

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ВОЗДУШНОГО ТРАНСПОРТА
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ» (МГТУ ГА)

Кафедра технической механики и инженерной графики

С.Н. Луканин, Т.Н. Хромых

ДЕТАЛИ МАШИН

Учебно-методическое пособие
по изучению дисциплины

*для студентов III курса
направления 25.03.01
заочной формы обучения*

Москва
ИД Академии Жуковского
2018

УДК 621.8(07)
ББК 6П5.3
Л84

Рецензент:

Петров Ю.В. – д-р техн. наук, проф.

Луканин С.Н.

Л84 Детали машин [Текст] : учебно-методическое пособие по изучению дисциплины / С.Н. Луканин, Т.Н. Хромых. – М.: ИД Академии Жуковского, 2018. – 20 с.

Данное учебно-методическое пособие издается в соответствии с рабочей программой учебной дисциплины «Детали машин» по учебному плану для студентов III курса направления 25.03.01 заочной формы обучения.

Рассмотрено и одобрено на заседании кафедры 06.03.2018 г. и методического совета 14.03.2018 г.

УДК 621.8(07)
ББК 6П5.3

В авторской редакции

Подписано в печать 30.05.2018 г.
Формат 60x84/16 Печ. л. 1,25 Усл. печ. л. 1,16
Заказ № 303/0514-УМП03 Тираж 80 экз.

Московский государственный технический университет ГА
125993, Москва, Кронштадтский бульвар, д. 20

Издательский дом Академии имени Н. Е. Жуковского
125167, Москва, 8-го Марта 4-я ул., д. 6А
Тел.: (495) 973-45-68
E-mail: zakaz@itsbook.ru

© Московский государственный технический
университет гражданской авиации, 2018

Задача предлагаемого методического пособия - помочь студентам заочного отделения самостоятельно изучить теоретическую часть курса «Детали машин». Специфика курса состоит в том, что, завершая цикл общетехнических дисциплин, обеспечивающих подготовку специалистов по эксплуатации летательных аппаратов и авиадвигателей (высшая математика, инженерная и компьютерная графика, теоретическая механика, сопротивление материалов), дисциплина «Детали машин» является базовой для изучения последующих специальных дисциплин: «Техническая диагностика», «Технологические процессы технического обслуживания», «Производство и ремонт ЛА и Д», «Конструкция и прочность самолёта», «Системы самолёта и двигателя», «Конструкция и прочность двигателей», «Основы конструкции и прочности самолета», «Основы конструкции и прочности двигателя». Исходя из этого, укажем, что целью изучения деталей машин является формирование у студентов инженерного мышления на основе знаний в области механики и получение знаний об основах расчета и конструирования деталей и узлов с использованием критериев их работоспособности.

Рекомендации по изучению дисциплины даны применительно к популярному учебнику М.Н. Иванова, В.А. Финогенова «Детали машин». С этой целью в настоящем пособии сохранены названия разделов, глав, параграфов и даже отдельных пунктов указанного учебника.

Рекомендуемая литература:

1. Иванов М.Н., Финогенов В.А. «Детали машин». М.: Высшая школа, 2013.
2. Луканин С.Н., Хромых Т.Н. Пособие по выполнению курсового проекта. – 2017.
3. Машошин О.Ф., Бородин Н.А., Луканин С.Н. Пособие по выполнению лабораторных работ. – 2010.
4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. «Конструирование узлов и деталей машин». М.: Высшая школа, 2008. - 420 с.
5. Ряховский О.А «Атлас конструкций узлов и деталей машин». М.: МГТУ им. Баумана, 2005.
6. Анурьев В.И. «Справочник конструктора-машиностроителя» - М.: Машиностроение, 2001 – 720 с. (т 1), - 560 с. (т 2-3).

Введение

Основные понятия и определения. *Деталь, сборочная единица (узел).*

Найдите самостоятельно определение понятиям *механизм* и *машина*.
Детали общего назначения и специального назначения.

Основные требования к конструкции деталей машин – *прочность* и *жесткость*. Специфические критерии работоспособности: износостойкость, коррозионная стойкость, теплостойкость, виброустойчивость и др.

Для расчета деталей по критерию «прочность» надо из курса «Сопrotивление материалов» знать: что называют напряжением; основные механические характеристики конструкционных материалов (E , σ_T , τ_T , σ_B , τ_B , σ_{-1} , τ_{-1}); формулы, по которым определяются напряжения при растяжении (сжатии), при изгибе, при кручении, при сдвиге (срезе), при смятии. Надо уметь записывать условие прочности детали (например, $\sigma = (\text{формула}) \leq [\sigma]$ или $\tau = (\text{формула}) \leq [\tau]$); определять допускаемые напряжения (например, при статическом нагружении $[\sigma] = \sigma_T/n$, или $[\tau] = \tau_T/n$ и при циклическом нагружении $[\sigma] = \sigma_{-1}/n$ или $[\tau] = \tau_{-1}/n$); рационально назначать величину коэффициента запаса прочности n , зависящего от точности расчетных формул, надежности материала детали и степени ее ответственности. Обычно принимают $n = 1,2 \dots 3$. Если размеры детали, ее материал и нагрузка известны, условие прочности используют как проверочное условие. Если размеры детали неизвестны, то назначают материал для нее, определяют допускаемое напряжение и, используя, условие прочности, определяют ее размеры.

Для расчета детали по критерию «жесткость» надо из курса «Сопrotивление материалов» знать формулы для определения линейной деформации Δ или угловой деформации φ , иметь информацию о допустимых эксплуатационных деформациях $[\Delta]$ или $[\varphi]$, записать проверочное условие выполнения требуемой жесткости детали (например, $\Delta \leq [\Delta]$ или $\varphi \leq [\varphi]$) и убедиться в его выполнении. С примером расчета редукторного вала на жесткость можно познакомиться по [1], § 15.3 пункт «Расчет на жесткость».

Пример расчета детали по критерию виброустойчивости можно рассмотреть по [1], § 15.3 пункт «Расчет на колебания».

Остальные критерии расчета деталей машин, перечисленные выше, рассматриваются в спецкурсах.

