

НЕФТЕЮГАНСКИЙ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ КОЛЛЕДЖ -
(филиал) федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего образования «Югорский государственный университет»

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

Методические указания и контрольные задания
для студентов заочной формы обучения
Часть 2

Специальности 21.02.01 Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений
21.02.02 Бурение нефтяных и газовых скважин

Нефтеюганск
2016

ОДОБРЕНА
Предметной (цикловой)
комиссией
Протокол № 1 от 15.09.16
Председатель П(Ц)К
Кунакова Т.А.Кунакова

Утверждена
заседанием методсовета
Протокол № 1 от 14.09.16
Председатель методсовета
Савватеева Н.И. Савватеева

Методические указания и контрольные задания для студентов заочной формы обучения по дисциплине «Техническая механика» разработаны в соответствии с требованиями ФГОС3+ по специальностям 21.02.01 Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений, 21.02.02 Бурение нефтяных и газовых скважин.

Разработчик: Рева Н.Ю. – преподаватель НИК (филиала) федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Югорский государственный университет».

Пояснительная записка

Методические указания и контрольные задания учебной дисциплины «Техническая механика» разработаны в соответствии с требованиями ФГОСЗ+ по специальностям 21.02.01 Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений, 21.02.02 Бурение нефтяных и газовых скважин.

В результате освоения дисциплины обучающийся должен **уметь**:

- определять напряжения в конструкционных элементах;
- определять передаточные отношения;
- проводить расчет и проектирование детали и сборочной единицы общего назначения;
- проводить сборочно-разборочные работы в соответствии с характером соединений деталей и сборочных единиц;
- производить расчеты на сжатие, срез и смятие;
- производить расчеты элементов конструкций на прочность, жесткость и устойчивость;
- собирать конструкции из деталей по чертежам и схемам;
- читать кинематические схемы.

В результате освоения дисциплины обучающийся должен **знать**:

- виды движений и преобразующие движение механизмы;
- виды износа и деформаций деталей и узлов;
- виды передач, их устройство, назначение, преимущества и недостатки, условные обозначения на схемах;
- кинематику механизмов, соединения деталей машин, механические передачи, виды и устройство передач;
- методику расчета конструкций на прочность, жесткость и устойчивость при различных видах деформации;
- методику расчета на сжатие, срез и смятие;
- назначение и классификацию подшипников;
- характер соединения основных сборочных единиц и деталей;
- основные типы смазочных устройств;
- типы, назначение, устройство редукторов;
- трение, его виды, роль трения в технике;
- устройство и назначение инструментов и контрольно-измерительных приборов, используемых при техническом обслуживании и ремонте оборудования.

На изучение дисциплины отводится 216 часов, в том числе 184 часа на самостоятельную работу. При заочной форме обучения дисциплина «Техническая механика» изучается на первом и втором курсе. На втором курсе предусмотрено 18 часов аудиторных занятий, из них 6 часов отведено на выполнение практических работ.

Формой контроля на 2 курсе является экзамен.

Требования к выполнению и оформлению контрольной работы

Методические указания и контрольные задания учебной дисциплины «Техническая механика» составлены на основании рабочей программы по дисциплине «Техническая механика» и предназначены для студентов специальностей 21.02.01 Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений, 21.02.02 Бурение нефтяных и газовых скважин.

При выполнении контрольной работы следует обратить внимание на следующие требования:

1. К выполнению контрольной работы приступать только тогда, когда тщательно изучен необходимый материал.
2. Контрольная работа должна быть выполнена в тетради в клетку.
3. На обложке тетради указывается дисциплина, шифр, вариант учащегося, Ф.И.О. студента и преподавателя.
4. Номер варианта контрольной работы соответствует номеру списка в журнале.
5. Все рисунки и схемы должны быть выполнены карандашом под линейку.
6. Решаемая задача должна иметь логическое заключение. При необходимости сделать выводы по решаемой задаче.
7. В конце контрольной работы указывается список используемой литературы (фамилия автора, название книги и год издания).
8. При возврате контрольной работы студент должен внимательно прочитать рецензию преподавателя, выполнить все его рекомендации и советы. Исправления необходимо выполнить в той же тетради и сдать контрольную работу повторно.
9. При решении задач рекомендуется использовать методику и примеры, представленные в данном методическом указании.
10. Контрольная работа должна быть предоставлена в учебную часть в срок, указанный в учебном графике.
11. Выполненная контрольная работа оценивается оценкой «зачтено» или «не зачтено». Контрольная работа, выполненная небрежно или не по своему варианту, возвращается студенту без проверки.
12. Студенты, не выполнившие контрольную работу по дисциплине, к дифференцированному зачету и экзамену не допускаются.
13. По всем вопросам, которые возникают в процессе изучения материала и выполнения контрольной работы, следует обратиться к преподавателю данной дисциплины за консультацией.

РАЗДЕЛ 2. ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Тема 2.1 Общие сведения о некоторых механизмах

Плоские механизмы первого и второго рода. Общие сведения, классификация, принцип действия. Виды механизмов. Структура механизмов. Основные понятия и определения: машина, механизм, звено. кинематическая пара, кинематическая цепь. Классификация машин и механизмов.

Методические указания

Механизм – совокупность подвижно соединенных тел, применяемая для передачи и преобразования движения. Тела, составляющие механизм, называют звеньями. Каждые два звена составляют кинематическую пару, которые соединяются в кинематические цепи: простые и сложные, замкнутые и открытые. Кинематические цепи могут быть плоскими и пространственными. Плоскими называют цепи, у которых траектории точек всех звеньев – плоские кривые или прямые лежат в параллельных плоскостях.

Вопросы для самоконтроля.

1. Что такое механизм?
2. Что такое плоские кинематические цепи?
3. Что называют рычажным механизмом?
4. Виды и применение плоских рычажных механизмов.

Тема 2.2 Виды движений и преобразующие движения механизмы

Простейшие движения твердого тела. Поступательное движение. Вращательное движение. Частные случаи вращательного движения. Скорости и ускорения точек вращающегося тела. Преобразующие движения механизмы. Сложное движение твердого тела.

Плоскопараллельное движение твердого тела. Метод разложения сложного движения на поступательное и вращательное. Метод определения мгновенного центра скоростей. Кривошипный механизм.

Методические указания

Рычажный механизм – механизм, звенья которого стержни-тела, поперечные размеры которых на порядок отличаются от длины. Рычажные механизмы могут быть плоскими и пространственными. В плоских механизмах используются вращательные и поступательные пары. Виды плоских рычажных механизмов: шарнирные четырёхзвенные, кривошипно-ползунные, кулисные. Применение: шарнирный четырёхзвенник применяется для преобразования вращательного движения, кривошипно-ползунные механизм преобразует поступательное движение во вращательное и наоборот, в кулисном механизме вращательное движение кривошипа преобразуется в возвратно-поступательное движение кулисного камня и качательное движение кулисы.

Вопросы для самоконтроля.

1. Что называют траекторией движения?
2. Как определяется скорость движения точки при естественном способе задания движения?
3. Запишите формулы для определения касательного, нормального и полного ускорений?
4. Что характеризует касательное ускорение и как оно направлено по отношению к вектору скорости?
5. Что характеризует и как направлено нормальное ускорение?
6. Запишите формулу ускорения при прямолинейном движении
7. Запишите формулу полного ускорения при криволинейном движении.
8. Какими кинематическими параметрами характеризуется поступательное движение и почему?
9. Запишите уравнение равномерного поступательного движения твердого тела.
10. Запишите уравнение равнопеременного поступательного движения твердого тела.

Тема 2.3 Трение

Понятие о трении. Виды трения. Роль трения в технике.

Методические указания.

Трение – это сопротивление, возникающее при движении одного шероховатого тела по поверхности другого. При скольжении тел возникает трение скольжения, при качении – трение качения. Природа сопротивлений движению в разных случаях различна.

Трение скольжения –

Причина – механическое зацепление выступов. Сила сопротивления движению при скольжении называется силой трения скольжения.

Законы трения скольжения:

1. Сила трения скольжения прямо пропорциональна силе нормального давления.
Сила трения всегда направлена в сторону, обратную направлению движения.
2. Сила трения меняется от нуля до некоторого максимального значения, называемого силой трения покоя. (статическое трение)
3. Сила трения при движении меньше силы трения покоя. Сила трения при движении называется динамической силой трения.

Коэффициент трения скольжения зависит от следующих факторов:

- от материала: материалы делятся на фрикционные и антифрикционные.
- от наличия смазки;
- от скорости взаимного перемещения.

Трение качения

Сопротивление при качении связано со взаимной деформацией грунта и колеса и значительно меньше трения скольжения.

Условие качения состоит в том, что движущий момент должен быть не меньше момента сопротивления.

Вопросы для самоконтроля.

1. Что называют массой тела? Назовите единицу измерения массы в системе СИ.
2. Что является мерой инертности тела?
3. Запишите основной закон динамики в векторной и дифференциальной форме.
4. На материальную точку действует постоянная сила. Как движется точка?
5. Какое ускорение получит точка, если на нее действует сила, равная удвоенной силе тяжести?
6. В чем заключается принцип независимости действия сил?
7. Перечислите законы трения скольжения.
8. Перечислите факторы, влияющие на величину коэффициента трения скольжения.
9. Объясните разницу между понятиями «инертность» и «сила инерции».
10. К каким телам приложена сила инерции, как направлена и по какой формуле может быть рассчитана?
11. Как выразить передаточное отношение зубчатой передачи через моменты, возникающие на ведомом и ведущем колесах при движении?
12. Какие виды сил могут действовать на механизм при его движении?
13. Могут ли силы трения быть движущими силами?
14. Как ставится задача кинестатического анализа: что известно и что нужно найти?
15. Какими способами можно определить уравнивающий момент в механизме? Зависит ли он от скорости движения звеньев?
16. Какие виды трения встречаются в кинематических парах?
17. Как определить мощность, теряемую на трение?
18. Как применить рычаг Журавского для определения приведенной силы?
19. Почему приведенный момент инерции рычажного механизма изменяется с изменением его положения, а для зубчатого механизма эта величина постоянна?

РАЗДЕЛ 3 ДЕТАЛИ МАШИН

Тема 3.1. Основные положения

Механизм, машина. Классификация машин. Деталь и сборочная единица. Требования, предъявляемые к машинам, деталям и сборочным единицам. Критерии работоспособности и расчета деталей машин. Понятие о системе автоматизированного проектирования.

Методические указания

Механизм – совокупность подвижно-соединенных тел предназначенных для передачи движения по определенному закону (пример: кривошипно-шатунный механизм).

Машина – это совокупность механизмов и рабочих органов способная выполнять полезную работу.

Классификация машин:

1. *Энергетические*. Служат для преобразования энергии (пример: генераторы электродвигатели, паровая турбина).

2. *Рабочие*. Они делятся на *технологические* – машины, осуществляющие изменение форм, свойств и состояния предмета; и *транспортные* – машины, которые изменяют положения предмета в пространстве, на плоскости (примеры: мотоциклы, велосипеды, трамваи, ракеты, вертолеты, лифты).

3. *Информационные* – предназначены для сбора, переработки и использования информации (примеры: вычислительные, шифровальные машины).

Деталь – изделие, выполненное из однородных материалов и полученное без сборочных операций.

Сборочная единица – изделие, которое выполнено на заводе изготовителе с помощью сборочных операций (собрана из деталей).

Требования, предъявляемые к машинам, деталям и сборочным единицам:

1. *Работоспособность* – это способность изделия выполнять заданные функции в пределах, установленных технической документацией.

2. *Надежность* – свойство изделия сохранять во времени способность к выполнению требуемых функций в заданных режимах применения, технического обслуживания, хранения и транспортирования.

Критерии работоспособности:

1. *Прочность* – способность детали выдерживать нагрузки без разрушения.

В зависимости от нагрузок, прочность бывает: статическая, усталостная (циклическая или переменная), ударная (динамическая).

2. *Жесткость* – способность детали, сборочных единиц сопротивляться изменению формы под действием нагрузок (вычисляем по формулам сопромата).

3. *Износостойкость* – способность материала, рабочих поверхностей деталей сопротивляться износу (определяется видом трения, скольжения, качения, наличием смазочного материала, уровнем защиты от загрязнения, твердостью трущихся поверхностей).

4. *Виброустойчивость* – способность машины сопротивляться появлению вредных вынужденных колебаний и автоколебаний.

5. *Теплостойкость* – способность машины работать при повышенных температурах.

6. *Устойчивость* – способность нагруженных элементов конструкции сохранять свою форму при действии малых возмущений.

7. *Коррозионная стойкость* – сопротивление материалов к химическому или электрохимическому разрушению поверхностных слоев и коррозионной усталости.

Гибкое автоматизированное устройство (ГАУ) – производство изделий, основанное на комплексной автоматизации технологического процесса. Технологический процесс регулируется в ГАУ с помощью роботизированного технологического оборудования – *гибких производственных модулей* (робот – станок, робот – пресс, робот – сварочный центр). Проектирование объектов в ГАУ выполняют с помощью *систем автоматизированного проектирования* (САПР) и автоматизированных систем технологической подготовки производства.

Вопросы для самоконтроля

1. Назовите различие между механизмом и машиной.
2. Какие основные требования предъявляют к машинам и их деталям?
3. Что следует понимать под надежностью машин и их деталей?
4. Каковы основные критерии работоспособности деталей машин?
5. Дайте определение устойчивости.

Тема 3.2 Общие сведения о передачах

Назначение механических передач и их классификация. Передаточное отношение и передаточное число. Основные кинематические и силовые соотношения в передачах. Расчет многоступенчатого привода.

Методические указания

Назначение передач. Передача предназначена для преобразования движения, изменения угловой скорости (числа оборотов) вращательного момента.

Классификация передач. В зависимости от принципа действия все механические передачи делят на две группы:

- 1) **передачи зацеплением** — зубчатые, червячные, цепные;
- 2) **передачи трением** — фрикционные, ременные.

В зависимости от способа соединения ведущего и ведомого звеньев различают:

а) **передачи непосредственного контакта** — зубчатые, червячные, фрикционные, винт — гайка;

б) **передачи гибкой связью** — цепные, ременные. Передачи гибкой связью допускают значительные расстояния между ведущим и ведомым валами.

Основные кинематические и силовые соотношения в передачах

Основные характеристики:

1) мощность на ведущем P_1 и ведомом P_2 валах или вращающие моменты T_1 , и T_2 на тех же валах (рис. 2.1, а и б);

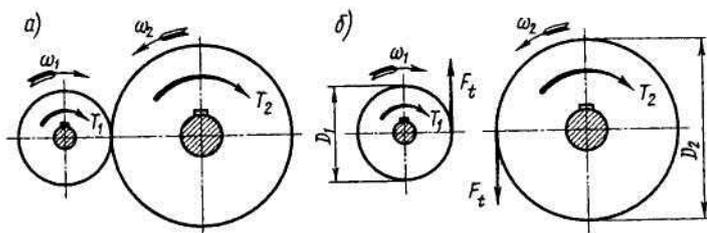


Схема сил для определения направления вращающих моментов в передаче: а — колеса в рабочем положении; б — колеса условно раздвинуты

2) **частота вращения** (угловые скорости) ведущего n_1 (ω_1) и ведомого n_2 (ω_2) валов. Эти основные характеристики необходимы для выполнения проекторочного расчета любой передачи.

Дополнительными характеристиками являются:

а) **механический КПД** передачи

$$\eta = P_2 / P_1.$$

Для многоступенчатого привода, состоящего из нескольких отдельных последовательно соединенных передач, общий КПД

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n,$$

Где $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$, — КПД отдельной передачи (зубчатой, червячной, ременной и др.) или кинематической пары (подшипников, муфты).

б) **окружная скорость** ведущего или ведомого звена, м/с,

$$v = wd / 2000 = \pi dn / 60000,$$

где w — угловая скорость, c^{-1} ; n — частота вращения, мин^{-1} ; d — диаметр, мм (колеса, шкива и др.). Окружные скорости обоих звеньев передачи при отсутствии скольжения равны: $v_1 = v_2$;

в) окружная сила Н,

$$F_t = 10^3 P / v = 2 \cdot 10^3 T / d,$$

где P —мощность, кВт; v —м/с; T —Нм; d —мм;

г) вращающий момент Нм

$$T = 10^3 P / \omega = 9550 P / n = F_t d / 2000,$$

где P —кВт; F_t —Н; d —мм.

Вращающий момент T_1 ведущего вала является *моментом движущих сил*, его направление совпадает с направлением вращения вала. Момент T_2 ведомого вала — *момент сил сопротивления*, поэтому его направление противоположно направлению вращения вала;

д) передаточное число u . При $v_1 = v_2$ с учетом формулы имеем

$$u = n_1 / n_2 = d_2 / d_1 = \omega_1 / \omega_2 = T_2 / T_1 \eta.$$

Для многоступенчатой передачи общее передаточное число

$$u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n,$$

где u_1, u_2, \dots, u_n — передаточные числа отдельных ступеней.

Вопросы для самоконтроля

1. Какие функции могут выполнять механические передачи?
2. Классификация механических передач.
3. Что такое передаточное число?
4. Как определяют передаточное число и КПД многоступенчатого привода?
5. Назовите основные кинематические соотношения в передачах.

Тема 3.3 Фрикционные передачи и вариаторы

Принцип работы фрикционных передач с нерегулируемым передаточным числом. Достоинства и недостатки, область применения. Цилиндрическая фрикционная передача. Виды разрушений и критерии работоспособности. Передача с бесступенчатым регулированием передаточного числа-вариаторы. Кинематические схемы вариаторов. Область применения. Определение диапазона регулирования.

Методические указания

Во фрикционной передаче вращательное движение от ведущего катка к ведомому передается силами трения, которые возникают в месте контакта двух прижатых друг к другу катков.

Условие передачи заданной нагрузки

$$R_f > F_t,$$

где F_t — передаваемая окружная сила; $R_f = F_r$ сила трения в месте контакта катков; F_r — прижимная сила; f — коэффициент трения.

Достоинства. 1. Простая форма рабочих тел. 2. Плавность и бесшумность работы, в том числе и при высоких скоростях. 3. Возможность бесступенчатого регулирования передаточного числа без останова передачи. 4. Возможность пробуксовки при перегрузках.

Недостатки. 1. Необходимость специальных нажимных устройств для прижатия рабочих тел. 2. Большие нагрузки на валы и подшипники. 3. Непостоянное передаточное число из-за проскальзывания катков. 4. Изнашивание рабочих поверхностей катков, возможность их повреждения (образование лысок) при буксовании.

Применение. Фрикционные передачи с постоянным передаточным числом используют при небольших нагрузках = в приборах (спидометры, магнитофоны и др.), где требуются плавность и бесшумность работы.

Широко применяют реверсивные фрикционные передачи винтовых прессов, передачи колесо = рельс и колесо = дорожное полотно самоходного транспорта.

Цилиндрическая фрикционная передача.

Скольжение. Влияние проскальзывания учитывают с помощью *коэффициента скольжения*

Буксование. Нарушение условия приводит к буксованию. Рабочие поверхности катков изнашиваются. Для предупреждения буксования создают достаточный *запас сцепления K*.

Передаточное число. В передаче с цилиндрическими катками

$$u = n_1 / n_2 = D_2 / [D_1 (1 - \varepsilon)] \approx D_2 / D_1,$$

где ε – коэффициент скольжения.

Геометрический расчет передачи. Межосевое расстояние

$$a = (D_1 + D_2) / 2 = D_1 (u + 1) / 2$$

Диаметр ведущего катка

$$D_1 = 2a / (u + 1).$$

Диаметр ведомого катка

$$D_2 = D_1 u.$$

Силы в передаче.

Окружная сила

$$F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / D_1,$$

где T_1 – в Н·м, D_1 – в мм.

Прижимная сила

$$F_r = KF_t / f,$$

где K - запас сцепления.

Прижимные устройства.

Постоянное прижатие катков осуществляют *пружинами*, которые периодически регулируют. *Автоматическое прижатие катков* осуществляют *самозатягиванием* элементов передачи, а также *нажимными устройствами*, например, винтового типа.

Виды разрушения рабочих поверхностей и критерии работоспособности.

Усталостное выкрашивание. *Характерно для закрытых передач*, работающих в условиях качественного смазывания и защищенных от попадания абразивных частиц.

Для предотвращения усталостного выкрашивания проводят *расчет на контактную прочность*.

Заедание. Возникает *в быстроходных тяжело нагруженных передачах* при разрыве масляной пленки между рабочими поверхностями катков. Для предупреждения заедания применяют *специальные масла*.

Изнашивание. Происходит вследствие упругого скольжения в месте касания катков. *Повышенное изнашивание имеют открытые передачи*.

Вариаторы. *Служат для плавного (бесступенчатого) изменения на ходу частоты вращения ведомого вала при постоянной частоте вращения ведущего вала.*

Механизм главного движения в вариаторах - передачи разного типа — фрикционные, ременные, цепные. *Применяют* в станкостроении, химической, текстильной, бумажной промышленности и др.

Основная характеристика вариатора - **диапазон регулирования**, равный отношению максимальной частоты вращения ведомого катка $n_{2\max}$ к его минимальной частоте вращения $n_{2\min}$:

$$D = n_{2\max} / n_{2\min} = u_{\max} / u_{\min}.$$

Обычно для одноступенчатых вариаторов $D = 3 \dots 8$.

Вариаторы **подбирают** по каталогам и справочникам в зависимости от передаваемого вращающего момента, диапазона регулирования и частоты вращения ведущего вала.

Разновидности вариаторов. В зависимости от формы тел качения вариаторы бывают лобовые, конусные, торовые и др.

Лобовые вариаторы применяют в винтовых прессах и приборах. Имеют интенсивный износ рабочих поверхностей катков и пониженный КПД. Так как $R_1 = \text{const}$, диапазон регулирования лобового вариатора

$$D = R_{2 \max} / R_{2 \min} .$$

Вариаторы с раздвижными конусами имеют наибольшее применение в машиностроении. Промежуточным элементом является широкий клиновой ремень или специальная цепь. Плавное изменение частоты вращения ведомого вала достигается раздвижением ведущего и синхронным сближением ведомого конусных катков, т. е. изменением расчетных радиусов катков R_1 и R_2 .

Максимальное и минимальные значения передаточного числа:

$$u_{\max} = n_1 / n_{2 \min} \approx R_{2 \max} / R_{1 \min} ;$$

$$u_{\min} = n_1 / n_{2 \max} \approx R_{2 \min} / R_{1 \max} .$$

Клиноременные вариаторы просты и надежны в эксплуатации, стандартизованы. Диапазон регулирования $D \leq 5$. При использовании широких ремней передаваемая мощность достигает 50 кВт при КПД $\eta = 0,8 \dots 0,9$.

Цепные вариаторы сложнее и дороже клиноременных, но компактнее, долговечнее. Обеспечивают постоянство передаточного числа. Применяют для мощностей до 100 кВт; $D \leq 7$; $\eta = 0,8 \dots 0,9$.

Торовые вариаторы состоят из двух

соосных катков с тороидальной рабочей поверхностью и двух промежуточных роликов. Частоту вращения регулируют поворотом роликов с помощью рычажного механизма, в результате чего изменяются радиусы поверхностей контакта R_1 и R_2 . Текущее значение передаточного числа

$$u = n_1 / n_2 \approx R_2 / R_1 .$$

Из всех вариаторов торовые наиболее компактны и совершенны, скольжение у них сведено к минимуму, КПД $\leq 0,95$; $D \leq 6,3$. Недостатками являются сложность конструкции, требование высокой точности изготовления и монтажа.

Многодисковые вариаторы состоят из пакетов ведущих и ведомых раздвижных конических тонких дисков, прижимаемых пружинами.

Изменение частоты вращения n_2 ведомого вала осуществляют радиальным смещением ведущего вала относительно ведомого, изменяя при этом расчетный радиус R_1 ведущих дисков. Долговечность повышается при работе дисков в масляной ванне.

