

В. П. Олофинская

ДЕТАЛИ МАШИН

Краткий курс и тестовые задания

*Допущено Министерством образования Российской Федерации
в качестве учебного пособия для студентов образовательных учреждений
среднего профессионального образования*

Москва
ФОРУМ — ИНФРА-М
2006

(07)

УДК 621.81(075.32)
ББК 34.44я723
О53

Рецензенты:

председатель комиссии общественных дисциплин *И. Н. Сафонова*
(Королёвский колледж космического машиностроения и технологий);
преподаватель механики *Е. М. Соломатина*
(Русский университет инноваций. Колледж)

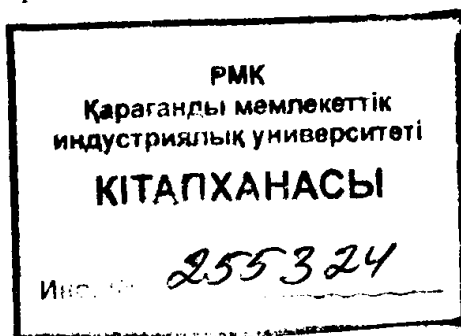
Олофинская В. П.

О53 Детали машин. Краткий курс и тестовые задания: Учеб. пособие. — М.:
ФОРУМ: ИНФРА-М, 2006. — 208 с. (Профессиональное образование).

ISBN 5-91134-005-4 (ФОРУМ)
ISBN 5-16-002523-5 (ИНФРА-М)

В краткой форме изложены основные темы учебной дисциплины «Детали машин». Рассмотрены основы расчета и конструирования деталей и сборочных единиц общего назначения.

Представлены тестовые задания для контроля знаний по курсу. По каждой теме предлагается пять вариантов заданий. Приведены справочные данные для расчетов и ответы на вопросы тестовых заданий.



УДК 621.81(075.32)
ББК 34.44я723

ISBN 5-91134-005-4 (ФОРУМ)
ISBN 5-16-002523-5 (ИНФРА-М)

© В. П. Олофинская, 2006
© «ФОРУМ», 2006

Предисловие

Курс «Детали машин» является частью учебной дисциплины «Техническая механика» в программах для большинства технических специальностей учреждений среднего профессионального образования. Для некоторых специальностей машиностроительного профиля курс «Детали машин» изучается отдельно, в завершение выполняется курсовой проект.

По программе дисциплины «Детали машин» студенты изучают типовые расчеты деталей и сборочных единиц общего назначения, выполняют расчетно-графические и лабораторные работы. Полученные знания используются при выполнении курсовых работ и дипломных проектов по специальным дисциплинам.

Пособие состоит из трех разделов:

- раздел I «Детали машин. Краткий курс»;
- раздел II «Тестовые задания»;
- раздел III «Приложение».

В пособии «Детали машин. Краткий курс» рассмотрены основные вопросы дисциплины в объеме, соответствующем требованиям к знаниям и умениям, предъявляемым студентам примерными программами дисциплины для машиностроительных и технологических специальностей среднего профессионального образования, утвержденными Управлением среднего профессионального образования Министерства образования России 04.06.2002 г.

Требования к знаниям и умениям студентов представлены в каждой теме дисциплины.

По каждой теме приводятся следующие сведения:

- достоинства и недостатки передач и соединений;
- области применения;
- геометрические характеристики;
- критерии работоспособности и причины выхода из строя;
- основные расчетные формулы и физический смысл входящих коэффициентов.

Объем материала, представленного в пособии «Детали машин. Краткий курс», достаточен для выполнения тестовых заданий. Пособие содержит большое число рисунков и схем, облегчающих усвоение курса.

Тема «Общие сведения о редукторах» помещена после тем «Валы и оси» и «Подшипники», что позволяет лучше оценить конструкцию редуктора.

Предлагаемые в тестовых заданиях вопросы направлены на подготовку студентов к выполнению самостоятельных расчетных работ.

Особое внимание уделяется проверке знаний назначения, основных характеристик, причин выхода из строя и критериев работоспособности деталей и сборочных единиц машин. Для стандартных (нормализованных) деталей и узлов проверяются знание критериев их работоспособности, умение подбора их по стандартам и проверки на прочность.

Форма вопросов даст возможность использовать карты тестовых заданий для контроля знаний на занятиях в аудитории, перед выполнением лабораторных и практических работ и для текущей аттестации студентов по темам курса. Тесты не содержат сложных расчетов и не требуют значительного времени на выполнение заданий.

По основным темам курса предлагается по пять вариантов тестов, каждый вариант содержит по пять вопросов (как теоретических, так и расчетных), каждому вопросу соответствуют четыре ответа, один из которых верный.

Уровень сложности предлагаемых тестовых заданий позволяет использовать их при текущем контроле знаний студентов высших учебных заведений для специальностей немашиностроительного профиля. Пособие будет полезно для самостоятельной работы студентов и для студентов-заочников при подготовке к экзаменам.

В разделе «Приложение» помещены справочные данные, необходимые для расчетов по темам и ответов на вопросы тестовых заданий.

Решение некоторых задач требует знаний по расчетам на прочность и жесткость, что устанавливает преемственную связь с курсом «Сопротивление материалов».

Автор выражает глубокую благодарность И. Н. Сафоновой и Е. М. Соломатиной за помощь при подготовке рукописи к изданию.

Краткие методические указания к изучению материала

Учебная дисциплина «Детали машин» обеспечивает базовые знания основ расчета и конструирования деталей и сборочных единиц (узлов) общего назначения.

При изучении дисциплины «Детали машин» в учебных заведениях используют различные обозначения для одних и тех же величин и приводят несколько отличные значения расчетных коэффициентов, что вызывает затруднения при составлении единых тестов. В настоящем пособии используются обозначения и данные для расчетов, помещенные в энциклопедии «Машиностроение» (т. 4—1: Детали машин. Конструкционная прочность, трение, износ, смазка / Под общ. ред. Д. Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1995). Условные обозначения представлены в последовательности изложения материала.

Зубчатые передачи

- i — передаточное число;
- ω — угловая скорость, рад/с;
- n — частота вращения, мин⁻¹;
- P — мощность, Вт, кВт;
- η — коэффициент полезного действия (КПД);
- T — вращающий момент, Н · м, кН · м;
- D — диапазон регулирования вариатора;
- F_t — окружная сила, Н, кН;
- F_r — радиальная сила, Н, кН;
- F_a — осевая сила, Н, кН;
- F_n — нормальная сила, Н, кН;
- f — коэффициент трения скольжения;
- d, D — диаметр колес (шкивов), мм;
- b — ширина колес, мм;
- a_w — межосевое расстояние, мм;
- m — модуль зубьев, мм;
- m_n — нормальный модуль зубьев, мм;
- m_t — торцовый модуль зубьев, мм;
- α — угол зацепления, °;
- p_t — шаг зубьев (окружной), мм;
- β — угол наклона зубьев, °;

- d_e — внешний делительный диаметр конического колеса, мм;
 d — средний делительный диаметр конического колеса, мм;
 R_e — внешнее конусное расстояние конического колеса, мм;
 R — среднее конусное расстояние конического колеса, мм;
 m_e — внешний окружной модуль зубьев, мм;
 m — средний модуль зубьев, мм;
 K_H — коэффициент нагрузки при расчете по контактным напряжениям;
 K_F — коэффициент нагрузки при расчете на изгиб;
 σ_{Hlimb} — предел контактной выносливости, МПа;
 σ_{Flimb} — предел выносливости материала при изгибе, МПа;
 ψ_{ba} — коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию;
 ψ_{bd} — коэффициент ширины колеса по диаметру;
 Y_F — коэффициент формы зуба при расчете на изгиб;
 A — площадь поперечного сечения, мм²;
 W — осевой момент сопротивления сечения, мм³;
 W_p — полярный момент сопротивления сечения, мм³;
 $[\sigma_H]$ — допускаемое контактное напряжение, МПа;
 $[\sigma_F]$ — допускаемое напряжение изгиба, МПа;
 σ_F — нормальное напряжение изгиба, МПа;
 σ_H — контактное напряжение, МПа;
 E — модуль упругости, МПа;
 E_{np} — приведенный модуль упругости, МПа;
 ρ — радиус кривизны поверхности, мм;
 ρ_{np} — приведенный радиус кривизны, мм;
 μ — коэффициент поперечной деформации;
 q — нормальная нагрузка по длине контактной линии, Н/мм;
 δ_1, δ_2 — углы делительных конусов, °.

Червячная передача

- z_1 — число заходов червяка;
 q — число модулей в делительной окружности колеса (коэффициент диаметра);
 γ — угол подъема винтовой линии червяка, °.

Ременные передачи

- σ_1, σ_2 — напряжения в сечениях ремня при передаче нагрузки, МПа;
 α_1, α_2 — угол обхвата ремнем шкивов, °;
 $[k]$ — допускаемое полезное напряжение, МПа;
 k_0 — приведенное полезное напряжение, МПа;
 k — полезное напряжение, МПа;
 φ — коэффициент тяги;

C_0 ; C_α ; C_v ; C_p — расчетные коэффициенты;
 ε — коэффициент скольжения в передаче.

Цепная передача

t — шаг цепи, мм;

p_u — среднее давление в шарнире, Н/мм², МПа;

$[p_u]$ — допускаемое среднее давление в шарнире, МПа;

K_9 — коэффициент эксплуатации.

Ведущие детали передач обозначают нечетными номерами, ведомые — четными. Другие необходимые обозначения величин приводятся в тексте.

При изучении материала раздела I следует обращать внимание на приведенные требования к минимуму содержания и уровню подготовки студентов технических специальностей. Знания основных вопросов курса проверяются в тестовых заданиях.

Рекомендуется использовать справочные данные, помещенные в Приложении.

Часть 1

ПЕРЕДАЧИ

Глава 1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПЕРЕДАЧАХ

Знать кинематические и силовые соотношения в передаточных механизмах, формулы для расчета передаточного отношения, КПД, вращающего момента для всех ступеней многоступенчатого привода.

Уметь выбрать тип механической передачи для преобразования одного вида движения в другой, оценить выбранную передачу, произвести кинематический и силовой расчеты многоступенчатой передачи.

Механическими передачами, или *передачами*, называют механизмы, передающие энергию от двигателя к рабочим органам машины с преобразованием скоростей, сил или моментов, а иногда и характера движения.

Основные причины применения передач в машинах:

- требуемые скорости рабочих органов машины часто не совпадают со скоростями стандартных двигателей;
- скорости рабочего органа машины часто необходимо регулировать (изменять) в процессе работы;
- большинство рабочих органов машин должны работать при малых скоростях и обеспечивать большие вращающие моменты, а высокооборотные двигатели экономичнее;
- двигатели изготовляют для равномерного вращательного движения, а в машинах иногда требуется прерывистое поступательное движение с изменяющимися скоростями.

Классификация передач:

- по принципу передачи движения: передачи трением и передачи зацеплением; внутри каждой группы существуют передачи непосредственным контактом и передачи гибкой связью;

- по взаимному расположению валов: передачи с параллельными валами (цилиндрические), передачи с пересекающимися осями валов (конические), передачи со скрещивающимися валами (червячные, цилиндрические с винтовым зубом, гипоидные);
- по характеру передаточного числа: с постоянным передаточным числом и с бесступенчатым изменением передаточного числа (вариаторы).

Фрикционные передачи (передачи трением) — передачи, в которых передача движения осуществляется силами трения. Для создания трения в контакте катков применяют пружины и специальные нажимные и натяжные устройства. На рис. 1.1 *а, б* изображены фрикционные передачи непосредственным контактом, на рис. 1.1, *в* вариатор — фрикционная передача с бесступенчатым регулированием скорости за счет смещения ролика 1, на рис. 1.1, *з* передача гибкой связью — ременная.

Передачи зацеплением «работают» за счет зацепления зубьев и шарниров цепи с зубьями звездочки. Трение в данном случае вредно, и большинство передач работает со смазкой. Основное достоинство передач зацеплением — высокий КПД, компактность и надежность.

На рис. 1.1, *г, д* изображены цилиндрическая и коническая зубчатые передачи, на рис. 1.1, *е* — червячная (зубчато-винтовая передача), на рис. 1.1, *ж* — цепная передача.

Кинематические и силовые соотношения в передаточных механизмах

Кинематические соотношения в передаче можно рассмотреть по схеме цилиндрической фрикционной передачи (см. рис. 1.1, *а*).

Окружная скорость ведущего шкива $v_1 = \omega_1 \frac{D_1}{2}$.

