименовании:

-букву, обозначающую поверхность центрирования;

-число зубьев z и размеры d, D, b ;

-

обозначения полей допусков или посадок диаметров, а также размеры a, b , с размерами.

Допускается не указывать в обозначении допуски нецентрирующих диаметров.

Пример условного обозначения соединения с числом зубьев $z=8$, внутренним диаметром $d=36$ мм, наружным диаметром $D=40$ мм, шириной зуба $b=7$ мм, центрированием по внутреннему диаметру, с посадкой по диаметру центрирования $H7/f7$ по нецентрирующему диаметру $H12/a11$ и по размеру $bH9/f9$:

$$d-8 \times 36 H7/f7 \times 40 H12/a11 \times 7 H9/f9.$$

То же, по диаметру наружно-му при центрировании, где $H7/h7$ посадка и по размеру $bF10/h9$:

$$D-8 \times 36 \times 40 H7/h7 \times 7 F10/h9.$$

То же, при центрировании по боковым сторонам:

$$b-8 \times 36 \times 40 H12/a11 \times 7 D9/f8.$$

Пример условного обозначения втулки того же соединения при центрировании по внутреннему диаметру:

$$d-8 \times 36 H7 \times 40 H12 \times 7 H9.$$

То же, вала:

$$d-8 \times 36 f7 \times 40 a11 \times 7 f9.$$

Проверка шлицов проводится с учетом неравномерного распределения нагрузки между шлицами:

$$\sigma_{cr} = \frac{M}{k z h l r_m} \leq [\sigma]_{cr}, \quad (13.4)$$

где k —

коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по зубьям $k=0,7-0,8$;

z —число шлицов,

h —рабочая высота шлицов,

l —рабочая длина шлицов,

r_{cp} —средний радиус шлицевого соединения.

Расчет шлицевых соединений на износ проводится с учетом рабочих поверхностей боковой стороны шлицов:

$$\sigma = \frac{M}{S_A l} \leq [\sigma]_{из}, \quad (13.5)$$

где S_A -площадь всех боковых поверхностей зубьев содной стороны на 1мм длины, мм²/мм.

13.4 Профильные соединения

Профильные соединения применяют для передачи вращающего момента от вала к ступице, где передача крутящего момента осуществляется по некруглой поверхности.

Чаще применяют трапециевые по оси соединения треугольного профиля. Применяемый профиль обладает свойством – неизменяемостью диаметра любого размера. Профильные соединения по форме могут выполняться в коническом или цилиндрическом исполнении (рис. 13.7а, б – по цилиндрическим поверхностям, в – по коническим поверхностям.) [2,9,10].

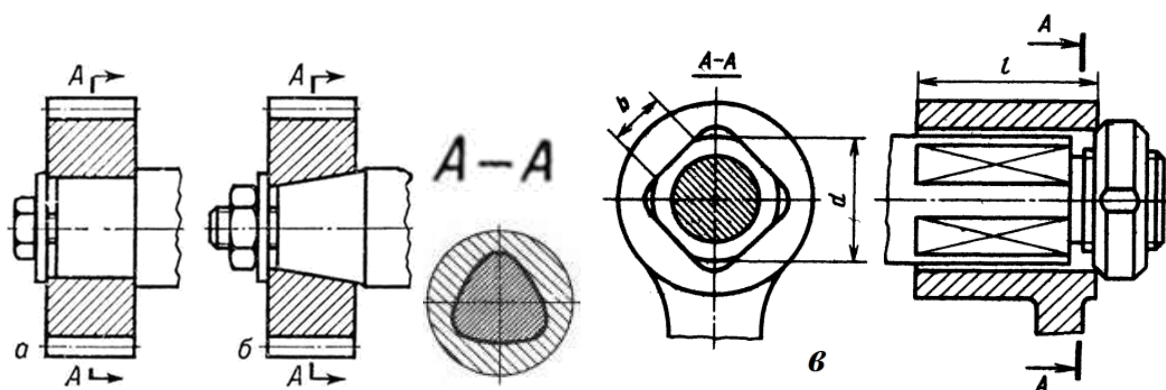


Рисунок 13.7. Профильное соединение

В машиностроении используют два разновидности профильных соединений:

- 1) для неподвижных посадок – сконтуры поперечного сечения вала в форме кривой, состоящей из трех одинаковых циклически повторяющихся участков ($n=3$, рис. 13.8, а);
- 2) для подвижных посадок – сконтуры поперечного сечения вала, у которого одинаково циклически повторяющихся участков ($n=4$, рис. 14.4, б), например карданные валы сельскохозяйственных машин.