Передаточное число вариатора: $u = n_1/n_2 = R_2/R_1$.

Диапазон регулирования $D \leq 4,5$; КПД $\eta = 0,8 \dots 0,9$.

Вопросы для самоконтроля

1. Как классифицируются фрикционные передачи?
2. Перечислите основные виды передач.
3. Какие устройства называют вариаторами?
4. Почему во фрикционных передачах непостоянное передаточное число?
5. Что такое заедание поверхностей катков?

Тема 3.4 Зубчатые передачи

Общие сведения о зубчатых передачах. Характеристики, классификация и область применения зубчатых передач. Основы теории зубчатого зацепления. Зацепление двух эвольвентных колес, основные элементы и характеристики зацепления. Зацепление шестерни с рейкой. Краткие сведения об изготовлении зубчатых колес. Подрезание зубьев. Виды разрушений зубчатых колес. Основные критерии работоспособности и расчет зубчатых передач. Материалы и допускаемые напряжения.

Прямозубые цилиндрические передачи. Геометрические соотношения. Силы, действующие в зацеплении. Расчет на контактную прочность и изгиб. Косозубые цилиндрические передачи. Шевронные цилиндрические передачи. Особенности геометрии и расчета на прочность.

Конические прямозубые передачи. Основные геометрические соотношения. Силы, действующие в зацеплении. Расчеты конических передач. Передачи с зацеплением Новикова. Планетарные зубчатые передачи. Принцип работы и устройство.

Методические указания

Общие сведения о зубчатых передачах. В зубчатой передаче движение передается с помощью зацепления пары зубчатых колес. Меньшее зубчатое колесо принято называть *шестерней*, большее — *колесом*.

Зубчатые передачи — самый распространенный вид механических передач, так как могут надежно передавать мощности от долей до десятков тысяч киловатт при окружных скоростях до 275 м/с. Зубчатые передачи широко применяют во всех отраслях машиностроения и приборостроения.

Достоинства. 1. Высокая надежность работы в широком диапазоне нагрузок и скоростей. 2. Малые габариты. 3. Большой ресурс. 4. Высокий КПД. 5. Сравнительно малые нагрузки на валы и подшипники. 6. Постоянство передаточного числа. 7. Простота обслуживания.

Недостатки. 1. Относительно высокие требования к точности изготовления и монтажа. 2. Шум при больших скоростях.

Классификация. В зависимости от взаимного расположения геометрических осей валов зубчатые передачи бывают: *цилиндрические* — при параллельных осях; *конические* — при пересекающихся осях; *винтовые* — при перекрещивающихся осях. Винтовые зубчатые передачи имеют повышенное скольжение в зацеплении и низкую нагрузочную способность, поэтому применяются ограниченно.

Для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот применяют реечную передачу, которая является частным случаем цилиндрической зубчатой передачи. Рейку рассматривают как зубчатое колесо, диаметр которого увеличен до бесконечности.

В зависимости от формы профиля зуба передачи бывают: *эвольвентные, с зацеплением Новикова, циклоидальные*. Преимущественное применение имеет эвольвентное зацепление.

В зависимости от взаимного расположения колес зубчатые передачи бывают *внешнего и внутреннего* зацепления.

В зависимости от конструктивного исполнения различают **закрытые** и **открытые** зубчатые передачи. В закрытых передачах колеса помещены в пыле- и влагонепроницаемые корпуса (картеры) и работают в масляной ванне (зубчатое колесо погружают в масло на глубину до 1/3 радиуса). В открытых передачах зубья колес работают всухую или при периодическом смазывании пластичным смазочным материалом и не защищены от воздействия внешней среды.

В зависимости от числа ступеней зубчатые передачи бывают **одно-** и **многоступенчатые**.

В зависимости от относительного характера движения осей зубчатых колес различают **рядовые** зубчатые передачи (оси зубчатых колес неподвижны) и **планетарные** (ось сателлита вращается относительно центральной оси).

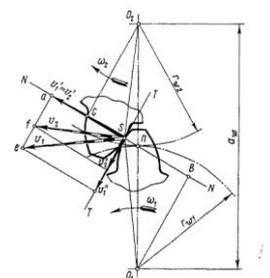
Основные теории зубчатого зацепления. Профили зубьев пары колес должны быть сопряженными.

Основная теорема зацепления

Схема к доказательству основной теоремы зацепления

$$\text{Передаточное число } u = w_1 / w_2 = O_2C / O_1B.$$

Нормаль NN пересекает линию центров O_1O_2 в точке Π , называ-



емой полюсом зацепления. Из подобия треугольников O_2PC и O_1PB

$$O_2C / O_1B = O_2P / O_1P = r_{w2} / r_{w1}.$$

Сравнивая отношения, получаем

$$u = w_1 / w_2 = r_{w2} / r_{w1} = const.$$

основная теорема зацепления: для обеспечения постоянного передаточного числа зубчатых колес профили их зубьев должны быть очерчены по кривым, у которых общая нормаль NN , проведенная через точку касания профилей, делит расстояние между центрами O_1 O_2 на части, обратно пропорциональные угловым скоростям.

Из множества кривых, удовлетворяющих требованиям основной теоремы зацепления, практическое применение в современном машиностроении получила эвольвента окружности.

Начальные окружности – это окружности, которые в процессе зацепления перекатываются одна по другой без скольжения. При изменении межосевого расстояния a_w меняются и диаметры d_w начальных окружностей шестерни и колеса. Следовательно, у пары зубчатых колес может быть множество начальных окружностей. У отдельно взятого колеса начальной окружности не существует.

Делительная окружность. Окружность, на которой шаг p и угол зацепления соответственно равны шагу и углу профиля инструментальной рейки, называют *делительной*. Эта окружность принадлежит отдельно взятому колесу, ее диаметр d при изменении межосевого расстояния остается неизменным.

Окружной шаг зубьев p . Расстояние между одноименными сторонами двух соседних зубьев, взятое по дуге делительной окружности, называют *окружным шагом зубьев* по делительной окружности.

Для пары зацепляющихся колес окружной шаг должен быть одинаковым.

Основной шаг p_b относят к основной окружности.

$$p_b = p \cos a_w.$$

Окружная толщина зуба s_t и окружная ширина впадины e_t по дуге делительной окружности колеса передачи без смещения теоретически равны.

По делительной окружности всегда

$$S_t + e_t = p.$$

Окружной модуль зубьев.

$$d = pz / \pi.$$

Для удобства расчетов и измерения зубчатых колес в качестве основного расчетного параметра принято рациональное число p/π , называют *модулем зубьев*, обозначают m и измеряют в миллиметрах:

$$m = p / \pi,$$

Тогда

$$d = m \cdot z \quad \text{или} \quad m = d / z$$

Модуль зубьев m – часть диаметра делительной окружности, приходящая на один зуб.

Модуль является основной характеристикой размеров зубьев. Для пары зацепления колес модуль должен быть одинаковым.

Высота головки и ножки зуба. Делительная окружность делит зуб по высоте на головку h_a и ножку h_f .

$$h_f = h_a + c.$$

Для передачи без смещения

$$h_a = m$$

Длина активной линии зацепления – это отрезок линии зацепления, обозначают g_a .

Коэффициент торцового перекрытия. Непрерывность работы зубчатой передачи возможна при условии, когда последующая пара зубьев входит в зацепление до выхода предыдущей, т.е. когда обеспечивается перекрытие работы одной пары зубьев другой. Чем больше пар зубьев одновременно находится в зацеплении, тем выше плавность работы передачи.

Коэффициентом торцового перекрытия ε_a называют отношение длины активной линии зацепления к основному шагу:

$$\varepsilon_a = g_a / p_b,$$

Краткие сведения об изготовлении зубчатых колес

Заготовки зубчатых колес получают *ковкой в штампах* или *свободной ковкой*, реже *литьем* в зависимости от размеров, материала, формы и масштаба выпуска.

Зубья колес получают *нарезанием* или *накатыванием*.

Нарезание зубьев *выполняют одним из двух методов: копированием или обкаткой.*

Метод копирования заключается в прорезании впадин между зубьями *модульными фрезами: дисковыми или концевыми*. Точность нарезаемых зубьев невысокая, метод малопроизводительный, его применяют преимущественно в ремонтном деле.

Метод обкатки. Нарезание зубьев по этому методу основано на воспроизведении зацепления зубчатой пары, одним из элементов которой является режущий инструмент — *червячная фреза, долбяк или реечный долбяк — гребенка*.

Нарезание зубьев *червячными фрезами* применяют для изготовления *цилиндрических колес с внешним расположением зубьев*. Для нарезания колес с *внутренним расположением зубьев* применяют *долбяки*. *Гребенками* нарезают *прямозубые и косозубые колеса с большим модулем зацепления*.

Нарезание зубьев *конических колес* методом обкатки производят *строганием, фрезерованием, инструментом с прямобочным профилем или резовыми головками*.

Накатывание зубьев *применяют в массовом производстве*. Предварительное формообразование зубьев *цилиндрических и конических колес* производят *горячим накатыванием*.

Холодное накатывание зубьев применяют *при модуле до 1мм*. Зубонакатывание — высокопроизводительный метод изготовления колес с *минимальным отходом металла в стружку*.

Отделка зубьев. Зубья колес точных зубчатых передач после нарезания подвергают отделки *шевингованием, шлифованием, притиркой или обкаткой*.

Шевингование применяют для *тонкой обработки незакаленных зубьев*. Выполняют инструментом — *шевером*.

Шлифование применяют для *обработки закаленных зубьев*.

Притирку используют для *отделки закаленных зубьев колес*.

Обкатку применяют для *сглаживания шероховатостей на рабочих поверхностях зубьев незакаленных колес*.

Виды разрушения зубьев и критерии работоспособности. *Повторно-переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев — их поломки или выкрашивания рабочих поверхностей*. Скольжение и силы трения в зацеплении вызывают изнашивание и заедание зубьев.

Поломка зубьев. Это наиболее опасный вид разрушения. Излом зубьев является следствием действующих в зубьях *повторно-переменных напряжений изгиба или перегрузки*.

Для предупреждения усталостной поломки зубьев проводят *расчет на прочность по напряжениям изгиба σ_F* .

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев. *Это основной вид разрушения зубьев для большинства закрытых хорошо смазываемых передач*.

Выкрашивание может быть **ограниченным** и **прогрессирующим**. *Ограниченное выкрашивание* наблюдается на участках с *концентрацией напряжений*. *Опасно прогрессирующее выкрашивание*, постепенно поражающее всю рабочую поверхность ножек зубьев.

Предотвращению выкрашивания способствует повышение твердости поверхности зубьев, уменьшение шероховатости рабочих поверхностей, модификация профиля, правильный выбор сорта масла. Для предупреждения усталостного выкрашивания зубьев проводят *расчет на прочность по контактным напряжениям σ_H* .

Изнашивание зубьев. *Это основной вид разрушения зубьев открытых передач и передач с твердосмазочными покрытиями*. Изнашивание можно уменьшить защитой от попадания

абразивных частиц, повышением твердости и понижением шероховатости рабочей поверхности зубьев, уменьшение скольжения зубьев путем модификации.

Заедание зубьев заключается в приваривании частиц материала одного зуба к другому вследствие разрушения смазочной пленки и местного повышения температуры в зоне контакта.

Материалы зубчатых колес. Выбор материала зубчатых колес зависит от назначения передачи и условий ее работы. Чаще всего применяют стали, реже чугуны и пластмассы.

Стали. Основными материалами для изготовления зубчатых колес силовых передач служат *термически обрабатываемые стали*.

В зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев после термообработки зубчатые колеса можно условно разделить на две группы.

Первая группа – зубчатые колеса с твердостью поверхностей зубьев $H \leq 350$ НВ. Материалами для колес этой группы служат углеродистые стали марок 40, 45, 50Г, легированные стали марок 40Х, 45Х, 40ХН и др.

Термообработку – улучшение – производят до нарезания зубьев. Колеса при твердости поверхностей зубьев $H \leq 350$ НВ хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению.

Твердость шестерни прямозубой передачи рекомендуется принимать на (25...30) НВ больше твердости колеса.

Вторая группа – колеса с твердостью рабочих поверхностей $H > 45$ HRC ($H > 350$ НВ). При $H > 350$ НВ твердость материала изменяется по шкале HRC. Высокая твердость достигается: *поверхностной закалкой, цементацией и нитроцементацией с закалкой, азотированием.*

Стальное литье. Применяют при изготовлении крупных зубчатых колес ($d_a > 500$ мм). Марки сталей 35Л...55Л. Литые колеса подвергают нормализации.

Чугуны. Применяют при изготовлении зубчатых колес тихоходных открытых передач. Марки чугунов – СЧ 20...СЧ 35. зубья чугунных колес хорошо прирабатываются, могут работать при скудном смазывании. Имеют пониженную прочность на изгиб, поэтому габариты чугунных колес значительно больше, чем стальных.

Пластмассы. Применяют в быстроходных слабонагруженных передачах для шестерен, работающих в паре с металлическими колесами. Зубчатые колеса из пластмасс отличаются бесшумностью и плавностью хода. В высоконагруженных передачах неработоспособны. Наиболее распространены текстолит (марок ПТ и ПТК), капролон, полиформальдегид, фенилон.

Допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса определяют по общей зависимости с учетом влияния на контактную прочность долговечности (ресурса), шероховатости сопрягаемых поверхностей зубьев и окружной скорости:

$$[\sigma]_H = \sigma_{H \text{ lim}} Z_N Z_R Z_V / [S]_H.$$

Предел контактной выносливости $\sigma_{H \text{ lim}}$ определяют по таблицам в зависимости от материала зубчатых колес и средней твердости поверхности зубьев.

Коэффициент долговечности Z_N , учитывающий влияние ресурса,

$$z_N = \sqrt[6]{N_{HG} / N_{HE}} \quad \text{при условии} \quad 1 \leq Z_N \leq Z_{N \text{ max}}$$

Цилиндрические и конические передачи с прямыми зубьями рассчитывают по допускаемому напряжению $[\sigma]_H$.

$$[\sigma]_H = 0.45 ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) \geq [\sigma]_{H \text{ min}}$$

Допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma]_F = \sigma_{F \text{ lim}} Y_N Y_R Y_A / [S]_F.$$

коэффициент долговечности $Y_N = \sqrt[6]{N_{FG} / N_{FE}}$ при условии $1 \leq Y_N \leq Y_{N \text{ max}}$

Прямозубые цилиндрические передачи. В прямозубой передаче зубья входят в зацепление по всей длине. Прямозубые передачи применяют при невысоких окружных скоростях.

Геометрические соотношения

1. Передаточное число

$$u = n_1/n_2 = d_2/d_1 = z_2/z_1$$

2. Размеры зубчатого колеса

делительный диаметр

$$d = mz$$

диаметр вершин

$$d_a = d + 2h_a = d + 2m$$

диаметр впадин

$$d_f = d - 2h_f = d - 2,5m$$

3. Межосевое расстояние – главный параметр зубчатой передачи

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_2(u + 1)}{2u} = \frac{mz_1(u + 1)}{2} = \frac{d_1(u + 1)}{2} = \frac{mz_\Sigma}{2}$$

4. Число зубьев шестерни

$$z_1 = z_\Sigma / (u + 1)$$

5. Число зубьев колеса

$$z_2 = z_\Sigma - z_1$$

Силы в зацеплении прямозубых передач

Силы взаимодействия зубьев определяют в полюсе зацепления.

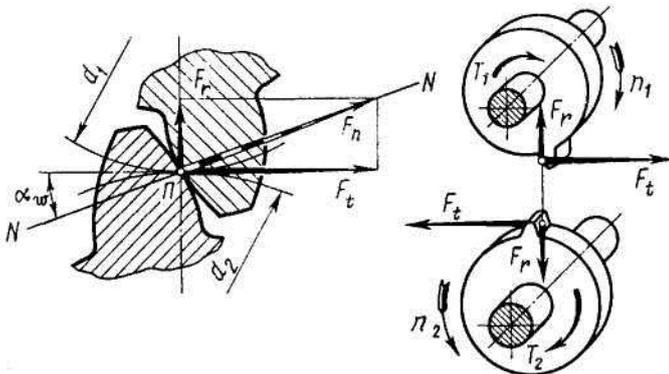


Схема сил, действующих в прямозубой цилиндрической передаче

Окружная сила $F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1}$

Радиальная сила $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w$

Расчёт на контактную прочность и изгиб

Контактная прочность зубьев – основной критерий работоспособности зубчатых передач. Контактная прочность – способность контактирующих поверхностей зубьев обеспечить требуемую безопасность против усталостного выкрашивания.

Условие прочности $\sigma_H \leq [\sigma]_H$

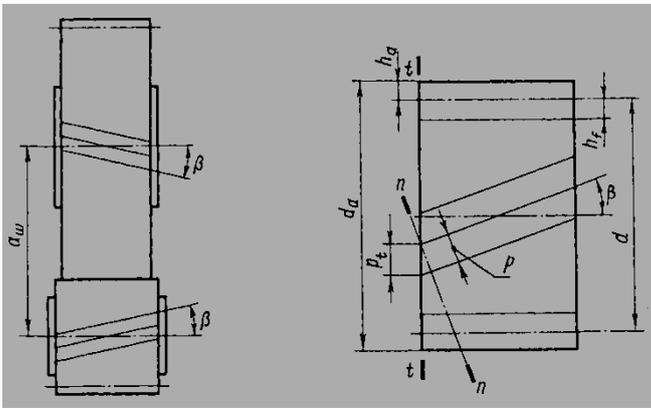
Прочность при изгибе – способность зубьев обеспечить требуемую безопасность против усталостного излома зуба.

$$\sigma_F \leq [\sigma]_F$$

Косозубые цилиндрические передачи.

Цилиндрические колёса, у которых зубья расположены по винтовым линиям на делительном цилиндре, называют *косозубыми*. В такой передаче зубья входят в зацепление постепенно, время контакта одной пары зубьев увеличивается.

Чем больше угол наклона линии зуба, тем выше плавность зацепления. Колёса нарезают с правым направлением зуба, шестерни – с левым.



Геометрические соотношения.

1. Модуль:

окружной (торцовое сечение $t - t$)

$$m_t = p_t / \pi, \quad m_t = m / \cos \beta$$

нормальный (сечение $n - n$)

$$m = p / \pi,$$

окружной шаг

$$p_t = p / \cos \beta.$$

Нормальный модуль m должен соответствовать стандарту и является исходной величиной при геометрических расчётах.

Делительный и начальный диаметры

$$d = d_w = m_t z = m z / \cos \beta$$

Высоты головки косо́го зуба h_a и ножки h_f :

$$h_a = m; \quad h_f = 1,25m.$$

диаметр вершин

$$d_a = d + 2m$$

диаметр впадин

$$d_f = d - 2,5m$$

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{m z_\Sigma}{2 \cos \beta} = \frac{d_2(u + 1)}{2u}.$$

Эквивалентное колесо. Профиль косо́го зуба в нормальном сечении соответствует исходному контуру инструментальной рейки и совпадает с профилем прямозубого колеса, называемого *эквивалентным*.

Силы в зацеплении

Окружная сила

$$F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1$$

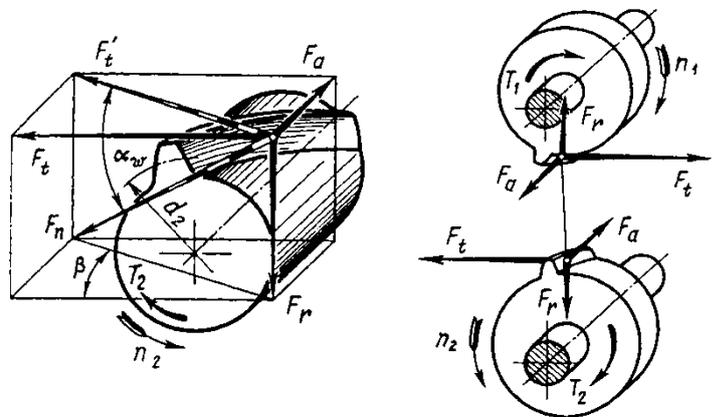
Радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta$$

Осевая сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$$

Осевая сила дополнительно нагружает подшипники, возрастая с увеличением β . По этому принимают $\beta = 8 \dots 20^\circ$.



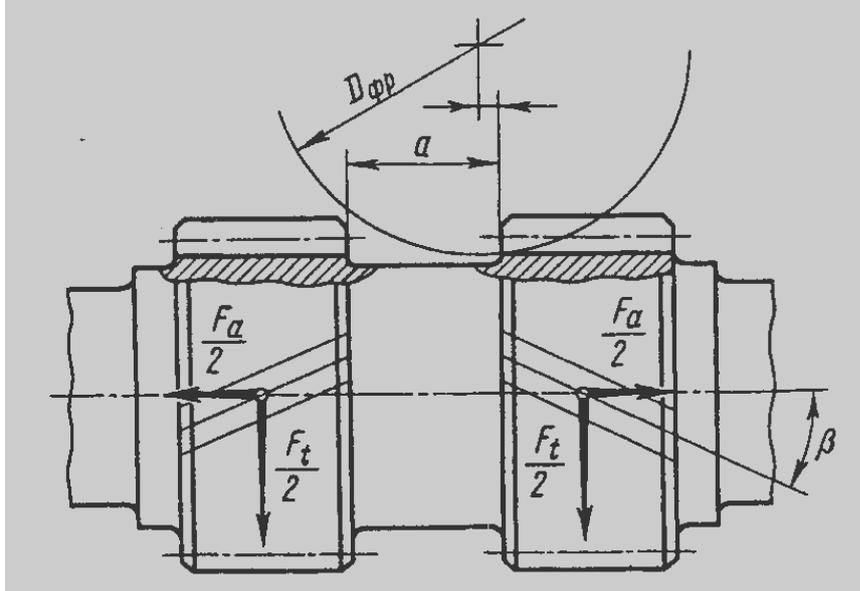
Расчеты на прочность

Расчет на прочность косозубых передач ведут по формулам эквивалентных прямозубых передач с введением в них поправочных коэффициентов, учитывающих особенности работы. Габариты косозубых передач получаются меньше, чем прямозубых.

Выполняют два расчета: проектировочный и проверочный.

Шевронные цилиндрические передачи

Шевронное колесо представляет собой сдвоенное косозубое колесо, выполненное как одно целое. Т.к. направления зубьев на полушевронах противоположное, то осевые силы на колесе взаимно уравновешены на колесе и на подшипники не передаются. Угол наклона зуба принимают $\beta=25\dots40^\circ$.



Шевронные передачи применяют в мощных быстроходных закрытых передачах.

Конические зубчатые передачи

Применяют когда оси валов пересекаются. Конические колёса бывают с прямыми, круговыми и с шевронными зубьями. Прямозубые передачи имеют линейный контакт в зацеплении, а с круговыми зубьями – точечный. Шестерни выполняют с правым зубом, колёса – с левым. Шестерня располагается консольно.

Силы в зацеплении

Прямозубая передача:

Радиальная сила на шестерне:

$$F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1 = 0,36 F_t \cos \delta_1$$

Окружная сила на шестерне или колесе:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1}$$

Осевая сила на шестерне:

$$F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1 = 0,36 F_t \sin \delta_1$$

Силы на колесе соответственно равны: $F_{r2} = F_{a1}$, $F_{a2} = F_{r1}$.

В передаче с круговым зубом окружную силу определяют так же, как в прямозубой конической передаче.