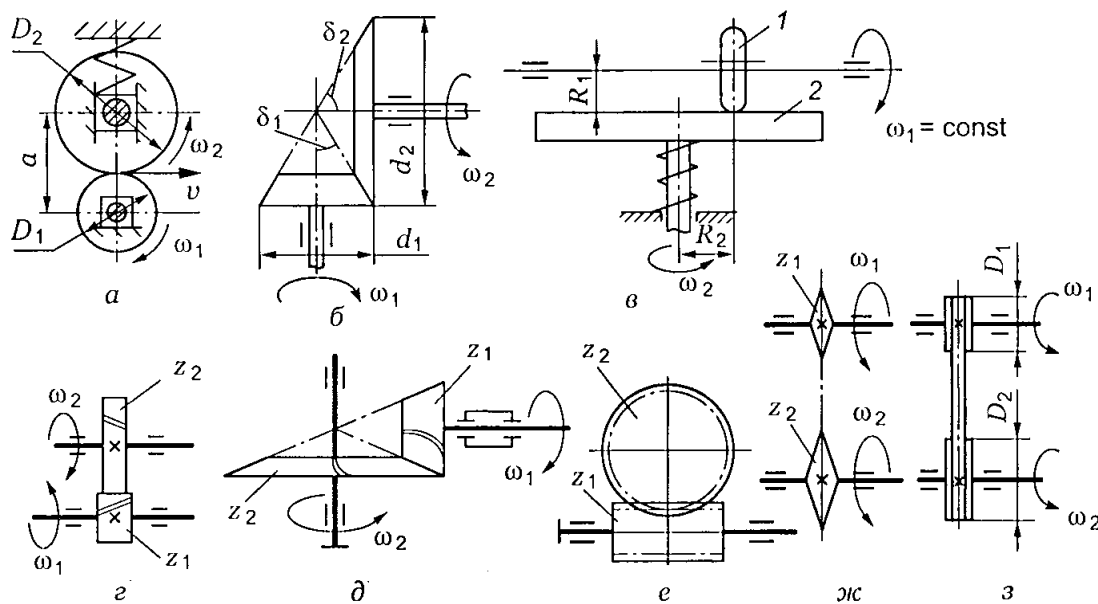


Рис. 1.1. Кинематические схемы механических передач: *а* — цилиндрическая фрикционная передача; *б* — коническая фрикционная передача; *в* — фрикционный вариатор: 1 — ролик; 2 — ведомый диск; *г* — цилиндрическая зубчатая передача; *д* — коническая зубчатая передача; *е* — червячная передача; *ж* — цепная передача; *з* — ременная передача

При отсутствии проскальзывания скорость ведущего и ведомого шкивов должна быть одинаковой: $v_1 = v_2$; $v_2 = \omega_2 \frac{D_2}{2}$.

$$\text{Тогда } \omega_1 \frac{D_1}{2} = \omega_2 \frac{D_2}{2}; \quad \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}.$$

Отношение угловой скорости ведущего колеса к угловой скорости ведомого или частоты вращения ведущего колеса к частоте вращения ведомого называется *передаточным отношением*: $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1}$.

Для передач зацеплением можно использовать следующее выражение (поскольку диаметр колеса пропорционален его числу зубьев):

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Связь между мощностями на ведущем и ведомом звеньях можно получить из известных формул механики:

$$\eta = \frac{P_{\text{полз}}}{P_{\text{затр}}}; \quad \eta = \frac{P_2}{P_1}; \quad P_2 = P_1 \eta.$$

Известно, что $P = T\omega$, где T — вращающий момент; ω — угловая скорость.

$$\text{Тогда } T_2 \omega_2 = T_1 \omega_1 \eta; \quad T_2 = T_1 i \eta.$$

В зависимости от величины передаточного отношения i передачи делятся на передачи с постоянным передаточным отношением ($i > 1$; $\omega_1 > \omega_2$ — редукторы, понижающие передачи; $i < 1$; $\omega_1 < \omega_2$ — мультипликаторы, повышающие передачи) и передачи с бесступенчатым регулированием скорости.

Параллельно с понятием передаточного отношения i используется понятие передаточного числа u ; для редукторов $i = u$.

В передачах с бесступенчатым регулированием скорости (вариаторы) передаточное отношение i — величина переменная, и их характеристикой является *диапазон регулирования*

$$Д = \frac{u_{\max}}{u_{\min}}.$$

Если в механизме необходимо значительное изменение скорости, применяют *многоступенчатые передачи*.

Ступенью считают передачу одной парой колес, одним ремнем или одной цепью.

На рис. 1.2 изображены многоступенчатые (двухступенчатые) передачи. Нумерация ступеней и колес начинается от двигателя.

Для многоступенчатой передачи общее передаточное число

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

где u_1, u_2, u_n — передаточные числа ступеней.

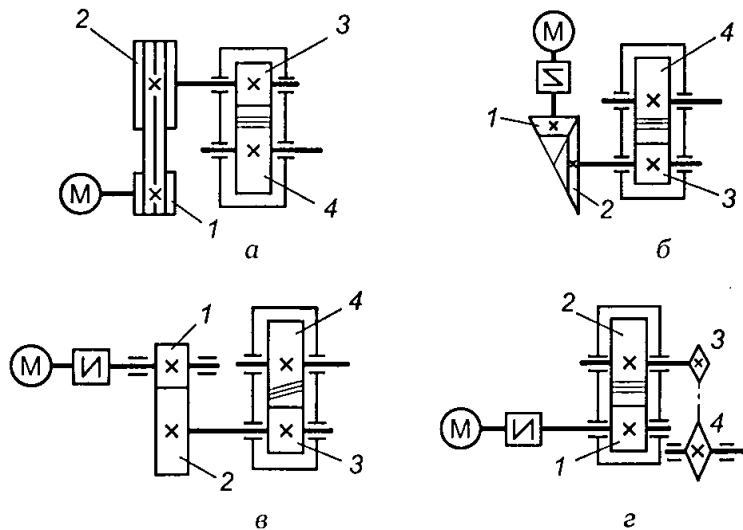


Рис. 1.2. Схемы двухступенчатых приводов: *а* — ременная передача и цилиндрический редуктор; *б* — коническая передача и цилиндрический редуктор; *в* — двухступенчатая цилиндрическая передача; *г* — цилиндрический редуктор и цепная передача; 1, 3 — ведущие звенья; 2, 4 — ведомые звенья

Общий КПД передачи

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

где η_1, η_2, η_n — КПД ступеней.

Например, для привода, изображенного на рис. 1.2, *а*, общий КПД

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_p \eta_{\text{ц}} \eta_{\text{подш}}^2,$$

где η_p — КПД ременной передачи; $\eta_{\text{ц}}$ — КПД цилиндрической зубчатой передачи; $\eta_{\text{подш}}$ — КПД подшипников.

Для передачи, изображенной на рис. 1.3, можно записать

$$u_1 = \frac{z_2}{z_1}; \quad u_2 = \frac{z_4}{z_3}; \quad u_{\text{общ}} = u_1 u_2; \quad \omega_{\text{вых}} = \frac{\omega_{\text{вх}}}{u_{\text{общ}}}.$$

Скорости валов: $\omega_1 = \omega_{\text{дв}}; \quad \omega_2 = \frac{\omega_1}{u_1}; \quad \omega_3 = \frac{\omega_2}{u_2}.$

Мощности на валах: $P_2 = P_1 \eta_1; \quad P_3 = P_2 \eta_2.$

Вращающие моменты на валах: $T_2 = T_1 u_1 \eta_1; \quad T_3 = T_2 u_2 \eta_2.$

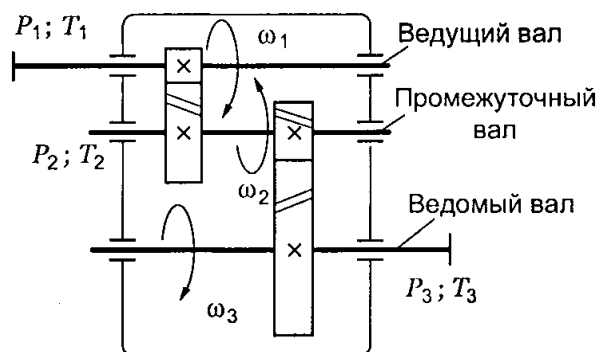


Рис. 1.3. Схема двухступенчатой передачи

Глава 2

ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ВАРИАТОРЫ

Иметь представление о принципе работы, достоинствах и недостатках фрикционных передач и вариаторов основных типов.

Знать формулы для расчета передаточного отношения передачи с учетом и без учета скольжения в передаче, для расчета силы трения, момента трения, усилия нажатия пружины; устройство, материалы, причины выхода из строя и критерии работоспособности фрикционных передач; формулы для определения диапазона регулирования вариаторов основных типов; формулы для расчета на контактную прочность и уметь ими пользоваться.

Фрикционная передача — это передача, в которой движение передается силами трения. Простейшие фрикционные передачи (рис. 2.1) состоят из двух колес (катков), которые прижимаются друг к другу с силой, создающей *силу трения*, равную величине *передаваемого окружного усилия*. Сила прижатия катков может создаваться собственным весом конструкции, рычагами, пружинами или специальными устройствами.

Основные характеристики фрикционной передачи

Передаточное число без учета проскальзывания

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1}.$$

Сила трения в контакте

$$F_f = fQ,$$

где f — коэффициент трения (табл. П12 Приложения); Q — сила прижатия.

Для случая, представленного на рис. 2.1, $F_t \leq F_f$.

Создаваемый момент трения

$$T_f = F_f \frac{D}{2} = fQ \frac{D}{2}; \quad T_f = T_1.$$

Сила прижатия

$$Q = \frac{2KT_1}{fD_1},$$

где K — коэффициент запаса сцепления.

В ответственных случаях применяется автоматическое прижатие (самозатягивание), которое пропорционально передаваемому моменту.

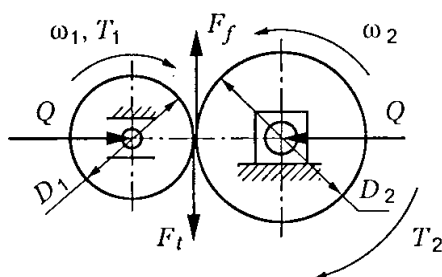


Рис. 2.1. Схема цилиндрической фрикционной передачи

Скольжение в фрикционной передаче

Скольжение в фрикционной передаче связано с упругими деформациями поверхностных слоев, износом поверхностей, возможным ослаблением прижатия катков, возможным непостоянством коэффициента трения.

Скольжение в фрикционной передаче зависит от нагрузки. При перегрузке может наступить *буксование*, при этом ведущий каток скользит по ведомому, ведомый каток останавливается. Буксование приводит к интенсивному разрушению рабочих поверхностей.

Передаточное число фрикционной передачи с учетом скольжения

$$u = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)},$$

где ε — коэффициент скольжения:

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1},$$

где v_1, v_2 — линейные скорости в точке контакта.

Обычно $\varepsilon = 0,002 \dots 0,05$.

Материалы

Основные требования к материалам:

- износостойкость и контактная прочность;
- высокий коэффициент трения;
- высокий модуль упругости, чтобы не возникала значительная деформация площадки контакта и не увеличивались потери на трение.

Сочетание *закаленная сталь — закаленная сталь* обеспечивает не-большие габаритные размеры передачи и высокий КПД; используют шарикоподшипниковые стали с закалкой до 60 HRC.

Сочетание *чугун — чугун* или *чугун — сталь* позволяет работать со смазкой и без нее (всухую).

Сочетание *сталь — текстолит* позволяет работать без смазки, коэффициент трения специальных пластмасс достигает 0,5.

Применяют тела качения, покрытые *кожей* или *резиной*. Эти материалы обеспечивают высокий коэффициент трения, но он зависит от

влажности воздуха. Такие колеса обладают малой контактной прочностью. Иногда используют покрытие из *дерева*.

Оценка фрикционных передач

Надежны передачи, у которых *ведущий шкив* выполнен из *менее твердого материала*.

Достоинства фрикционных передач:

- простота конструкции;
- бесшумность и плавность работы;
- возможность бесступенчатого регулирования передаточного числа.

Недостатки фрикционных передач:

- значительное давление на валы и опоры, ограничивающее величину передаваемой мощности;
- скольжение в передаче, вызывающее непостоянство передаточного числа даже при тщательном изготовлении и монтаже передачи.

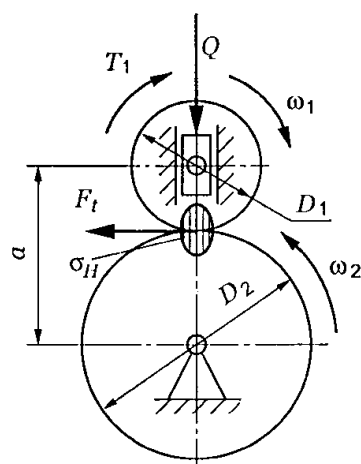
Виды разрушений и критерии работоспособности передачи:

- усталостное выкрашивание рабочих поверхностей;
- заедание в тяжело нагруженных быстроходных передачах, работающих со смазкой;
- при разрыве масляной пленки образуются приваренные частицы, задирающие поверхность в направлении скольжения;
- изнашивание поверхности, часто неравномерное. Повышенное изнашивание наблюдается в открытых передачах.

Для фрикционных передач с металлическими катками основным критерием работоспособности является контактная прочность. Прочность и долговечность фрикционных передач оцениваются по *контактным напряжениям* — напряжениям смятия поверхности на площадке контакта.

Расчет на прочность фрикционной передачи

Схема для расчета цилиндрической фрикционной передачи представлена на рис. 2.2.