Вопросы для самопроверки

1. Какие требования предъявляют к деталям и узлам?
2. Что называют прочностью, жесткостью, виброустойчивостью, износостойкостью?
3. Как записываются условия прочности и жесткости?
4. По каким формулам определяются напряжения растяжения (сжатия), изгиба, кручения, сдвига?
5. Какие механические характеристики конструкционных материалов Вы знаете?
6. Что называют допускаемым напряжением? Как оно определяется?
7. Что называют коэффициентом запаса прочности? Зачем его вводят в прочностные расчеты?
8. Чем расчет на статическую прочность отличается от расчета на выносливость?
9. Что такое усталость материалов? При каких напряжениях она возникает?
10. Что называют износостойкостью деталей и от чего она зависит? Как повышают износостойкость?

Раздел первый. Соединения деталей машин.

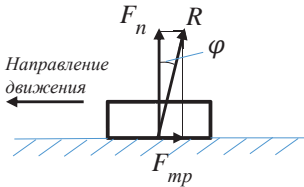
Связи деталей шарнирно-подвижные и шарнирно-неподвижные. Разъемные и неразъемные соединения. Основные критерии работоспособности и расчета соединений.

Глава 1 Резьбовые соединения

В § 1.1 изучите следующие темы. Цилиндрические и конические резьбы. Профили резьб: треугольная, прямоугольная, трапецеидальная симметричная, трапецеидальная несимметричная (упорная). Геометрические параметры резьб: наружный (номинальный) диаметр d ; внутренний d_1 ; средний d_2 ; шаг p , угол подъема ψ ($\operatorname{tg}\psi = p/\pi d_2$). В пункте «Выбор профиля резьбы» обратите внимание на то, что в крепежной треугольной резьбе потери на трение на (12...15)% больше, чем резьбе прямоугольной.

С основными типами крепежных деталей и способами стопорения резьбовых соединений надо ознакомиться в § 1.2 и § 1.3.

§ 1.4 Теория винтовой пары



Из теоретической механики известно, что при движении тела по шероховатой поверхности сила трения по закону Кулона $F_{\text{тр}} = F_n \cdot f$, где F_n – нормальная реакция на тело со стороны связи (поверхности); f – коэффициент трения. R – равнодействующая сил F_n и $F_{\text{тр}}$. Угол φ – угол трения. $\operatorname{tg}\varphi = F_{\text{тр}}/F_n = F_n \cdot f/F_n = f$. Или $\varphi = \arctg f$.

Внешний момент $T_{\text{зав}}$, приложенный к гайке при ее завинчивании, уравнивается моментом сил трения на опорном торце гайки $T_{\text{т}}$ и моментом сил сопротивления в резьбе $T_{\text{р}}$, т.е. $T_{\text{зав}} = T_{\text{т}} + T_{\text{р}}$. Моменты $T_{\text{т}}$ и $T_{\text{р}}$ в зависимости от осевой нагрузки винта F и геометрических параметров резьбы определяются по формулам 1.4 и 1.5. Суммарный момент завинчивания определяют по формуле 1.6. При помощи этой формулы в ответственных резьбовых соединениях можно найти предельное значение $T_{\text{зав}}$, ограничивающее максимальную осевую нагрузку винта F .

Самоторможение и КПД винтовой пары. Условие самоторможения. Причины самоотвинчивания резьбовых крепежных соединений. Формула 1.11 для определения КПД. Зависимость КПД от ψ и φ . Применение многозаходных винтов. Распределение осевой нагрузки винта по виткам резьбы (рис. 1.15, б). Конструкции специальных гаек, выравнивающих распределение нагрузки.

В § 1.5 обратите внимание на формулы 1.12, по которым определяются напряжения среза в резьбе винта и гайки. Надо знать почему высота гайки

$H \approx 0,8d$ и помнить о том, что прочность резьбы в стандартных крепежных деталях превышает прочность стержня болта.

§ 1.6 Расчет на прочность стержня винта при различных случаях нагружения

Прочность болта, нагруженного только внешней растягивающей силой. Опасное сечение. Условие прочности (формула 1.16), из которого при проектировочном расчете можно определить внутренний диаметр резьбовой части болта $d_1 \geq \sqrt{4F/\pi[\sigma]}$. По расчетному d_1 и по стандартам на резьбы определяют номинальный диаметр d .

Расчет болта, нагруженного только предварительной затяжкой $F_{зат}$. Напряжение растяжения от силы $F_{зат}$ и напряжения кручения от момента T_p (формула 1.17). Условие прочности по эквивалентному напряжению (формула 1.18 и $\sigma_{экр} \approx 1,3\sigma$). Упрощенная формула 1.19, которая дает $d_1 \geq \sqrt{4F_{1,3}/\pi[\sigma]}$. Рекомендация не применять в машиностроении болты диаметром меньше М8. Использование ключей предельного момента.

В пункте «Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке» надо изучить два варианта расчетов.

I. Болт поставлен с зазором. Условие неподвижности деталей в стыке по формулам 1.20, которое можно решить, определив $d_1 \geq \sqrt{4F_{зат}/\pi[\sigma]}$. Влияние переменной внешней нагрузки.

II. Болт поставлен без зазора. Технология сборки соединения. Напряжения среза и смятия (формулы 1.21 и 1.22). Определение диаметра цилиндрической (не резьбовой!) части болта из расчета на срез $d \geq \sqrt{4F/i\pi[\tau]}$ и проверка по напряжениям смятия.

Сравнительная характеристика установки болтов с зазором и без зазора. Применение в современном авиастроении болтов с упругопластическим натягом.

Из пункта «Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей» следует запомнить следующее. Если соединение «детали + прокладка + болт с гайкой», нагруженное предварительной затяжкой $F_{зат}$ (болт растянут силой $F_{зат}$, а детали сжаты силой $F_{зат}$), дополнительно нагрузить внешней силой F (см., например, рис. 1.23), раскрывающей стык деталей, то не вся сила F идет на увеличение нагрузки болта, а только ее часть, равная χF . Коэффициент χ называется коэффициентом внешней нагрузки. Он зависит от размеров и материалов деталей, прокладок и болта. Для приближенных расчетов можно принять $\chi = 0,25$. Тогда суммарная расчетная нагрузка на болт равна $F_p = F_{зат} + \chi F$ (формула 1.26). При этом в стержне болта возникают напряжение растяжения σ от силы F_p и напряжение кручения τ от момента сил в резьбе T_p . Поэтому внутренний диаметр резьбы надо определить по формуле, полученной выше, $d_1 \geq \sqrt{4F_p/1,3/\pi[\sigma]}$.