а



б

Рисунок 13.8. Подвижные и неподвижные профильные соединения

Преимущества соединения профилем:

- нет концентрации напряжений;
- центрация соединяемых деталей;
- высокая прочность соединения;
-

имеют более высокую долговечность особенно при знакопеременных нагрузках за счет отсутствия острых углов профиля (по данным немецких источников долговечность моментопередающих профильных валов увеличивается в 4,6 раза по сравнению со шлицевыми).

Недостатки профильных соединений:

- сложность изготовления профильной поверхности;
- при передаче соединений в вращающихся моментах возникают значительные распорные силы, деформирующие ступицы.

Профильное соединение рассчитывают по напряжениям смятия на рабочих поверхностях. Для соединения «на квадрате» (рис. 14.4, б) принимают $b \gg 0,75 d$.

Условие прочности:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{3M}{b^2 l} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (13.6)$$

где l – длина соединения, обычно $l = (1 \dots 2)d$; b – ширина прямолинейной части грани.

Пример 1. Чугунный шкив клиноременной передачи передает от электродвигателя к вентилятору крутящий момент $M_t = 250 \text{ Нм}$. Подобрать и проверить на прочность шлицевое соединение (рис. 14.1). Материал шлицов углеродистая сталь марки Сталь 45.

1. Определяем диаметр вала из условия прочности на кручение:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_t}{0.2[\tau]_t}} = \sqrt[3]{\frac{250 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 25}} = 36,84 \text{ мм}$$

где $[\tau]_t$ – допускаемое напряжение при кручении, $[\tau]_t = 10 \dots 40 \text{ МПа}$ (табл. П1).

Принимаем из стандартного ряда (Ra40) $d = 40 \text{ мм}$.

2. Выбор параметров шлицевого соединения.

По табл. П12, [12] для вала диаметром $d = 40 \text{ мм}$ подбираем прямобочное шлицевое соединение легкой серии 8х36х40: число шлицев $z = 8$, внутренний диаметр $d = 36 \text{ мм}$, внешний диаметр $D = 40 \text{ мм}$, фаска $f = r = 0,4 \text{ мм}$.

2. Определяем высоту рабочей проекции и средний радиус шлица r_{op} :

$$h = \frac{D - d}{2} - (f + r) = \frac{40 - 36}{2} - (0,4 + 0,4) = 1,2 \text{ мм}$$

$$r_{op} = \frac{D + d}{4} = \frac{40 + 36}{4} = 19 \text{ мм}$$

3. Из условия смятия определяем рабочую длину шлица, мм:

$$l = \frac{M}{kzhr_m[\sigma]_{cr}} = \frac{250 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 19 \cdot 60} = 30,5 \text{ мм},$$

где $[\sigma]_{cr}$ – допускаемое напряжение на смятие.

По табл. П1 для стали Сталь 45 принимаем $[\sigma]_{cr} = 60 \text{ МПа}$.

Принимаем из стандартного ряда (Ra40) длину шпонки $l = 32 \text{ мм}$.

4. Определяем длину ступицы шкива, мм.

$L_{hub} = l + 3 \dots 5 \text{ мм} = 32 + 3 \dots 5 = 35 \dots 37 \text{ мм}$.

Принимаем из стандартного ряда (Ra40) длину ступицы $L_{hub} = 35 \text{ мм}$.