Контактные напряжения передач с контактом по линии определяют по формуле Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)\rho_{\text{пр}}}}; \quad q = \frac{QK}{l},$$

где q — нормальная нагрузка по длине контактной линии; Q — сила прижатия катков; K — коэффициент запаса сцепления (коэффициент нагрузки), $K = 1,25 \dots 2$; l — длина контактной линии; $\rho_{\text{пр}}$ — приведенный радиус кривизны:

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}; \quad R_1 = \frac{D_1}{2}; \quad R_2 = \frac{D_2}{2};$$

Рис. 2.2. Схема к расчету цилиндрической фрикционной передачи

$E_{\text{пр}}$ — приведенный модуль упругости, $E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$;

μ — коэффициент поперечной деформации.

При $\mu = 0,3$ получим условие прочности по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{qE_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}}}} \leq [\sigma_H],$$

где $[\sigma_H]$ — допускаемое контактное напряжение для менее прочного материала катков.

Вариаторы

Вариаторы служат для плавного (бесступенчатого) изменения скорости вращения ведомого вала *на ходу при постоянной скорости ведущего вала*. В зависимости от формы тел качения вариаторы делятся на лобовые, конусные, торовые, дисковые, клиноременные. Основная характеристика вариатора — диапазон регулирования

$$Д = \frac{u_{\text{max}}}{u_{\text{min}}}.$$

Лобовые вариаторы (рис. 2.3, а) просты, их выполняют реверсивными. При изменении положения ролика 1 меняется радиус ведомого звена. Диапазон регулирования лобового вариатора

$$Д = \frac{R_{\text{max}}}{R_{\text{min}}}.$$

Конусные вариаторы без промежуточного звена (рис. 2.3, б) по диапазону регулирования аналогичны лобовым и могут обеспечить изменение направления вращения.

Конусные вариаторы с параллельными валами и промежуточным элементом (рис. 2.3, в) могут работать только на ускорение или замедление.

Торовые вариаторы (рис. 2.3, г) состоят из торовых чашек и роликов. Изменение скорости на выходе достигается поворотом осей вращения роликов. Из всех типов вариаторов торовые вариаторы наиболее совершенны, их недостаток — сложность конструкции. Диапазон регулирования торового вариатора

$$Д = \frac{R_{\text{max}}^2}{R_{\text{min}}^2}.$$

Многодисковые вариаторы (рис. 2.3, д) состоят из пакетов конических раздвинутых дисков, прижимаемых пружинами. Регулирование скорости производится смещением оси ведущего вала относительно ведомого; изменяется величина радиуса контакта.

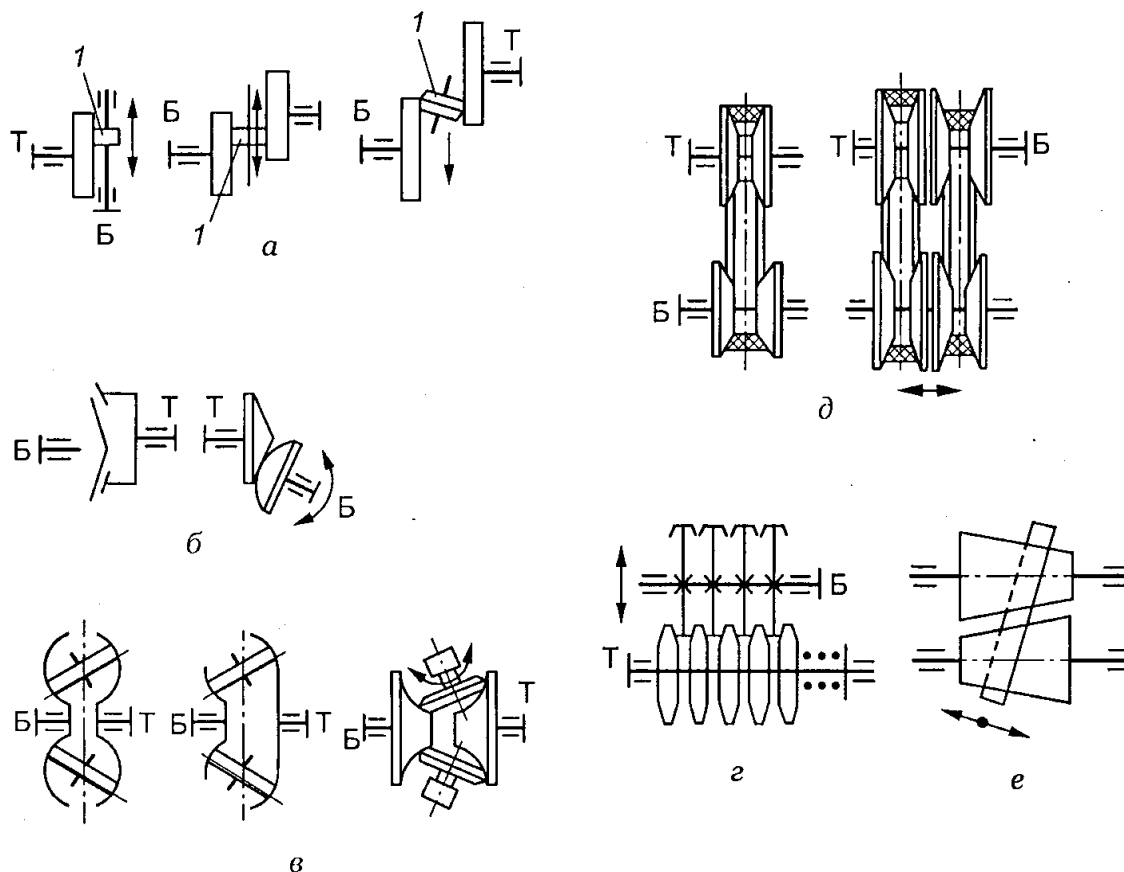


Рис. 2.3. Схемы основных типов фрикционных вариаторов: а — лобовые; б — конусные; в — торовые; г — дисковый; д — клиноременные; е — двухконусный; 1 — ролик; Б — быстроходный вал; Т — тихоходный вал

КПД вариатора 0,75...0,85.

Диапазон регулирования дискового вариатора

$$Д = \frac{R_{2\max}}{R_{2\min}}$$

Вариаторы с раздвижными шкивами и широкими клиновыми ремнями (рис. 2.3, д) просты и надежны. Их выпускают в виде самостоятельных агрегатов или встраивают в машину. Скорость регулируется изменением расчетных диаметров шкивов с помощью осевого перемещения дисков. Диапазон регулирования таких вариаторов

$$Д = \frac{R_{2\max}}{R_{1\min}} \frac{R_{1\max}}{R_{1\min}} = u_{\max}^2; \quad R_{2\max} = R_{1\max}.$$

Вариаторы стандартизованы, КПД = 0,8...0,9.

Практически для одноступенчатых вариаторов диапазон регулирования $Д = 3...8$.

Глава 3

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ. ГЕОМЕТРИЯ И КИНЕМАТИКА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

Знать характеристики эвольвентного зацепления; формулы геометрического расчета цилиндрических и прямозубых колес; уметь ими пользоваться.

В зубчатых передачах движение передается за счет зацепления пары зубчатых колес. Меньшее колесо сцепляющейся пары называют *шестерней*, большее — *колесом*.

Классификация зубчатых передач

Зубчатые передачи применяют при любом расположении осей колес. При параллельном расположении осей колес используют *цилиндрическую передачу*, при пересекающихся осях — *коническую передачу*, при скрещивающихся осях валов — *винтовые, гипоидные, спироидные* (рис. 3.1).

Зубчатые передачи выполняют в основном *закрытыми* — работающими в корпусе и со смазкой.

Открытые передачи, работающие на воздухе без смазки, обычно отличаются крупными размерами. Для них характерно ускоренное изнашивание.

В зависимости от расположения зубьев на колесе различают *прямозубые, косозубые, шевронные колес* и колес с круговыми зубьями (рис. 3.1, а—в, и, к).

Винтовые передачи (зубчатые цилиндрические передачи с винтовым зубом) из-за повышенного скольжения и низкой нагрузочной способности применяют ограниченно (рис. 3.1, е).

Для преобразования вращательного движения в поступательное применяют передачу шестерня — рейка (рис. 3.1, г).

В зависимости от формы профиля зубьев передачи делятся на передачи с эвольвентными зубьями и зубьями очерченными дугами окружности (передача Новикова).

В зависимости от взаимного положения колес различают передачу с внешним (рис. 3.1, а) и с внутренним (рис. 3.1, д) зацеплением.

Геометрия и кинематика зубчатых колес

Поверхности взаимодействующих зубьев должны обеспечить *постоянство передаточного числа*. Профили зубьев должны подчиняться *определенным условиям*.

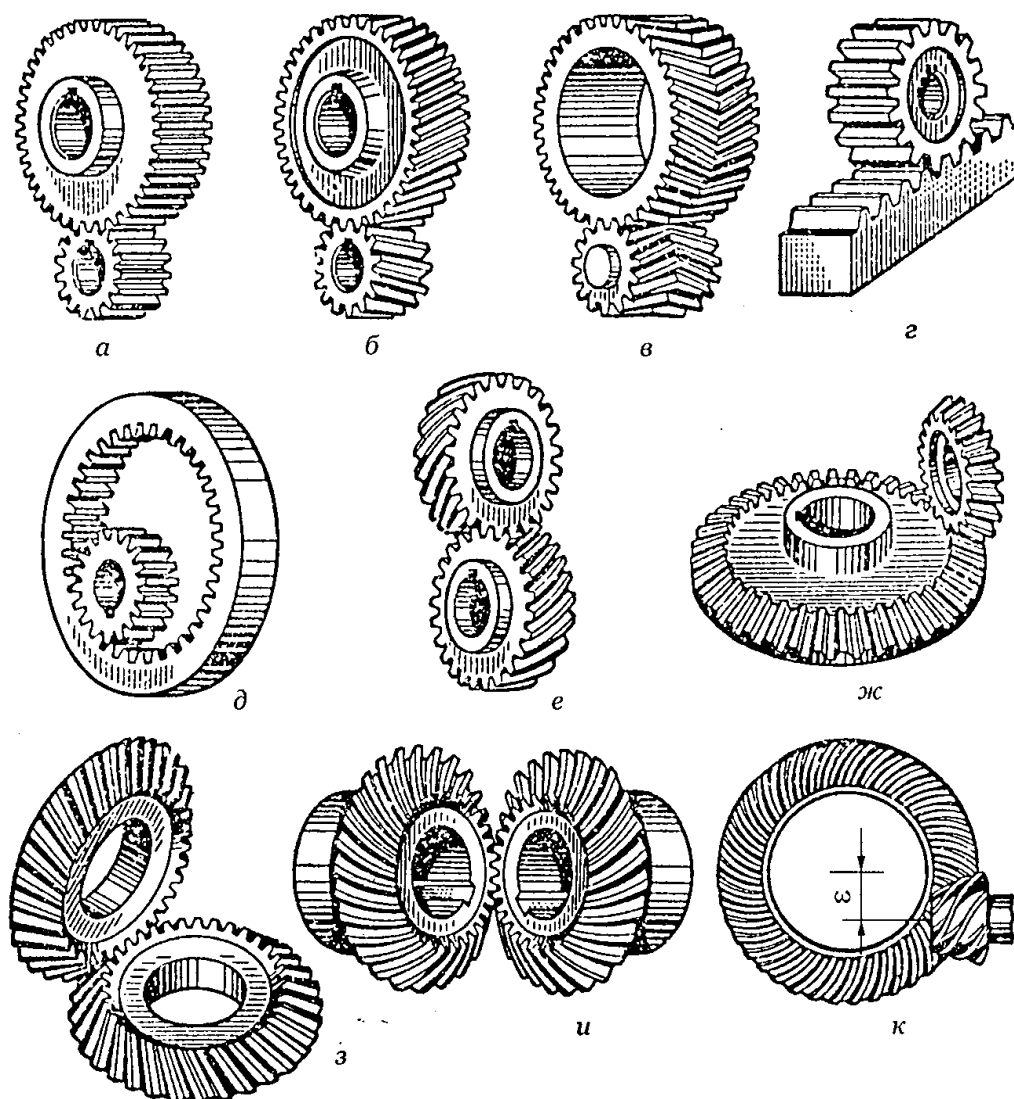


Рис. 3.1. Типы зубчатых передач: цилиндрические с внешним зацеплением (а — с прямозубыми колесами; б — с косозубыми колесами; в — с шевронными колесами); г — шестерня — рейка; д — цилиндрические с прямыми зубьями и внутренним зацеплением; е — цилиндрическая винтовая; конические передачи (ж — с коническими прямозубыми колесами; з — с коническими косозубыми колесами; и — с круговыми зубьями; к — гипоидная передача со скрещивающимися валами); е — расстояние между осями валов

ределенным требованиям, вытекающим из *основной теоремы зацепления*: общая нормаль, проведенная через точку касания профилей, делит расстояние между центрами O_1O_2 на части, обратно пропорциональные угловым скоростям (рис. 3.2).

Практическое применение получило *эвольвентное* зацепление благодаря технологичности и достаточно высокой несущей способности. Рабочими профилями зубьев колес служит эвольвента. Каждое эвольвентное колесо нарезано так, что может сцепляться с соответствующими колесами, имеющими любое число зубьев.

Все геометрические параметры зубчатых передач стандартизированы.

С кинематической точки зрения зацепление зубчатых колес эквивалентно качению без скольжения двух окружностей с диаметрами $O_2П$ и $O_1П$.