Помимо прочности болта в задаче имеется еще одна проблема. Оставшаяся часть внешней силы $(1 - \chi)F$ должна идти на уменьшение усилия сжатия деталей в стыке. Значит, остаточное усилие в стыке $F_{ст} = F_{зат} - (1 - \chi)F$ (формула 1.27). Очевидно, что для нераскрытия стыка (т.е. его герметичности) должно выполняться условие $F_{ст} > 0$, или $F_{зат} - (1 - \chi)F > 0$. Поэтому должно быть $F_{зат} > (1 - \chi)F$. Обычно рекомендуют назначать затяжку с запасом $F_{зат} > K_{зат}F$ (формула 1.28), где коэффициент затяжки при постоянной внешней нагрузке $K_{зат} \approx 2,0$, а при переменной $K_{зат} \approx 4$.

В § 1.7 обратите внимание на то, как важно (и почему это важно) в резьбовых соединениях обеспечивать параллельность опорных поверхностей соединяемых деталей, гайки и головки болта.

§ 1.8 Расчет соединений, включающих группу болтов

Допущения, принятые в расчетах. Три характерные случая расчета соединений.

I. Внешняя нагрузка R перпендикулярна стыку деталей и проходит через его центр тяжести (рис. 1.29). В этом случае вначале надо определить долю внешней нагрузки, приходящейся на один болт. Т.е. $F = R/z$, где z – количество болтов. Затем по формуле 1.40 определяют предварительную затяжку каждого болта, обеспечивающую нераскрытие стыка. После этого надо определить суммарную (расчетную) нагрузку $F_p = F_{зат} + \chi F$ (формула 1.26), допустимое напряжение $[\sigma]$ и внутренний диаметр резьбы болта $d_1 \geq \sqrt{4F_p / 1,3/\pi[\sigma]}$, а затем по стандартам и д.

II. Внешняя нагрузка R сдвигает детали в стыке (см. рис. 1.30). Вначале определяем центр тяжести болтов, который часто называют центром стыка. Для группы болтов, имеющей две оси симметрии (как на рис. 1.30), это сделать не трудно. Действие силы R , не проходящей через центр стыка, заменяем такой же силой R , приложенной в центре стыка (она показана пунктиром) и сосредоточенным моментом $T = Rl$ (он показан пунктиром). Сила R в центре стыка стремится сдвинуть деталь, а момент T стремится ее повернуть. Значит, по принципу независимости действия сил (принцип суперпозиции) определяем две компоненты реакции болтов. Сдвигающие реакции от силы R равны $F_{R1} = F_{R2} = \dots = F_{R6} = F_R = R/z$. Эти реакции показаны на рисунке. Они направлены в сторону, противоположную R . Сдвигающие реакции болтов F_T от момента T перпендикулярны радиусам $r_1, r_2 \dots r_6$ и их величины пропорциональны расстояниям болтов от центра стыка. По условию равновесия сумма моментов всех сил относительно центра стыка должна равняться нулю. $F_{T1} \cdot r_1 + F_{T2} \cdot r_2 + \dots + F_{T6} \cdot r_6 - Rl = 0$. Но $F_{T1} = F_{T3} = F_{T4} = F_{T6}$, т.к. $r_1 = r_3 = r_4 = r_6$ и $F_{T2} = F_{T5}$, т.к. $r_2 = r_5$. Тогда уравнение равновесия примет вид $4F_{T1} \cdot r_1 + 2F_{T2} \cdot r_2 = Rl$. Используя соотношение $F_{T1}/F_{T2} = r_1/r_2$, получим $4F_{T2} \frac{r_1}{r_2} r_1 + 2F_{T2} r_2 = Rl$. Решая уравнение, получаем F_{T2} , а затем и

$F_{T1} = F_{T2} \frac{r_1}{r_2}$. Суммарная сдвигающая нагрузка каждого болта равна геометрической сумме сил F_R и F_T . Например, для болта № 1 суммарный вектор F_1 можно определить геометрически, построив в масштабе на силах F_R и F_{T1} параллелепипед, а затем и диагональ F_1 . Можно F_1 определить и аналитически по формуле $F_1 = \sqrt{F_R^2 + F_{T1}^2 + 2F_R F_{T1} \cos \alpha}$, где $\alpha = \arctg\left(\frac{a}{0,5b}\right)$ – угол между векторами F_R и F_T , который равен углу между радиусами r_1 и r_2 . По суммарным нагрузкам $F_1, F_2 \dots F_6$ определяем наиболее нагруженные болты. Для данной задачи это будут болты № 1 и № 3.

Расчет болтов на прочность зависит от способа их установки.

Если болты поставлены без зазора, то сдвигающая нагрузка F_1 (или F_3) воспринимается непосредственно цилиндрической частью болта повышенной точности. Болт и детали надо рассчитывать на срез и смятие. Тогда $d \geq \sqrt{4F_1/\pi[\tau]}$, и должно выполняться условие $\sigma_{см} = \frac{F_1}{d\delta_2} \leq [\sigma_{см}]$.

Если болты поставлены с зазором, то вначале надо определить предварительную затяжку болтов $F_{зат} = \frac{F_1}{f} K$, где $K = 2$ – запас по сдвигу, а коэффициент трения для чугуновых или стальных деталей $f = 0,15 \dots 0,2$. Внутренний диаметр резьбовой части болта $d_1 \geq \sqrt{4F_{зат} 1,3/\pi[\sigma]}$. По d_1 из справочника на резьбы можно определить d .

Ознакомьтесь с пунктом «Оптимизация конструкции» и обратите внимание на методику расчета болтов фланцевых муфт, соединяющих валы.

III. Нагрузка соединения раскрывает стык деталей. Эта тема вызывает определенные трудности при ее изучении и по-разному излагается в учебниках. Изучение темы можно отложить до лекции на экзаменационной сессии.