Тест на самопроверку

1. Для чего предназначена шпонка
 - А. Для передачи крутящего момента
 - В. Для передачи изгибающего момента
 - С. Для передачи поперечной силы
 - Д. Для передачи продольной силы
 - Е. Для передачи момента сопротивления
2. Посечению каких шпонок не бывает
 - А. Треугольных
 - В. Цилиндрических
 - С. Призматических
 - Д. Сегментных
 - Е. Клиновых
3. Укажите расчетный параметр призматической шпонки
 - А. Длина
 - В. Высота
 - С. Ширина

- Д. Глубина резки
Е. Толщина
4. По какому параметру подбирают размеры сегментной шпонки
А. Диаметр вала
В. Длина вала
С. Ширина вала
Д. Масса вала
Е. Крутящий момент вала
5. На какую прочность проверяют клиновую шпонку
А. Смятие
В. Срез
С. Изгиб
Д. Растяжение
Е. Кручение
6. Укажите формулу для проверки смятия сегментной шпонки
А. $\sigma = 2M / (d \cdot \ell \cdot k)$
В. $\sigma = F / (\ell \cdot \delta)$
С. $\tau = M / W$
Д. $\tau = F / (d \cdot \delta \cdot n)$
Е. $\sigma = F / (d \cdot \delta \cdot n)$
7. По форме профиля зуб шлицевые соединения подразделяются на..
А. Прямобоочные, эвольвентные, треугольные
В. Призматические, сегментные, фрикционные
С. Плоские, клиновые, круглые
Д. Цилиндрические, конические, витые
Е. Роликовые, втулочные, пластинчатые
8. Укажите формулу для проверки смятия шлицевого соединения
А. $\sigma = M / (K \cdot Z \cdot A \cdot \ell \cdot r_{op})$
В. $\sigma = M / W$
С. $\sigma = F / (\ell \cdot \delta)$
Д. $\sigma = F / (d \cdot \delta \cdot n)$
Е. $\sigma = 0,6[\sigma]$
9. Что означает первая буква в условном обозначении шлицевого соединения D8x52x60x70
А. Центрация по наружному диаметру зубьев
В. Центрация по внутреннему диаметру зубьев
С. Центрация по боковым граням зубьев
Д. Центрация по делительному диаметру зубьев
Е. Центрация по профилю зубьев
10. Что означает первая буква в условном обозначении шлицевого соединения 8x52x60x10

- A. Центрация по внутреннему диаметру зубьев
 - B. Центрация по наружному диаметру зубьев
 - C. Центрация по боковым граням зубьев
 - D. Центрация по делительному диаметру зубьев
 - E. Центрация по профилю зубьев
11. Что означает первая буква в условном обозначении шлицевого соединения b 8x52x60x10
- A. Центрация по боковым граням зубьев
 - B. Центрация по внутреннему диаметру зубьев
 - C. Центрация по наружному диаметру зубьев
 - D. Центрация по делительному диаметру зубьев
 - E. Центрация по профилю зубьев

ЛИТЕРАТУРА

1. Дүзелбаев С.Т. Машина тетіктері [Текст]: Жоо студ. арналған оқулық / С.Т. Дүзелбаев. - Алматы: Бастау, 2014. - 408 с.
2. Дусенов М.К. 5В071200 – «Машина жасау», 5В071300 – «Көлік, көлік техникасы және технологиялары» мамандықтарының студенттеріне «Машина бөлшектері мен конструкциялау негіздері» пәнінен курстық жұмысты орындауға арналған әдістемелік нұсқаулар / М.К. Дусенов – Уральск: ЗКАТУ, 2013. - 54 б.
3. Дусенов М.К. «Машина бөлшектері мен құрастыру негіздері» пәнінен өзіндік жұмысы орындауға арналған әдістемелік нұсқаулар / М.К. Дусенов – Уральск: ЗКАТУ, 2013. - 102 б.
4. Шин И.Г. Детали машин. Курс лекций: / И.Г. Шин, Н.В. Дрёмова. – Ташкент: Издательство ТИТЛП, 2013. - 288 с.
5. Тюняев А.В. Детали машин / А.В. Тюняев, В.П. Звездаков, В.А. Вагнер — Санкт-Петербург: Лань, 2013. - 736 с.
6. Дусенов М.К. «Машина бөлшектері мен конструкциялау негіздері» пәнінен ҚОСЫЛЫСТАР курсы бойынша оқу құралы / М.К. Дусенов – Уральск: ЗКАТУ, 2013. - 115 б.
7. Михайлов Ю.Б. Конструирование деталей механизмов машин: учебное пособие / Ю.Б. Михайлов — М.: Юрайт, 2014. - 416 с.
8. Дусенов М.К. Основы конструирования и детали машин: учебное пособие / М.К. Дусенов. – Уральск: Издательство ЗКАТУ, 2015. - 155 с.
9. Рощина Г.И. Детали машин и основы конструирования / Г.И. Рощина, Е.А. Самойлова — М.: Юрайт, 2012. - 416 с.
10. Чернавский С.А. Проектирование механических передач: учебное пособие / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов. и др. – 7-е изд., перераб. и доп. – М.: ИнфраМ, 2013. - 536 с.
11. Юренкова Л.Р. Соединения деталей: учебное пособие / Л.Р. Юренкова, В.В. Бурлай. — М.: НИЦ Инфра-М, 2013. — 127 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица П1.