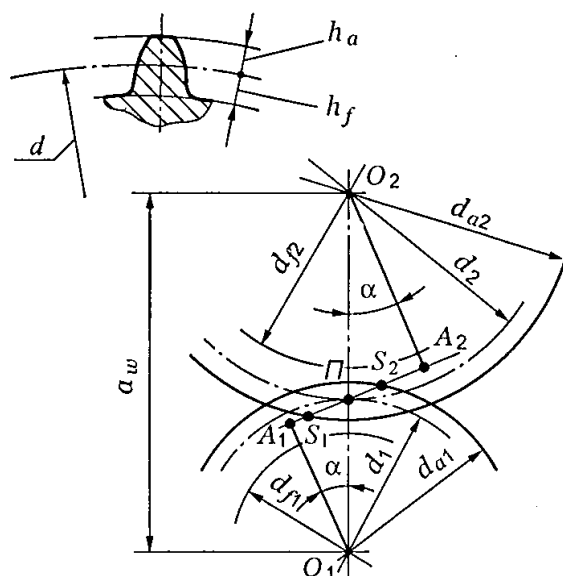


Рис. 3.2. Геометрия цилиндрической передачи: Π — полюс зацепления; A_1A_2 — линия зацепления; S_1S_2 — длина активной линии зацепления; α — угол зацепления; a_w — межосевое расстояние; d_1, d_2 — диаметры делительных окружностей; h_a, h_f — высота головки и ножки зуба соответственно; d_{f1}, d_{f2} — диаметры окружностей впадин; d_{a1}, d_{a2} — диаметры окружностей выступов

В качестве основного параметра зубчатых колес принят модуль.

Модуль — расчетная величина, равная отношению окружного шага зубьев p_t по делительной окружности к числу π :

$$m = \frac{p_t}{\pi}.$$

Шаг зацепления — расстояние между двумя одноименными профилями соседних зубьев по делительной окружности. Шаги сцепляющих зубьев должны быть равны.

Делительная окружность делит зуб на две части: головку и ножку.

Геометрия цилиндрических колес определяется несколькими концентрическими окружностями.

Начальные окружности — это сопряженные окружности двух сцепляющихся колес. Их радиусы равны $O_1\Pi$ и ΠO_2 . Начальные окружности относятся только к зацеплению пары колес. При изменении межосевого расстояния O_1O_2 диаметры начальных окружностей также меняются.

Делительная окружность принадлежит каждому отдельно взятому колесу. Делительная окружность является начальной при зубонарезании, при зацеплении колеса с производящей рейкой. У большинства зубчатых передач делительные окружности совпадают с начальными:

$$|O_1\Pi| = \frac{d_1}{2}; \quad |O_2\Pi| = \frac{d_2}{2}.$$

Основные параметры зубчатого колеса могут быть выражены через модуль m .

Диаметр делительной окружности $d = mz$, где z — число зубьев.

Диаметр окружности выступов $d_a = d + 2h_a = m(z + 2)$.

Диаметр окружности впадин $d_f = d - 2h_f = m(z - 2,5)$.

Высота головки зуба $h_a = m$.

Высота ножки зуба $h_f = 1,25m$.

Для обеспечения взаимозаменяемости модули зубьев цилиндрических колес стандартизированы (см. табл. П1 Приложения).

При передаче движения зубья колес сцепляются на линии A_1A_2 (линия зацепления). Линия зацепления образует с касательной, проведенной в точке касания Π (полюс зацепления), угол зацепления α ; для цилиндрических колес $\alpha = 20^\circ$.

Линия A_1A_2 — общая нормаль к поверхностям зубьев в точке касания. Практически зацепление происходит между точками пересечения линии зацепления с окружностями вершин колес S_1S_2 .

Основным геометрическим параметром цилиндрической передачи является межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = m(z_1 + z_2).$$

Межосевые расстояния и передаточные числа цилиндрических зубчатых колес стандартизованы (см. табл. П4, П5 Приложения).

Непрерывность работы передачи обеспечена, если последующая пара зубьев входит в зацепление до выхода предыдущей (перекрытие). Коэффициент торцового перекрытия ε_α — отношение длины активной линии зацепления к основному шагу, $\varepsilon_\alpha > 1$.

Методы зубонарезания

Метод обкатки — точный, высокопроизводительный и наиболее распространенный метод. Процесс нарезания зубьев повторяет процесс зацепления двух колес или колеса с рейкой. Одно из колес или рейка снабжены режущими кромками и являются режущим инструментом, называемым *производящим колесом*.

Заготовка вращается, инструмент перемещается вдоль заготовки. Нарезание может производиться *инструментальной рейкой*, *долбяком* или *червячной модульной фрезой*.

При нарезании зубьев червячной фрезой (рис. 3.3, а) заготовка и фреза вращаются вокруг своих осей, обеспечивая непрерывность процесса. Одним и тем же инструментом можно нарезать колеса данного модуля с разным числом зубьев (рис. 3.3, а, б).

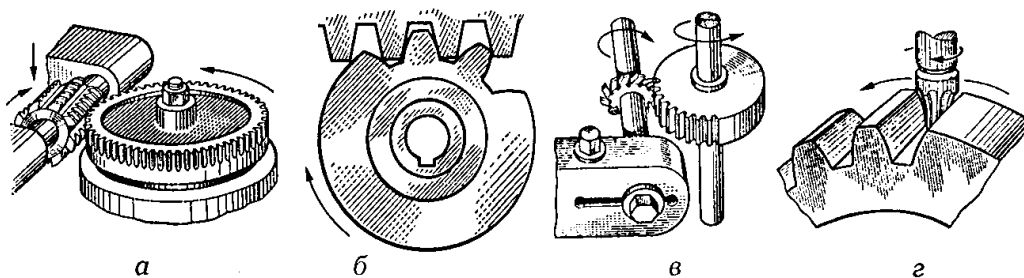


Рис. 3.3. Виды зубонарезания: а, б — методом обкатки; в, г — методом копирования

Метод копирования характерен тем, что режущий инструмент соответствует профилю впадины зуба колеса. После нарезания одной впадины заготовку поворачивают на величину одного шага и операцию повторяют. С изменением числа зубьев меняется форма впадины, поэтому для каждого модуля и числа зубьев нужно иметь свою фрезу. Нарезание зубьев методом копирования — недостаточно точный и малопроизводительный метод, применяемый в мелкосерийном производстве. Копирование производится дисковой (рис. 3.3, в) или концевой (рис. 3.3, г) фрезами.

Понятие о зубчатых колесах со смещением

При заданном модуле изменение числа зубьев приводит к изменению формы зуба. С уменьшением числа зубьев колеса толщина зуба в основании уменьшается, и при некотором минимальном значении z появляется подрез зуба режущей кромкой инструмента.

Смещение зубьев (модификацию) применяют

- для устранения подрезания зубьев при $z < z_{\min}$;
- для повышения прочности зубьев путем увеличения их толщины;
- для увеличения радиуса в точке касания (при этом увеличивается контактная прочность);
- для получения заданного межосевого расстояния.

При нарезании колес со смещением инструмент сдвигается от центра заготовки (положительное смещение) или к центру (отрицательное смещение).

Модификация бывает высотной и угловой.

При *высотной модификации* колесо и шестерню изготавливают с противоположным смещением. Шестерню изготавливают с положительным смещением, колесо — с отрицательным. Суммарный коэффициент смещения $\chi_{\Sigma} = \chi_1 + \chi_2 = 0$, где χ_1 , χ_2 — коэффициенты смещения шестерни и колеса соответственно. Межосевое расстояние и угол зацепления не меняются.

При *угловой модификации* суммарный коэффициент смещения отличен от нуля, а межцентровое расстояние и угол зацепления меняются.

При малом z инструменту сообщают смещение χ_m .

При $\alpha = 20^\circ$ минимальное число зубьев $13 < z_{\min} < 17$.

Глава 4

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ. ОСНОВЫ РАСЧЕТА НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ И ИЗГИБ

Иметь представление о видах разрушения, критериях работоспособности, материалах и допускаемых напряжениях зубчатых передач.

Знать геометрические, кинематические и силовые соотношения цилиндрических зубчатых передач; формулы для расчета усилий в зацеплении; формулы для расчета прямозубых передач на контактную прочность и изгиб; обозначения, физический смысл и порядок определения всех входящих коэффициентов: коэффициентов нагрузки, коэффициента ширины колеса, коэффициента формы зуба, допускаемых напряжений.

Материалы

Основные требования к материалам:

- прочность поверхностного слоя и высокое сопротивление истиранию;
- достаточная прочность при изгибе;
- обрабатываемость, возможность получения достаточной точности и чистоты поверхности.

Основным материалом зубчатых колес является *сталь*, используют также *чугун* и *пластмассу*. Для уменьшения опасности повреждения поверхности зубьев применяют термообработку. Твердость поверхности должна быть такой, чтобы получить колеса необходимой точности.

Наибольшее распространение получили углеродистые *стали* 35; 40; 50; 50Г. Применяют легированные стали 40Х; 45ХН. Углеродистые стали подвергают нормализации и улучшению, твердость поверхности 300...320 НВ.

Легированные стали закаливают, иногда применяют поверхностную закалку, цементацию, азотирование (НВ > 350).

Применение *высокотвердых материалов* уменьшает габаритные размеры передачи и увеличивает ее долговечность. Однако колеса из таких материалов требуют повышенной точности изготовления и монтажа, а обработку резанием производят до термообработки. Рекомендации по выбору материалов и термообработке приводятся в табл. П7 Приложения.

Крупные зубчатые колеса из пластмассы применяют для обеспечения бесшумной работы. Шестерня из пластмассы работает с колесом из стали; нагрузочная способность таких передач невысока.

Причины выхода из строя и критерии работоспособности передачи

Для зубчатых передач основными причинами выхода из строя являются повреждения поверхности: усталостное выкрашивание для закрытых передач, работающих в масле, и износ поверхности для открытых передач.

В высоконагруженных и высокоскоростных передачах может возникнуть заедание — сваривание частиц металла с последующим отрывом от менее прочной поверхности. Образовавшиеся наросты задирают рабочие поверхности.

Все виды повреждений поверхности связаны с нормальными напряжениями в контакте зубьев σ_H , называемыми *контактными напряжениями*.

Основными критериями работоспособности зубьев являются контактная прочность и прочность при изгибе.

Силы в зацеплении прямозубых колес

Распределенную нагрузку на площадке контакта принято представлять в виде сосредоточенной силы, приложенной в точке зацепления и направленной по линии зацепления (рис. 4.1).

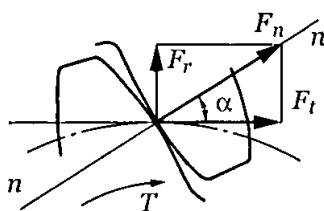


Рис. 4.1. Силы в зацеплении прямозубого колеса

Для расчетов силу F_n раскладывают на составляющие:

$$\vec{F}_n = \vec{F}_t + \vec{F}_r,$$

где F_t — окружная сила, $F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}$;

F_r — радиальная сила, $F_r = F_t \tan \alpha$.

Расчет на контактную прочность зубчатых передач

Расчет по контактной прочности сводится к проверке условия $\sigma_H \leq [\sigma_H]$.

Размеры зубчатой передачи определяют из расчета (проектировочный расчет) по контактным напряжениям (рис. 4.2). За основу принимают формулу Герца для контакта цилиндрических поверхностей. После соответствующих преобразований и введения различных коэффициентов, учитывающих особенности геометрии зуба и характер действующей нагрузки, получают формулу для определения основного геометрического

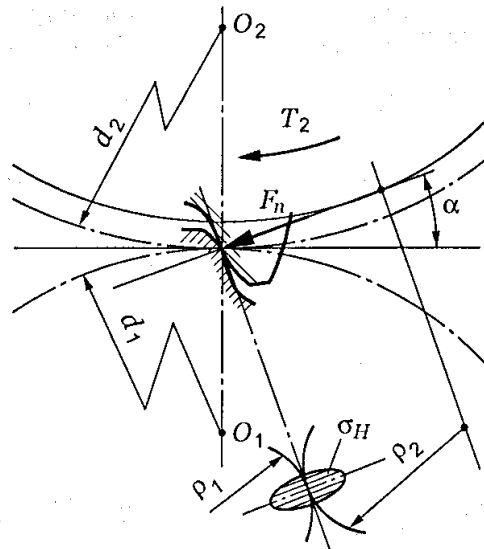


Рис. 4.2. Контактные напряжения в зацеплении зубьев при передаче вращающего момента

параметра зубчатой цилиндрической передачи — межосевого расстояния, мм:

$$a_w = K_a (u + 1)^3 \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2}},$$

где T_2 — вращающий момент на ведомом валу, Н · мм;

u — передаточное число;

$K_a = 49,5 \text{ МПа}^{1/3}$ — для прямозубых колес;

$\psi_{ba} = \frac{b}{a_w}$ — коэффициент ширины колеса по межцентровому рас-

стоянию, $\psi_{ba} = 0,2 \dots 0,5$; значение ψ_{ba} можно определить по формуле

$\psi_{ba} = \frac{2\psi_{bd}}{u + 1}$, где $\psi_{bd} = \frac{b}{d}$ и выбирается по табл. П6 Приложения;

$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b}}{[s_H]} K_{HL}$ — допускаемое контактное напряжение, где

$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_\Sigma}}$ — коэффициент долговечности;

$\sigma_{H \lim b}$ — предел контактной выносливости;

$[s_H]$ — допускаемый коэффициент безопасности.