Радиальная сила на шестерне:

$$F_{r1} = F_t (0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1)$$

Осевая сила на шестерне:

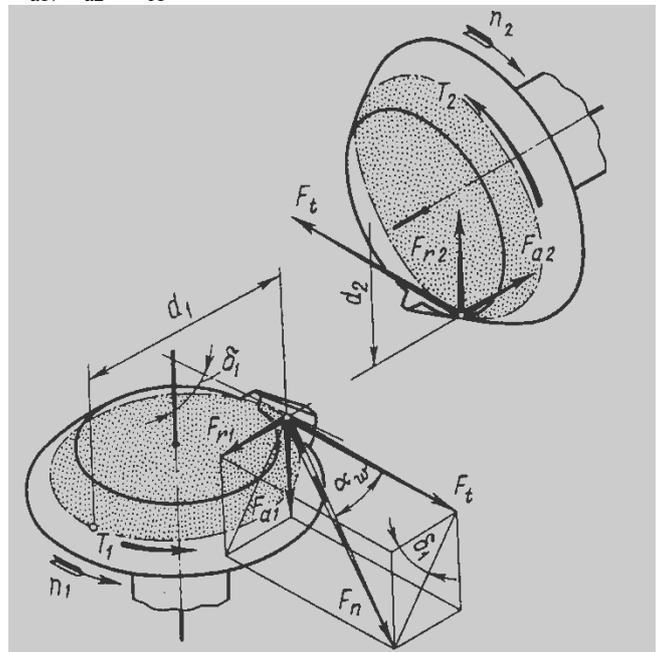
$$F_{a1} = F_t (0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1)$$

Силы на колесе соответственно равны:

$$F_{r2} = F_{a1}, F_{a2} = F_{r1}$$

Расчеты на контактную прочность

Расчёт основан на допущении: несущая способность зубьев конического колеса такая же, как у эквивалентного цилиндрического. На практике конические передачи выходят из строя быстрее цилиндрических. Выполняют два расчета: проверочный и проектировочный.



Вопросы для самоконтроля

1. Какое зубчатое колесо называют шестерней?
2. Что называют линией зацепления?
3. Как определяют модуль зацепления?
4. Каковы основные виды разрушения зубчатых передач?
5. Какие требования предъявляют к материалам зубчатых колес?
6. Каковы основные критерии работоспособности передач?
7. Геометрические соотношения в прямозубых цилиндрических и конических передачах.
8. Какие передачи называют передачами с зацеплением Новикова?

Тема 3.5 Передача винт – гайка

Винтовая передача. Принцип работы, устройство, сравнительная оценка и область применения. Передачи с трением скольжения и трением качения, их сравнительная оценка. КПД передачи. Виды разрушения и критерии работоспособности. Материалы винтовой пары. Проверочный и проектный расчеты передачи с трением скольжения.

Методические указания

Передача винт-гайка состоит из винта и гайки и служит для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот.

Передача винт-гайка делится на:

- передачу скольжения;
- передачу качения

В передачах винт-гайка качения размещены тела качения – шарики.

Передача винт-гайка скольжение:

Достоинства: 1. Большой выигрыш в силе. 2. Возможность получения медленного перемещения с высокой точностью. 3. Плавность и бесшумность работы. 4. Малые габариты. 5. Просты в изготовлении.

Недостатки: большие потери на трение, изнашивание, низкий КПД.

Применение. Широко применяются для создания больших осевых сил – это прессы, разрывные машины, домкраты, тиски и т.д.; для точных перемещений – механизмы подачи в станках, установочные винты, регулировочные винты, винты в механизмах управления.

Кинематика передачи. Ведущим звеном может быть как винт, так и гайка. Скорость поступательного перемещения гайки (винта)

$$V = i_3 \pi n / 60 \cdot 1000$$

Разновидности:

В зависимости от назначения, передачи бывают:

- грузовые, применяют для создания больших сил
- ходовые, применяют для перемещений в механизмах подачи
- установочные, применяют для точных перемещений и регулировок

Материалы: винт и гайка представляют собой антифрикционную пару, т.е. должны быть износостойкими и иметь малый коэффициент трения. Выбор материала зависит от назначения передачи, условий работы и способа обработки резьбы.

Винты: применяют стали марок 40, 50, 40ХГ, У10.

Гайки: для ответственных передач изготавливают из оловянной бронзы, антифрикционных чугунов АВЧ1, АКЧ1, СЧ20.

Расчет передачи: причина отказа в силовых передачах – изнашивание резьбы, выполняют расчет на износостойкость, проверочный расчет, расчет на прочность, если длинный винт, то выполняется расчет на устойчивость.

Передача винт-гайка качение: на винте и гайке выполнены винтовые канавки, которые являются дорожками качения для шариков.

Достоинства: 1. Малые потери на трение. 2. Достаточно высокий КПД=0,9. 3. Высокая несущая способность при малых габаритах. 4. Можно получить малые и точные перемещения. 5. Большой ресурс работы. 6. Бесшумны.

Недостатки: должна находиться в чистоте, необходимость в точности и сложность в изготовлении.

Применение: машиностроение, в следящих системах, в ответственных силовых передачах, ракетостроение, авиатехника, атомная техника, космическая техника.

Материалы: стали марок ХВГ, 18ХГТ (гайки), ХВГ, 8ХФ. Шарики изготавливают из стали ШХ15.

Передача винт-гайка качения ремонту не подлежит.

Расчет шариковой передачи: расчет на прочность. Основные критерии работоспособности – сопротивление контактной усталости рабочих поверхностей и отсутствие пластических деформаций.

Шарики-винтовые передачи стандартизированы, подбираются по каталогу.

Для предупреждения усталостного разрушения расчет ведут по динамической осевой грузоподъемности. Для предупреждения пластических деформаций расчет ведут по статической осевой грузоподъемности.

Вопросы для самоконтроля

1. Как устроена передача винт-гайка и где её применяют?
2. Чем объяснить большой выигрыш в силе в передаче винт-гайка?
3. Из каких материалов изготавливают винты и гайки?
4. Как определить момент, необходимый для вращения винта или гайки?
5. Что является основной причиной выхода из строя передачи винт-гайка скольжения?
6. Как выполняют проверочный расчёт винта на устойчивость?

Тема 3.6 Червячная передача

Общие сведения о червячных передачах: принцип работы, устройство, сравнительная оценка и область применения. Классификация. Червячная передача с архимедовым червяком. Геометрические соотношения, передаточное число, КПД. Скорость скольжения в червячной передаче. Силы, действующие в зацеплении. Виды разрушения зубьев червячных колес и основные критерии работоспособности передачи. Материалы звеньев червячной пары. Допускаемые напряжения. Расчет зубьев колеса на контактную прочность и изгиб. Тепловой расчет червячной передачи.

Методические указания

Общие сведения. Червячные передачи относят к передачам зацеплением. Их применяют для передачи вращательного движения между валами, угол перекрещивания осей которых составляет 90° .

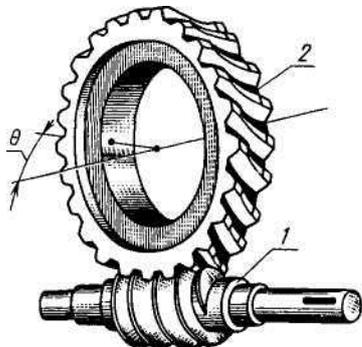


Рис. 18.1. Червячная передача:
1 – червяк; 2 – венец червячного колеса

Червячная передача — это зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляется по принципу винтовой пары, которой присуще повышенное скольжение.

Достоинства. 1. Возможность получения большого передаточного числа в одной ступени (i до 80). 2. Компактность и сравнительно небольшая масса конструкции. 3. Плавность и бесшумность работы. 4. Возможность получения самотормозящей передачи. 5. Возможность получения точных и малых перемещений.

Недостатки. 1. Сравнительно низкий КПД вследствие повышенного скольжения витков червяка по зубьям колеса и значительное в связи с этим выделение теплоты в зоне зацепления. 2. Необходимость применения для венцов червячных колес дефицитных антифрикционных материалов. 3. Повышенное изнашивание и склонность к заеданию. 4. Необходимость регулировки зацепления (средняя плоскость венца червячного колеса должна совпадать с осью червяка).

Применение. Червячные передачи применяют при небольших и средних мощностях, до 100 кВт.

Червячные передачи широко применяют в транспортных и подъемно-транспортных машинах, а также с целью получения малых и точных перемещений.

Червячные передачи во избежание их перегрева предпочтительно использовать в приводах периодического, а не непрерывного действия.

Классификация червячных передач

В зависимости от формы внешней поверхности червяка передачи бывают с **цилиндрическим (а)** или с **глобоидным (б)** червяком

Глобоидная передача имеет повышенный КПД и более высокую (в 1,5 раза) несущую способность, но сложна в изготовлении, сборке и очень чувствительна к осевому смещению червяка, вызываемому, например, изнашиванием подшипников.

В зависимости от направления линии витка червяка червячные передачи бывают с **правым** (предпочтительнее для применения) и **левым** направлением линии витка.

В зависимости от расположения червяка относительно колеса передачи бывают с **нижним, верхним** и **боковым** червяками. Расположение червяка определяет общая компоновка изделия и принятый способ смазывания зацепления.

Основные геометрические соотношения в червячной передаче

В червячной передаче **расчетным является осевой модуль червяка m** , равный торцовому модулю червячного колеса.

Значения расчетных модулей m принимают по стандарту из ряда: 1-1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25 мм.

Основными геометрическими размерами червяка являются

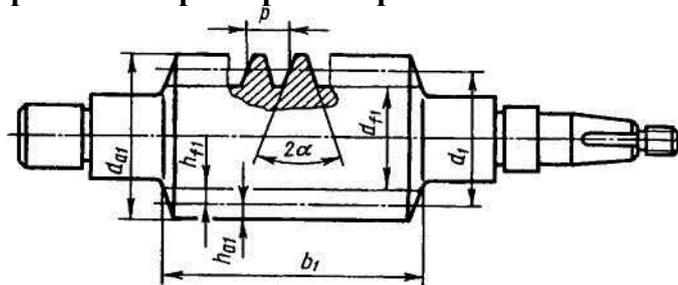


Рис. 6.5. Основные размеры цилиндрического червяка делительный диаметр:

$$d_1 = m q,$$

где q — число модулей в делительном диаметре червяка или *коэффициент диаметра червяка*.

расчетный шаг червяка

$$p = \pi m,$$

ход витка

$$P_h = p Z_1,$$

где z_1 — число витков червяка: 1; 2 или 4 ($z_1 = 3$ стандартом не предусмотрено); *высота головки витка червяка и зуба колеса*

$$h_{a1} = h_{a2} = m$$

ножки витка червяка и зуба колеса

$$h_{f1} = h_{f2} = 1.2 m$$

диаметр вершин витков

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

диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2 h_{f1} = d_1 - 2.4 m$$

угол подъема линии витка на делительном цилиндре

$$\operatorname{tg} \psi = p_h / (\pi d_1) = z_1 / q$$

При заданном межосевом расстоянии коэффициент смещения инструмента

$$x = (a_w / m) - 0.5(q + z_2)$$

Здесь z_2 — число зубьев червячного колеса.

Длина b_1 нарезанной части червяка при коэффициенте смещения $x \leq 0$

$$b_1 = m(10 + 5.5|x| + z_1)$$

Для червяка в передаче со смещением дополнительно вычисляют:

диаметр начального цилиндра (начальный диаметр)

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

угол подъема линии витка на начальном цилиндре

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

Основные геометрические размеры венца червячного колеса определяют в его среднем сечении

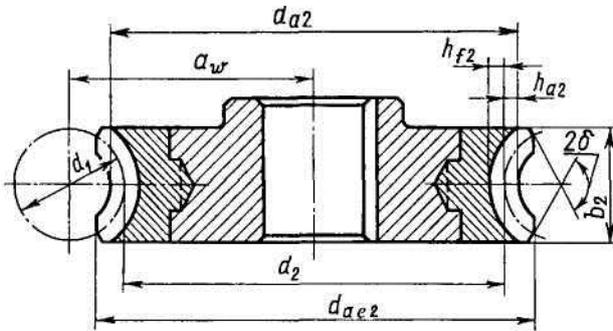


Рис. 6.6. Основные размеры венца червячного колеса делительный и совпадающий с ним начальный диаметр

$$d_2 = d_{w2} = m z_2$$

диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x)$$

диаметр впадин зубьев

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1.2 - x)$$

наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{ae2} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + C)$$

Ширина венца червячного колеса (зависит от числа витков червяка)

$$\text{При } z_1 = 1 \text{ и } 2 \quad b_2 = 0.355a_w;$$

$$\text{При } z_1 = 4 \quad b_2 = 0.315a_w.$$

Здесь a_w — межосевое расстояние.

Червячное колесо является косозубым с углом ψ наклона зуба. Межосевое расстояние — главный параметр червячной передачи

$$a_w = 0.5(d_1 + d_2 + 2xm)$$

Для стандартных редукторов a_w : 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500 мм.

Передаточное число u

$$u = n_1 / n_2 = z_2 / z_1$$

где n_1, n_2 — частоты вращения червяка и колеса; z_1 и z_2 — число витков червяка и число зубьев колеса.

Оптимальным является $z_2 = 32 \dots 63$.

Для червячных передач стандартных редукторов передаточные числа выбирают из ряда: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100.

Силы в зацеплении

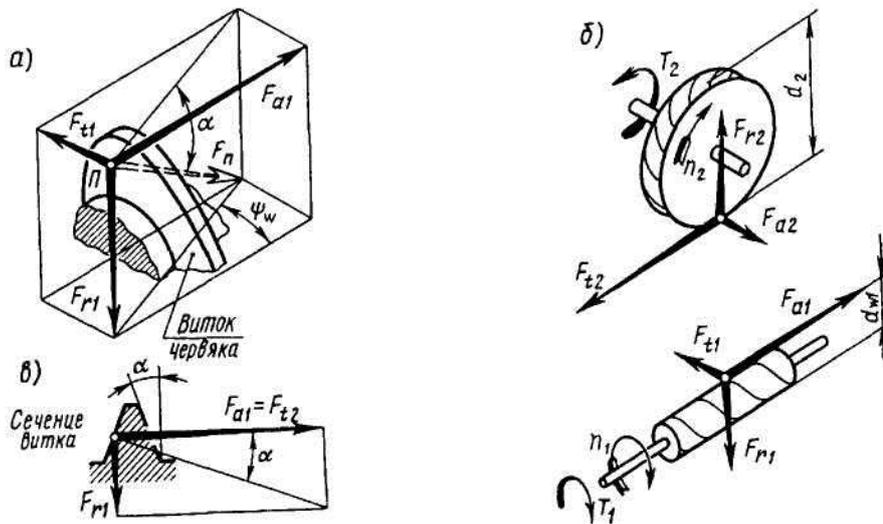


Схема сил, действующих в червячном зацеплении

Окружная сила F_{t2} на червячном колесе численно равна осевой силе F_{a1} на червяке:

$$F_{t2} = F_{a1} = 2 \cdot 10^3 T_2 / d_2$$

где T_2 — вращающий момент на червячном колесе, Н·м; d_2 — в мм.

Окружная сила F_{t1} на червяке численно равна осевой силе F_{a2} на червячном колесе

$$F_{t1} = F_{a2} = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_{w1} = 2 \cdot 10^3 T_2 / (u \eta d_{w1}),$$

где, T_1 — вращающий момент на червяке, Н·м; d_{w1} — мм; η — КПД.

Материалы червячной пары.

Червяк и колесо должны обладать достаточной прочностью и образовывать антифрикционную пару с высокими износостойкостью и сопротивляемостью заеданию.

Червяки изготавливают из среднеуглеродистых сталей марок 45,50 или легированных сталей марок 40X, 40XH с поверхностной или объемной закалкой до твердости $H = 45 \dots 53 \text{ HRC}$. При этом необходима шлифовка и полировка рабочих поверхностей витков. Хорошую работу передачи обеспечивают червяки из цементуемых сталей марок 18XГТ, 20X с твердостью после закалки $H = 56 \dots 63 \text{ HRC}$.

Зубчатые венцы червячных колес изготавливают преимущественно из бронзы, причем выбор марки материала зависит от скорости скольжения v_s .

Материалы зубчатых венцов червячных колес по мере убывания антизадирных и антифрикционных свойств и рекомендуемым для применения скоростям скольжения можно условно свести к трем группам.

Группа I. Оловянные бронзы (марок БрО10Н1Ф1, БрО10Ф1 и др.) применяют при высоких скоростях скольжения ($v_s = 5 \dots 25$).

Группа II. Безоловянные бронзы и латуни применяют при средних скоростях скольжения ($v_s = 3 \dots 5$). Чаще других применяют алюминиевую бронзу марки БрА9ЖЗЛ.

Группа III. Серые чугуны марок СЧ15, СЧ20 применяют при малых скоростях скольжения ($v_s < 2 \dots 3$).

При выборе материала колеса предварительно определяют ожидаемую скорость скольжения v_s , м/с.

$$v_s \approx 0.45 \cdot 10^{-3} n_1^3 \sqrt{T_2}$$

где n_1 — частота вращения червяка, мин⁻¹, T_2 — вращающий момент на колесе, Н·м.

Виды разрушения зубьев червячных колес.

В червячной паре менее прочным элементом является зуб колеса, для которого возможны все виды разрушений и повреждений.

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев колеса.

Заедание в венцах колес переходит в *задир* с последующим катастрофическим изнашиванием.

Изнашивание зубьев колес червячных передач зависит от степени загрязненности масла, точности монтажа, частоты пусков и остановов, а также от величины контактных напряжений.

Излом зубьев червячных колес происходит в большинстве случаев после изнашивания.

Допускаемые напряжения для материалов венцов червячных колес.

Допускаемые контактные напряжения вычисляют по эмпирическим формулам в зависимости от материала зубьев колеса, твердости витков червяка, скорости скольжения и заданного ресурса.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_H$. Группа I. Для оловянных бронз (марок БрО10Н1Ф1, БрО10Ф1 и др.) $[\sigma]_H$ определяют из условий сопротивления усталостному выкрашиванию рабочих поверхностей зубьев колеса с учетом износа и ресурса передачи.

Группа II. $[\sigma]_H$. Для безоловянных бронз и латуней (марки БрА9Ж3Л и др.) определяют из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения.

Группа III. Для чугунов марок СЧ15, СЧ20 и др. $[\sigma]_H$ определяют из условия сопротивления заеданию

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_F$. Установлено, что изгибная прочность зубьев червячного колеса зависит от материала, заданного ресурса и характера нагрузки.

Тепловой расчет червячной передачи. При работе червячных передач вследствие их невысокого КПД выделяется большое количество теплоты. Тепловой расчет червячной передачи при установившемся режиме работы производят на основе *теплового баланса*, т.е. равенства тепловыделения и теплоотдачи.

Можно применять искусственное охлаждение: обдув корпуса воздухом с помощью вентилятора, охлаждение масла водой

Вопросы для самоконтроля

1. Достоинства и недостатки червячных передач по сравнению с зубчатыми.
2. Почему червячные передачи не рекомендуется применять при больших мощностях?
3. Из каких соображений выбирают число витков червяка?
4. Каково минимальное число зубьев колеса?
5. Почему червячная передача работает с повышенным скольжением?
6. Какие силы действуют на червяк и червячное колесо, как они направлены и как вычисляют их значение?
7. Факторы, определяющие выбор материала.
8. Основные виды разрушений червячных колёс.
9. Назовите способы охлаждения червячных передач.

Тема 3.7 Общие сведения о редукторах

Общие сведения о редукторах. Назначение, устройство, классификация. Конструкции одно- и двухступенчатых редукторов. Мотор-редукторы. Основные параметры редукторов.

Методические указания

Редуктор - механизм, выполненный в виде самостоятельного агрегата, предназначенный для понижения частоты вращения ведущего вала и увеличения вращающего момента на ведомом валу.

Редуктор состоит из зубчатых или червячных передач, установленных *в отдельном герметичном корпусе*.

Широко применяют **мотор-редукторы**, представляющие собой объединённые в одно целое фланцевый высокоскоростной электродвигатель и редуктор, служащий для повышения вращающего момента. Мотор-редукторы экономичнее и имеют более высокие КПД и пусковой момент, чем обычные тихоходные высокомоментные электродвигатели.

Классификация редукторов

Редукторы классифицируют по типам, типоразмерам и исполнениям.

Тип редуктора определяют по виду применяемых зубчатых передач и порядку их размещения в направлении от быстроходного вала к тихоходному, по числу ступеней и по расположению геометрической оси тихоходного вала в пространстве.

По числу ступеней различают редукторы **одноступенчатые, двухступенчатые, трехступенчатые**. Если число одинаковых передач две и более, то в обозначении редуктора после буквы ставят соответствующую цифру.

По расположению геометрической оси тихоходного вала в пространстве различают редукторы **горизонтальные, вертикальные** и **универсальные**. **Типоразмер редуктора** определяется типом и главным размером тихоходной ступени.

Корпуса редукторов должны быть прочными и жесткими. Их отливают из серого чугуна, реже из алюминиевых сплавов. Для удобства сборки корпуса редукторов выполняют разъемными по плоскости расположения валов.

Опорами валов редукторов служат подшипники качения.

Смазывание зубчатых или червячных передач редукторов применяют в целях уменьшения изнашивания.

Вопросы для самоконтроля

1. Что такое редуктор? Назначение редуктора в приводе.
2. Что такое мотор-редуктор и в каких случаях его применяют?
3. Почему цилиндрические зубчатые редукторы получили широкое применение в машиностроении?
4. Каковы основные параметры редуктора?

Тема 3.8 Ременные передачи

Общие сведения о ременных передачах: принцип действия, устройство, сравнительная оценка, область применения. Классификация. Детали ременных передач. Основные геометрические соотношения. Силы и напряжения в ветвях ремня. Скольжение ремня на шкивах. Передаточное число. Виды разрушений и критерии работоспособности передачи. Расчет передач по тяговой способности.

Методические указания

Основные понятия о ременных передачах. Ременная передача – передача трением с гибкой связью. Состоит из ведущего и ведомого шкивов и ремня, натянутого на них.

В зависимости от формы поперечного сечения ремня передачи бывают: **плоским ремнем, клиновым ремнем, круглым ремнем, поликлиновым ремнем.**

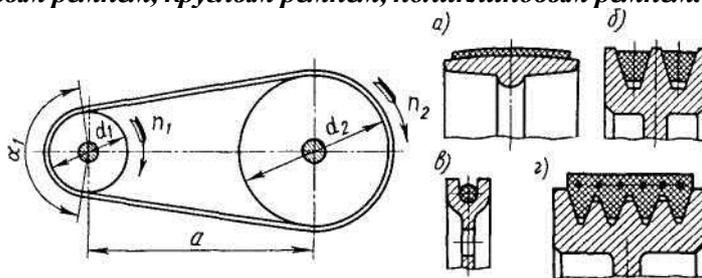


Схема ременной передачи

Достоинства. 1. Простота конструкции, эксплуатации и малая стоимость. 2. Возможность передачи движения на значительные расстояния (до 15 м). 3. Возможность работы с высокими частотами вращения. 4. Плавность и бесшумность работы вследствие эластичности ремня. 5. Смягчение вибраций и толчков вследствие упругости ремня. 6. Предохранение механизмов от перегрузок за счет возможности проскальзывания ремня (к передачам зубчатым ремнем это свойство не относится).

Недостатки. 1. Большие радиальные размеры, в особенности при передаче значительных мощностей. 2. Малая долговечность ремня в быстроходных передачах. 3. Большие нагрузки на валы и подшипники от натяжения ремня, необходимость устройств для натяжения ремня. 4. Непостоянное передаточное число вследствие неизбежного упругого

скольжения ремня. 5. Чувствительность нагрузочной способности к наличию паров влаги и нефтепродуктов.

Применение. Ременные передачи применяют в большинстве случаев для передачи движения от электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания, когда межосевое расстояние должно быть достаточно большим, а передаточное число и может быть не строго постоянным. Передачи зубчатым ремнем можно применять и в приводах, требующих постоянного значения u . В сочетании с другими типами передач ременную передачу применяют на быстроходных ступенях привода.

Основные геометрические соотношения ременных передач

1. Межосевое расстояние a ременной передачи определяет в основном конструкция привода машины. Рекомендуется: для передач *плоским ремнем*

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2L_p - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L_p - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\}$$

2. Угол обхвата ремнем малого шкива

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

Силы в передаче

Для создания трения между ремнем и шкивом ремню после установки на шкив создают *предварительное натяжение* силой F_0 . Чем больше F_0 , тем выше тяговая способность передачи. В состоянии покоя или холостого хода передачи каждая ветвь ремня натянута одинаково с силой F_0 .