Вопросы для самопроверки

В дополнение к вопросам в конце главы 1 [1] добавим следующие вопросы:

1. Почему метрическая резьба применяется в качестве крепежной, а прямоугольная и трапецеидальная – в ходовых винтовых механизмах?
2. В чем заключается смысл и как записывается условие самоторможения в резьбе?
3. Почему в расчетах резьбовых соединений определяют, в основном, прочность стержня болта, а не прочность витков резьбы?
4. Из каких соображений высота стандартной гайки определяется соотношением $H \approx 0,8d$?
5. По каким напряжениям определяется диаметр болта, нагруженного только растягивающей силой?
6. По каким напряжениям определяется диаметр болта, нагруженного предварительной затяжкой?

7. По каким напряжениям определяются размеры болта в соединении, нагруженном сдвигающей силой, если: а) болт установлен без зазора; б) болт установлен с зазором?
8. Как определяется суммарная нагрузка болта, затянутого силой $F_{\text{зат}}$ и дополнительно нагруженного внешней растягивающей силой F ?
9. Как проверить выполняется ли условие герметичности стыка деталей?
10. Как определяется реакция для наиболее нагруженного болта в групповом резьбовом соединении?

Глава 2 Заклепочные соединения

В § 2.1 надо ознакомиться с конструкцией и технологией заклепочных соединений. Типы заклепок, применяемых в авиационных конструкциях.

В § 2.2 обратите внимание на методики расчетов соединяемых заклепками листовых деталей.

Вопросы для самопроверки смотрите в конце главы 2.

Глава 3 Сварные соединения

§ 3.1 Электродуговая сварка. Общие сведения о конструкции и технологии сварных соединений. Достоинства и недостатки.

§ 3.2 Конструкции и расчет на прочность сварных соединений. Стыковое соединение. Расчет полосы, сваренной встык (формулы 3.1). В пункте «Нахлесточное соединение» обратите внимание на виды угловых швов и геометрические параметры углового шва – k и $0,7k$. Именно размер $0,7k$ входит во все расчетные формулы. Расчет фланговых швов, нагруженных силой и моментом. Расчет соединения листа с асимметричной деталью, например, - уголком. Лобовые швы. Комбинированные швы. Изучение расчета комбинированных швов, нагруженных моментом, можно отложить до лекции на экзаменационной сессии. Тавровое соединение.

В § 3.3 бегло ознакомьтесь с определением допускаемых напряжений $[\tau']$ для сварных соединений, нагруженных постоянными и переменными напряжениями. Запоминать формулу 3.22 нет смысла, но знать о ее существовании и о ее назначении надо.

Ответьте на вопросы для самоподготовки и изучите примеры расчетов № 3.1 и № 3.2 в конце главы 3.

Глава 6 Шпоночные и шлицевые соединения

§ 6.1 Шпоночные соединения

Соединение призматическими шпонками. Особенности конструкции и работы. Определение напряжений смятия по формуле 6.1 следует рассматривать как основной проверочный расчет шпоночного соединения, где диаметр вала d

определен предыдущими расчетами, сечение шпонки $b \times h$ и глубину канавки на валу t_1 назначают по стандартным таблицам в зависимости от d , а длина шпонки l (а затем и l_p) назначается конструктивно в зависимости от ширины (длины ступицы) той детали, которая устанавливается на валу.

Изучите также пункт «Конструкция соединения с цилиндрической шпонкой (штифтом)».

Оценка шпоночных соединений и их применение (см. § 6.3). Общие замечания по расчету шпоночных соединений (см. § 6.4).

§ 6.5 Шлицевые соединения

Конструкция и классификация. Серии соединений. Соединения с прямобочными зубьями. Способы центрирования.

§ 6.6 Основные критерии работоспособности и расчета

§ 6.7 Расчет шпоночных соединений. Упрощенный расчет по обобщенному критерию для прямобочных зубьев.

Вопросы для самопроверки смотрите в конце главы 6.

Глава 7 Соединение деталей посадкой с натягом (прессовые соединения)

§ 7.1 Общие сведения. Натяг. Способы создания натяга. Влияние погрешностей производства на рассеивание натяга и, как следствие, - на рассеивание нагрузочной способности соединения.

§ 7.2 Прочность прессового соединения. Эту тему советуем изучить, а при необходимости, и решить конкретную задачу в следующей последовательности.

1) Вначале надо определить такое давление в соединении, которое за счет сил трения способно воспринимать внешнюю нагрузку. Если соединение нагружено осевой силой F_a (см. рис. 7.3), то необходимое давление можно определить из формулы 7.2 $p = KF_a/f\pi dl$. Если соединение нагружено крутящим моментом T , то из формулы 7.3 имеем $p = 2KT/f\pi d^2l$. При совместном действии T и F_a вначале надо определить окружную силу $F_t = 2T/d$, а затем давление из

формулы 7.4 $p = K\sqrt{F_t^2 + F_a^2}/f\pi dl$. 2) После определения коэффициентов C_1 и C_2 можно найти расчетный натяг N из формулы 7.5 $N = pd \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)$.

3) Из формулы 7.6 можно определить необходимый минимальный натяг с учетом срезания микронеровностей при напрессовке $N_{\min} = N + u$. 4) По таблицам «допуски и посадки» надо подобрать такую посадку, для которой наименьший натяг оказывается не меньше, чем N_{\min} . Очень полезно рассмотреть пример расчета 7.1 в конце главы 7.

Изучение темы «Расчет прочности соединения, нагруженного изгибающим моментом» и пункта «Расчет прочности и деформаций деталей прессового соединения» можно опустить.

В пункте «Дополнительные указания к расчетам» обязательно обратите внимание на концентрацию напряжений в прессовых соединениях и на способы ее устранения.

В § 7.3 ознакомьтесь с достоинствами и недостатками прессовых соединений.

Вопросы для самоподготовки в конце главы 7.

Раздел второй. Механические передачи

Назначение механических передач. Основные характеристики передач: мощность P_1 на входе и P_2 на выходе, Вт; частоты вращения n_1 и n_2 , об/мин; угловые скорости ω_1 и ω_2 , с^{-1} ; коэффициент полезного действия $\eta = P_2/P_1$; передаточное отношение (передаточное число) $u = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2$. Если $u > 1$, то передача является понижающей, т.е. частота вращения вала на выходе передачи меньше, чем на входе. Такая передача называется редуктор.

Глава 8 Зубчатые передачи

§ 8.1 Общие сведения

Принцип действия и классификация. Передачи цилиндрические, конические, червячные. Передачи с прямыми и косыми зубьями. Оценка и применение.