Исследования показали, что предел контактной выносливости $\sigma_{H \lim b}$ и базовое число циклов нагружений N_{H0} в основном зависят от твердости рабочей поверхности зубьев; коэффициент K_{HL} учитывает возможность повышения допускаемого напряжения при кратковременной нагрузке; $\sigma_{H \lim b}$ определяется для выбранного материала из таблицы; N_Σ — расчетное число циклов нагружений зубьев $N_\Sigma = 60nL_h$; L_h — полный ресурс, ч. За расчетное число циклов нагружений принимается меньшее из допускаемых значений для шестерни и колеса.

Полученное значение межосевого расстояния сравнивают со стандартными значениями, выбирая ближайшее. Для нестандартных редукторов полученное значение округляют по ряду предпочтительных чисел (табл. П37 Приложения).

Определяют все геометрические параметры передачи. Полученную передачу проверяют на прочность по формуле

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w u} \sqrt{\frac{K_H T_2 (u + 1)^3}{b_2}} \leq [\sigma_H],$$

где $K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha}$ — коэффициент нагрузки; $b_2 = \psi_{ba} a_w$.

Поломка зуба. Расчет зубчатых колес на изгиб

Поломка зубьев связана с напряжением изгиба. Чаще наблюдается выламывание углов зубьев вследствие перегрузок и усталости материала от длительно действующих переменных нагрузок.

Расчет на изгиб сводится к проверке условия $\sigma_F \leq [\sigma_F]$.

При расчете на изгиб полагают, что в зацеплении находится одна пара зубьев. Зуб рассматривают как консольную балку с силой F_n , приложенной к его вершине (рис. 4.3). Под действием силы зуб сжимается и изгибается.

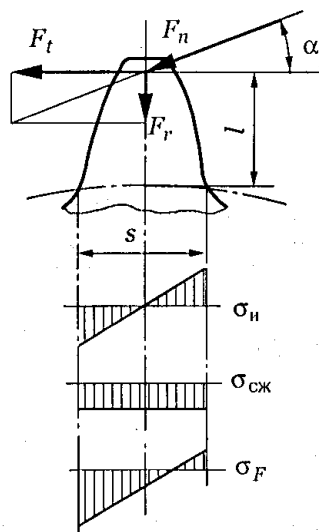


Рис. 4.3. Напряжения изгиба и сжатия в основании зуба при передаче нагрузки

При расчете учитывают суммарное напряжение на растянутой стороне. При выводе формулы используют коэффициенты, учитывающие особенность формы зуба и характер действующей нагрузки. Окончательная формула для проверочного расчета на изгиб следующая:

$$\sigma_F = Y_{F2} K_{F\beta} K_{F\alpha} \frac{F_t}{b_2 m} \leq [\sigma_F],$$

где Y_{F2} — коэффициент формы зуба, зависящий от числа зубьев (табл. П2 Приложения);

F_t — окружная сила;

$[\sigma_F]$ — допускаемое напряжение изгиба, $[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{[S_F]} K_{FC} K_{FL}$, где

$\sigma_{F \lim b}$ — предел выносливости зубьев при изгибе; $K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_\Sigma}}$;

$N_{F0} = 4 \cdot 10^6$;

K_{FC} — коэффициент, учитывающий двустороннее приложение нагрузки.

Зуб шестерни у основания тоньше, чем у колеса, поэтому для обеспечения одинаковой прочности шестерню выполняют из более прочного материала, чем колесо. Для обеспечения равной изгибной прочности зубьев шестерни и колеса желательно, чтобы $\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} \approx \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}}$.

Расчет ведут для того колеса, для которого $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$ меньше.

Рекомендации по выбору пределов выносливости рабочих поверхностей зубьев, МПа:

Средняя твердость поверхности	$\sigma_{H \lim b}$	$\sigma_{F \lim b}$
Не более 350 HB	2 HB + 70	1,75 HB
38...50 HRC	17 HRC + 200	500...700
Более 56 HRC	23 HRC	700...950

Коэффициенты при расчете зубчатых колес на контактную прочность и изгиб

K_H, K_F — коэффициенты нагрузки при расчете по контактным напряжениям и на изгиб.

$K_{H\beta}, K_{F\beta}$ — коэффициенты неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии.

K_{Hv}, K_{Fv} — коэффициенты, учитывающие внутреннюю динамику нагружения.

K_{HL}, K_{FL} — коэффициенты долговечности, учитывающие возможность повышения допускаемого напряжения при кратковременной работе.

$[s_H], [s_F]$ — допускаемые коэффициенты безопасности, $[s_H] = 1,1 \dots 1,3$; $[s_F] \approx 1,55 \dots 1,75$.

При нереверсивной нагрузке $K_{FC} = 1$; при двусторонней нагрузке $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$.

Расчет открытых передач

Открытые передачи работают без корпуса и смазки, как правило, при малых скоростях, подвержены интенсивному абразивному износу. Колеса выполняют прямозубыми узкими, из материала с твердостью 250...280 HB. Проектировочный расчет открытых передач проводится по контактным напряжениям с проверкой на изгиб аналогично расчету закрытых передач.

Глава 5

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ.

КОСОЗУБЫЕ И ШЕВРОННЫЕ КОЛЕСА

Знать устройство, принцип работы, классификацию и сравнительную характеристику зубчатых передач; особенности геометрии и расчета на прочность косозубых и шевронных зубчатых колес.

У косозубых колес зубья образуют с образующей делительного цилиндра угол β . Оси колес остаются параллельными. Зубья нарезают теми же инструментами, что и прямые зубья. У пары зубчатых колес с внешним зацеплением одинаковые углы наклона зуба, но зубья противоположно направлены. У косозубого колеса параметры измеряют в торцовом (окружном) и нормальном ($n-n$) направлениях (рис. 5.1).

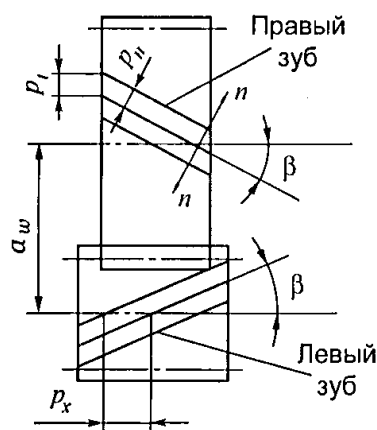


Рис. 5.1. Схема косозубых цилиндрических колес

Геометрические параметры косозубых цилиндрических колес

Нормальный модуль: $m = m_n = \frac{p_n}{\pi}$.

Шаг в нормальном сечении p_n ; окружной шаг p_t .

Окружной модуль $m_t = \frac{p_t}{\pi}$.

Делительный диаметр $d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta}$.

Диаметр вершин $d_a = d + 2m_n$; диаметр впадин $d_f = d - 2,5m_n$.

Коэффициент осевого перекрытия косозубой передачи $\varepsilon_\beta = \frac{b}{p_x}$, где

b — ширина венца колеса; p_x — осевой шаг.

Силы в зацеплении косозубой передачи

Нормальную силу F_n в зацеплении можно разложить на три составляющие (рис. 5.2, а):

$$\vec{F}_n = \vec{F}_t + \vec{F}_r + \vec{F}_a,$$

где \vec{F}_t — окружная сила, $F_t = \frac{2T}{d}$;

\vec{F}_r — радиальная сила, $F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$;

\vec{F}_a — осевая сила, $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$.

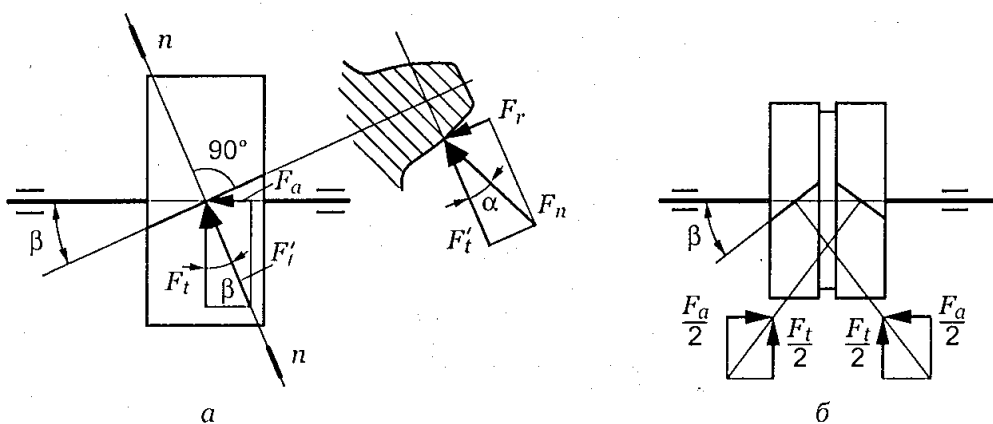


Рис. 5.2. Силы в зацеплении косозубых (а) и шевронных (б) колес

При работе косозубых передач зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно. Передаваемая нагрузка распределяется на несколько зубьев. В зацеплении всегда находятся минимум две пары зубьев. По сравнению с прямозубыми передачами *повышаются нагрузочная способность, плавность и бесшумность* работы. Косозубые передачи широко применяют в технике.

С увеличением угла наклона увеличиваются длина контактной линии и коэффициент перекрытия, т. е. плавность и бесшумность работы повышаются. *Одновременно увеличивается осевое усилие*, дополнительно нагружающее валы и подшипники.

Для *ограничения осевых* сил угол наклона выбирают в диапазоне 8...20°, стандартные косозубые колеса изготавливают с углом $\beta < 15^\circ$.

Для уравнивания осевых усилий применяют цилиндрические колеса с венцами, разделенными на участки с *правым и левым зубом*, — *шевронные колеса*. В шевронном колесе осевые силы на полушевронах направлены в разные стороны (рис. 5.2, б): они уравниваются внутри колеса и не передаются на валы и опоры. Углы наклона на шевронных колесах увеличивают до 35°, иногда больше. Недостатком шевронных колес является их высокая стоимость.

Расчет косозубых колес на контактную прочность и изгиб**Проектировочный расчет по контактным напряжениям**

Профиль косого зуба в нормальном сечении совпадает с профилем прямого зуба $m_n = m$. В колесах с косым зубом стандартизирован нормальный модуль. При получении формул для расчета на прочность косозубого колеса используют эквивалентное прямозубое колесо, у которого форма зуба совпадает с формой зуба в нормальном сечении косозубого колеса, радиус равен радиусу кривизны эллипса, полученного в сечении $n-n$ зуба косозубого колеса. Эквивалентное колесо изображено на рис. 5.3.

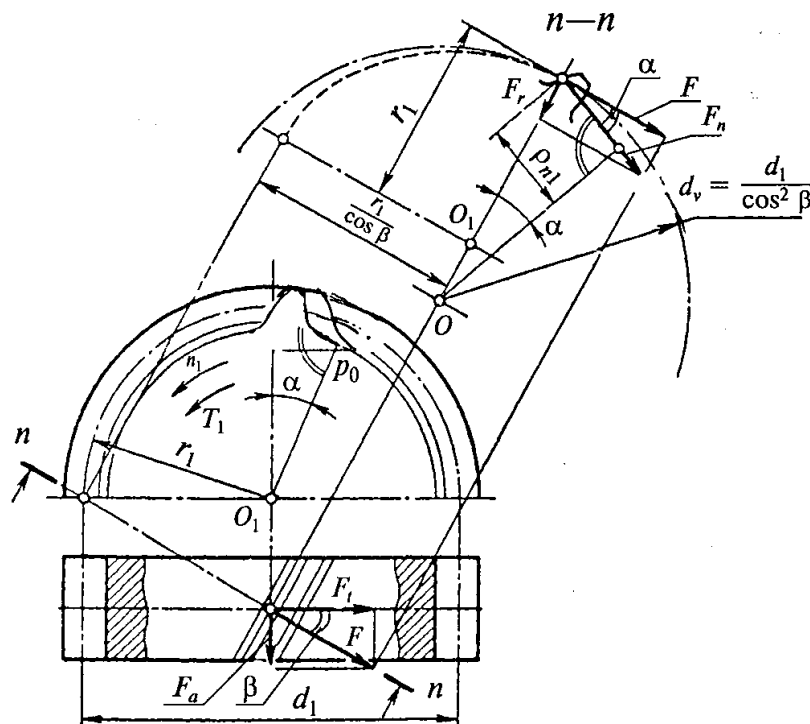


Рис. 5.3. Параметры приведенного (эквивалентного) колеса

Параметры эквивалентного колеса определяют по формулам:
делительный диаметр

$$d_v = \frac{d}{\cos^2 \beta},$$

где $d = \frac{m_n z}{\cos \beta}$, следовательно, $d_v = \frac{m_n z}{\cos^3 \beta}$;

число зубьев

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}.$$

Ширина эквивалентного прямозубого колеса равна длине зуба косозубого колеса.