Из условия равенства моментов относительно оси вращения получим уравнение:

$$F_1 - F_2 = F_t,$$

где F_t — окружная сила на шкиве.

При обегании ремнем шкивов на него действует *центробежная сила*, H ,

$$F_v = \rho A v^2,$$

где A — площадь сечения ремня, m^2 ; ρ — плотность материала ремня, kg/m^3 ; v — скорость ремня, m/s .

Силы натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня будут: *при работе передачи* ($F_1 + F_v$) и ($F_2 + F_v$) соответственно, *на холостом ходу* — ($F_0 + F_v$).

Нагрузка на валы и подшипники. Силы натяжения ветвей ремня нагружают валы и подшипники. Равнодействующая сила

$$F_n = 2F_0 \sin(\alpha_1 / 2),$$

где α_1 — угол обхвата.

Упругое скольжение.

Упругое скольжение ремня неизбежно в ременной передаче, оно возникает в результате разности сил F_1 и F_2 , нагружающих ведущую и ведомую ветви ремня.

Скорость скольжения в передаче. Передаточное число

При работе червячной передачи витки червяка скользят по зубьям червячного колеса.
Скорость скольжения

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \psi_w} = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60000 \cos \psi_w}.$$

Большое скольжение в червячной передаче вызывает значительные потери в зацеплении, нагрев передачи, изнашивание зубьев червячного колеса, увеличивает склонность к заеданию.

Буксование. По мере роста окружной силы уменьшается запас сил трения. При буксовании ремня на ведущем шкиве ведомый шкив останавливается — *передача неработоспособна.*

Напряжения в ремне:

При работе ременной передачи напряжения по длине ремня распределяются неравномерно. Различают следующие виды напряжений в ремне: напряжение от силы

предварительного натяжения, полезное напряжение, напряжение изгиба, напряжение от центробежной силы

Тяговая способность и КПД ременных передач.

Основными критериями работоспособности ременных передач являются: *тяговая способность* (надежность сцепления ремня со шкивом) и *долговечность ремня* (его свойство сопротивляться усталостному разрушению).

Расчет на долговечность выполняют как *проверочный*.

Тяговая способность ременной передачи обусловлена сцеплением ремня со шкивами.

КПД ременных передач зависит от степени загруженности передачи, от потерь на скольжение ремня по шкивам, на сопротивление воздуха движению ремня и шкивов, на трение в подшипниках. КПД передач при малых нагрузках невысок.

Долговечность ремня определяет его способность сопротивляться усталостному разрушению. Долговечность зависит от числа изгибов ремня на шкивах.

В ремне возникают *усталостные разрушения* – трещины, надрывы, расслаивание ремня. Снижению сопротивления усталости способствует нагрев ремня от внутреннего трения и скольжения его по шкивам.

Вопросы для самоконтроля

1. Из каких основных частей состоит ременная передача?
2. Ремни какого типа сочетают положительные качества плоских и клиновых ремней?
3. Чем объясняется возникновение упругого скольжения при работе ременной передачи?
4. Чем объясняется непостоянство передаточного отношения ременной передачи?
5. Каковы основные виды расчёта ременной передачи?
6. Каков основной критерий расчёта зубчато-ременной передачи?

Тема 3.9 Цепные передачи

Общие сведения о цепных передачах: принцип действия, устройство, сравнительная оценка, область применения. Классификация. Детали цепных передач. Основные геометрические соотношения. Передаточное число. Силы, действующие в цепной передаче. Виды разрушений и критерии работоспособности передачи. Проверочный и проектный расчеты цепных передач.

Методические указания

Общие сведения. Цепная передача – это передача зацепления с гибкой связью. Состоит из ведущей и ведомой звездочек, огибаемых цепью, которая передает движение.

Достоинства. 1. Цепные передачи могут передавать движение между валами при значительных межосевых расстояниях (до 8 м). 2. Более компактны, передают большие мощности, требуют значительно меньшей силы предварительного натяжения, обеспечивают постоянство передаточного числа (отсутствуют скольжение и буксование). 3. Могут передавать движение нескольким звездочкам одной цепью.

Недостатки. 1. Значительный шум при работе. 2. Сравнительно быстрое изнашивание шарниров цепи; необходимость применения системы смазывания. 3. Удлинение цепи из-за износа шарниров и сход ее со звездочек, что требует применения натяжных устройств.

Применение. Применяют в станках, промышленных роботах, транспортных, сельскохозяйственных и других машинах для передачи движения между параллельными валами на значительные расстояния.

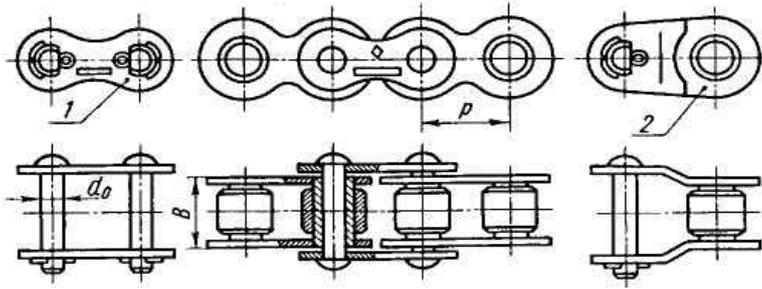
Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 кВт при окружных скоростях до 15 м/с.

Приводные цепи

Приводная цепь — главный элемент цепной передачи — состоит из соединенных шарнирами отдельных звеньев. Помимо приводных бывают тяговые и грузовые цепи.

Основные типы стандартизованных приводных цепей: роликовые, втулочные и зубчатые.

Роликовые приводные цепи. Состоят из двух рядов наружных и внутренних пластин. На втулки предварительно надеты свободно вращающиеся закаленные ролики. Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролик, который, поворачиваясь на втулке, перекачивается по зубу звездочки, что позволяет выровнять давление зуба на втулку и уменьшить изнашивание как втулки, так и зуба.



Приводная роликовая однорядная цепь: 1 — соединительное звено; 2 — переходное звено

Роликовые цепи имеют широкое распространение. Их применяют при скоростях $v < 15$ м/с.

Втулочные приводные цепи по конструкции подобны роликовым, но не имеют роликов, что удешевляет цепь, уменьшает ее массу, но существенно увеличивает износ втулок цепи и зубьев звездочек. Втулочные цепи применяют в неответственных передачах при $v < 1$ м/с.

Втулочные и роликовые цепи изготавливают **одно-рядными** и **многорядными** с числом рядов 2, 3 и 4. Многорядная цепь с меньшим шагом позволяет заменить однорядную с большим шагом и тем самым уменьшить диаметры звездочек, снизить динамические нагрузки в передаче.

Зубчатые приводные цепи состоят из звеньев, составленных из набора пластин, шарнирно соединенных между собой. Каждая пластина имеет по два зуба со впадиной между ними для размещения зуба звездочки.

Число пластин определяет ширину цепи B , которая, в свою очередь, зависит от передаваемой мощности. Зубчатые цепи работают более плавно, с небольшим шумом, лучше воспринимают ударную нагрузку и допускают более высокие скорости.

Относительный поворот звеньев обеспечивают шарниры скольжения или качения.

Материал цепей. Цепи должны быть износостойкими и прочными. Пластины цепей изготавливают из сталей марок 50, 40X и других с закалкой до твердости $H=40...50$ HRC. Валики, втулки, ролики и призмы — из цементуемых сталей марок 20, 15X и других с закалкой до твердости $H = 52...65$ HRC.

Передаточное число цепной передачи

Скорость цепи v , м/с:

$$v = s / t = pz_1 n_1 / 60000 = pz_2 n_2 / 60000$$

где p — шаг цепи, мм; $z_1 n_1$ и $z_2 n_2$ — соответственно числа зубьев и частоты вращения ведущей и ведомой звездочек.

Передаточное число цепной передачи меняется в пределах поворота звездочки на один зуб, что заметно при малом числе z . *Непостоянство передаточного числа не превышает 1...2 %*, но вызывает неравномерность хода передачи, динамическое погружение и поперечные колебания цепи. Среднее передаточное число передачи за оборот постоянно. Для цепных передач рекомендуется $u \leq 6$.

Основные геометрические соотношения в цепных передачах

1. **Оптимальное межосевое расстояние передачи** принимают из условия долговечности цепи

$$a = (30 \dots 50) p$$

где p — шаг цепи.

Меньшие значения для $u = 1...2$, большие для $u = 3...6$.

2. Межосевое расстояние передачи при окончательно выбранном числе шагов L_p

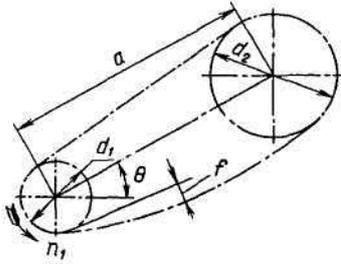


Рис. 26.8. Схема цепной передачи

$$a = \frac{p}{4} \left[L_p - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

Силы в ветвях цепи

Натяжение F_1 ведущей ветви цепи при работе передачи

$$F_1 = F_t + F_q + F_v$$

где: 1. **Окружная сила F_t (Н)**, передаваемая цепью:

$$F_t = 2 \cdot 10^{-3} T / d$$

где d — делительный диаметр звездочки, мм; T — в Н·м.

2. **Натяжение цепи от силы тяжести F_q (Н) ведомой ветви цепи**

$$F_q = K_f q_M a g$$

где K_f — коэффициент провисания: для горизонтальных передач $K_f = 6$, для наклоненных к горизонту до 45° — $K_f = 3$, для вертикальных $K_f = 1$

q_M — масса 1 м цепи, кг/м; a — межосевое расстояние, м; $g = 9,81$ м/с².

3. **Натяжение цепи от центробежных сил F_v (Н)**

$$F_v = q_M v^2$$

Натяжение F_2 ведомой ветви цепи равно большему из натяжений F_q или F_v .

Нагрузка на валы звездочек. Сила F_n , с которой цепь действует на валы звездочек,

$$F_n = k_B F_t$$

где k_B — коэффициент нагрузки вала.

Критерии работоспособности. Основным критерием работоспособности цепных передач является долговечность цепи, определяемая изнашиванием шарниров. За основной принят расчет цепных передач, обеспечивающий износостойкость шарниров цепи. При этом цепи обладают достаточной прочностью.

Вопросы для самоконтроля

1. Каковы достоинства и недостатки цепных передач по сравнению с ремёнными?
2. Какова конструкция втулочной и роликовой цепей?
3. Почему при высоких скоростях рекомендуется применять цепи с малым шагом?
4. Что такое коэффициент эксплуатации, от чего он зависит?
5. Чем обусловлены ограничения минимального числа зубьев малой звёздочки и максимального числа зубьев большой звёздочки?
6. Чем вызвана необходимость в применении натяжных устройств в цепных передачах?
7. Какие способы смазывания применяют в цепных передачах?

Тема 3.10 Валы и оси

Валы и оси, их назначение и классификация. Элементы конструкций. Материалы валов и осей. Выбор расчетных схем. Проектный и проверочный расчеты валов.

Методические указания

Общие сведения

Зубчатые колеса, шкивы, звездочки и другие вращающиеся детали машин устанавливаются на валах и осях.

Вал предназначен для передачи вращающего момента вдоль своей оси, а также для поддержания расположенных на нем деталей и восприятия действующих на эти детали сил. При работе вал испытывает *изгиб* и *кручение*, а в некоторых случаях дополнительно растяжение или сжатие.

Ось только поддерживает установленные на ней детали и воспринимает действующие на эти детали силы, ось не передает вращающего момента и *не испытывает кручения*. Оси могут быть *неподвижными* или *могут вращаться* вместе с насаженными на них деталями.

По форме геометрической оси валы делят на прямые и не прямые — коленчатые и эксцентриковые.

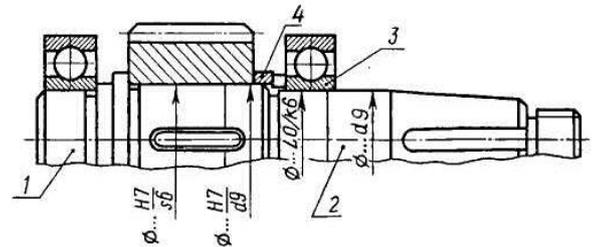
Оси, как правило, изготавливают прямыми.

Прямые валы и оси могут быть *гладкими* или *ступенчатыми*. Ступенчатая форма способствует равной напряженности отдельных участков, упрощает установку деталей на валу.

По форме поперечного сечения валы и оси бывают *сплошными* и *полые* (с осевым отверстием). Полые валы применяют для уменьшения массы или для размещения внутри них других деталей или смазочных материалов.

Прямой ступенчатый вал:

1—шип; 2—шейка; 3—подшипник; 4—кольца с поперечным пазом для размещения тяг съемника для подшипников



По внешнему очертанию поперечного сечения валы разделяют на *шлицевые* и *шпоночные*, имеющие на некоторой длине *шлицевой* профиль или профиль со *шпоночным* пазом.

Конструктивные элементы. Материалы валов и осей

Цапфы — опорные части вала или оси. Их подразделяют на *шпы*, *шейки* и *пяты*.

Шп - цапфа, расположенная на конце вала или оси и передающая преимущественно радиальную силу.

Шейкой называют промежуточную цапфу вала или оси.

Опорами для шпов и шеек служат подшипники.

Шпы и шейки по форме могут быть *цилиндрическими*, *коническими* или *сферическими*. В большинстве случаев применяют цилиндрические цапфы.

Пятой называют цапфу, передающую осевую силу. *Опорами для пят* служат *подпятники*. Пяты по форме бывают *сплошными*, *кольцевыми* и *гребенчатыми*. Гребенчатые пяты применяются редко.

Конические концы валов изготавливают с конусностью 1:10. Их применяют для облегчения монтажа устанавливаемых на вал деталей.

Переходные участки валов и осей между двумя ступенями разных диаметров выполняют:

- с канавкой со скруглением для выхода шлифовального круга;
- с галтелью постоянного радиуса (галтель — поверхность плавного перехода от ступени меньшего сечения к большему);
- с галтелью переменного радиуса.

Переходные участки являются концентраторами напряжений. Деформационное упрочнение (наклеп) галтелей повышает несущую способность валов и осей.

Материалы валов и осей должны хорошо обрабатываться, быть прочными и иметь высокий модуль упругости. Применяют стали марок Ст5, Ст6; для валов с термообработкой — стали марок 45, 40Х; для высоконапряженных валов ответственных машин — стали марок 40ХН, 30ХГСА. Быстроходные валы, работающие в подшипниках скольжения, изготавливают из сталей марок 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ. Цапфы этих валов цементируют для повышения износостойкости.

Валы и оси обрабатывают на токарных станках с последующим шлифованием цапф и посадочных поверхностей.

Основные критерии работоспособности: прочность и жесткость.

Прочность оценивают коэффициентом запаса, а жесткость — прогибом, углом поворота или закручивания.

Основными расчетными силовыми факторами являются вращающий и изгибающий моменты.

Расчеты валов:

1. Проектировочный. Выполняют с целью определения ориентировочных диаметров ступеней.
2. Проверочный. Проводят на сопротивление усталости и на жесткость

Вопросы для самоконтроля

1. Какая разница между валом и осью, и какие деформации испытывают вал и ось при работе?
2. Что называют цапфой, шипом, шейкой и пятой?
3. Почему валы рассчитывают в два этапа?
4. Какова цель проектировочного расчёта, какой обычно диаметр вала определяют и почему?
5. Какой параметр определяют при проверочном расчёте?
6. Основные критерии работоспособности вала и оси.
7. Каковы конструктивные и технологические способы повышения сопротивления усталости вала?

Тема 3.11 Опоры валов и осей

Подшипники скольжения: принцип действия, устройство, сравнительная оценка, область применения. Материалы и смазка. Виды разрушения и критерии работоспособности. Расчеты на износостойкость и теплостойкость.

Подшипники качения: принцип действия, устройство, сравнительная оценка. Классификация. Условное обозначение подшипников качения. Особенности работы и причины выхода из строя. Подбор подшипников по динамической грузоподъемности. Расчет на долговечность. Смазка и уплотнение. Краткие сведения о конструировании опор валов.

Методические указания

Общие сведения

В зависимости от вида трения подшипники делят на подшипники скольжения и подшипники качения.

В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки подшипники бывают:

- радиальные – воспринимают радиальные силы, перпендикулярные оси цапфы;
- упорные – воспринимают осевые силы;
- радиально-упорные – воспринимают радиальные и осевые силы.

Упорные подшипники часто называют подпятниками.

Подшипники скольжения

Конструкции подшипников.

В большинстве случаев подшипники скольжения состоят из корпуса, вкладышей и смазывающих устройств. Конструкции подшипников разнообразны и зависят от конструкции машины.

Основным элементом подшипника скольжения является вкладыш 1, который устанавливают в корпусе подшипника или непосредственно в станине или раме машины.

Подшипники скольжения делят на неразъемные и разъемные.

Неразъемные (глухие) подшипники применяют при малой скорости скольжения и работе с перерывами (механизмы управления).

Разъемные подшипники имеют основное применение в общем и особенно в тяжёлом машиностроении. Они облегчают монтаж валов.

Достоинства. 1. Надежно работают в высокоскоростных приводах. 2. Способны воспринимать значительные ударные и вибрационные нагрузки. 3. Работают бесшумно. 4. Имеют сравнительно малые радиальные размеры. 5. Разъемные подшипники допускают установку их на шейки коленчатых валов; при ремонте не требуют демонтажа муфт, шкивов и т.д. 6. Для тихоходных машин могут иметь весьма простую конструкцию.

Недостатки. 1. В процессе работы требуют постоянного контроля из-за высоких требований к наличию смазочного материала и опасности перегрева; перерыв в подаче смазочного материала ведёт к разрушению подшипника. 2. Имеют сравнительно большие осевые

размеры. 3. Значительные потери на трение в период пуска и при несовершенной смазке. 4. Большой расход смазочного материала, необходимость его очистки и охлаждения.

Применение. Подшипники скольжения применяют в машино- и приборостроении, когда применение подшипников качения невозможно или нецелесообразно.

Материалы вкладышей

Вкладыши бывают металлические, металлокерамические и неметаллические.

Металлические вкладыши выполняют из бронзы, баббитов, алюминиевых и цинковых сплавов, антифрикционных чугунов.

Бронзовые используют при средних скоростях и больших нагрузках.

С баббитовой заливкой применяют для подшипников в ответственных конструкциях при тяжёлых и средних режимах работы.

Чугунные – в малоответственных тихоходных механизмах.

Металлокерамические вкладыши применяют в тихоходных механизмах и в местах, труднодоступных для подвода масла.

Неметаллические (антифрикционные пластмассы, древесно-слоистые пластики, резина и др.) – устойчивы против заедания, хорошо прирабатываются, могут работать при смазывании водой.

Смазочные материалы.

Подшипники скольжения смазывают материалами, которые должны быть маслянистыми и вязкими.

Смазочные материалы могут быть: жидкие (масла), пластичные (мази), твёрдые (порошки, покрытия), газообразные (газы).

Виды разрушений и критерии работоспособности.

Работа подшипников скольжения сопровождается абразивным изнашиванием вкладышей и цапф, заеданием и усталостным выкрашиванием.

Критерием работоспособности опор скольжения является износостойкость – сопротивление изнашиванию и заеданию.

Подшипники качения.

Конструкции подшипников.

Подшипники качения – готовый узел, основные элементы которого тела качения, шарики или ролики, установленные между кольцами, внутренним и наружным, и удерживаемые на определённом расстоянии друг от друга сепаратором.

Достоинства. 1. Сравнительно малая стоимость. 2. Небольшие потери на трение. 3. Высокая степень взаимозаменяемости. 4. Небольшой расход цветных материалов и смазочных материалов при эксплуатации. 5. Малые осевые размеры.

Недостатки. 1. Большие радиальные размеры. 2. Высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам. 3. Большое сопротивление к вращению, шум и низкая долговечность при высоких частотах вращения. 4. Отсутствие разъемных конструкций.

Применение. Подшипники качения являются основным видом опор в машинах (в автомобилях, самолетах, станках и др. в одном автомобиле более 120 типоразмеров подшипников качения).

Классификация.

Подшипники качения классифицируют по форме тел качения, по числу рядов качения, по основным конструктивным признакам.

Условное обозначение.

Наносят на торцы колец. Основное условное обозначение может быть составлено из семи цифр. Нули, стоящие левее последней значащей цифры, не проставляют. В этом случае число цифр меньше семи.

Особенности работы и причины выхода из строя.

При работе подшипника тела качения катятся по дорожкам качения. Одно из колец подшипника в большинстве случаев неподвижно.

Основные причины потери работоспособности подшипников качения: усталостное выкрашивание, смятие рабочих поверхностей дорожек и тел качения, абразивное изнашивание, разрушение сепараторов, разрушение колец и тел качения.

Внешние признаки нарушения работоспособности: потеря точности вращения, повышенные шум и вибрация, повышенное сопротивление вращению.

Критерии работоспособности.

Основные критерии: сопротивление контактной усталости, статическая контактная прочность.

Подбор подшипника качения на заданный ресурс по динамической грузоподъёмности.

Показателем сопротивления контактной усталости служит ресурс работы L . Подбор подшипников на сопротивление контактной усталости выполняют по базовой динамической расчётной грузоподъёмности.

$$L_{\text{ср}} = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{R_E} \right)^p \frac{10^6}{60 n}$$

Смазка и уплотнение.

Смазочные материалы в подшипниках уменьшают трение и шум, отводят выделяемую теплоту, защищают подшипник от коррозии, заполняют зазоры в уплотнении, обеспечивая герметизацию подшипникового узла.

Применяют пластичные, жидкие и твёрдые смазочные материалы.

Уплотнительные устройства применяют для защиты от загрязнений извне и для предупреждения вытекания смазочного материала. Применяют манжетные, щелевые, лабиринтные, комбинированные и центробежные уплотнения.

Вопросы для самоконтроля

1. Что называют опорами валов и осей?
2. Назовите типы подшипников.
3. Каковы достоинства и недостатки подшипников скольжения по сравнению с подшипниками качения?
4. Применение подшипников скольжения и подшипников качения.
5. Устройство подшипников качения и скольжения.
6. Какие виды смазки применяют для подшипников качения, скольжения?

Тема 3.12 Муфты

Назначение и классификация муфт. Устройство и принцип действия основных типов муфт. Подбор стандартных и нормализованных муфт.

Методические указания

Общие сведения

Большинство машин и технологических систем состоит из отдельных узлов. Для обеспечения кинематической и силовой связи валы узлов соединяют *муфтами*.

Муфта - устройство для соединения концов валов или валов со свободно установленными на них деталями (зубчатыми колесами, шкивами и т. д.). *Муфты передают вращающий момент без изменения его величины и направления*. Некоторые типы муфт дополнительно могут поглощать вибрации и толчки, предохранять машину от перегрузок, включать и выключать рабочий механизм машины без останова двигателя.

По управляемости муфты разделяют на:

- *неуправляемые* (нерасцепляемые);
- *управляемые* (сцепные);
- *самоуправляемые*.

По степени снижения динамических нагрузок муфты бывают:

- *жесткие*;
- *упругие*.

Основной характеристикой муфт является передаваемый вращающий момент T . Муфты подбирают по ГОСТам, ведомственным нормам, каталогам или проектируют по расчетному вращающему моменту T_p :

$$T_p = KT,$$

где K — коэффициент режима работы муфты; T — номинальный вращающий момент (наибольший из длительно действующих).

При расчетах обычно принимают КПД $\eta = 0,985...0,995$.

Глухие муфты

Глухие муфты предназначены для жесткого постоянного соединения соосных валов.