§ 8.2 Краткие сведения о геометрии и кинематике

В учебнике [1] тема «зубчатые передачи» излагается в предположении, что студенты изучили курс «Теория механизмов и машин», в котором подробно объяснены геометрия зацепления и способы изготовления зубчатых колес. В нашем случае придется несколько дополнить сведения, содержащиеся в учебнике.

Основные параметры зубчатых передач. Меньшее из пары зубчатых колес называют шестерней, а большее – колесом. Параметрам шестерни присваивают индекс 1, а параметрам колеса – 2. z_1 и z_2 – числа зубьев шестерни и колеса. Далее по рис. 8.4 a_w – межосевое расстояние. d_{w1} и d_{w2} – диаметры начальных окружностей, т.е. таких окружностей в шестерне и колесе, которые соприкасаются (в полюсе П) и перекатываются друг по другу без скольжения. d_1 и d_2 – диаметры делительных окружностей. Они делят зубья так, что дуговая толщина зуба, измеренная по делительной окружности, равна длине промежутка между зубьями. Очень часто зубчатые колеса изготавливают так, что $d_{w1} = d_1$ и $d_{w2} = d_2$ (рис. 8.4 не соответствует этому случаю). Такие зубчатые колеса называются нулевыми или (чаще) некорригированными. Корригирование зубчатых колес (или нарезание зубьев со смещением зуборезного инструмента относительно центра O_1 или O_2) применяют для увеличения прочности зубьев. Для корригированных колес $d_{w1} \neq d_1$ и $d_{w2} \neq d_2$, как это показано на рис. 8.4. Шаг

зубчатого колеса p – дуговое расстояние между двумя схожими точками на поверхностях двух соседних зубьев. Шаг p измеряют по делительной окружности. Очевидно, что шаг одинаков для шестерни и колеса. Длину, например, делительной окружности шестерни можно записать в виде $\pi d_1 = pz_1$. Или $d_1 = \frac{p}{\pi} z_1$. Отношение $\frac{p}{\pi}$ обозначают буквой m и называют модуль зубьев. Модуль – основная характеристика размеров зубьев. Измеряется в мм. Модули стандартизированы (см., например, табл. 8.1). Используя модуль, можно записать для нулевых колес: $d_1 = d_{w1} = mz_1$ и $d_2 = d_{w2} = mz_2$; $a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{mz_1 + mz_2}{2}$. При вращении зубчатых колес (шестерня вращается с угловой скоростью ω_1 , а колесо – ω_2) точки контакта зубьев перемещаются по прямой A_1A_2 , которая наклонена под углом α_w к нормали к линии центров O_1O_2 . A_1A_2 – линия зацепления. α_w – угол зацепления. Для некорригированных колес $\alpha_w = 20^\circ$. Отрезок g_a – активный участок линии зацепления, т.е. такой участок, где происходит реальный контакт зубьев. За его пределами зубья либо еще не в контакте, либо уже вышли из контакта. Передаточное число зубчатой передачи можно записать в виде

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{mz_2}{mz_1} = \frac{z_2}{z_1}.$$

При работе зубчатой передачи в различные мгновения времени в зацеплении может находиться либо одна, либо две пары зубьев. Переход от однопарного зацепления к двухпарному происходит практически мгновенно. При этом изменяется нагрузка на зубья, что влияет на их прочность. Для учета этого влияния в расчеты вводят коэффициент перекрытия ε . Он показывает, какую часть времени работы передача находится в режиме двухпарного зацепления. Должно быть $1 \leq \varepsilon \leq 2$. Если, например, $\varepsilon = 1,4$, то это значит, что 40% времени передача двухпарная, а остальное время – однопарная. ε рассчитывают по специальной формуле, которая, например, используется в курсовом проектировании.

§ 8.3 Контактные напряжения и контактная прочность

Напомним, чем отличаются напряжения смятия от контактных напряжений. И те и другие возникают в контакте между двумя сжимаемыми телами. И те и другие перпендикулярны площадке контакта и поэтому их называют нормальными, обозначая символом σ . Но напряжения смятия $\sigma_{см}$ возникают на относительно больших (соизмеримых с размерами контактирующих тел) площадках и распределены равномерно по этим площадкам. Однако, бывают случаи, когда контакт тел без нагрузки происходит либо в точке (шар + шар, шар + плоскость), либо по линии (цилиндр + плоскость, цилиндр + цилиндр вдоль образующих и т.д.). Под действием внешней сжимающей нагрузки из-за упругости материалов начальный точечный контакт превращается в пятно малого диаметра, а линейный контакт – в узкую полоску. Напряжения по ширине пятна, или по ширине полоски изменяются от нуля до

некоторой наибольшей величины σ_H , которое и называют контактным (см. рис. 8.7). Индекс «Н» - первая буква фамилии Herz ученого, который теоретически определил эти напряжения. Формулы 8.1 и 8.2 называются формулами Герца.

Обратите внимание на причины разрушения прижатых друг к другу и вращающихся цилиндрических поверхностей. Надо знать, что называют контактной усталостью и как выглядит кривая контактной выносливости (например, по рис. 8.39). Надо знать, что базовое число циклов N_{HG} (в некоторых пособиях, например, в пособии [2], оно обозначено N_{H0}) – это такое количество циклов нагружения, при котором наклонная часть кривой выносливости переходит в горизонтальный участок. Надо обязательно знать, что предел выносливости σ_{Hlim} (σ_{H0}) – это амплитуда переменных напряжений, под действием которых материал отработает без повреждений не менее базового числа циклов. σ_{Hlim} (σ_{H0}) – одна из основных механических характеристик конструкционного материала. Величины N_{HG} (N_{H0}) и σ_{Hlim} (σ_{H0}) зависят от твердости материалов деталей. Из курса «Материаловедение и технология материалов» вспомните, что называют твердостью, как ее определяют и в каких единицах она измеряется.

§ 8.4 Критерии работоспособности и расчета зубчатых передач

Условия работы зубьев в зацеплении. Поломка зубьев от напряжений изгиба σ_F и выкрашивание поверхности от контактных напряжений σ_H .