Для расчета на прочность по контактным напряжениям и на изгиб используем формулы для прямозубого колеса. Подставив параметры

эквивалентного колеса, получим формулу для проектировочного расчета передачи:

$$a_w = K_a(u+1)^3 \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}.$$

Для косозубых передач $K_a = 43 \text{ МПа}^{1/3}$. Косозубые передачи работают более плавно, поэтому коэффициент $K_{H\beta}$ меньше, чем у прямозубых.

Допускаемые напряжения рассчитывают так же, как для прямозубых колес.

Полученное значение межосевого расстояния округляют до ближайшего стандартного значения, определяют геометрические параметры колес и проверяют полученную передачу по контактным напряжениям.

Некоторые рекомендации по параметрам редукторов помещены в табл. П9 Приложения.

Проверочный расчет по контактным напряжениям выполняют по формуле

$$\sigma_H = \frac{266}{a_w u} \sqrt{\frac{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} (u+1)^3 T_2}{b_2}} \leq [\sigma_H],$$

где $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$, K_{Hv} , $K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$, K_{Fv} — коэффициенты нагрузки (см. расчет прямозубых передач).

Если условие не выполняется, увеличивают ширину колеса b_2 ; если этого недостаточно, увеличивают межосевое расстояние.

Проверка на изгиб

Наклонное положение зубьев увеличивает их прочность на изгиб и плавность работы. Для расчета косозубых колес используют формулу для прямозубых и вводят поправочный коэффициент Y_β — коэффициент, учитывающий наклон зуба, $Y_\beta = 0,7 \dots 0,9$.

Проверку на изгиб косозубых колес выполняют по формуле

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \frac{F_t}{b_2 m_n} \leq [\sigma_F].$$

Коэффициент формы зуба Y_F определяют по таблицам прямозубых колес по числу зубьев эквивалентного колеса $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$.

Допускаемое напряжение $[\sigma_F]$ определяется так же, как для прямозубых колес.

Для обеспечения равной прочности по контактным напряжениям и на изгиб можно определить нормальный модуль передачи по формуле

$$m_n \geq \frac{5,8 T_2 (u+1)}{u a_w b_2 [\sigma_F]},$$

где a_w — полученное при расчете по контактным напряжениям межосевое расстояние; $b_2 = \psi_{ba} a_w$.

Глава 6

КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Знать основные характеристики, геометрические и силовые соотношения в прямозубых конических передачах; усилия в зацеплении прямозубых конических колес; основы расчета на контактную прочность и изгиб.

Конические зубчатые передачи передают вращения между валами с пересекающимися осями. Основное применение нашли передачи с осями валов, пересекающимися под углом 90° . Передачи с межосевым углом, отличным от 90° , применяют редко из-за сложности изготовления.

Зацепление конических колес можно рассматривать как качение делительных кругов конусов шестерни и колеса. Диаметры основания делительных конусов шестерни и колеса и их числа зубьев связаны соотношением $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$ (рис. 6.1). При угле $\Sigma = 90^\circ$ $\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_1}{z_2}$, $\operatorname{tg} \delta_2 = u$.

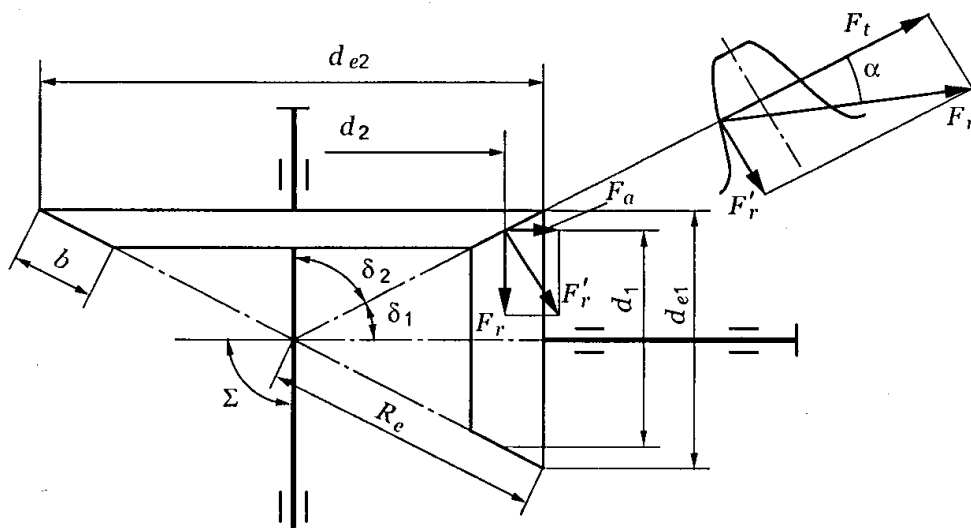


Рис. 6.1. Силы в зацеплении конической передачи

Основные параметры конического зубчатого колеса

Длину отрезка делительного конуса от вершины до основания называют *внешним конусным расстоянием* R_e .

Ширина зубчатого венца b определяется расстоянием между внешним и внутренним торцами по образующей делительного конуса, $b = 0,285 R_e$; $R_e = \frac{d_e}{2 \sin \delta}$.

Размеры конических зубчатых колес определяют по *внешнему торцовому сечению* с диаметрами d_{e1} и d_{e2} .

Основной геометрический параметр конического колеса — *внешний окружной модуль* $m_e = \frac{d_e}{z}$.

$$R_e = \frac{1}{2} \sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2} = \frac{m_e}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \quad (\text{см. рис. 6.1, 6.2}).$$

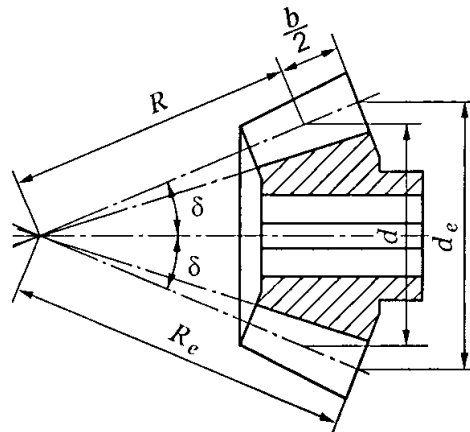


Рис. 6.2. Геометрические параметры конического колеса

Расчеты конических колес на прочность производят по *среднему делительному диаметру* $d_m = d$.

$$\text{Средний модуль зуба } m = m_e - \frac{b \sin \delta_1}{z}.$$

$$\text{Средние делительные диаметры } d_1 = mz_1; d_2 = mz_2.$$

Внешний окружной модуль можно не округлять до стандартного значения.

Зубья конических колес в зависимости от изменения сечения по длине делятся на три формы (рис. 6.3). *Форма I* применяется в основном для колес с прямыми зубьями. *Форма II* обеспечивает оптимальную прочность на изгиб, технологична, используется для колес с круговыми зубьями. *Форма III* применяется для плоских колес в специальных случаях.

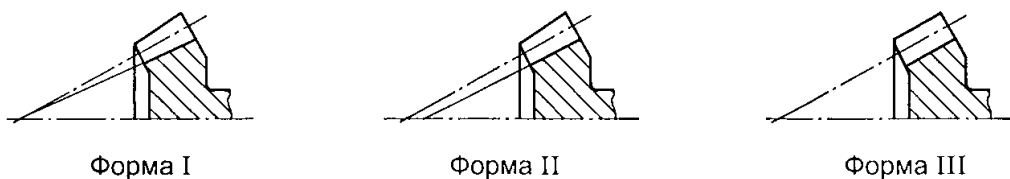


Рис. 6.3. Осевая форма зуба конического зубчатого колеса

Конические колеса выпускают с *прямыми, косыми и круговыми зубьями* (рис. 6.4). Конические колеса с круговыми зубьями по сравнению с прямозубыми обладают большей несущей способностью, работают с

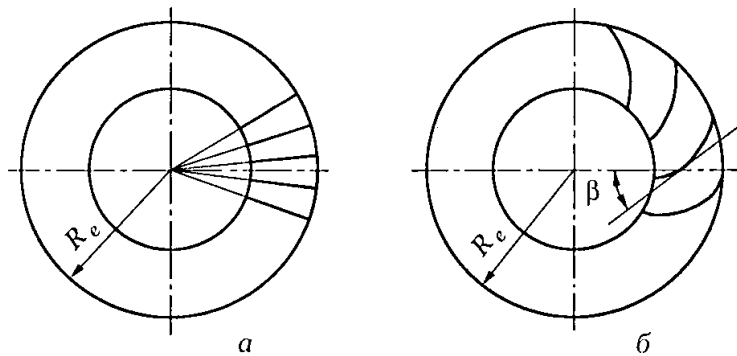


Рис. 6.4. Конические колеса с прямыми (а) и круговыми (б) зубьями

меньшим шумом. Зубья нарезают резцовыми головками методом обкатки. Угол наклона зуба в среднем сечении 35° , сопряженные колеса имеют противоположное направление линии зубьев. Шестерни выполняют с правым зубом, колеса — с левым.

Общая характеристика конических передач

Конические передачи сложнее цилиндрических, требуют периодической регулировки. Для нарезания зубчатых конических колес необходим специальный инструмент. Шестерня закрепляется консолью, при этом увеличивается неравномерность распределения нагрузки. В зацеплении действуют осевые силы. Все это снижает нагрузочную способность по сравнению с цилиндрическими передачами. Однако конические колеса широко применяют в технике, где по условиям компоновки необходимо располагать валы под углом друг к другу.

Силы в зацеплении прямозубой конической передачи

Нормальную силу в зацеплении конической передачи раскладывают на окружную и перпендикулярную к ней:

$$\vec{F}_n = \vec{F}_a + \vec{F}_r'.$$

В свою очередь силу \vec{F}_r' раскладывают на осевую и радиальную силы (см. рис. 6.1):

$$\vec{F}_r' = \vec{F}_a + \vec{F}_r.$$

В результате

$$\vec{F}_n = \vec{F}_t + \vec{F}_a + \vec{F}_r,$$

$$\text{где } F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = F_{a2}; \quad F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = F_{r2}; \quad F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}.$$

Для колеса направление действующих сил противоположное.

В прямозубой передаче осевая сила всегда направлена к большему торцу, радиальная — к центру колеса.

Основы расчета на контактную прочность и изгиб конической передачи *Проектировочный расчет по контактным напряжениям*

В конических колесах нагрузка по длине зуба распределена неравномерно. Для простоты расчет конических колес на изгиб ведут по среднему сечению зуба. Расчет основан на допущении, что нагрузочная способность конической передачи равна нагрузочной способности эквивалентной цилиндрической передачи при ширине колеса, равной ширине конических колес. Модуль цилиндрического колеса равен торцовому модулю конического колеса.

$$\text{Диаметр эквивалентного колеса } d_v = \frac{d}{\cos \delta} = m z_v.$$

$$\text{Число зубьев } z_v = \frac{z}{\cos \delta}.$$

При проектировочном расчете определяют внешний делительный диаметр колеса.

Считают, что нагрузочная способность конического колеса составляет 0,85 нагрузочной способности цилиндрического.

$$d_{e1} = 1650 \sqrt[3]{\frac{K_H T_1}{0,85 [\sigma_H]^2}},$$

где K_H — коэффициент нагрузки.

Допускаемое напряжение определяют по формулам для цилиндрических колес.

Проверка на изгиб

Для открытых передач и передач с высокой твердостью поверхности ($HRC \geq 50$) геометрические параметры колес определяют из расчета на изгиб, при этом рассчитывают средний модуль. Для закрытых передач расчет на изгиб является проверочным. Для проверочного расчета

$$\sigma_F = \frac{K_F Y_F F_t}{0,85 b m} \leq [\sigma_F],$$

где K_F — коэффициент нагрузки; Y_F — коэффициент формы зуба, выбирается по числу зубьев z_v ; F_t — окружная сила; b — ширина зубчатого венца; m — модуль зуба в среднем сечении.

Допускаемые напряжения рассчитываются так же, как для цилиндрических колес.

Глава 7

ПЕРЕДАЧА ВИНТ — ГАЙКА

Иметь представление о назначении передачи, о материалах деталей передачи, о факторах, влияющих на КПД.

Знать виды разрушений и критерии работоспособности; формулы для кинематического и геометрического расчетов.

Передача винт — гайка используется для преобразования вращательного движения одного из звеньев в поступательное движение другого (рис. 7.1).

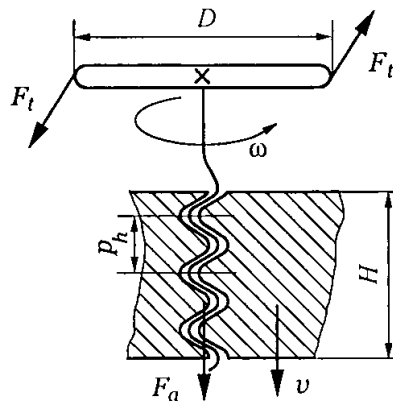


Рис. 7.1. Схема передачи винт — гайка

Винты в передаче делятся на грузовые и ходовые.

Грузовые винты используют в домкратах, винтовых прессах и нажимных устройствах.

Ходовые винты применяют в станках и измерительных приборах для установочных, рабочих и холостых перемещений.

Основное требование к передаче — износостойкость и длительное сохранение точности.

В зависимости от вида трения в резьбе передачи делятся на передачи *скольжения* и передачи *качения* (рис. 7.2).