Втулочная муфта - втулка, насаживаемая на цилиндрические концы валов. Применяют для передачи вращающих моментов от 32 до 12 000 Н · м для валов диаметром от 18 до 105 мм. Имеет простую конструкцию, особо малые габариты по диаметру и низкую стоимость. Недостатком муфты является неудобный монтаж, связанный со значительным осевым смещением соединяемых узлов. Материал втулки — сталь марки 45.

Втулочную муфту выбирают по стандарту.

Фланцевая муфта состоит из двух полумуфт с фланцами, стягиваемыми болтами, одна половина из которых 1 для обеспечения соосности полумуфт установлена без зазора в отверстия «из-под развертки», а вторая 2—с зазором.

Полумуфты имеют два исполнения: для соединения валов с цилиндрическими и коническими концами.

Фланцевые муфты просты по конструкции, облегчают монтаж узлов, могут передавать вращающие моменты от 11 до 40 000 Н · м при диаметрах валов $d = 11...220$ мм. Материал полумуфт — стали марок 40Л или 35Л, чугун марки СЧ20 и др.

Фланцевую муфту выбирают по стандарту.

Жесткие компенсирующие муфты

Жесткие компенсирующие муфты при соединении валов способны компенсировать и угловые смещения, обусловленные неточностями изготовления, монтажа, особенностями конструкции узлов и деформациями валов при работе.

Наиболее распространены зубчатые и цепные муфты.

Зубчатая муфта стандартизована. Состоит из двух обойм 1 с внутренними зубьями эвольвентного профиля, зацепляющимися с внешними зубьями втулок 2, установленных на концы валов. Обоймы соединяют между собой болтами. Обоймы центрируют по вершинам зубьев втулок. Втулки изготавливают с отверстиями для цилиндрических и конических концов валов. Материал втулок и обойм — стали марок 40, 45Л и др.

Зубчатые муфты имеют небольшие размеры, их применяют для передачи вращающего момента от 1000 до 63 000 Н · м между горизонтальными валами диаметром $d = 40...200$ мм при окружных скоростях до 25 м/с.

Зубчатые муфты подбирают по расчетному моменту

$$T_p = K_1 K_2 K_3 T$$

При компенсации муфтой смещений на концы валов действует радиальная сила

$$F_M = 0.4 \cdot 10^{-3} T_p / d_M$$

Цепная муфта состоит из двух полумуфт — звездочек с одинаковым числом зубьев, охватывающей их общей цепи и защитного разъемного кожуха, заполняемого пластичным смазочным материалом — солидолом. Применяют стандартные цепи роликовые однорядные и двухрядные.

Достоинства цепных муфт — простота конструкции, монтажа и обслуживания, относительно небольшие размеры. При монтаже и демонтаже не требуется осевого смещения узлов.

Цепные муфты применяют для передачи вращающего момента от 63 до 8000 Н · м для валов $d = 20...140$ мм. Муфты допускают смещения валов: угловое до 1° и радиальное до 0,16...0,8 мм в зависимости от размера муфты.

Материал полумуфт — стали марок 45 или 45Л, кожуха — алюминиевый сплав марки АЛ3В.

Цепные муфты подбирают по стандарту.

При работе муфты из-за несоосности соединяемых валов со стороны полумуфты на концы валов действует радиальная сила

$$F_M = 0.5 \cdot 10^{-3} T_p / d_M,$$

Шарнирная муфта. Применяется для соединения валов, оси которых пересекаются под углом $\delta < 45^\circ$. Состоит из двух вилок и крестовины. При постоянной частоте вращения ведущего вала *одинарная шарнирная муфта* передает вращение ведомому валу с переменной частотой вращения в течение одного оборота, причем с увеличением угла δ неравномерность вращения ведомого вала возрастает.

Для ликвидации этого недостатка применяют *сдвоенную шарнирную муфту*, чтобы вторая одинарная муфта компенсировала неравномерность вращения, создаваемую первой.

Для осевого смещения валов во время работы применяют телескопический промежуточный вал. Вилки и крестовину муфты *изготавливают из хромистых сталей* марок 20Х и 40Х с закалкой трущихся поверхностей шарниров. Муфту смазывают консистентной смазкой.

Шарнирные муфты широко применяют в машиностроении для передачи движения между узлами машины, имеющими относительную подвижность (в автомобилях, сельскохозяйственных и грузоподъемных машинах, в станках и др.).

Малогабаритные шарнирные муфты стандартизованы для валов $d = 10 \dots 40$ мм. Подбор муфт производят по расчетному моменту T_p .

Проверочный расчет на прочность деталей муфты ведут методами сопротивления материалов.

КПД одной одинарной муфты $\eta \approx 0,9$.

Сдвоенную шарнирную муфту также называют карданной передачей (в честь Дж. Кардана).

Упругие компенсирующие муфты

В упругих муфтах вращающий момент с одной полумуфты на другую передается через *упругий элемент: резиновый или полиуретановый, или стальной*.

Основные характеристики упругих муфт — жесткость при кручении (или обратная ей величина — податливость) и демпфирующая способность, т.е. способность упругих элементов при деформации необратимо поглощать энергию, превращая ее в теплоту.

Упругие муфты смягчают толчки и удары, предотвращают появление резонансных крутильных колебаний (возникающих из-за неравномерного вращения).

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП). Состоит из двух дисковых полумуфт, в одной из которых в конических отверстиях закреплены пальцы с надетыми на них гофрированными резиновыми втулками. Втулки входят в отверстия, выполненные в другой полумуфте. Посадочные отверстия в полумуфтах под валы выполняют цилиндрическими или коническими.

Материал полумуфт — чугун марки СЧ20. Материал пальцев — сталь марки 45.

При радиальном и угловом смещениях валов резиновые втулки быстро изнашиваются.

Концы соединяемых валов нагружает радиальная сила

$$F_M = (0.3 \dots 0.6) \cdot 10^{-3} T_p D_0,$$

где D_0 — диаметр окружности расположения осей пальцев муфты, мм; T_p — в Н·м.

Данные муфты применяют для соединения машин с электродвигателем. Они просты в изготовлении. Наружную поверхность полумуфт можно использовать в качестве тормозного барабана.

Муфта упругая с резиновой конусной шайбой состоит из двух дисковых полумуфт, соединенных резинOMETаллическим упругим элементом с помощью винтов.

Недостатком муфты является ограниченная способность компенсации смещений валов.

Материал металлических деталей — алюминиевый сплав или чугун для муфт малых размеров или среднеуглеродистая сталь для больших муфт. Для упругого элемента применяют резину марки ИРП 13-52 СКИ. Муфты с резиновой конусной шайбой имеют сравнительно малые размеры; *их применяют для передачи вращающего момента.*

При компенсации муфтой смещений *на концы валов действует радиальная сила* F_M (Н):

$$F_M \approx 50 \sqrt{T_p},$$

где T_p — расчетный вращающий момент, Н·м.

Муфта упругая с резиновой звездочкой. Состоит из двух одинаковых полумуфт 1 с торцовыми кулачками и звездочки 2, четыре или шесть лучей которой расположены между кулачками. При передаче вращающего момента в каждом направлении нагрузку воспринимает только половина лучей звездочки.

Муфта имеет небольшие размеры. Применяют для соединения быстроходных валов.

Материал полумуфт — сталь марки 35.

Муфта упругая с торообразной выпуклой оболочкой. Состоит из двух полумуфт, упругой резиновой или резинокордной оболочки, по форме напоминающей автомобильную покрывку, и двух колец, зажимающих оболочку с помощью винтов. Долговечность резинокордных элементов в 6—7 раз превышает долговечность резиновых упругих элементов.

Передача вращающего момента происходит за счет сил трения между резиной и металлом.

Эта муфта *обладает высокой компенсирующей способностью и уменьшает динамические нагрузки.* Конструкция с разрезной оболочкой обеспечивает удобную замену упругого элемента, однако из-за разреза несущая способность муфты понижена.

Муфту *применяют в конструкциях,* где трудно обеспечить соосность валов, а также при переменных и ударных нагрузках. *Недостатки:* большие диаметральные размеры и появление осевых сил, нагружающих опоры валов.

Материал полумуфт и других деталей — сталь марки Ст3.

Сцепные управляемые муфты

Сцепные управляемые муфты служат для быстрого соединения и разъединения вращающихся или неподвижных валов. Они работают при строгой соосности валов. Сцепные муфты должны легко и быстро включаться в работу при небольшой управляющей силе и обеспечивать работу при частых переключениях.

По принципу работы муфты делят на *кулачковые* (с профильным замыканием) и *фрикционные*.

Кулачковые муфты состоят из двух полумуфт с кулачками на торцовых поверхностях. При включении кулачки одной полумуфты входят во впадины другой, создавая жесткое сцепление.

Материал полумуфт — стали марок 20Х или 20ХН. Для повышения износостойкости рабочие поверхности кулачков цементируют и закаливают до твердости Н = 54...60 НРС.

Основные элементы муфты — кулачки бывают различных профилей: *прямоугольного, трапецеидального, треугольного* соответственно для больших, средних и малых нагрузок. Кулачки прямоугольного профиля трудны для включения, но не создают отжимающих сил при работе муфты.

Недостаток: невозможность включения на быстром ходу.

Применяют при необязательной плавности включения в приводах, требующих совпадения угловых скоростей соединяемых валов (металлорежущие станки), а также при передаче больших вращающих моментов, когда переключения производят редко.

Размеры муфт принимают конструктивно, а затем кулачки проверяют расчетом на износостойкость и прочность.

Фрикционные муфты служат для плавного сцепления валов под нагрузкой на ходу при любых скоростях.

При перегрузке фрикционная муфта *пробуксовывает, предохраняя машину от поломок.*

По форме поверхности трения фрикционные муфты делят на дисковые, конусные и цилиндрические. В дисковых муфтах рабочими поверхностями служат плоские торцы дисков. Цилиндрические шинно-пневматические муфты применяют в установках для бурения скважин, в экскаваторах и др.

Самоуправляемые муфты (автоматического действия)

Самоуправляемые муфты предназначены для автоматического сцепления и расцепления валов при изменении заданного режима работы машины. Самоуправляемые муфты бывают: по направлению вращения — обгонные, по частоте вращения — центробежные, по величине момента — предохранительные.

Вопросы для самоконтроля

1. Каково назначение муфт приводов?
2. Какие различают муфты по управляемости?
3. Как устроена фланцевая муфта, где её применяют?
4. Каковы достоинства упругих компенсирующих муфт?

Тема 3.13 Неразъемные соединения деталей

Общие требования к неразъемным соединениям. Общие сведения о сварных, паяльных и клеевых соединениях: сравнительная оценка, область применения. Основные типы сварных швов и сварных соединений. Допускаемые напряжения. Расчет соединений при осевом нагружении.

Общие сведения о соединениях с натягом: сравнительная оценка, область применения. Цилиндрические соединения с натягом, способы их получения. Расчет соединений с натягом и выбор стандартной посадки.

Методические указания

Общие сведения о сварных соединениях.

Сварные соединения – неразъемные соединения. Применяют различные виды сварки. Наибольшее распространение получили электрические, основными из которых являются дуговая и контактная сварка.

При дуговой сварке металл в зоне соединения доводится до расплавления.

При контактной сварке металл в зоне соединения доводится не до жидкого, а только до пластичного состояния. Соединение образуется путем сдавливания деталей. Контактную сварку применяют в серийном и массовом производстве для нахлесточных соединений тонкого листового металла (точечная, шовная сварка) или для стыковых соединений круглого и полосового металла (стыковая сварка).

Достоинства: невысокая стоимость соединения вследствие малой трудоемкости сварки и простоты конструкции сварного шва; сравнительно небольшая масса конструкции (меньше массы клепанной из-за отсутствия накладок; герметичность и плотность соединения; возможность автоматизации процесса сварки; возможность сварки толстых профилей.

Недостатки: невысокое качество сварного шва (непровары, шлаковые включения ит.д.); трудность контроля качества сварного шва; коробление деталей из-за неравномерности нагрева в процессе

сварки; невысокая прочность при переменных режимах нагружения.

Применение. Сварные соединения широко применяют в строительстве. В машиностроении они вытесняют клепаные соединения. В массовом производстве применяют штампосварные детали.

Основные типы и элементы сварных соединений

Стыковые соединения. Простые и наиболее надежные из всех сварных соединений, их рекомендуют в конструкциях, подверженных воздействию переменных напряжений.

Нахлесточные соединения. Их выполняют **угловыми швами** с различной формой сечения:

нормальные, профиль которых представляет собой равнобедренный треугольник; *вогнутые* применяют в ответственных конструкциях при переменных нагрузках; *выпуклые*— нерациональны, так как вызывают повышенную концентрацию напряжений;

улучшенные, профиль которых представляет собой неравнобедренный прямоугольный треугольник, применяют при переменных нагрузках, так как они значительно снижают концентрацию напряжений.

Угловые швы бывают:

лобовые, расположенные перпендикулярно линии действия силы F ;

фланговые, расположенные параллельно линии действия силы F ;

комбинированные, состоящие из сочетания лобовых и фланговых швов.

Тавровые соединения. В этих соединениях свариваемые элементы располагаются во взаимно перпендикулярных плоскостях. Соединение может быть выполнено угловыми или стыковыми швами.

Расчет на прочность сварных соединений

Основным критерием работоспособности швов сварных соединений является прочность.

Стыковые соединения. Расчет швов производят на растяжение или сжатие по сечению соединяемых деталей без учета возвышения шва. Условие прочности шва на растяжение

$$\sigma_p = \frac{F}{A} = \frac{F}{\delta l_{ш}} \leq [\sigma]'_p$$

Нахлесточные соединения угловыми швами. Угловые швы рассчитывают на срез по опасному сечению I—I, совпадающему с биссектрисой прямого угла. Расчетная высота h опасного сечения шва: $h = 0,7k$ — для ручной сварки; $h = k$ — для автоматической.

Условие прочности шва на срез при действии растягивающей или сжимающей силы

$$\tau_{cp} = \frac{F}{A} = \frac{F}{hl_{ш}} \leq [\tau]'_{cp}$$

где τ_{cp} и $[\tau]'_{cp}$ — расчетное и допускаемое напряжения среза для шва; $l_{ш}$ — расчетная длина шва.

Допускаемые напряжения для сварных швов

Допускаемые напряжения для сварных швов при статической нагрузке определяют по таблицам в зависимости от допускаемого напряжения $[\sigma]'_p$ основного металла на растяжение:

$$[\sigma]'_p = \sigma_T / [S]_T$$

где σ_T — предел текучести основного металла; $[S]_T$ — допускаемый коэффициент запаса прочности; $[S]_{T=}$ 1,35...1,6 — для низкоуглеродистой и $[S]_{T=}$ 1,5...1,7 — для низколегированной стали.

Паяные соединения

Паяные соединения – неразъемные соединения, образованные силами молекулярного воздействия между соединяемыми деталями и присадочным материалом, называемым припоем.

Припой – сплав (на основе олова, меди, серебра) или чистый металл, вводимый в расплавленном состоянии в зазор между соединяемыми деталями.

По конструкции паяные соединения подобны сварным. Преимущественное применение имеют соединения **нахлесточные**. **Стыковые и тавровые** соединения применяют при малых нагрузках.

Достоинство: возможность соединения разнородных материалов, стойкость против коррозии, возможность соединения тонкостенных деталей, герметичность, малая концентрация напряжений вследствие высокой пластичности припоя. Пайка позволяет распаивать соединения, а также получать соединения деталей в скрытых и труднодоступных местах конструкций.

Недостатки: сравнительно невысокая прочность, необходимость малых и равномерно распределенных зазоров между соединяемыми деталями.

Применение: в машиностроении, в связи с внедрением пластмасс, керамики и высокопрочных сталей. Пайкой соединяются листы, стержни, топливные и масляные трубопроводы, лопатки турбин и др. ее широко применяют в машиностроении (радиаторы и др.) и самолетостроении (обшивка из тонких стальных листов с сотовым промежуточным заполнением). Пайка является одним из основных видов соединений в радиоэлектротехнике и приборостроении. Процессы пайки поддаются механизации и автоматизации.

Расчет на прочность паяных соединений выполняют на сдвиг методами сопротивления материалов

Клееные соединения

Применяют для деталей из металла и неметаллических материалов. Это соединение деталей неметаллическим веществом (клеем) посредством поверхностного схватывания и межмолекулярной связи в клеящем слое.

Достоинства – возможность соединения деталей из однородных и неоднородных материалов, герметичность, стойкость против коррозии, возможность соединения очень тонких листов деталей, малая концентрация напряжений и высокое сопротивление усталости, малая масса.

Недостатки – сравнительно невысокая прочность, необходимость тщательной подготовки поверхностей под склеивание, снижение несущей способности при повышенных температурах.

Наибольшее **применение** в машиностроении получили клееные соединения, работающие на сдвиг. Поэтому предпочтительнее нахлесточные соединения.

Расчет на прочность клееных соединений производят на сдвиг методами сопротивления материалов. Допускаемое напряжение на сдвиг $[\tau]_c = 10 \dots 30 \text{ Н / мм}^2$.

Соединения с натягом

Общие сведения

Натяг в соединении создают необходимой разностью посадочных размеров насаживаемых одна (втулка) на другую (вал) деталей. При этом диаметр вала несколько больше диаметра отверстия втулки. Взаимная неподвижность соединяемых деталей обеспечивается силами трения.

Соединения с натягом **применяют** для соединения с диском венцов зубчатых и червячных колес, для соединения с валом зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек, внутренних колец подшипников качения, роторов электродвигателей и т. д.

Соединения деталей с натягом относят к неразъемным соединениям условно, так как они допускают ограниченное число разборок и новых сборок.

Цилиндрические соединения по *способу сборки* разделяют на собираемые запрессовкой и температурным деформированием.

Сборку температурным деформированием производят с предварительным нагревом охватывающей (втулки) или охлаждением охватываемой (вала) детали.

Достоинства: простота и технологичность конструкции, точное центрирование соединяемых деталей; высокая нагрузочная способность; надежная работа при переменных и ударных нагрузках.

Недостатки: сложность сборки и особенно разборки; рассеивание нагрузочной способности в связи с нестабильностью коэффициента трения (сцепления) и отклонениями действительных сопрягаемых размеров; высокая концентрация напряжений; снижение натяга с течением времени от истирания и контактной коррозии при микропроскальзываниях поверхностных слоев вала и втулки.

Расчет цилиндрических соединений с натягом

Нагрузочную способность соединения обеспечивает натяг в пределах выбранной посадки. Величину необходимого натяга определяют потребным **контактным давлением** q на посадочной поверхности соединяемых деталей.

Среднее контактное давление

$$q \leq \frac{K \sqrt{F_a^2 + (2 \cdot 10^3 T / d)^2}}{\pi d l f}$$

Расчетный натяг N_p мкм, равный по значению совместной деформации деталей соединения:

$$N_p = qd 10^3 (C_1 / E_1 + C_2 / E_2)$$

$$C_1 = \frac{1 + (d_1 / d)^2}{1 - (d_1 / d)^2} - \nu_1;$$

$$C_2 = \frac{1 + (d / d_2)^2}{1 - (d / d_2)^2} - \nu_2;$$

Минимальный требуемый натяг, необходимый для восприятия и передачи внешних нагрузок,

$$[N]_{\min} \geq N_P + u_R + u_t$$

При больших натягах возможны пластические деформации деталей соединения. *Прочность соединения определяет, как правило, охватываемая деталь.*

Максимальный допустимый натяг, обеспечивающий прочность охватываемой детали,

$$[N]_{\max} \leq N_P \frac{[q]_{\max}}{q} + u_R,$$

Где $[q]_{\max}$ — максимальное контактное давление, допускаемое прочностью охватываемой детали. По гипотезе наибольших касательных напряжений

$$[q]_{\max} = 0.5\sigma_{T2} [1 - (d/d_2)^2],$$

где σ_{T2} — предел текучести материала охватываемой детали.

По значению минимального $[N]_{\min}$ и максимального $[N]_{\max}$ натягов подбирают стандартную посадку, у которой наименьший натяг $N_{\min} \geq [N]_{\min}$, а наибольший натяг $N_{\max} \leq [N]_{\max}$.

Значения натягов N_{\min} и N_{\max} выбранной посадки подсчитывают с учетом рассеивания размеров отверстия и вала: а) допуски размеров (рис. 5.5):

$$\text{отверстия } T_D = ES - EI; \quad \text{вала } T_d = es - ei,$$

где ES и EI — верхнее и нижнее отклонения размера отверстия; es и ei — верхнее и нижнее отклонения размера вала;

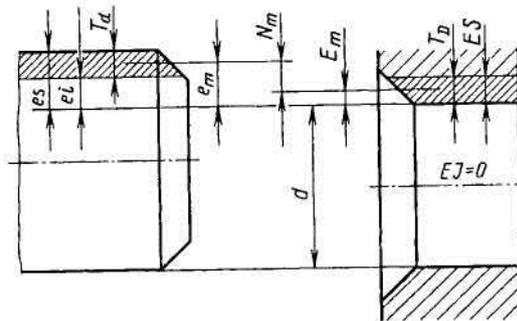


Схема расположения полей допусков вала и отверстия посадки с натягом в системе отверстия

б) средние отклонения размеров:

$$\text{отверстия } E_m = 0,5(ES + EI);$$

$$\text{вала } e_m = 0,5(es + ei);$$

$$\text{в) средний натяг посадки } N_m = e_m - E_m$$

Конические соединения по сравнению с цилиндрическими обеспечивают возможность легкого монтажа и демонтажа, большего числа повторных сборок. Расчеты их аналогичны расчетам цилиндрических соединений.

Вопросы для самоконтроля

1. Дайте сравнительную оценку сварным, паянным и клеевым соединениям.
2. Какие преимущества имеют сварные соединения?
3. Назовите типы сварных швов.
4. Как рассчитывают стыковое сварное соединение?
5. В каких случаях применяют соединения с натягом?

Тема 3.14 Разъемные соединения деталей

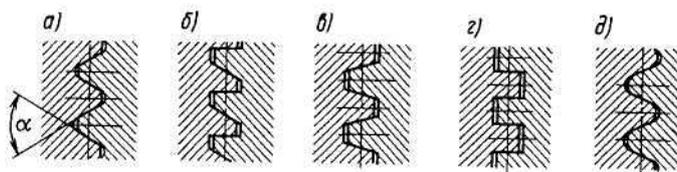
Резьбовые соединения. Классификация резьб и основные геометрические параметры резьбы. Основные типы резьб, их сравнительная характеристика и область применения. Расчет одиночного болта на прочность при постоянной нагрузке. Шпоночные и шлицевые соединения. Классификация сравнительная характеристика. Проверочный расчет соединений.

Методические указания

Резьбовые соединения – вид разъемных соединений. Основным элементом соединения является резьба.

Классификация резьб. В зависимости от формы поверхности детали, на которой нарезается резьба, различают **цилиндрические** и **конические** резьбы.

В зависимости от формы профиля различают следующие основные типы резьб: **треугольные, упорные, трапецидальные, прямоугольные** и **круглые**.



Профили резьб

В зависимости от направления винтовой линии резьбы бывают **правые** и **левые**.

В зависимости от числа заходов резьбы делят на **однозаходные** и **многозаходные**.

Заходность резьбы можно определить с торца винта по числу сбегающих витков.

В зависимости от назначения резьбы делят на крепежные, крепежно-уплотняющие и для преобразования движения.

Крепежные резьбы применяют в соединениях для скрепления деталей. Они имеют треугольный профиль, отличающийся повышенным моментом сопротивления отвинчиванию и высокой прочностью.

Крепежно-уплотняющие резьбы применяют для скрепления деталей в соединениях, требующих герметичности. Их также выполняют треугольного профиля, но без зазоров в сопряжении болта и гайки.

Резьбы для преобразования движения (вращательного в поступательное или наоборот) применяют в винтовых механизмах (в ходовых и грузовых винтах). Они имеют трапецидальный (реже прямоугольный) профиль, который характеризуется малым моментом сопротивления вращению.