§ 8.5 Расчетная нагрузка

Причины появления неравномерности нагрузки по длине зуба. Коэффициент K_β . Влияние расположения зубчатых колес на K_β . Зубчатые колеса прирабатываемые и неприрабатываемые. Коэффициент динамической нагрузки K_v . Причины возникновения дополнительной динамической нагрузки на зубья.

§ 8.6 Расчет прямозубых цилиндрических передач на прочность

Силы в зацеплении F_t , F_r , и F_n (рис. 8.17). Расчет прочности зубьев по контактным напряжениям. Надо знать о существовании формулы 8.13, понимать смысл входящих в формулу величин и помнить о том, что межосевое расстояние зубчатой передачи определяется из расчета на контактную выносливость. Выбор модуля и числа зубьев. Мелкомодульные и крупномодульные колеса.

Расчет прочности зубьев по напряжениям изгиба. Допущения. От силы F_t возникает напряжение сжатия в основании зуба $\sigma_{сж} = \frac{F_r}{sb_w}$. От силы F_t возникает изгибающий момент, который вызывает появление напряжений изгиба $\sigma_{из} = M_{из}/W_{из} = F_t l / (b_w s^2 / 6)$. На рис. 8.19 показаны эпюры $\sigma_{сж}$ и $\sigma_{из}$. Ниже показана эпюра суммарных напряжений. С левой стороны суммарное напряжение сжатия больше, чем суммарное напряжение растяжения с правой стороны зуба. Тем не менее за расчетное напряжение принимают напряжение на растянутой стороне зуба, которое равно $\sigma_F = \sigma_{из} - \sigma_{сж}$. Найдите этому объяснение. Обратите внимание на коэффициент формы зуба Y_F . Надо знать,

зачем его ввели в расчет, от чего он зависит и как он определяется по кривой №0 (некорректированные колеса) из рис. 8.20. Влияние числа зубьев на форму и прочность зубьев. Обратите внимание на рис. 8.21 и разберитесь, почему не рекомендуют изготавливать прямозубые колеса с числом зубьев менее 17?

§ 8.7 Особенности расчета косозубых и шевронных передач

Геометрические параметры. Параметры эквивалентного прямозубого колеса. Важные формулы 8.21 и 8.22. Смысл этих формул в том, что косозубое колесо с делительным диаметром d и числом зубьев z имеет такую же прочность, как и прямозубое колесо большего диаметра d_v и с большим числом зубьев z_v . Преимущественное распространение косозубых колес в технике.

Многопарность и плавность косозубого зацепления. Косозубое зацепление не имеет зоны однопарного зацепления. Специфика применения косозубого зацепления в быстроходных передачах. Связь между суммарной длиной контактных линий l_Σ и углом наклона зубьев β (формула 8.24). Причина ограничения величины $\beta \leq 20^\circ$. Разберитесь, почему косозубую шестерню рекомендуют изготавливать из материала значительно более твердого, чем материал колеса.

Силы в косозубом зацеплении (рис. 8.28 и формулы 8.26).

В пункте «Расчет прочности зубьев по контактным напряжениям» обратите внимание на коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям (формула 8.28) и на формулу для определения a_w (формула 8.31).

Из пункта «Расчет прочности зубьев по напряжениям изгиба» надо запомнить, что нормальный модуль m_n в косозубой передаче, как и в прямозубой, определяется из расчета на прочность по напряжениям изгиба (формула 8.33, допускаемое напряжение $[\sigma_F]$).

§ 8.8 Конические зубчатые передачи. Общие сведения и характеристика. Достоинства и недостатки. Геометрические параметры: d_{e1} , d_{m1} , d_{e2} , d_{m2} , δ_1 , δ_2 , R_e , b (см. рис. 8.30). Передаточное число $u = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1} = tg\delta_2$. Силы в

зацеплении $F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2T_2}{d_{m2}}$; $F_{r1} = F_t \operatorname{tg}a \cos\delta_1 = F_{a2}$; $F_{a1} = F_t \operatorname{tg}a \sin\delta_1 = F_{r2}$.

В пункте «Расчет зубьев прямозубой конической передачи по напряжениям изгиба» обратите внимание на обоснование утверждения «...напряжения изгиба одинаковы по всей длине зуба», имеющего (напоминаем!) разные размеры поперечных сечений. Из пункта «Расчет зубьев прямозубой конической передачи по контактным напряжениям» надо понять назначение формулы 8.44 и знать смысл входящих в формулу параметров.

§ 8.9 Конические передачи с непрямыми зубьями. Тангенциальные зубья. Круговые зубья. Достоинства и недостатки. Преимущественное применение колес с круговыми зубьями.

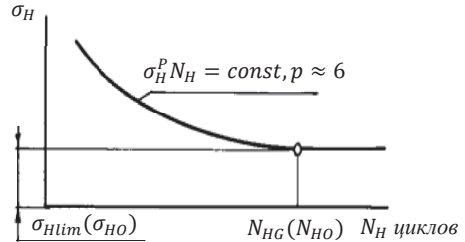
§ 8.10 Передаточное число одноступенчатых и многоступенчатых зубчатых передач. Передаточное число многоступенчатого редуктора равно

произведению передаточных чисел ступеней. Масса и габариты одноступенчатого и многоступенчатого редукторов. Распределение общего передаточного числа по ступеням.

§ 8.12 Материалы и термообработка зубчатых колес. Зависимость контактной прочности зубьев от твердости материалов. Стальные зубчатые колеса с твердостью зубьев менее 350 НВ и более 350 НВ. Объемная закалка и закалка поверхностная. Цементация, нитроцементация, азотирование.