В домкратах и винтовых прессах применяют упорную резьбу, в винтовых передачах обычно используют трапецеидальную резьбу.

Передаточное отношение передачи винт — гайка

$$i = \frac{\pi D}{p_h},$$

где D — диаметр маховика; p_h — ход винта (см. рис. 7.1): $p_h = pz$, где p — шаг резьбы; z — число заходов резьбы.

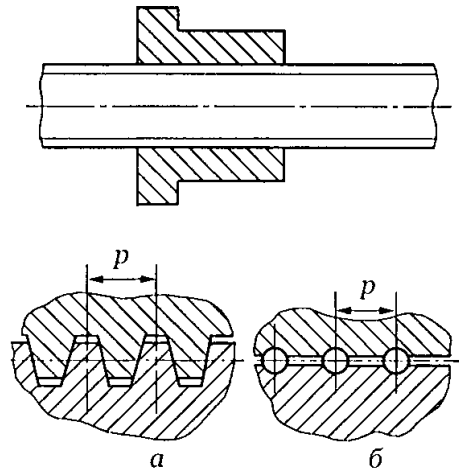


Рис. 7.2. Передача винт — гайка: а — скольжения; б — качения

Ведущим звеном может быть как винт, так и гайка.

Скорость поступательного движения, мм/с, в зависимости от угловой скорости ω , рад/с, винта

$$v = \frac{\omega}{2\pi} p_h.$$

Оценка передачи винт — гайка

Достоинства передачи винт — гайка:

- простота конструкции;
- малые габаритные размеры при большой несущей способности;
- большое передаточное число;
- возможность изготовления с большой точностью;
- самоторможение в передаче.

Основной недостаток передачи винт — гайка — низкий КПД. При использовании передачи качения КПД увеличивается, но такие передачи сложны и их стоимость выше.

Материалы

Винты изготавливают из стали 45 или 50, а гайки из оловянных бронз БрО10Ф0,5 и Бр6Ц6С3.

Тяжелонагруженные передачи качения изготавливают из хромистых сталей, закаленных до твердости 61 HRC (ХВГ, 8ХВ и др.).

Силовое соотношение в передаче винт — гайка

Окружная сила на маховике (см. рис. 7.1)

$$F_t = F_a i \eta,$$

где F_a — осевая сила на гайке (винте); i — передаточное отношение передачи; η — КПД передачи:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')},$$

где ψ — угол подъема винтовой линии (рис. 7.3); $f = \operatorname{tg} \varphi'$ — коэффициент трения; $\varphi' = \operatorname{arctg} f$.

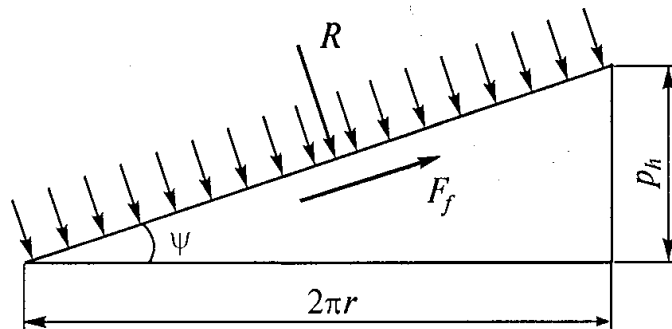


Рис. 7.3. Развертка витка: R — давление между витками; F_f — сила трения в резьбе

Критерии работоспособности и расчет передачи винт — гайка

Основным критерием работоспособности является износостойкость резьбы. Для уменьшения износа применяют антифрикционные пары материалов (сталь — бронза, сталь — чугун), смазку поверхностей, малые допускаемые напряжения смятия.

Резьбу проверяют на смятие. Рассчитывают среднее давление на поверхности витков из условия невыдавливания смазочного материала. Прочность тела гайки рассчитывают из условия прочности на растяжение. Винты проверяют на сжатие и устойчивость.

Расчет на износостойкость резьбы проводят по допускаемому давлению $[p]_{\text{изн}}$ с последующей проверкой болта на прочность

$$p_{\text{изн}} = \frac{F_a}{\pi d_2 H_1 Z_B} \leq [p]_{\text{изн}},$$

где d_2 — средний диаметр резьбы; H_1 — рабочая высота профиля резьбы; Z_B — число витков гайки.

Для проекторочного расчета передачи

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \psi_H \psi_h [p]_{\text{изг}}}},$$

где $\psi_H = \frac{H}{d_2}$, $\psi_H \approx 1,2 \dots 2,5$ — коэффициент высоты гайки; ψ_h — коэффициент рабочей высоты профиля резьбы; $\psi_h = 0,5$ (трапецеидальная резьба); $\psi_h = 0,75$ (упорная резьба).

Наружный диаметр гайки

$$D = 1,5d,$$

где d — наружный диаметр резьбы.

Глава 8

ЧЕРВЯЧНАЯ ПЕРЕДАЧА

Знать принцип работы, особенности рабочего процесса; причины выхода из строя и критерии работоспособности червячных передач; геометрические и силовые соотношения в червячных передачах; формулы для расчета на прочность.

Червячная передача — передача зацеплением со скрещивающимися осями валов. Передача движения происходит от червяка (однозаходного или многозаходного винта) к зубчатому колесу специальной формы и осуществляется по принципу винтовой пары (рис. 8.1).

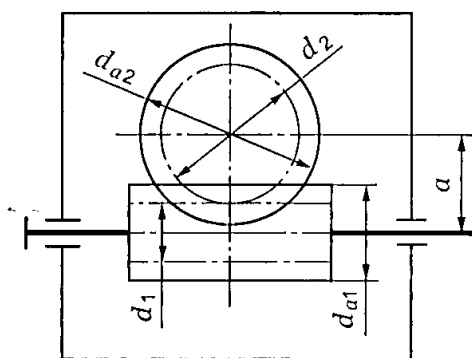


Рис. 8.1. Схема червячной передачи

В передаче возникает значительное взаимное *скольжение витков червяка по зубьям колеса*, что вызывает повышенный износ и значительное выделение теплоты. Для уменьшения трения венцы червячных колес изготавливают из антифрикционных материалов (бронзы, реже чугуна).

Проводится *тепловой расчет* и определяются способы охлаждения. Зацепление требует периодических регулировок.

Оценка червячных передач

К достоинствам червячных передач необходимо отнести большое передаточное число, компактность, небольшую массу, плавность и бесшумность работы, возможность получения самоторможения.

Самоторможение — возможность передачи движения только от червяка к колесу; можно использовать механизм без тормозных устройств, препятствующих обратному движению колеса.

Основные параметры червячной передачи

Рассматривается передача без смещения (рис. 8.2).

Основным расчетным параметром червяка является осевой модуль

$$m = \frac{p}{\pi}.$$

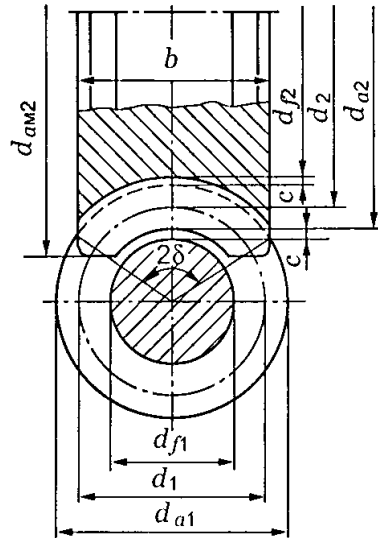


Рис. 8.2. Геометрические параметры червячной передачи

Делительный диаметр червяка $d_1 = qm$, где q — коэффициент диаметра червяка. Значения m и q стандартизированы (см. табл. ПЗ Приложения).

Число заходов червяка $z_1 = 1; 2; 4$.

Делительный угол подъема витка червяка γ , $\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q}$ (рис. 8.3). Неко-

торые значения угла подъема витка червяка приведены в Приложении.

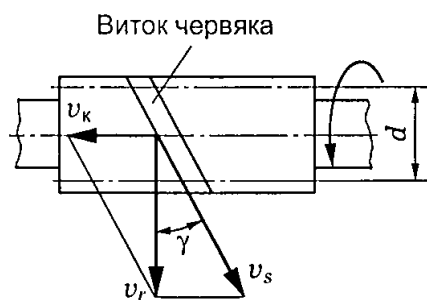


Рис. 8.3. Скольжение в передаче: v_k — линейная скорость витка колеса; v_r — линейная скорость витка червяка; v_s — скорость взаимного скольжения

Осевой модуль червяка равен торцовому модулю червячного колеса.

Диаметр делительной окружности колеса $d_2 = mz_2$.

Диаметр вершин зубьев в среднем сечении $d_{a2} = d_2 + 2m$.

Диаметр впадин червячных колес в среднем сечении $d_{f2} = d_2 - 2,4m$.

Наибольший диаметр червячного колеса $d_{a2} \leq d_2 + \frac{6m}{z_1 + 2}$.

Зубья колес имеют вогнутую форму и охватывают червяк по дуге с углом 2δ .

Ширина венца b .

Межосевое расстояние передачи $a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(q + z_2)$.

Число зубьев червячного колеса z_2 .

Передаточное число червячной передачи $u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$; $z_2 = 30\text{—}80$;

$z_1 = 1; 2; 4$. Тогда $u = 8\text{...}80$.

КПД червячной передачи

КПД червячной передачи учитывает потери в зубчато-винтовой паре, в подшипниках и потери на размешивание и разбрызгивание масла.

КПД червячной передачи можно определить по формуле

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')},$$

где φ' — приведенный угол трения; γ — угол подъема линии витка.

КПД червячной передачи в зависимости от числа заходов червяка:

$z_1 = 1$; $\eta = 0,7\text{...}0,75$;

$z_1 = 2$; $\eta = 0,75\text{...}0,82$;

$z_1 = 3$; $\eta = 0,82\text{...}0,87$;

$z_1 = 4$; $\eta = 0,87\text{...}0,92$.

Силы в зацеплении червячной передачи

Силу взаимодействия витка червяка с зубом колеса раскладывают на три составляющие (рис. 8.4): F_t , F_r , F_a .

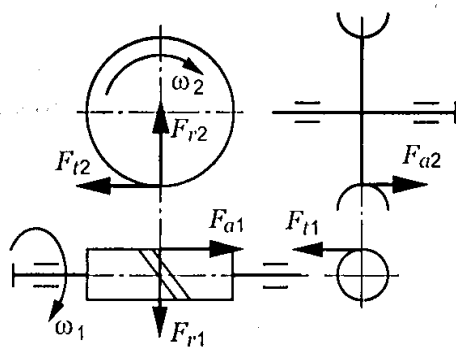


Рис. 8.4. Силы в червячной передаче

Окружная сила на червяке равна осевой силе на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}.$$

Осевая сила на червяке равна окружной силе на колесе:

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}.$$

Радиальные силы равны друг другу:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \quad (\alpha = 20^\circ).$$

Вращающий момент на колесе $T_2 = T_1 u \eta$.

Виды разрушений зубьев червячных колес

В червячной паре слабым звеном является зуб червячного колеса. Могут происходить поверхностные повреждения: усталостное выкрашивание, износ поверхности, заедание. Крайне редко возникает поломка зуба. Зубчатые венцы чаще всего изготавливают из бронзы, выбор марки зависит от скорости скольжения в передаче (см. рис. 8.3, табл. П8 Приложения).

В передачах с венцами колес из оловянных бронз наиболее опасно выкрашивание рабочих поверхностей, в колесах из безоловянных (алюминиево-железистых) бронз и чугунов чаще происходит заедание, переходящее в задиры с изнашиванием поверхности.

Расчет на прочность червячной передачи

Расчет по контактным напряжениям является основным (проектировочным), а по напряжениям изгиба — проверочным.

В основу расчета по контактным напряжениям положена формула Герца. После подстановки параметров червячного колеса, коэффициентов, учитывающих характер нагрузки, и соответствующих преобразований получена формула для *проверочного расчета* передачи:

$$\sigma_H = \frac{170q}{z_2} \sqrt{K_H T_2 \left(\frac{1 + \frac{z_2}{q}}{a_w} \right)^3} \leq [\sigma_H].$$

Выразив из полученной формулы межосевое расстояние, получим формулу для *проектировочного расчета* червячной передачи:

$$a_w \geq \left(1 + \frac{z_2}{q} \right)^3 \sqrt{K_H T_2 \left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_H]} \right)^2}.$$

При расчете задаются ориентировочными значениями КПД редуктора, скорости скольжения в передаче, определяют вращающие моменты. По принятой величине скорости скольжения выбирают материал венца колеса и определяют допускаемое напряжение. По заданному передаточному числу определяют число заходов червяка и число зубьев колеса: $u = \frac{z_2}{z_1}$.

Полученное при расчете a_w округляют (см. табл. П5 Приложения).

По рассчитанному межосевому расстоянию определяют геометрические параметры передачи и уточняют их по стандартам.

Определяют усилия в зацеплении. Проводят проверку полученной передачи на изгиб.

Формула для *проверочного расчета* передачи на изгиб

$$\sigma_F = 0,7 Y_{F2} \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m} \leq [\sigma_F],$$

где K_F — коэффициент нагрузки; Y_F — коэффициент формы зуба, выбирается по приведенному числу зубьев $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$ (табл. П2 Приложения).