Достоинства. 1. Простота и технологичность конструкции. 2. Удобство сборки, разборки, возможность применения для регулировки взаимного положения деталей. 3. Высокая нагрузочная способность. 4. Малая стоимость, обуславливаемая стандартизацией и высокопроизводительными процессами изготовления.

Резьбовые детали отличаются большой номенклатурой для самых различных условий работы.

Недостатком резьбовых соединений является высокая концентрация напряжений вследствие наличия резьбы на поверхности деталей, что снижает их прочность при переменных напряжениях.

Геометрические параметры резьбы

Основными геометрическими параметрами цилиндрической резьбы являются :

d — **номинальный диаметр** резьбы (наружный диаметр винта);

d_3 — **внутренний диаметр** резьбы винта по дну впадины;

d_2 — **средний диаметр** резьбы;

p — **шаг** резьбы;

p_h — **ход** резьбы;

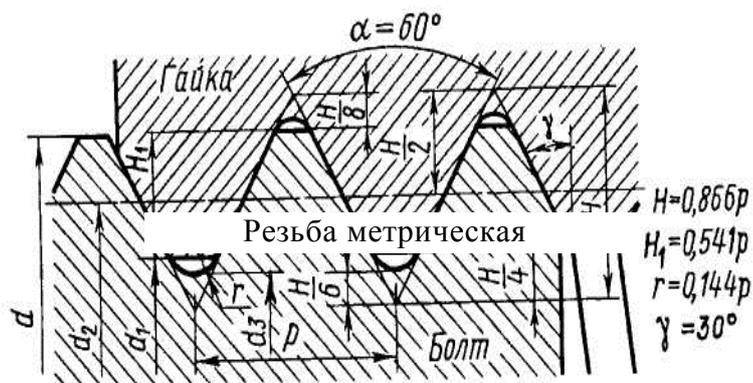
α — **угол профиля** резьбы;

γ — **угол наклона** боковой стороны профиля резьбы;

ψ -- угол подъема резьбы, т.е. угол, образованный разверткой винтовой линии по среднему диаметру резьбы и плоскостью, перпендикулярной оси винта:

$$\operatorname{tg} \psi = p_h / (\pi d_2)$$

Из формулы следует, что угол возрастает с увеличением заходности резьбы.



Основные типы резьб

Метрическая резьба – наиболее распространенный вид из крепежных резьб. Имеет профиль в виде *равностороннего* треугольника: $\alpha = 60^\circ$, $\gamma = 30^\circ$. Метрическую резьбу изготавливают по стандарту с *мелким* и *крупным* шагом. В качестве основной крепежной применяют резьбу с *крупным шагом*, т.к. она прочнее, менее чувствительна к изнашиванию и неточностям в изготовлении. Резьбы с *мелким шагом* менее ослабляют деталь и отличаются повышенным самоторможением, т.к. при малом шаге угол подъема винтовой линии мал.

Дюймовая резьба имеет профиль в виде *равнобедренного* треугольника с углом при вершине $\alpha = 55^\circ$. Вместо шага задают число витков на дюйм. Применяют только при ремонте деталей импортных машин.

Трубная резьба. Профиль – *равнобедренный* треугольник. Резьба имеет закругленные выступы и впадины. Отсутствие радиальных и осевых зазоров делает резьбовое соединение *герметичным*. Она является крепежно-уплотняющей. Применяют для соединения труб. Изготавливают по стандарту.

Трапецидальная резьба. Это основная резьба в передаче винт-гайка. Ее профиль – *равнобокая трапеция*, угол профиля $\alpha = 30^\circ$, угол наклона боковой стороны профиля $\gamma = 15^\circ$. Шаг может быть крупным, мелким, средним. Характеризуется малыми потерями на трение, технологичностью. КПД выше, чем у резьб с треугольным профилем. Применяют для передачи реверсивного движения под нагрузкой.

Упорная резьба. Профиль – *неравнобокая трапеция*. Рабочая сторона профиля имеет угол наклона $\gamma = 3^\circ$. КПД выше, чем у трапецидальной резьбы. Применяют в передаче винт-гайка при больших односторонних осевых нагрузках. Изготавливают по стандарту, шаг может быть крупным, средним, мелким.

Прямоугольная резьба. Профиль резьбы – *квадрат*, $\gamma = 0^\circ$. Обеспечивает наивысший КПД, но неудобна в изготовлении. При изнашивании появляются осевые зазоры, которые трудно устранить. Не стандартизирована. Применяют ограниченно в малонагруженных передачах винт-гайка.

Круглая резьба. Профиль резьбы состоит из *дуг, сопряженных короткими отрезками прямых линий*. Угол профиля $\alpha = 30^\circ$. Винты с круглой резьбой характеризуются высоким сопротивлением усталости. Изготавливают по стандарту. Применяют ограниченно при тяжелых условиях эксплуатации в загрязненной среде, а также при частых завинчиваниях и отвинчиваниях. Технологична при изготовлении отливкой, накаткой и выдавливанием на тонкостенных изделиях.

Конические резьбы. Обеспечивают непроницаемость без специальных уплотнений, позволяют затяжкой компенсировать износ, обеспечивают более равномерное распределение нагрузки по виткам. Применяют для соединения труб, установки пробок, масленок, штуцеров и т.д.

Расчет на прочность при постоянной нагрузке

Виды разрушения резьбовых крепежных деталей: разрыв стержня по резьбе или переходному сечению у головки; повреждение или разрушение резьбы (смятие и износ, срез, изгиб); разрушение головки и т.д. Обычно их расчет ограничивается расчетом по одному основному критерию работоспособности – *прочности нарезной части стержня*.

При этом определяют расчетный диаметр резьбы:

$$d_p \approx d - 0.94 p$$

где d и p – наружный диаметр и шаг резьбы.

Длину болта, винта и шпильки выбирают в зависимости от толщины соединяемых деталей. Остальные размеры деталей резьбового соединения принимают, исходя из диаметра резьбы по стандарту.

Шпоночные соединения

Шпонка представляет собой стальной брус, устанавливаемый в пазы вала и ступицы. Она служит для передачи вращающего момента от вала к ступице и наоборот. Основные типы шпонок стандартизированы. Шпоночные пазы на валах получают фрезерованием дисковыми или концевыми фрезами, в ступицах – протягиванием.

Достоинства шпоночных соединений – простота конструкции и сравнительная легкость монтажа и демонтажа, вследствие чего их широко применяют во всех отраслях машиностроения.

Недостатки – шпоночные пазы ослабляют вал и ступицу насаживаемой на вал детали. Ослабление вала обусловлено уменьшением его сечения, значительной концентрацией напряжений изгиба и кручения, вызываемой шпоночным пазом. Не рекомендуют для быстроходных динамически нагруженных валов.

Разновидности шпоночных соединений

Шпоночные соединения подразделяют на ненапряженные и напряженные. **Ненапряженные** соединения получают при использовании *призматических* и *сегментных* шпонок. При сборке соединений в деталях не возникает монтажных напряжений. Для обеспечения центрирования и исключения контактной коррозии *ступицы устанавливают на валы с натягом*.

Напряженные соединения получают при применении *клиновых* и *тангенциальных* шпонок. При сборке возникают монтажные напряжения..

Основное применение имеют ненапряженные соединения.

Соединения призматическими шпонками. Рабочими являются *боковые*, более узкие грани шпонок высотой h . Размеры сечения шпонки и глубины пазов принимают по стандарту в зависимости от диаметра вала.

По форме торцов различают шпонки *со скругленными торцами* – **исполнение 1**, с *плоскими торцами* – **исполнение 2**, с *одним плоским, а другим скругленным торцом* – **исполнение 3**.

Соединения сегментными шпонками. Сегментные шпонки *работают боковыми гранями*. Их применяют при передаче относительно небольших вращающих моментов, так как глубокий паз значительно ослабляет вал. Сегментные шпонки и пазы для них просты в изготовлении, удобны при монтаже и демонтаже (шпонки свободно вставляют в паз и вынимают). Глубокая посадка шпонки обеспечивает ей устойчивое положение. *Широко применяют в серийном и массовом производстве.*

Соединения клиновыми шпонками. Клиновые шпонки имеют форму односкосных самотормозящих клиньев с уклоном 1:100. Такой же уклон имеют и пазы в ступицах. Клиновые шпонки изготавливают без головок и с головками. *Головка служит для выбивания шпонки из паза. По нормам безопасности выступающая головка должна иметь ограждение.*

Соединения клиновыми шпонками *применяют в тихоходных передачах, область их применения сокращается.*

Соединения тангенциальными шпонками. Тангенциальная шпонка состоит из двух односкосных клиньев с уклоном 1:100 каждый. *Работает узкими боковыми гранями*. Клинья вводятся в пазы вала и ступицы ударом; образуют напряженное соединение. В соединении ставят две тангенциальные шпонки под углом 120° , каждая шпонка передает момент только в одну сторону.

Применяют для валов диаметром свыше 60 мм при передаче больших вращающих моментов с переменным режимом работы (например, крепление маховика на валу двигателя внутреннего сгорания и др.).

Расчет шпоночных соединений

Основным критерием работоспособности шпоночных соединений является прочность. Шпонки выбирают по таблицам ГОСТов в зависимости от диаметра вала, а затем соединения проверяют на прочность. *основной расчет шпоночных соединений — расчет на смятие.*

Соединения призматическими шпонками проверяют по условию прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = F_t / A_{см} \leq [\sigma]_{см}$$

Сила, передаваемая шпонкой, $F_t = 2 \cdot 10^3 T/d$. На смятие рассчитывают выступающую из вала часть шпонки.

Расчетная схема соединения призматической шпонкой

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(0.94 h - t_1) l_p} \leq [\sigma]_{см}$$

Соединение сегментными шпонками проверяют на смятие:

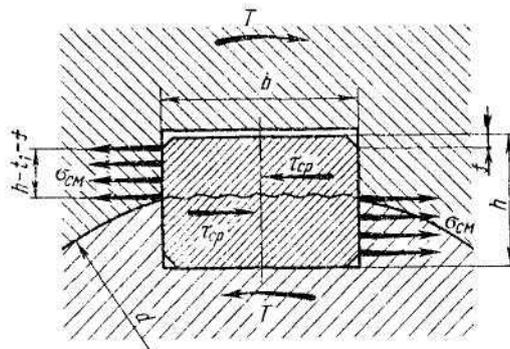
$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h - t) l_p} \leq [\sigma]_{см}$$

Условие прочности на срез: $\tau_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{abl_p} \leq [\tau]_{см}$

Допускаемые напряжения смятия:

При стальной ступице $[\sigma_{см}] = 130 \dots 200 \text{ Н / мм}^2$

При чугунной -- $[\sigma_{см}] = 80 \dots 110 \text{ Н / мм}^2$



Шлицевые соединения

Общие сведения

Шлицевое соединение образуют выступы — зубья на валу и соответствующие впадины — шлицы в ступице. Рабочими поверхностями являются боковые стороны зубьев

Шлицевые соединения стандартизованы и широко распространены в машиностроении.

Достоинства: 1. Лучшее центрирование соединяемых деталей и более точное направление при их относительном осевом перемещении. 2. Меньшее число деталей соединения: шлицевое соединение образуют две детали, шпоночное — три, четыре. 3. При одинаковых габаритах возможна передача больших вращающих моментов за счет большей поверхности контакта. 4. Большая надежность при динамических и реверсивных нагрузках. 5. Большая усталостная прочность вследствие меньшей концентрации напряжений изгиба, особенно для эвольвентных шлицев. 6. Меньшая длина ступицы и меньшие радиальные размеры.

Недостатки — более сложная технология изготовления, а, следовательно, и более высокая стоимость.

Разновидности шлицевых соединений

Шлицевые соединения различают:

по характеру соединения — **неподвижные** для закрепления детали на валу; **подвижные**, допускающие перемещение вдоль вала (например, блока шестерен коробки передач;

по форме зубьев — прямобочные, эвольвентные, треугольные;

по способу центрирования (обеспечения совпадения геометрических осей) ступицы относительно вала — с центрированием по наружному диаметру D , по внутреннему диаметру d и по боковым поверхностям зубьев. Зазор в контакте центрирующих поверхностей практически отсутствует, нецентрирующих — значительный.

Соединения с прямобочным профилем зубьев. Применяют в неподвижных и подвижных соединениях; имеют постоянную толщину зубьев, выполняют с различными способами центрирования.

Рекомендуют для передачи больших переменных и ударных нагрузок (карданные валы автомобилей и др.).

Стандарт предусматривает три серии соединений с прямобочным профилем зубьев: легкую, среднюю и тяжелую, которые различаются высотой и числом зубьев z .

Соединения с эвольвентным профилем зубьев. Применяют в неподвижных и подвижных соединениях. К основанию зуб утолщается. Геометрические параметры соединения рассчитывают по модулю t . Соединения стандартизованы.

Их выполняют с центрированием по боковым поверхностям зубьев, реже — по наружному диаметру. Применяют для передачи больших вращающих моментов. Считаются перспективными.

Расчет шлицевых соединений

Основным критерием работоспособности является сопротивление рабочих поверхностей смятию и изнашиванию. Параметры соединения выбирают по таблицам стандарта в зависимости от диаметра вала, а затем производят расчет по критериям работоспособности.

Упрощенный (приближенный) расчет основан на ограничении смятия допускаемыми значениями, назначенными на основе опыта эксплуатации подобных конструкций:

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 10^3 TK_3}{d_{cp} zhl_p} \leq [\sigma]_{cm}$$

При проектировочном расчете шлицевых соединений после выбора размеров сечения зубьев по стандарту определяют длину зубьев l_p .

Уточненный расчет на смятие и износ разработан для прямобочных шлицевых соединений. В расчете учитываются характер нагружения, конструктивные особенности соединения, требуемый ресурс и т.д.

Вопросы для самоконтроля

1. Перечислите основные типы резьб.
2. Какие типы резьб стандартизированы?
3. Каково назначение шпоночных соединений?
4. Назовите недостатки шпоночных соединений.
5. Каково назначение шлицевых соединений? Их разновидности.
6. Какими достоинствами обладают шлицевые соединения по сравнению со шпоночными?

Тема 3.15 Сборка зубчатых передач.

Сборка валов, осей и муфт. Сборка подшипников качения и скольжения. Применение уплотнительных устройств подшипников. Сборка редуктора цилиндрического с косозубыми колесами. Основные типы смазочных устройств.

Вопросы для самоконтроля

1. Перечислите уплотнительные устройства подшипников.
2. Перечислите основные типы смазочных устройств.

Тема 3.16 Инструмент и контрольно-измерительные приборы, применяемые при техническом обслуживании и ремонте оборудования

Устройство и назначение инструментов и контрольно-измерительных приборов, используемых при техническом обслуживании и ремонте оборудования.

Вопросы для самоконтроля

1. Назначение и область применения штангенциркулей.
2. Назначение и область применения микрометров
3. Назначение и область применения концевых мер
4. Назначение и область применения индикатора твердости

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА №2

Вторая контрольная работа включает пять взаимосвязанных задач, т.е. условие каждой последующей задачи вытекает из решения предыдущей.

Задача 1. Привод состоит из электродвигателя мощностью $P_{дв}$, кВт, с частотой вращения $n_{дв}$, мин⁻¹, редуктора и цепной (ременной) передачи. Требуется выполнить кинематический расчет привода, состоящего из электропривода двух передач:

- определить угловые скорости валов;
- определить передаточные числа;
- определить КПД и вращающие моменты для всех валов.

Задача 2. В зависимости от варианта по данным первой задачи рассчитать основные параметры зубчатой или червячной неререверсивной передачи общего назначения с ресурсом работы $t = 36000$ ч для зубчатой передачи и $t = 22000$ ч для червячной передачи.

Задача 3. Исходя из результатов решения первой и второй задач, выполнить эскизную компоновку узла ведомого узла ведомого вала и определить основные размеры вала.

Задача 4. Подобрать подшипники качения для ведомого вала рассчитываемого редуктора. Долговечность работы подшипника должна соответствовать сроку службы передачи.

Задача 5. Подобрать шпонку для соединения ведомого колеса с валом и проверить прочность соединения.

При расчете принимать следующие значения КПД передач: $\eta_{подш} = 0,99$; $\eta_{ц.п} = 0,95$; $\eta_{р.п.} = 0,96$; $\eta_{зуб} = 0,97$; $\eta_{ч.п.} = 0,77 \dots 0,85$.

При выборе твердости заданного материала по таблице 1 и для определения допускаемых напряжений рекомендуется:

- при расчете прямозубых передач твердость материала шестерни брать на 20...30 единиц НВ больше, чем для колеса, т.е. принимать $HV_1 = HV_2 + (20 \dots 30)$, что обеспечивает лучшую приработку зубьев и примерно одинаковый износ шестерни и колеса;

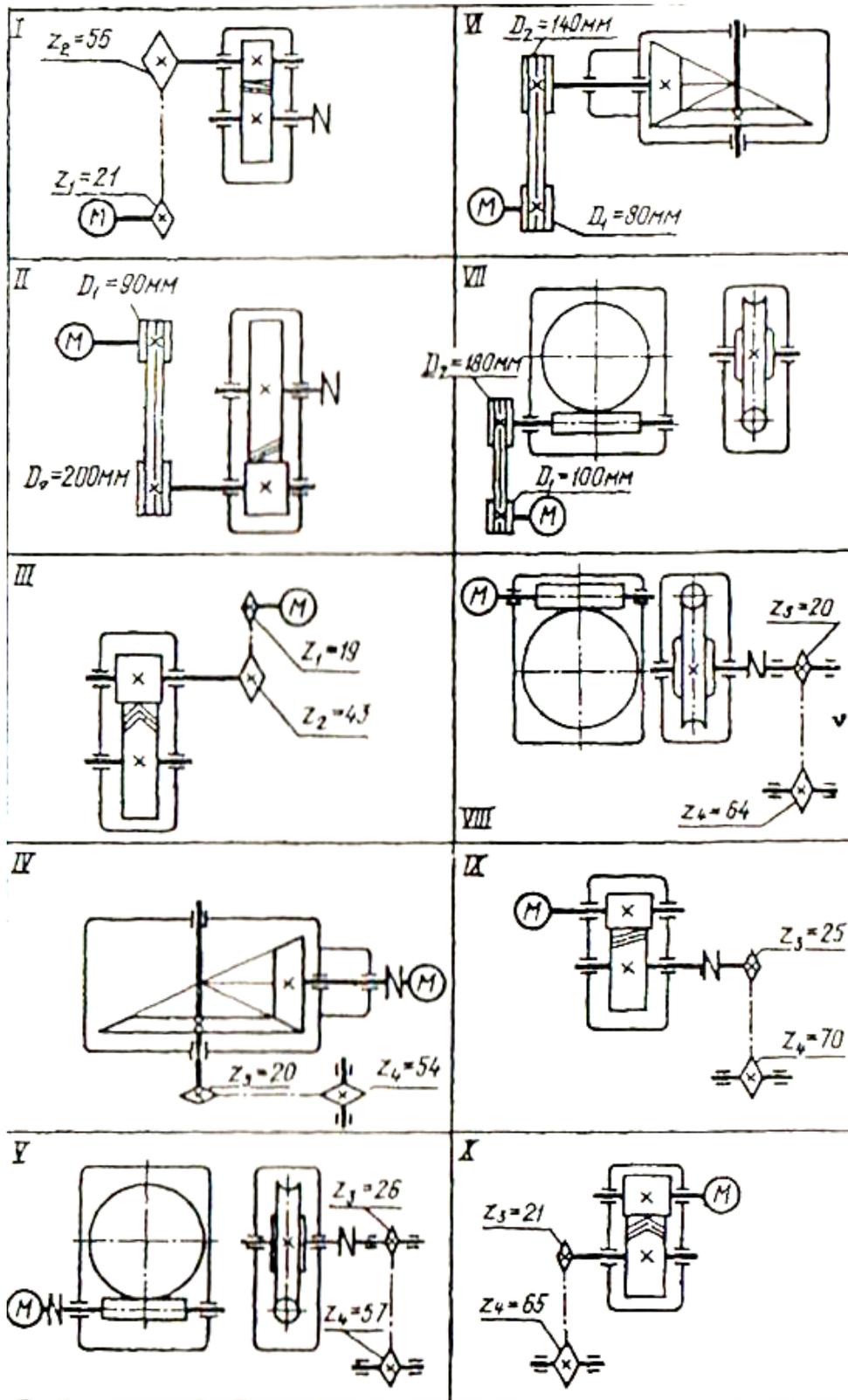
- при расчете косозубых и шевронных передач $HV_1 = HV_2 + (50 \dots 80)$, что позволяет существенно повысить нагрузочную способность этих передач.

Исходные данные и кинематическую схему выбрать из таблицы 4.

Таблица 4.

№ варианта	№ схемы	Мощность электродвигателя P, кВт	Частота вращения вала электродвигателя n, об/мин	Передаточное число редуктора u_p
1.	1	2,5	710	4
2.	2	2,2	970	4
3.	3	4,6	980	2,5
4.	4	2,5	720	2,5
5.	5	1,2	1440	12,5
6.	6	3,0	955	2
7.	7	1,8	1440	16
8.	8	2,4	1500	20
9.	9	2,3	750	3,15
10.	10	3,4	970	4
11.	9	2,6	989	3,15
12.	8	1,7	1000	12
13.	7	1,6	1440	20
14.	6	3,2	970	2,5
15.	5	2,6	1000	25
16.	4	1,7	980	4
17.	3	2,4	970	1,6
18.	2	0,8	935	1,25
19.	1	1,6	980	1,25
20.	2	1,1	970	2
21.	3	1,9	1440	1,6
22.	4	1,4	955	3,15
23.	5	1,4	955	3,15
24.	6	5,5	720	4
25.	7	2,2	1000	20
26.	8	1,6	980	25
27.	9	1,2	720	2,5
28.	10	3,8	710	2
29.	10	1,6	710	1,6
30.	3	1,2	1000	3,15

РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ



Пример №1

Задание. Для привода рабочей машины, состоящей из механических передач. Требуется определить угловые скорости и вращающие моменты на валах с учетом коэффициента полезного действия. Передаточное число редуктора $u_p=2,8$. Мощность электродвигателя $P_{дв}=7,0$ кВт, с частотой вращения $n_{дв}=750$ мин⁻¹. Ресурс работы $t=25000$ ч.

Решение

1. Определяем передаточное число ременной передачи без учета трения скольжения:

$$u_1 = u_{р.п} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{160}{80} = 2.$$

2. Угловая скорость (ведущего вала ременной передачи) электродвигателя:

$$\omega_{дв} = \frac{\pi n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 750}{30} = 78,5 \text{ рад/с.}$$

3. Угловая скорость (ведомого вала ременной передачи) ведущего вала редуктора:

$$\omega_1 = \frac{\omega_{дв}}{u_1} = \frac{78,5}{2} = 39,2 \text{ рад/с.}$$

4. Угловая скорость ведомого вала редуктора

$$u_p = \omega_1 / \omega_2, \text{ откуда } \omega_2 = \omega_1 / u_p = 39,2 / 2,8 = 14 \text{ рад/с.}$$

5. Вращающий момент на валах

На валу электродвигателя

$$M_{дв} = \frac{P_{дв}}{\omega_{дв}} = \frac{7 \cdot 10^3}{78,5} = 89,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

На ведущем валу редуктора

$$u_1 = \frac{M_1}{M_{дв} \eta_{р.п.}}, \text{ откуда } M_1 = u_{р.п.} M_{дв} \eta_{р.п.},$$

где $\eta_{р.п.} = 0,96$ – КПД ременной передачи;

$$M_1 = 2 \cdot 0,96 \cdot 89,1 = 171,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

На ведомом валу редуктора $M_2 = M_1 \cdot u_p \cdot \eta_p$

где $\eta_p = 0,97 \cdot 0,99^2 = 0,95$ – КПД редуктора, тогда

$$M_2 = 171,2 \cdot 2,8 \cdot 0,95 = 455,4 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

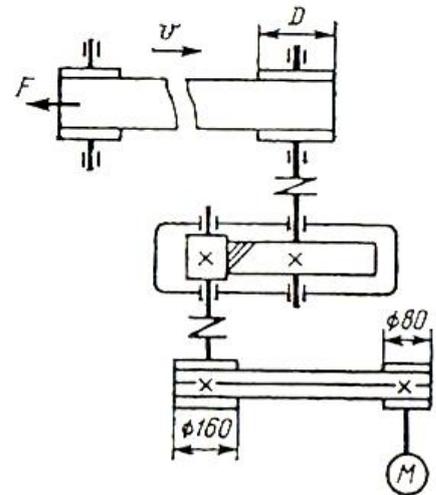


Рисунок 1. Привод машины

Пример №2

Задание. Расчет редукторной передачи. Рассчитать закрытую косозубую цилиндрическую неперевёрсивную передачу общего назначения с ресурсом работы $t = 25000$ ч.