§ 8.13 Допускаемые контактные напряжения при расчете на усталость. Связь между переменными контактными напряжениями σ_H и долговечностью

поверхностей зубьев N_H может быть представлена кривой выносливости, показанной на рисунке. На рис. 8.39 [1] при изображении этой же кривой по горизонтали отложены не числа циклов N_H , а их логарифмы. Это позволило более четко зафиксировать переход



наклонной части кривой в горизонтальную. $N_{HG}(N_{H0})$ и $\sigma_{Hlim}(\sigma_{H0})$ – очень важные характеристики усталостной прочности материала. $N_{HG}(N_{H0})$ – базовое число циклов, зависящее от твердости. $N_{HG}(N_{H0}) = 30H_{cp}^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6$, где H_{cp} – средняя твердость по Бриннелю для зуба шестерни или колеса из таблицы 8.8 [1]. Например, при твердости $H_{cp} = \frac{180+350}{2} = 265$ НВ имеем $N_{HG}(N_{H0}) = 30 \cdot 265^{2,4} = 19,6 \cdot 10^6$ циклов $< 120 \cdot 10^6$ циклов. $\sigma_{Hlim}(\sigma_{H0})$ – предел контактной выносливости, т.е. такое напряжение (переменное максимальное), под действием которого поверхность детали (в нашем случае зубьев колеса) отработает без повреждений не менее базового числа циклов $N_{HG}(N_{H0})$. $\sigma_{Hlim}(\sigma_{H0})$, как и $N_{HG}(N_{H0})$, зависит от твердости материала (см., например, табл. 8.8). Если в режиме постоянной нагрузки зубчатая передача работает длительное время (число циклов перемены напряжений для каждого зуба N_H превышает базу $N_{HG}(N_{H0})$), то допускаемое контактное напряжение, определяемое отдельно для зубьев шестерни и колеса, вычисляются по формуле $[\sigma_H] = \sigma_{H0}/S_H$. Здесь $S_H = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент безопасности. Если же $N_H < N_{H0}$, то $[\sigma_H] = \sigma_{H0}K_{HL}/S_H$, где $K_{HL} = \sqrt[6]{N_{H0}/N_H}$. Расчет коэффициента долговечности K_{HL} при ступенчатых режимах нагрузки можно опустить.

Методика определения допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_F]$ аналогична методике определения $[\sigma_H]$. Обратите внимание на то, что коэффициент безопасности $S_F = 1,55 \dots 1,75$ существенно больше, чем $S_H = 1,1 \dots 1,2$. Объяснение этому очевидное – разрушение зуба при изгибе (его излом в основании) представляет бóльшую опасность, чем постепенно нарастающее усталостное выкрашивание поверхностей зубьев.

Вопросы для самоподготовки после §

§ 8.15 Особенности расчета планетарных передач. В этом параграфе ознакомьтесь с пунктом «Характеристика и применение».

Глава 9 Червячные передачи

§ 9.1 Геометрические параметры и способы изготовления. Червяки цилиндрические и глобоидные с прямолинейным и эвольвентным профилем витков. Материалы и твердость. Червячные колеса. Червячная фреза – копия червяка. Профильный угол $\alpha = 20^\circ$. Осевой модуль. Число заходов червяка. Относительный диаметр червяка q . Угол подъема винтовой линии червяка $\gamma = \arctg(z_1/q)$.

§ 9.2 Кинематические параметры передач. Передаточное число $u = n_1/n_2 = z_2/z_1$, где z_2 – число зубьев на червячном колесе, а z_1 – это не «число зубьев», а число заходов червяка, т.е. количество винтовых выступов на червяке. Обращаем также внимание на то, что для червячной передачи нельзя определять передаточное число в виде отношения делительных диаметров (d_2/d_1), как это делается для цилиндрических зубчатых передач.

Скольжение в зацеплении. Скорость скольжения $V_s = \pi d_1 n_1 / 60 \cos \gamma$. Проанализируйте, как γ влияет на V_s .

§ 9.3 Коэффициент полезного действия червячной передачи $\eta = \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)$. Вспомните из теоретической механики смысл угла трения $\varphi = \arctg f$, где f – коэффициент трения. Зависимость к.п.д. от γ и от f . Условие самоторможения передачи $\gamma < \varphi$. Обратите внимание на то, что при увеличении V_s коэффициент трения f и угол трения φ уменьшаются (см. табл. 9.3), и поэтому к.п.д. увеличивается. Уместно проследить за такой последовательностью выводов: при увеличении числа заходов z_1 увеличивается γ , увеличивается V_s , уменьшаются f и φ , увеличивается к.п.д. Вот почему червячная передача с четырехзаходным ($z_1 = 4$) червяком имеет к.п.д. намного выше, чем при $z_1 = 1$.

§ 9.4 Силы в зацеплении (по рис. 9.7): окружная на червяке F_{t1} , равная осевой на колесе F_{a2} ; окружная на колесе F_{t2} , равная осевой на червяке F_{a1} , и радиальная сила F_r . На рис. 9.7 силы F_{t2} и F_{a1} , F_{t2} и F_{a2} условно смещены. На самом деле они действуют по одной линии.

§ 9.5 Оценка и применение

§ 9.6 Расчет прочности зубьев. Основные критерии работоспособности и расчета. Методы борьбы с заеданием. Расчет по контактным напряжениям. Надо уметь объяснять параметры, входящие в формулу 9.23 и понимать их влияние на a_w . В пункте «Расчет на прочность по напряжениям изгиба» обратите внимание на упрощения 1 и 2 и на формулу 9.24, в которой надо знать все расчетные параметры.

§ 9.7 Материалы и допускаемые напряжения. Червяки. Червячные колеса. Бронзы и латуни. Принципы выбора. Зависимость $[\sigma_H]$ от V_s .

§ 9.8 Тепловой расчет. Обратите внимание на то, почему именно для червячных передач выполняют тепловой расчет. В чем заключается смысл этого расчета? Методы уменьшения температуры нагрева.

Вопросы для самопроверки смотрите в конце главы 9.

Глава 12 Ременные передачи

§ 12.1 Общие сведения. Принцип действия и классификация. Оценка и применение. Достоинства и недостатки.

§ 12.2 Основы расчета ременных передач. Критерии работоспособности и расчета. Передаточное число $u \approx d_2/d_1$. Знак приближенного равенства поставлен из-за упругого скольжения ремня и вызванного этим некоторого отставания ведомого шкива. Напряжение растяжения в ремне σ_1 , напряжение от центробежной силы σ_v и напряжение изгиба $\sigma_{и}$ (см. формулы 12.14 и 12.17). Суммарное напряжение σ_{max} . Скольжение в передаче. Упругое скольжение и буксование. Дуги упругого скольжения и дуги покоя на ведомом и ведущем шкивах. Кривые скольжения и к.п.д. Обзор плоскоремennых и клиноремennых передач.

Глава 14 Передача винт-гайка

§ 14.1 Общие сведения. Передаточное число. Зависимость между окружной силой F_t на маховичке и осевой силой F_a на винте. Достоинства и недостатки.