Механические характеристики некоторых марок стали и чугуна						
Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности σ_b , МПа	Предел прочности σ_b , МПа	Твердость НВ (средняя)	Термообработка	
Сталь углеродистая обыкновенного качества						
Ст2	<250	412...333	216...186	133	—	
Ст3	<250	461...373	235...216	132	—	
Ст4	<250	509...412	255...235	152	—	
Ст5	<100	530	265	165...140	—	
	100...300	490	255		—	
	300...500	451	226		—	
Сталь углеродистая качественная конструкционная						
Сталь 45	100...150	570	290	190	Нормализация	
Сталь 45	<90	780	440	230	Улучшение	
	90...120	730	390	210		
	>130	690	340	200		
Сталь 30ХГС	<140	1020	840	260		
	>140	930	740	250		
Сталь 40Х	<120	930	690	270		
	120...160	880	590	260		
	>160	830	540	245		
Сталь 40ХН	<150	930	690	280	Нормализация	
	140...180	880	590	265		
	>180	835	540	250		
Сталь 40Л 45Л 35ГЛ 35ХГСЛ	—	520	290	160		
		540	310	180		
		590	340	190		
		790	590	220		
Серый чугун						
Марка чугуна	Предел прочности, МПа			Твердость НВ		
	растяжения σ_w	сжатия σ_c	изгиба σ_F			
СЧ12-28	122	510	286	143...229		
СЧ15-32	153	612	326	163...229		
СЧ18-36	183	683	365	170...229		
СЧ21-40	214	765	408	170...241		
СЧ24-44	245	846	448	170...241		
СЧ28-48	286	917	489	170...241		
СЧ32-52	326	1020	530	187...225		
СЧ35-56	357	—	557	197...269		

Таблица П2.

Степень точности изготовления зубчатых колес

Степень точности	Условия работы зубчатых передач	Окружная скорость зубчатых колес, м/с				
		цилиндрических		конических		червячные
		прямо зубых	косозубых	прямо зубых	косозубых	
6	Высокоточные передачи	<15	<30	<9	<12	<15
7	Точные передачи	>10	>15	>6	>8	>10
8	Средней точности	>6	>10	>4	>6	>5
9	Пониженной точности	>2	>4	>1,5	>2	>2

Таблица П3.

Коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$

$\Psi_{bd}=b/d_1$	Твердость поверхностей зубьев					
	$\leq HB350$			$> HB350$		
	I	II	III	I	II	III
0,4	1,15	1,04	1,0	1,33	1,08	1,02
0,6	1,24	1,06	1,02	1,50	1,14	1,04
0,8	1,30	1,08	1,03	-	1,21	1,06
1,0	-	1,11	1,04	-	1,29	1,09
1,2	-	1,15	1,05	-	1,36	1,12
1,4	-	1,18	1,07	-	-	1,16
1,6	-	1,22	1,09	-	-	1,21
1,8	-	1,25	1,11	-	-	-
2,0	-	1,30	1,14	-	-	-

Примечание: Данные приведенные в столбце I, относятся к передачам консольным расположением зубчатого колеса; II - к передачам с несимметричным расположением колес относительно опор; III - к передачам с симметричным расположением колес относительно опор.

Таблица П4.