Решение

Расчет производим по данным примера №1.

1. Момент на ведущем валу редуктора $M_1 = 171,2$ Нм; момент на ведомом валу редуктора $M_2 = 455,4$ Нм; передаточное число редуктора $u_p = 2,8$.
2. Материал для зубчатой передачи выбираем по Приложению №1: для шестерни принимаем сталь 40Х (термообработка – улучшение), НВ=290; для колеса – сталь 40Х (поверхность зубьев подвергается азотированию), НВ=240.
3. Предел контактной выносливости определяем по эмпирической формуле:
 $\sigma_{НО} = 2 \cdot \text{НВ} + 70 \text{ МПа}$

$$\sigma_{НО1} = 2 \cdot 290 + 70 = 650 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{НО2} = 2 \cdot 240 + 70 = 550 \text{ МПа}$$

4. Допускаемые напряжения

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{НО}}{[n]} K_{НЛ},$$

где $[n] = 1,2$ – коэффициент безопасности при поверхностном упрочнении зубьев.

$K_{НЛ}$ – коэффициент долговечности при длительной работе редуктора 25000 ч, $K_{НЛ} = 1$.

$$\text{Для шестерни } [\sigma]_{H1} = \frac{650 \cdot 1}{1,2} = 542 \text{ МПа}$$

$$\text{Для колеса } [\sigma]_{H2} = \frac{550 \cdot 1}{1,2} = 458 \text{ МПа}$$

5. Межосевое расстояние

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_2}{\psi_{ba} u^2 [\sigma]_H^2}}$$

где K_a – коэффициент внешней динамической нагрузки, $(\text{Н/мм}^2)^{1/3}$

для прямозубых передач $K_a = 450$

для косозубых и шевронных передач $K_a = 410$.

$\psi_{ba} = 0,3 \dots 0,6$ – коэффициент ширины колеса.

Для непрямоугольных колес расчетное допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma] = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45(542 + 458) = 450 \text{ МПа.}$$

Для расчета прямозубой передачи принимаем меньшее из допускаемых напряжений.

Принимаем коэффициент неравномерности нагрузки $K_{НБ} = 1$.

$$a_w = 410 (2,8 + 1) \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 455,4}{0,4 \cdot 2,8^2 \cdot 450^2}} = 137,1 \text{ мм}$$

Полученное значение a_w округляют до ближайшего числа, кратного пяти.

Принимаем $a_w = 140$ мм.

6. Нормальный модуль определяем по эмпирическому соотношению

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 140 = 1,4 \dots 2,8 \text{ мм}$$

По Приложению 2 принимаем $m_n=2$ мм.

7. Ширина венца

зубчатого колеса

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 140 = 56 \text{ мм}$$

шестерни

$$b_1 = b_2 + (3 \dots 5) = 56 + 4 = 60 \text{ мм.}$$

8. Число зубьев определяем, предварительно задавшись углом их наклона $\beta=10^\circ$

Примечание: прямозубую передачу можно рассматривать как частный случай косозубой, у которой $\beta=0$.

Шестерни

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{(u_p + 1)m_n}$$

$$z_1 = \frac{2 \cdot 140 \cdot 0,98}{(2,8 + 1) \cdot 2} = 36,1 \text{ мм; принимаем } z_1=37,$$

$$\text{Колеса } z_2 = u_p \cdot z_1 = 2,8 \cdot 37 = 103,6; \quad \text{принимаем } z_2=104$$

9. Фактическое передаточное число редуктора $u_p = z_2/z_1 = 104/37 = 2,8$

10. Диаметры колес. Делительные диаметры:

Шестерни

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 37}{0,98} = 78,5 \text{ мм}$$

Колеса

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 104}{0,98} = 212,2 \text{ мм}$$

Диаметр вершин зубьев: $d_a = d + 2m_n$

шестерни $d_{a1} = 78,5 + 2 \cdot 2 = 82,5$ мм.

колеса $d_{a2} = 212,2 + 2 \cdot 2 = 216,2$ мм.

Диаметр впадин зубьев: $d_f = d - 2,5m_n$

шестерни $d_{f1} = 78,5 - 2,5 \cdot 2 = 73,5$ мм.

колеса $d_{f2} = 212,2 - 2,5 \cdot 2 = 207,2$ мм.

11. Силы, действующие в зацеплении:

$$\text{окружная } F_{t1} = F_{t2} = \frac{2M_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 455,4 \cdot 10^3}{212,2} = 4292,2 \text{ Н,}$$

$$\text{радиальная } F_{r1} = F_{r2} \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{4292,2 \cdot 0,364}{0,98} = 1594,2 \text{ Н}$$

где $\alpha=20^\circ$ - угол зацепления,

Примечание: прямозубую передачу можно рассматривать как частный случай косозубой, у которой $\beta=0$.

$$\text{осевая } F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 4292,2 \cdot 0,18 = 772,6 \text{ Н}$$

Пример №3

Задание. Выполнить эскизную компоновку ведомого вала и определить его основные размеры. По данным примера 1 момент на ведущем валу редуктора $M_1=171,2$ Нм; ведомом валу редуктора $M_2=455,4$ Нм

Решение

1. Определяем диаметр выходного конца ведущего вала

$$d_{B1} = \sqrt[3]{\frac{M_1}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{171,2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 32,4 \text{ мм}$$

где для сталей марок Ст5, Ст6, 45 принимают $[\tau]=20\dots 28$ МПа

Принимаем стандартное значение из ряда R40 нормальных линейных размеров, мм: 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250, 260, 280 и др.

Большие (меньшие) значения рахмеров получают умножением (делением) приведенных размеров ряда на 10 или 100.

Принимаем $d_{B1}=34$ мм

Диаметр ведущего вала под подшипниками $d_{п1}=40$ мм

2. Определяем диаметр выходного конца ведомого вала

$$d_{B2} = \sqrt[3]{\frac{M_2}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{455,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 44,9 \text{ мм}$$

где для сталей марок Ст5, Ст6, 45 принимают $[\tau]=20\dots 28$ МПа

Принимаем стандартное значение из ряда R40 нормальных линейных размеров, мм: 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250, 260, 280 и др.

Большие (меньшие) значения рахмеров получают умножением (делением) приведенных размеров ряда на 10 или 100.

Диаметр вала подшипника принимаем $d_{B2}=45$ мм,

Диаметр ведомого вала под подшипниками $d_{п2}=50$ мм,

Диаметр вала под зубчатое колесо $d_{к2}=d_{п2}+2m_n=55$ мм.

Диаметр ступицы колеса $d_{ст}=(1,5\dots 1,7) \cdot d_{к2}=(1,5\dots 1,7) \cdot 55=82,5\dots 93,5$ мм.

Принимаем $d_{ст}=90$ мм.

Длина ступицы колеса $l_{ст}=(1,2\dots 1,8) \cdot d_{к2}=(1,2\dots 1,8) \cdot 55=66\dots 99$ мм. Принимаем $l_{ст}=70$ мм.

Стандартный ряд длин l , мм: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180 ... до 500.

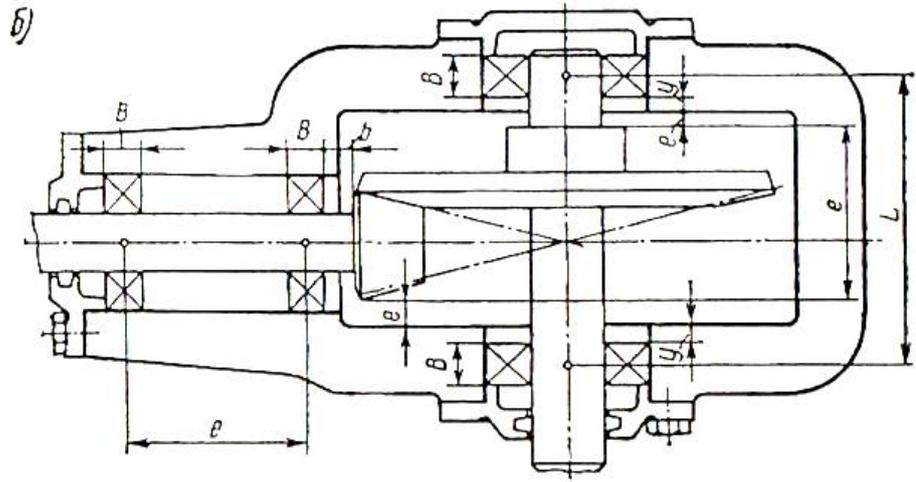
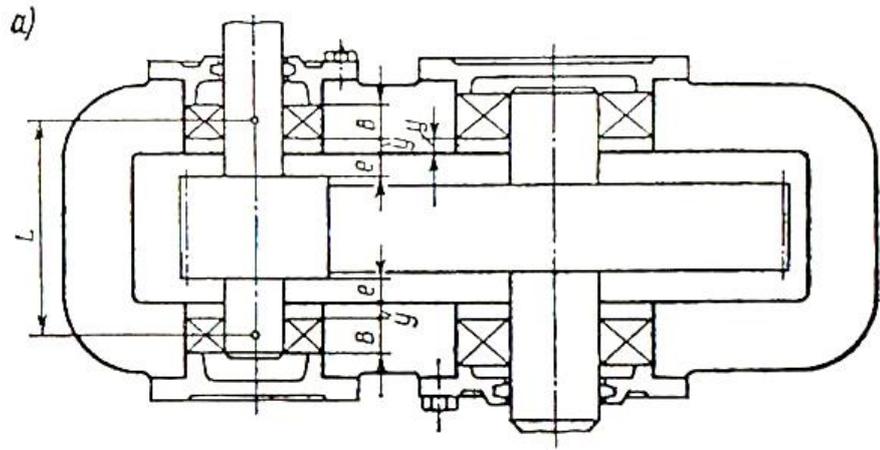
Предварительно назначаем радиальные шариковые подшипники особо легкой серии 110 с параметрами: $d=50$ мм, $D=80$ мм, $B=16$ мм при динамической грузоподъемности $C_r=21,6$ кН, $C_0=13,2$ кН (Приложение 3).

Расстояние между серединами подшипников качения $L = l_{ст} + 2l_{мин}=70+2 \cdot 8=86$ мм. Примем $L=86$ мм.

Где $l_{мин}$ – зазор между торцом шестерни и внутренней стенкой корпуса, который определяется как: $l_{мин}=0,03 \cdot a_w + 1$ мм $=0,03 \cdot 140 + 1=5,2$ мм, принимаем $l_{мин}=8$ мм.

Если получается $l_{мин} \geq 8$ мм, то надо принимать фактическое значение $l_{мин}=8\dots 12$ мм.

Эскизная компоновка выполняется 1:1 с учетом размеров колеса и вала. По данным примера 2 ширина венца зубчатого колеса $b_2=56$ мм, диаметр колеса $d_2=212,2$ мм.



Пример №4

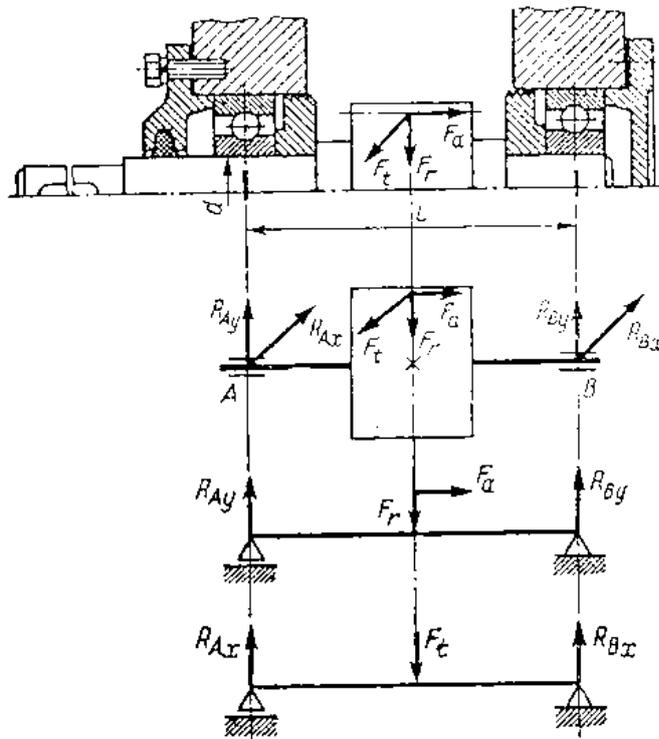
Задание. Подобрать подшипники качения для ведомого вала редуктора. Силы в зубчатом зацеплении: окружная $F_t=4292,2$ Н, радиальная $F_r=1594,2$ Н, осевая $F_a=756,8$ Н, частота вращения вала (см. пример №1) $\omega_2=14$ рад/с. Делительный диаметр колеса $d_2=212,2$ мм. Диаметр вала в месте посадки подшипника 45 мм. Расстояние между серединами подшипников 86 мм.

Решение

Определяем реакции опор от сил, действующих в вертикальной плоскости:

$$\Sigma M_A=0; \quad F_r \cdot L/2 + F_a \cdot d_2/2 - R_{By} \cdot L = 0 \quad R_{By} = \frac{1594,2 \cdot 86 / 2 + 756,8 \cdot 86 / 2}{86} = 1175,5 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_B=0; \quad R_{Ay} \cdot L + F_a \cdot d_2/2 - F_r \cdot L/2 = 0 \quad R_{Ay} = \frac{1594,2 \cdot 86 / 2 - 756,8 \cdot 86 / 2}{86} = 418,7 \text{ Н}$$



Реакция опор от силы F_t , действующей в горизонтальной плоскости
 $R_{Ax}=R_{Bx}=F_t/2=4292,2/2=2146,1$ Н

Суммарные реакции подшипников

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Ax}^2} = \sqrt{418,7^2 + 2146,1^2} = 2,19 \text{ кН}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bx}^2} = \sqrt{1175,5^2 + 2146,1^2} = 2,45 \text{ кН}$$

Наиболее нагруженной является опора В, поэтому по ней ведем дальнейший расчет. Вычисляем отношение осевой нагрузки $F_a=0,756$ кН к статической грузоподъемности $C_0=36$ кН для подшипника 310:

$$F_a/C_0=0,756/36=0,021$$

По Приложению 4 для $F_a/C_0=0,021$ после интерполяции коэффициент осевого нагружения $e=0,28$. Определяем отношение осевой нагрузки к радиальной $F_a/R_B=0,756/2,45=0,308 \geq e$, принимаем $X=0,56$, $Y=1,55$, $K_6=1,30$, $K_T=1$.

Вычисляем эквивалентную динамическую нагрузку подшипника В:

$$P_3=(R_B \cdot X + F_a \cdot Y) K_T K_6 = (2,45 \cdot 0,56 + 0,756 \cdot 1,55) \cdot 1 \cdot 1,3 = 3,3 \text{ кН}$$

Долговечность подшипника

$$L_h = \frac{10^6}{572,4 \cdot \omega_2} \left(\frac{C_r}{P_s} \right)^p = \frac{10^6}{572,4 \cdot 14} \cdot \left(\frac{21,6}{3,3} \right)^3 = 34 \cdot 10^3 \text{ ч}$$

где p – показатель степени кривой усталости, $p=3$ для шариковых и $p=3,33$ для роликовых подшипников.

Долговечность данного подшипника удовлетворяет ресурсу работы $t=25000$ ч.

Пример №5

Задание. Подобрать шпонку для соединения ведомого колеса с валом и проверить прочность соединения. Исходные данные взять из результатов решения предыдущих задач.

Решение

Выбираем стандартную призматическую шпонку для соединения ведомого вала с диаметром под ведомое колесо $d_{B2}=50$ мм из Приложения 5.

Примеры сечения шпонки:

Ширина: $b=14$ мм, $h=9$ мм, глубина паза $t_1=5,5$ мм.

Длина ступицы колеса $l_{CT}=(1,2 \dots 1,8) \cdot d_{K2}=(1,2 \dots 1,8) \cdot 55=66 \dots 99$ мм. Принимаем $l_{CT}=70$ мм.

Стандартный ряд длин l , мм: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180 ... до 500.

Длину шпонки принимаем из стандартного ряда на $7 \dots 10$ мм меньше длины ступицы колеса $l=l_{CT} - (5 \dots 10) = 70 - 7 = 63$ мм.

Рабочая длина для шпонок с плоскими торцами $l_p=l=63$ мм.

Для стальной ступицы принимаем $[\sigma_{CM}]=120$ МПа.

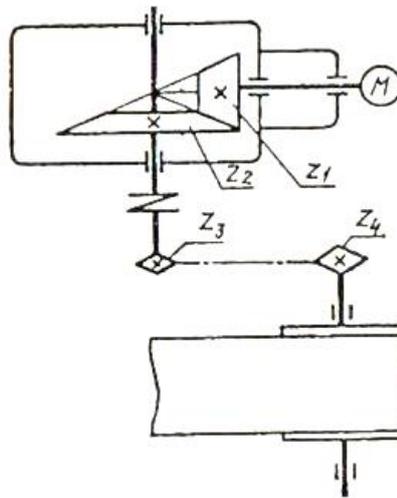
Проверяем шпоночное соединение на смятие по формуле:

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot M_2}{d_{B2} (0,94 h - t_1) l_p} = \frac{2 \cdot 455,4 \cdot 10^3}{50 (0,94 \cdot 9 - 5,5) 63} = 97,7 \text{ МПа}$$

Что удовлетворяет условию прочности $\sigma_{CM} \leq [\sigma_{CM}]$

$97,7 \text{ МПа} \leq 120 \text{ МПа}$

Пример №6



Задание. Расчет закрытых зубчатых передач. Для привода рабочей машины, состоящей из механических передач требуется определить угловые скорости и вращающие моменты на валах с учетом коэффициента полезного действия. Передаточное число редуктора $u_p=2,5$. Мощность электродвигателя $P_{дв}=3,0$ кВт, с частотой вращения $n_1=950$ мин⁻¹.

Решение

1. Частоту вращения ведущего вала определяем по формуле

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 950}{30} = 100 \text{ рад/с}$$

2. Передаточное число цепной передачи $u_{ц.п}=z_4/z_3=60/20=3$.
3. Частоту вращения ведомого вала редуктора определяем из уравнения $u_p=\omega_1/\omega_2$, откуда $\omega_2=\omega_1/u_p=100/2,5=40$ рад/с.
4. Частота вращения ведомого вала цепной передачи $\omega_3=\omega_2/u_{ц.п}=40/3=13,3$ рад/с.
5. Вращающий момент на ведущем валу редуктора $M_1=P_1/\omega_1=3 \cdot 10^3/100=30$ Нм
6. Коэффициент полезного действия редуктора $\eta_p=\eta_{зуб} \eta_{подш}^2=0,97 \cdot 0,99^2=0,95$.
7. Вращающий момент на ведомо валу редуктора $M_2=M_1 \cdot u_p \cdot \eta_p=2,5 \cdot 30 \cdot 0,95=71,5$ Нм
Что следует из $u_p=M_2/M_1$
8. Вращающий момент на валу транспортера $M_3=M_1 \cdot u_0 \cdot \eta_0=30 \cdot 7,5 \cdot 0,91=205$ Нм
Где η_0 - общий КПД привода, $\eta_0=\eta_{зуб} \eta_{подш}^2 \eta_{ц.п}=0,97 \cdot 0,99^2 \cdot 0,95=0,91$;
 u_0 - общее передаточное число, $u_0=u_p u_{ц.п}=2,5 \cdot 3=7,5$

ПРИМЕР №7

Задание. Определить основные размеры конической прямозубной передачи редуктора. Передача неревверсивная, общего назначения. Исходные данные для расчета - момент M_2 , u_p , ω_1 , ω_2 - принять исходя из результатов решения пример 6.

Решение

1. По Приложению 1 определяем материал стали и его механические характеристики:

Выбираем сталь 45, ТО - улучшение

для шестерни HB 235-262;

для колеса HB 235-262.

2. Определяем допускаемое контактное напряжение для материала колеса как менее прочного элемента передачи:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{HO}}{[n]} K_{HL}.$$

Предел контактной выносливости поверхности зубьев

$$[\sigma]_{HO2} = 2HB + 70 = 2 \cdot 235 + 70 = 540 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса прочности $[n] = (1, 2 \dots 1, 3)$ принимаем $[n] = 1, 2$.

Коэффициент долговечности можно принять $K_H = 1$, тогда

$$[\sigma]_{H2} = \frac{540}{1,2} \cdot 1 = 450 \text{ МПа.}$$

3. Внешний длительный диаметр колеса

$$d_{e2} = 1800 \sqrt[3]{\frac{M_2 u_p K_H}{[\sigma]_H^2}} \sqrt[3]{\frac{71,5 \cdot 2,5 \cdot 1}{450^2}} = 180 \text{ мм.}$$

где K_H – коэффициент нагрузки, принимаем $K_H = 1$;

M_2 – вращающий момент, $H \cdot м$;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение МПа;

u_p – передаточное число редуктора.

По ГОСТ 12289 – 76 (Приложение 6) принимаем $d_{e2} = 180$ мм и ширину венца $b = 28$ мм.

4. Число зубьев назначаем шестеренки из рекомендуемого интервала $z_1 = 18 \dots 28$ принимаем $z_1 = 20$ и определяем число зубьев колеса $z_2 = 2,5 \cdot 20 = 50$. (Приложение 7).

5. Внешний окружной модуль

$$m_e = d_{e2}/Z_{e2} = 180/50 = 3,6 \text{ мм.}$$

6. Основные геометрические параметры:

- углы делительных конусов:

шестерни $tg \delta_1 = 1/u = 1/2,5 = 0,4$; $\delta_1 = 21^{\circ}50$;

колеса $\delta_2 = 90 - \delta_1 = 90^{\circ} - 21^{\circ}50 = 68^{\circ}10$;

- внешнее конусное расстояние для прямозубых передач

$$R_e = \frac{m_e}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \frac{3,6}{2} \sqrt{20^2 + 50^2} = 97 \text{ мм;}$$

- внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = m_e z_1 = 3,6 \cdot 20 = 72 \text{ мм;}$$

- внешние диаметры вершин зубьев шестерни и колеса;

$$d_{ae} = d_e + 2m_e \cos \delta;$$

$$d_{ae1} = 72 + 2 \cdot 3,6 \cdot 0,933 = 78,7 \text{ мм;}$$

$$d_{ae2} = 180 + 2 \cdot 3,6 \cdot 0,374 = 182,7 \text{ мм.}$$

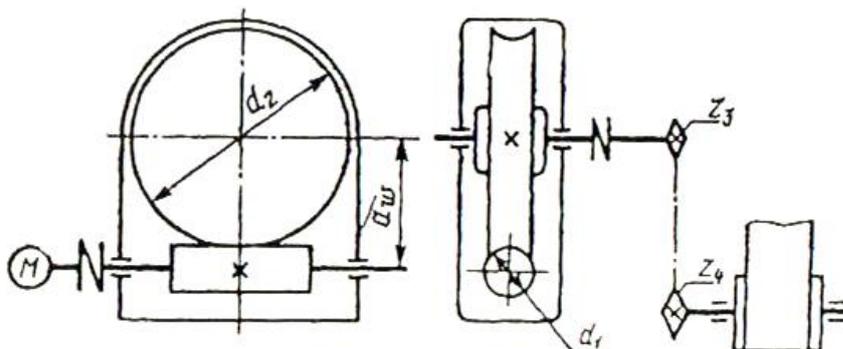
7. Окружная сила на среднем диаметре

$$F_t = \frac{2M_2}{0,857d_{e2}} = \frac{2 \cdot 71,5 \cdot 10^3}{0,857 \cdot 180} = 927 \text{ Н.}$$

Осевая сила $F_{a1} = F_t tga \cdot \sin \delta_1 = 825 \cdot 0,364 \cdot 0,374 = 110 \text{ Н}$

Радиальная сила на шестерне $F_{r1} = F_t tga \cdot \cos \delta_1 = 927 \cdot 0,364 \cdot 0,936 = 315,8 \text{ Н.}$

Пример №8



Задание. Для привода рабочей машины рассчитать угловые скорости и вращающие моменты на валах с учетом КПД по следующим данным:

Мощность электродвигателя $P_1=1,8\text{кВт}$, частота вращения $n_1=1430\text{ мин}^{-1}$. Число зубьев ведущей звездочки $z_3=18$, ведомой $z_4=45$. Передаточное число редуктора $u_p=15,5$.