§ 14.2 Особенности расчета резьбы винтовых механизмов. Основной критерий работоспособности. Назначение $[\sigma_{см}]$.

Глава 15 Валы и оси

§ 15.1 Общие сведения. Назначение валов и осей. Назначение ступеней на валу. Материалы валов.

§ 15.2 Проектный расчет валов. Предварительная оценка участка вала с наименьшим диаметром из расчета только на кручение (изгибающий момент на этапе проектирования еще не известен) при пониженных допускаемых напряжениях (формула 15.1). Именно так приходится поступать при работе над курсовым проектом. Конструирование ступенчатого вала с учетом монтажа необходимых деталей (см., например, рис. 15.1 или КП).

§ 15.3 Проверочный расчет валов. Изучение этой темы желательно совместить с аналогичным этапом работы над курсовым проектом. Выбор расчетной схемы и определение расчетных нагрузок. Замена подшипниковых опор шарнирными связями. Замена распределенных нагрузок по длине ступиц колес и по ширине подшипников сосредоточенными силами. Учет радиальной

нагрузки F_m , вызванной несоосностью валов, соединенных муфтами. Изображение нагрузок на вал, действующих в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях. Определение реакций связей. Построение эпюр изгибающих моментов в двух плоскостях. Определение суммарных изгибающих моментов в сечениях вала, вызывающих опасения с точки зрения прочности.

Изучение пункта «Расчет на прочность» из [1] желательно совместить с разделом «Проверочный расчет тихоходного вала редуктора на прочность» в пособии [2]. Надо помнить, что основным видом разрушения валов является их усталостное разрушение. Напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу (рис. 15.4, а [1]). Напряжения кручения изменяются по отнулевому (пульсирующему) циклу (рис. 15.4, б [1]). Выбор опасных сечений вала в зоне ступенчатых изменений диаметра вала или в зоне шпоночной канавки. Определение суммарных изгибающих моментов для опасных сечений. Определение амплитуд напряжений σ_a и τ_a по формулам 15.5. Определение пределов выносливости материала вала по рекомендациям 15.7. Методику определения масштабного фактора K_d и фактора шероховатости ε рекомендуем изучить по [2]. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_τ (очень важный вопрос!) - по табл. 15.1. Определение запасов сопротивления усталости S_σ и S_τ по формулам 15.4. Определение общего запаса прочности по формуле 15.3. О влиянии коэффициентов K_d , K_F , K_σ и K_τ на усталостную прочность валов более подробно рекомендуем вспомнить из курса «Сопротивление материалов» Эта важная тема будет также изучена на лекции во время экзаменационной сессии.

Выполните обзорное ознакомление с пунктами «Расчет на жесткость» и «Расчет на колебания».

Вопросы для самопроверки смотрите в конце главы 15.

Глава 16 Подшипники. Назначение и классификация

Выполните обзорное ознакомление с §§ 16.1 ... 16.5.

§ 16.6 Подшипники качения. Общие сведения и классификация. Достоинства и недостатки. Подшипники радиальные и радиально-упорные. Серии подшипников. Классы точности.

§ 16.7 Условия работы подшипника качения, влияющие на его работоспособность. Если между деталями подшипника нет зазоров, то относительно благоприятное распределение нагрузки между телами качения представлено на рис. 16.14. Если подшипник не отрегулирован на нулевой зазор, то в работе участвует меньшее количество тел качения и они нагружены сильнее.

Контактные напряжения в деталях подшипников. Характер изменения напряжений на внутреннем и внешнем кольцах подшипника. Смазка подшипников. Пункты «Кинематика подшипника» и «Динамика подшипника» можно пропустить.

§ 16.8 Практический расчет (подбор) подшипников качения. Изучение этой темы желательно совместить с работой над КП. Основные критерии работоспособности и расчета. Усталостное выкрашивание. Остаточные деформации на беговых дорожках.

Выбор подшипников по динамической грузоподъемности. Паспортная динамическая грузоподъемность C (в настоящее время она обозначается C_r). Связь между ресурсом (долговечностью) подшипника L в миллионах оборотов и его паспортной динамической грузоподъемностью C_r определяется формулой $L = \left(\frac{C_r}{P}\right)^p$, где $p = 3$ для шариковых и $p = 10/3$ для роликовых подшипников; P - эквивалентная нагрузка. Несколько упрощая книжную формулировку, укажем, что эквивалентная нагрузка P - это такая радиальная сила, под действием которой подшипник имеет такую же долговечность, как и аналогичный подшипник, нагруженный одновременно радиальной F_r и осевой F_a силами. Эквивалентную нагрузку определяют по формуле $P = (XF_r + YF_a)K_\sigma$, где X и Y определяются по таблице 16.5, а коэффициент безопасности $K_\sigma = 1,3 \dots 1,5$.

В пункте «Особенности расчета нагрузки радиально-упорных подшипников» обратите внимание на то, что осевая нагрузка подшипника F_a равна сумме осевой силы F_A , действующей в зацеплении зубчатых колес (например, косозубых или конических) и дополнительной осевой составляющей S , возникающей за счет наклона контактных поверхностей деталей подшипника, нагруженного радиальной силой F_r (см рис. 16.18, в).

Вопросы для самопроверки смотрите в конце главы 16.

Глава 17 Муфты

При изучении этой главы рекомендуем основное внимание уделить назначению муфт, их классификации, обзору конструктивных особенностей, видам несоосности валов, способам их компенсации, принципам выбора.

Содержание

Введение.....	3
Раздел первый. Соединения деталей машин.....	5
Глава 1 Резьбовые соединения.....	5
Глава 2 Заклепочные соединения.....	9
Глава 3 Сварные соединения.....	9
Глава 6 Шпоночные и шлицевые соединения.....	9
Глава 7 Соединение деталей посадкой с натягом (прессовые соединения).....	10
Раздел второй. Механические передачи.....	11
Глава 8 Зубчатые передачи.....	11
Глава 9 Червячные передачи.....	16
Глава 12 Ременные передачи.....	17
Глава 14 Передача винт-гайка.....	17
Глава 15 Валы и оси.....	17
Глава 16 Подшипники. Назначение и классификация.....	18
Глава 17 Муфты.....	19