Коэффициент динамичности $K_{H\delta}$

Тип передачи	Твердость зубьев	Окружная скорость колес v , м/с			
		5	10	15	20
		степень точности			
		8	8	7	7
Прямозубая	$\leq HB350$	1,05	-	-	-
	$> HB350$	1,10	-	-	-
Косозубая и шевронная	$\leq HB350$	1,0	1,01	1,02	1,05
	$> HB350$	1,0	1,05	1,07	1,10

Таблица П5.

Коэффициент неравномерности нагрузки между зубьями косозубых и шевронных колес $K_{H\alpha}$

Степень точности	Окружная скорость колес ϑ , м/с				
	1	5	10	15	20
6	1	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,07	1,10	1,12
8	1,06	1,09	1,13	-	-
9	1,1	1,16	-	-	-
<u>Примечание:</u> для прямозубых зубчатых колес $K_{H\alpha}=1,0$					

Таблица П6.

Коэффициент концентрации нагрузки $K_{F\beta}$ при изгибе зубьев

$\Psi_{bd}=b/d_1$	Твердость поверхностей зубьев							
	$\leq HB350$				$> HB350$			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
0,2	1,0	1,04	1,18	1,10	1,03	1,05	1,32	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,70	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	-	1,72
0,8	1,08	1,17	-	1,59	1,13	1,28	-	-
1,0	1,10	1,23	-	-	1,20	1,40	-	-
1,2	1,13	1,30	-	-	1,30	1,53	-	-
1,4	1,19	1,38	-	-	1,40	-	-	-
1,6	1,25	1,45	-	-	-	-	-	-
1,8	1,32	1,53	-	-	-	-	-	-
<u>Примечание:</u> Данные приведены в столбце I, относятся к передачам с симметричным расположением зубчатого колеса; II - к передачам с несимметричным расположением колес относительно опор; III - к передачам с консольным расположением колес относительно шариковых подшипников; IV - к передачам с консольным расположением колес относительно роликовых подшипников.								

Таблица П7.

Коэффициент динамичности $K_{F\beta}$ при изгибе зубьев

Степень точности	Твердость зубьев	Окружная скорость колес ϑ , м/с		
		3	3-8	8-12,5
6	≤ 350	1/1	1,2/1	1,3/1,1
	> 350	1/1	1,15/1	1,25/1
7	≤ 350	1,15/1	1,35/1	1,45/1,2
	> 350	1,15/1	1,25/1	1,35/1,1
8	≤ 350	1,25/1,1	1,45/1,3	-/1,4
	> 350	1,2/1,1	1,35/1,2	-/1,3
<u>Примечание:</u> в числителе указаны значения $K_{F\beta}$ для прямозубых передач, в знаменателе для косозубых.				

Таблица П8.

Коэффициент форму зуба Y_F при изгибе зубьев

для зубчатых колес									
z_9	17	20	25	30	40	50	60	80	100>
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61	3,60
для червячных колес									
z_9	28	30	35	40	45	50	65	80	100>
Y_F	2,43	2,41	2,32	2,27	2,22	2,19	2,12	2,09	2,04

Таблица П9.

Коэффициент деформации червяка θ

z_1	коэффициент диаметра						
	7,5	8	9	10	12	14	16
1	63	72	89	108	147	179	194
2	50	57	71	86	117	149	163
3	46	51	61	76	103	131	144
4	42	47	58	70	94	120	131

Таблица П10.

Коэффициент динамичности нагрузки K_9

Степень точности	Скорость скольжения θ_s , м/с			
	1,5	1,5...3	3...7,5	7,5...12
6	-	-	1	1,1
7	1	1	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	-
9	1,25	-	-	-

ДУСЕНОВ МАКСУТКАЖИ АХМЕТОВИЧ,

PhD, и.о. доцента

КУБАШЕВА ЖАННА КАИРЖАНОВНА,
кандидат технических наук, и.о. доцента

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ И ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

ЧАСТЬ ВТОРАЯ: Теория механизмов машин. Детали машин

Учебное пособие

Подписано к печати 26.05.21 г.
Формат 60х84/16 Бумага листовая 80 м/г
Объем 10,5 ус.п.л. Заказ №20
Тираж 500 экз.

***Отпечатано в полном соответствии
с качеством предоставленных оригиналов
в Западно-Казахстанском аграрно-техническом
университете имени Жангирхана
090009, г. Уральск, Жангирхана, 51***