Решение

1. Определяем угловую скорость электродвигателя

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1430}{30} = 149 \text{ рад/с}$$

2. Угловая скорость ведомого вала редуктора $u_p = \omega_1 / \omega_2$

откуда $\omega_2 = 149 / 15,5 = 9,6 \text{ рад/с}$

3. Передаточное число цепной передачи

$$u_{ц.п.} = z_4 / z_3 = 45 / 18 = 2,5.$$

4. Угловая скорость ведомого вала цепной передачи $u_{ц.п.} = \omega_2 / \omega_3$,

откуда $\omega_3 = 9,6 / 2,5 = 3,86 \text{ рад/с}$

5. Вращающий момент на валу червяка

$$M_1 = P_1 / \omega_1 = 1,8 \cdot 10^3 / 149 = 12,1 \text{ Нм}$$

6. Принимаем КПД червячного редуктора при $\eta_p = 0,75 \dots 0,85$.

7. Вращающий момент на валу червячного колеса определяем из уравнения

$$u_p = M_2 / (M_1 \cdot \eta_p), \text{ откуда } M_2 = u_p \cdot M_1 \cdot \eta_p = 15,5 \cdot 12,1 \cdot 0,85 = 159 \text{ Нм}$$

8. КПД цепной передачи $\eta_{ц.п.} = \eta_{подш} \cdot \eta_{ц} = 0,99 \cdot 0,96 = 0,95$

9. Момент на ведомом валу цепной передачи $M_3 = u_{ц.п.} \cdot M_2 \cdot \eta_{ц.п.} = 0,95 \cdot 159 \cdot 2,5 = 377 \text{ Нм}$

ПРИМЕР №9

Задание. Рассчитать червячную передачу общего назначения с ресурсом работы $t > 20000$ ч. Исходные данные и кинематическую схему взять из примера № 8: $u_p = 15,5$
 $M_1 = 12,1$ Нм, $\omega_1 = 149$ рад/с.

Решение

1. Принимаем число витков червяка в зависимости от передаточного числа $z_1 = 2$. Рекомендуется принимать $z_1 = 2$ и $z_1 = 4$, нежелательно принимать $z_1 = 1$, так как при этом значение $\eta = 0,5$ и $z_3 = 3$ не стандартизировано.

Следует принимать $z_1 = 2$ при $u = 16 \dots 25$ и $z_1 = 4$ при $u = 8 \dots 12,5$.

2. Число зубьев червячного колеса $z_2 = z_1 \cdot u = 2 \cdot 15,5 = 31$.

3. Коэффициент диаметра червяка q задаем из параметрического ряда: 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0. Принимаем $q = 0,25 \cdot z_2 = 0,25 \cdot 31 = 8$.

4. Скорость скольжения

$$\vartheta_{\text{СК}} = 5 \cdot 10^{-3} \omega_1^3 \sqrt{M_2} = 5 \cdot 10^{-3} 149^3 \sqrt{159} = 4 \text{ м/с}$$

5. Материал червячного колеса выбираем в зависимости от скорости скольжения по Приложению 8 и определяем допускаемые контактные напряжения для червячных колес из условия стойкости против заедания.

При скоростях скольжения 2-5 м/с принимаем бронзу БрА9Ж3Л с механическими характеристиками материалов: $\sigma_T = 195$ МПа, $\sigma_B = 490$ МПа.

6. Для без оловянных бронз и латуней определяем допускаемое напряжение $[\sigma]_H$ из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения (ресурс передачи при этом значения не имеет)

$$[\sigma]_H = (250 \dots 300) - 25 \vartheta_{\text{СК}} = 250 - 25 \cdot 4 = 150 \text{ МПа.}$$

7. Из условия сопротивления контактной усталости рабочих поверхностей зубьев червячного колеса определяем межосевые расстояния (мм) передачи:

$$a_w = 307 \left(1 + \frac{z_2}{q}\right)^3 \sqrt{\frac{M_2 \cdot K}{[\sigma]_H^2 \cdot \left(\frac{z_2}{q}\right)^2}}$$

Где M_2 - момент на валу червячного колеса, Нм

z_2 - число зубьев колеса,

q - коэффициент диаметра червяка,

K - коэффициент нагрузки, $K = 1,1 \dots 1,35$

$$a_w = 307 \left(1 + \frac{31}{8}\right)^3 \sqrt{\frac{159 \cdot 1,2}{150^2 \cdot \left(\frac{31}{8}\right)^2}} = 122,3 \text{ мм}$$

Полученное значение выбираем из стандартного ряда чисел a_w : 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500 мм.

Принимаем $a_w = 125$ мм.

8. Осевой модуль

$$m = \frac{2a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 125}{31 + 8} = 6,4 \text{ мм}$$

Выбираем по ГОСТ 244 - 76 из стандартного ряда чисел m : 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25 мм.

Принимаем $m = 6,3$ мм.

9. Уточняем межосевые расстояние: $a_w = 0,5m(z_2 + q) = 0,5 \cdot 6,3 \cdot (31 + 8) = 122,85$ мм.

10. Определяем основные геометрические параметры червяка и колеса:

$$D_1 = q \cdot m = 8 \cdot 6,3 = 50,4 \text{ мм;}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 50,4 + 12,6 = 63 \text{ мм;}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 50,4 - 2,4 \cdot 6,3 = 207,9 \text{ мм;}$$

$$d_2 = mz_2 = 6,3 \cdot 31 = 195,3 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 195,3 + 2 \cdot 6,3 = 207,9 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 195,3 - 2,4 \cdot 6,3 = 180,18 \text{ мм};$$

$$d_{a \text{ max}} = d_{a2} + \frac{6m}{z_2 + 2} = 217,35 \text{ мм}$$

$$b_1 = (11 + 0,067z_2) m = (11 + 0,067 \cdot 31) \cdot 6,3 = 82,4 \text{ мм}$$

Принимаем стандартное значение из ряда R40 нормальных линейных размеров, мм: 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250, 260, 280 и др.

Принимаем $b_1 = 85 \text{ мм}$.

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} \leq 0,75 \cdot 63 = 47 \text{ мм}$$

Принимаем $b_2 = 48 \text{ мм}$

11. Окружная скорость червяки

$$v_1 = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{149 \cdot 50,4}{2000} = 3,75 \text{ м/с}$$

9. 12 Определяем угол трения $\varphi = 2^\circ$ в зависимости от скорости скольжения по Приложению

13. Определяем угол подъема винтовой линии $\gamma = \text{arctg}(z_1/q) = 14^\circ$

14. КПД червячной передачи

$$\eta = 0,95 \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \varphi)} = 0,95 \frac{\text{tg} 14^\circ}{\text{tg}(14^\circ + 2^\circ)} = 0,83$$

Список используемой литературы

Основные источники:

1. Олофинская, В.П. Детали машин. Краткий курс, практические занятия и тестовые задания [Текст]: учебное пособие/ В.П. Олофинская.- Москва: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2013.- 240с.

Дополнительные источники

1. Тимофеев, Г.А. Теория механизмов и машин. [Текст]: учебник и практикум для СПО / Г.А. Тимовеев. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва: Юрайт, 2016. – 429с.

**МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТАЛЕЙ ДЛЯ
ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ДРУГИХ ДЕТАЛЕЙ**

Марка стали	Термообработка	Предельные размеры заготовки, мм		Твердость зубьев		Механические характеристики, Н/мм ²		
		D	S	сердцевины	поверхности	σ_B	σ_T	σ_{-1}
40Л	Нормализация	Любые		163...207НВ	163...207 НВ	550	320	220
45	Улучшение	125	80	235...262 НВ	235...262 НВ	780	540	335
	Улучшение	80	50	269...302 НВ	269...302 НВ	890	650	380
40Х	Улучшение	200	125	235...262 НВ	235...262 НВ	790	640	375
	Улучшение	125	80	269...302 НВ	269...302 НВ	900	750	410
	Улучшение и закалка ТВЧ	125	80	269...302 НВ	45...50 HRC	900	750	410
40ХН 35ХМ	Улучшение	315	200	235...262 НВ	235...262 НВ	800	630	380
	Улучшение	200	125	269...302 НВ	269...302 НВ	920	750	420
	Улучшение и закалка ТВЧ	200	125	269...302 НВ	48...53HRC	920	750	420
40ХНМА	Улучшение и азотирование	125	80	269...302 НВ	50...56 HRC	980	780	440
20Х 20ХНМ 80ХГТ	Улучшение, цементация и закалка	200	125	300...400 НВ	56...63HRC	1000	800	450

I - марки сталей одинаковы для колеса и шестерни: 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ. ТО колеса — улучшение, твердость 235...262 НВ, ТО шестерни — улучшение, твердость 269...302 НВ;

II - марки сталей одинаковы для колеса и шестерни: 40Х, 40ХН, 35ХМ. ТО колеса — улучшение, твердость 235...262 НВ, ТО шестерни — улучшение и последующая закалка ТВЧ, твердость 45...50 HRC, 48...53 HRC и др. (зависит от марки стали);

III - марки сталей одинаковы для колеса и шестерни: 40Х, 40ХН, 35ХМ. ТО колеса и шестерни одинакова — улучшение и последующая закалка ТВЧ, твердость 45...50 HRC, 48...53 HRC и др. (зависит от марки стали);

IV - марки сталей различны для шестерни и колеса. Для колеса: 40Х, 40ХН, 35ХМ; ТО — улучшение и последующая закалка ТВЧ, твердость 45...50 HRC, 48...53 HRC и др. (зависит от марки стали).

Марки сталей для шестерни: 20Х, 20ХНМ, 18ХГТ. ТО шестерни — улучшение, затем цементация и закалка; твердость 56...63 HRC.

V — марки сталей одинаковы для колеса и шестерни: 20Х, 20ХНМ, 18ХГТ. ТО колеса и шестерни одинакова — улучшение, затем цементация и закалка; твердость 56...63 HRC.

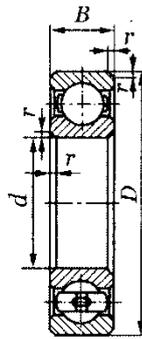
МОДУЛЬ ЗУБЬЕВ m (ВЫБОРКА)

Ряды	Значения модуля m , мм										
1	1,0	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10
2	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11

Примечания: 1. Приведенные значения модулей распространяются на цилиндрические и конические зубчатые колеса.

2. При выборе модулей первый ряд следует предпочитать второму.

ШАРИКОВЫЕ ПОДШИПНИКИ РАДИАЛЬНЫЕ ОДНОРЯДНЫЕ (ГОСТ 8338-75)



Условное обозначение подшипника	Серия	Размеры, мм				C_r , Н	C_{0r} , Н	Предельная частота вращения, мин ⁻¹ , при смазочном материале		
		d	D	B	r			Пластичном	Жидком	
104	Особо легкая нормальная	20	42	12	1	9360	4500	17 000	20 000	
105		25	47	12	1,5	11 200	5600	15 000	18 000	
106		30	55	13	1,5	13 300	6800	12 000	15 000	
107		35	62	14	1,5	15 900	8500	10 000	13 000	
108		40	68	15	1,5	16 800	9300	9500	12 000	
109		45	75	16	1,5	21 200	12 200	9000	11 000	
110		50	80	16	2	21 600	13 200	8500	10 000	
111		55	90	18	2	28 100	17 000	7500	9000	
112		60	95	18	2	29 600	18 300	6700	8000	
113		65	100	18	2	30 700	19 600	6300	7500	
114		70	110	20	2	37 700	24 500	6000	7000	
115		75	115	20	2	39 700	26 000	5600	6700	
202		Легкая узкая	15	35	11	1	7800	3550	19 000	24 000
203			17	40	12	1	9560	4500	17 000	20 000
204			20	47	14	1,5	12 700	6200	15 000	18 000
205	25		52	15	1,5	14 000	6950	12 000	15 000	
206	30		62	16	1,5	19 500	10 000	10 000	13 000	
207	35		72	17	2	25 500	13 700	9000	11 000	
208	40		80	18	2	32 000	17 800	8500	10 000	
209	45		85	19	2	33 200	18 600	7500	9000	
210	50		90	20	2	35 100	19 800	7000	8500	
211	55		100	21	2,5	43 600	25 000	6300	7500	
212	60		110	22	2,5	52 000	31 000	6000	7000	
213	65		120	23	2,5	56 000	34 000	5300	6300	
214	70		125	24	2,5	61 800	37 500	5000	6000	
215	75		130	25	2,5	66 300	41 000	4800	5600	

Условное обозначение подшипника	Серия	Размеры, мм				C_r , Н	C_{0r} , Н	Предельная частота вращения, мин ⁻¹ , при смазочном материале	
		d	D	B	r			Пластичном	Жидком
302	Средняя узкая	15	42	13	1,5	11 400	5400	17 000	20 000
303		17	47	14	1,5	13 500	6650	16 000	19 000
304		20	52	15	2	15 900	7800	13 000	16 000
305		25	62	17	2	22 500	11 400	11 000	14 000
306		30	72	19	2	28 100	14 600	9000	11 000
307		35	80	21	2,5	33 200	18 000	8500	10 000
308		40	90	23	2,5	41 000	22 400	7500	9000
309		45	100	25	2,5	52 700	30 000	6700	8000
310		50	110	27	3	61 800	36 000	6300	7500
311		55	120	29	3	71 500	41 500	5600	6700
312		60	130	31	3,5	81 900	48 000	5000	6000
313		65	140	33	3,5	92 300	56 000	4800	5600
314		70	150	35	3,5	104 000	63 000	4500	5300
315		75	160	37	3,5	112 000	72 500	4300	5000
316		80	170	39	3,5	124 000	80 000	3800	4500

ЗНАЧЕНИЯ X, Y, e ДЛЯ РАДИАЛЬНЫХ И РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ШАРИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

α°	iF_a/C_{0r}	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные				e
		$F_a/(VF_r) > e$		$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	
0	0,014	0,56	2,30	1,0	0	0,56	2,30	0,19
	0,028		1,99				1,99	0,22
	0,056		1,71				1,71	0,26
	0,084		1,55				1,55	0,28
	0,110		1,45				1,45	0,30
	0,170		1,31				1,31	0,34
	0,280		1,15				1,15	0,38
	0,420		1,04				1,04	0,42
	0,56		1,00				1,00	0,44
12	0,014	0,45	1,81	1,0	2,08	0,74	2,94	0,30
	0,028		1,62		1,84		2,63	0,34
	0,056		1,46		1,69		2,37	0,37
	0,084		1,34		1,52		2,18	0,41
	0,11		1,22		1,39		1,98	0,45
	0,17		1,13		1,30		1,84	0,48
	0,28		1,04		1,20		1,69	0,52
	0,42		1,01		1,16		1,64	0,54
	0,56		1,00		1,16		1,62	0,54
26	—	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,41	0,68
36	—	0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95

Примечание. Коэффициенты Y и e для промежуточных отношений iF_a/C_{0r} определяются интерполяцией.

ПРИЗМАТИЧЕСКИЕ ШПОНКИ (ГОСТ 23360-78)

Диаметр вала d , мм	Сечение шпонки, мм		Глубина паза, мм	
	b	h	Вала t_1	Отверстия t_2
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3
Св. 17 до 22	6	6	3,5	2,8
Св. 22 до 30	8	7	4	3,3
Св. 30 до 38	10	8	5	3,3
Св. 38 до 44	12	8	5	3,3
Св. 44 до 50	14	9	5,5	3,8
Св. 50 до 58	16	10	6	4,3
Св. 58 до 65	18	11	7	4,4
Св. 65 до 75	20	12	7,5	4,9
Св. 75 до 85	22	14	9	5,4
Св. 85 до 95	25	14	9	5,4
Св. 95 до 110	28	16	10	6,4
Св. 110 до 130	32	18	11	7,4

Примечания: 1. Стандартный ряд длин l , мм: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; ... до 500.

2. Пример условного обозначения шпонки $b = 14$ мм; $h = 9$ мм; $l = 100$ мм исполнения 1: Шпонка 14×9×100 ГОСТ 23360—78. Пример условного обозначения шпонки исполнения 2: Шпонка 2-14×9×100 ГОСТ 23360—78.

ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ КОНИЧЕСКИЕ (ГОСТ 12289-76)

ГОСТ 12289-76 Стр. 4

Номинальное значение внешнего диаметра делительного диаметра колеса d_{e2} , мм	Ширины зубчатых венцов b , мм, для номинальных передаточных чисел i																	
	1,00	1,12	1,25	1,40	1,60	1,80	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55	4,00	4,50	5,00	5,60	6,30	
50	10	9,5	9	9	8,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
56	11	10,5	10	10	9,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
63	13	12	11,5	11	10,5	10	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
71	14	14	13	12	12	11,5	11,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
80	16	15	15	14	13	13	13	12	12	—	—	—	—	—	—	—	—	—
90	18	17	16	16	15	15	14	14	14	—	—	—	—	—	—	—	—	—
100	20	19	18	18	17	16	16	16	15	15	15	—	—	—	—	—	—	—
112	22	21	20	20	19	18	18	17	17	17	17	—	—	—	—	—	—	—
125	25	24	22	22	21	20	20	19	19	19	19	19	18	—	—	—	—	—
140	28	26	26	24	24	22	22	22	21	21	21	21	21	20	—	—	—	—
160	32	30	30	28	28	26	25	25	25	24	24	24	24	24	24	24	24	24
180	36	34	32	32	30	30	28	28	28	28	26	26	26	26	26	26	26	26
200	40	38	38	34	34	32	32	32	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
225	45	42	42	40	38	36	36	36	34	34	34	34	32	32	32	32	32	32
250	50	48	45	45	42	40	40	40	38	38	38	38	36	36	36	36	36	36
280	55	52	52	50	48	45	45	45	42	42	42	42	42	42	42	42	42	42
315	65	60	60	55	52	52	50	50	48	48	48	48	45	45	45	45	45	45
355	70	70	65	63	60	60	55	55	55	55	55	52	52	52	52	52	52	52
400	80	75	75	70	70	65	63	63	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
450	90	85	80	80	75	75	70	70	70	70	70	70	70	70	70	70	70	70
500	100	95	90	90	85	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80

Продолжение

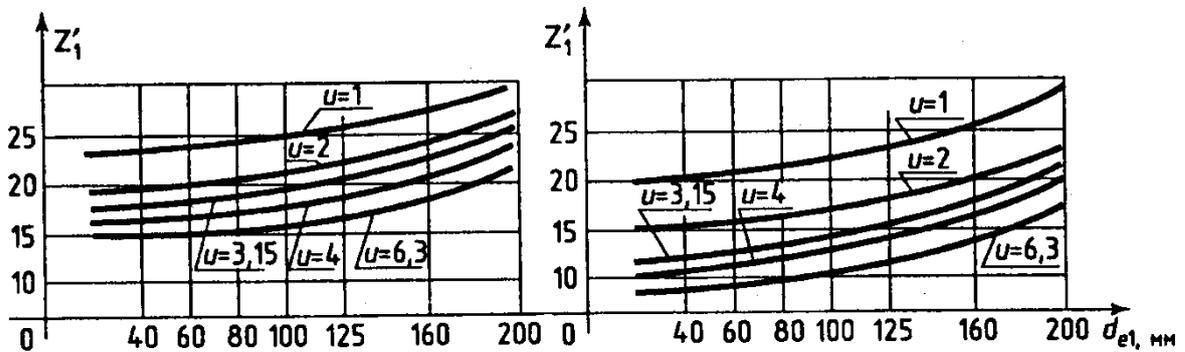
Номинальные значения внешнего диаметра колеса $d_{вн}$, мм	Ширины зубчатых венцов b , мм, для номинальных передаточных чисел i																
	1,00	1,12	1,25	1,40	1,60	1,80	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55	4,00	4,50	5,00	5,60	6,30
560	—	—	—	—	—	90	90	90	85	85	85	85	80	80	80	80	80
630	—	—	—	—	—	100	100	95	95	95	95	95	90	90	90	90	90
710	—	—	—	—	—	120	110	110	110	110	105	105	105	105	105	105	100
800	—	—	—	—	—	130	130	125	125	120	120	120	120	120	120	120	120
900	—	—	—	—	—	—	—	140	140	140	130	130	130	130	130	130	130
1000	—	—	—	—	—	—	—	—	150	150	150	150	150	150	150	140	140
1120	—	—	—	—	—	—	—	—	—	170	170	170	160	160	160	160	160
1250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	190	190	180	180	180	180	180
1400	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	210	210	210	210	200	200
1600	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Примечание. Допускается применять ширины зубчатых венцов, определяемые расчетным путем по ГОСТ 19326—73 и ГОСТ 19624—74.

ГРАФИКИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ЗНАЧЕНИЯ ЧИСЛА ЗУБЬЕВ z_1 КОНИЧЕСКОЙ ШЕСТЕРНИ

Предварительное значение числа зубьев шестерни z_1' в зависимости от ее диаметра d_{e1} передаточного числа u и вида передачи, а затем уточняют z_1 с учетом твердостей зубьев шестерни и колеса.

Твердость	$H_1 \leq 350$ НВ $H_2 \leq 350$ НВ	$H_1 \geq 45$ HRC $H_2 \leq 350$ НВ	$H_1 \geq 45$ HRC $H_2 \geq 45$ HRC
Число зубьев z_1	$1,6z_1'$	$1,3z_1'$	z_1'



а) прямозубая

б) с круговыми зубьями

МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛОВ ВЕНЦОВ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

Группа материалов	Марка бронзы, чугуна	Способ отливки	σ_T	σ_n	$\sigma_{из}$	Скорость скольжения v_s , м/с
			Н/мм ²			
I	БрО10Н1Ф1	Центробежный	165	285	—	> 5
	БрО10Ф1	В кокиль	200	275	—	> 5
	БрО10Ф1	В песок	140	230	—	> 5
II	БрА9Ж3Л	Центробежный	200	500	—	2...5
	БрА9Ж3Л	В кокиль	195	490	—	2...5
	БрА9Ж3Л	В песок	195	395	—	2...5
III	СЧ15	В песок	—	—	355	≤ 2

Примечание. σ_T — предел текучести; σ_n — временное сопротивление при растяжении; $\sigma_{из}$ — предел прочности при изгибе.

**ЗНАЧЕНИЯ УГЛА φ' ТРЕНИЯ В ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕ
ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СКОРОСТЯХ v_s СКОЛЬЖЕНИЯ**

v_s , м/с	φ'	v_s , м/с	φ'	v_s , м/с	φ'
1,0	2°30'...3°10'	2,5	1°40'...2°20'	7	1°00'...1°30'
1,5	2°20'...2°50'	3	1°30'...2°00'	10	0°55'...1°20'
2	2°00'...2°30'	4	1°20'...1°40'	15	0°50'...1°10'