Скорость скольжения в передаче (см. рис. 8.3)

$$v_s = \sqrt{v_{\text{ч}}^2 + v_{\text{к}}^2} = \frac{v_{\text{ч}}}{\cos \gamma}.$$

Рекомендации по расчету на прочность червячной передачи

1. После расчета межосевого расстояния модуль передачи определяют по формуле

$$m = (1,5 \dots 1,7) \frac{a_w}{z_2}.$$

2. Минимальное значение q из условия жесткости червяка $q_{\min} = 0,212 z_2$. Полученное значение уточняют по стандарту (табл. П3 Приложения), при этом можно изменить z_2 , увеличив или уменьшив на 1—2 зуба.

3. Ширина венца червячного колеса зависит от числа витков червяка:

при $z_1 = 1; 2$ $b_2 = 0,355 a_w$;

при $z_1 = 4$ $b_2 = 0,315 a_w$.

4. Допускаемые напряжения для материалов венца колеса зависят от способа отливки и марки бронзы или чугуна, от твердости рабочей поверхности червяка, долговечности передачи.

Тепловой расчет червячной передачи

Вследствие невысокого КПД в червячных передачах выделяется большое количество теплоты. Масло, детали передачи и стенки корпуса нагреваются.

Если отвод теплоты недостаточен, передача перегревается, резко уменьшается вязкость масла, возникает опасность выдавливания смазочного материала и заедания.

Тепловой расчет передачи проводят из условия теплового баланса: тепловыделение должно равняться теплоотдаче.

Глава 9

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Иметь представление об упругом скольжении ремня, усилиях и напряжениях в ремне при передаче вращающего момента.

Знать типы ремней и шкивов; геометрические характеристики ременных передач, формулы для расчета передаточного отношения, межосевого расстояния передачи, длины ремня; знать основы расчета плоскоремennых и клиноремennых передач по тяговой способности; формулы для определения усилий натяжения ветвей ремня; формулы для определения напряжений в поперечных сечениях ремня.

Уметь пользоваться таблицами стандартов для выбора ремней передачи.

Уметь пользоваться кривой скольжения и КПД ремня для определения приведенного полезного напряжения в ремне; знать обозначения и физический смысл коэффициентов в формуле для определения допускаемого полезного напряжения.

Ременная передача — фрикционная передача (нагрузка передается силами трения) с помощью гибкой связи (упругого ремня).

Ременная передача применяется для соединения валов, расположенных на значительном расстоянии друг от друга (рис. 9.1).

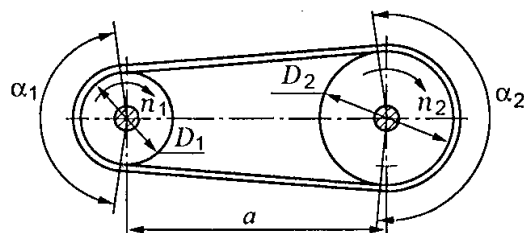


Рис. 9.1. Схема для расчета ременной передачи

Классификация ременных передач

В зависимости от формы поперечного сечения ремня передачи делятся на плоскоремennые (рис. 9.2, а), клиноремennые (рис. 9.2, б), поликлиновые (рис. 9.2, в) и с круглым ремнем (рис. 9.2, г).

По расположению валов в пространстве различают

- передачи с параллельными валами: открытые (рис. 9.3, а), перекрестные (рис. 9.3, б);
- передачи со скрещивающимися валами — полуперекрестные (рис. 9.3, в);
- передачи с пересекающимися осями валов — угловые (рис. 9.3, г).

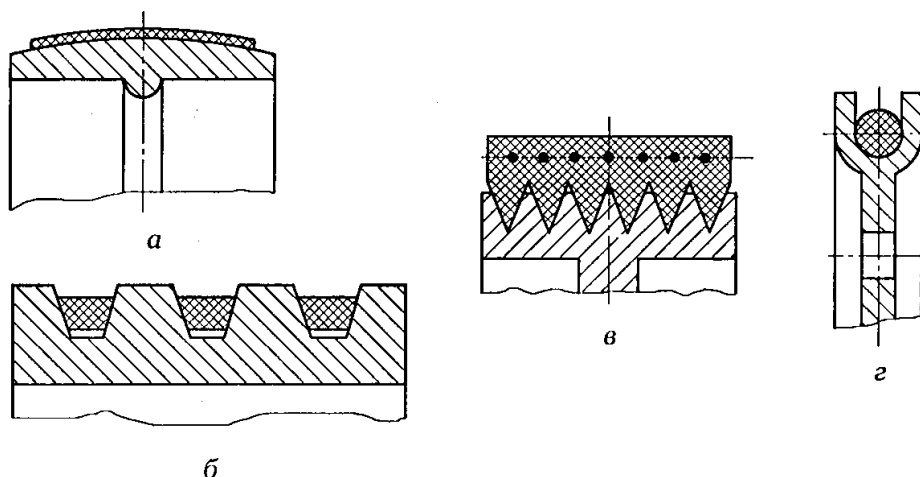


Рис. 9.2. Типы ременных передач: а — плоскоременная; б — клиноременная; в — поликлинов-
вая; г — с круглым ремнем

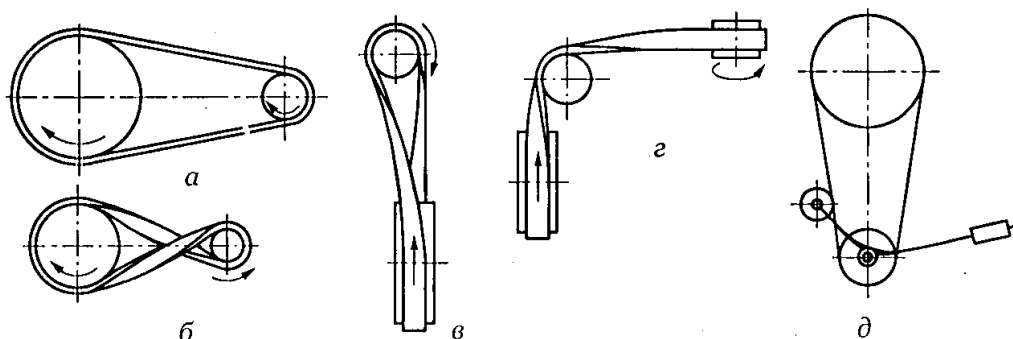


Рис. 9.3. Ременные передачи: а — открытая; б — перекрестная; в — полуперекрестная; г — уг-
ловая; д — открытая с натяжным устройством

Клиноременную передачу в основном применяют как открытую (см. рис. 9.3, а).

Предварительное нажатие ремня необходимо для нормальной работы передачи. Натяжение ремня может создаваться за счет перемещения одного из шкивов, за счет натяжных роликов (рис. 9.3, д) или установки двигателя на качающейся плите.

Клиноременная передача обладает большей тяговой способностью, требует меньшего натяжения, меньше нагружает опоры валов, допускает меньшие углы обхвата, применима при больших передаточных отношениях и меньших межосевых расстояниях (табл. П10 Приложения).

Клиновые и поликлиновые ремни выполняют бесконечными и резиновыми. Нагрузку несет *корд* или *сложенная в несколько слоев ткань*.

Клиновые ремни выпускают трех видов: нормального сечения, узкие и широкие. Широкие ремни предназначены для вариаторов.

Поликлиновые ремни — плоские ремни с высокопрочным кордом и внутренними продольными клиньями, входящими в канавки на шкивах. Они более гибкие, чем клиновые, обеспечивают большее постоянство передаточного числа.

Размеры поликлиновых ремней см. в табл. П11 Приложения.

Геометрические и кинематические зависимости ременной передачи

Рассмотрим открытую передачу (см. рис. 9.1).

Межосевое расстояние передачи плоским ремнем $a \geq 1,5 (D_1 + D_2)$.

Межосевое расстояние передачи клиновым ремнем

$$a \geq 0,55(D_1 + D_2) + 3h,$$

где h — высота ремня.

Расчетная длина ремня
$$L_p = 2a + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}.$$

Межосевое расстояние в зависимости от длины ремня и диаметра шкивов

$$a = \frac{2L_p - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L_p - \pi(D_1 + D_2)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8}.$$

Угол обхвата на малом шкиве $\alpha = 180^\circ - 57^\circ(D_1 - D_2)/a$.

Передаточное отношение

$$u = i = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)},$$

где ε — коэффициент скольжения в передаче, при нормальной работе $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$.

Приближенно можно принимать $u = \frac{D_2}{D_1}$; $\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1}$.

Силы натяжения в ремне

Сила натяжения ведущей ветви ремня (рис. 9.4) при передаче нагрузки

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}.$$

Сила натяжения ведомой ветви

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2},$$

где F_t — передаваемая окружная сила.

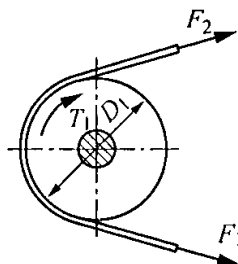


Рис. 9.4. Силы натяжения

Предварительное натяжение, создающее необходимые силы трения между шкивом и ремнем:

$$F_0 = \sigma_0 A,$$

где σ_0 — напряжение от предварительного натяжения; для плоских резиноканевых ремней $\sigma_0 = 1,8$ МПа, для стандартных клиновых $\sigma_0 = 1,2 \dots 1,5$ МПа.

При движении в ремне дополнительно возникает сила натяжения от центробежных сил $F_v = \rho A v$ (существенно влияет при скорости 20 м/с), где ρ — плотность материала ремня; A — площадь поперечного сечения ремня.

Таким образом, натяжения в ветвях ремня разные:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} + F_v; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} + F_v.$$

Напряжения в ремне

При работе на холостом ходу (без передачи нагрузки) обе ветви ремня натянуты одинаково. При передаче полезной нагрузки натяжения ветвей ремня меняются. Напряжение от предварительного натяжения $\sigma_0 = \frac{F_0}{A}$. Полезное напряжение в ремне $k = \frac{F_t}{A}$ определяется по передаваемой окружной силе. Значением k оценивают тяговую способность передачи.

Напряжения в ведущей и ведомой ветвях при передаче нагрузки

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}; \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A}.$$

При огибании ремнем шкивов в ремне возникают напряжения изгиба, зависящие от диаметров шкивов передачи.

На практике значение напряжения изгиба на малом шкиве ограничивается заданием минимального диаметра шкива D_{\min} .

При круговом движении ремня на каждый его элемент действуют элементарные центробежные силы, дополнительно растягивающие ремень; возникают напряжения σ_v .

Таким образом, при движении ремня напряжение в элементах ремня меняется (рис. 9.5).

Наибольшее значение напряжение имеет в момент набегания ремня на *малый шкив*, *наименьшее* — в момент набегания на *большой шкив*; это явление вызывает упругое скольжение ремня на шкивах.

При движении на ведущем шкиве ремень укорачивается, а на ведомом удлиняется, ремень скользит на шкиве.

Необходимо отличать упругое скольжение и буксование. *Упругое скольжение* имеет место при любой нагрузке, *буксование* — только при перегрузке.

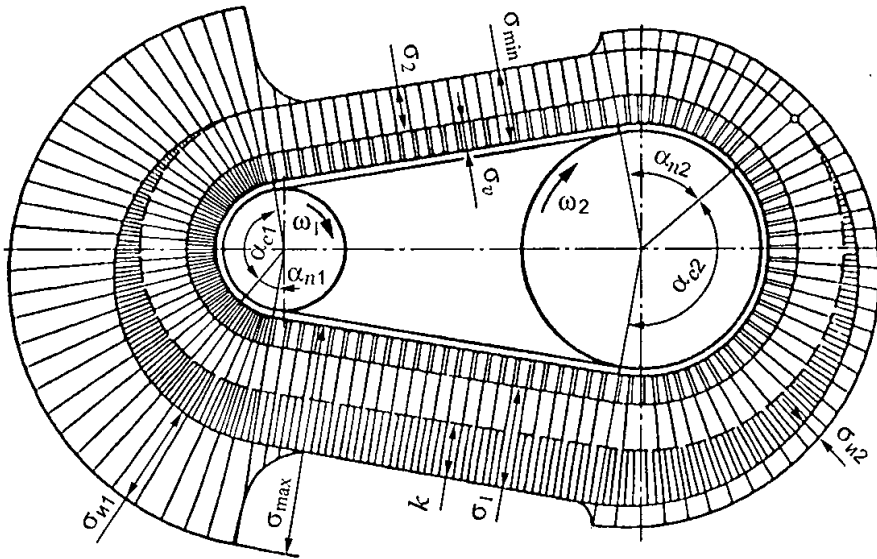


Рис. 9.5. Напряжения в ремне при передаче полезной нагрузки

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{n1} + \sigma_v;$$

$$\sigma_{\min} = \sigma_2 + \sigma_v;$$

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A}; \quad \sigma_t = k = \frac{F_t}{A};$$

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \frac{k}{2}; \quad \sigma_2 = \sigma_0 - \frac{k}{2};$$

$$\sigma_v = \rho v^2;$$

$$\sigma_n = \frac{E\delta}{D}, \text{ где } \delta \text{ — толщина ремня; } E \text{ — модуль упругости.}$$

Кривые скольжения ремня

Кривая скольжения (рис. 9.6) устанавливает связь между полезной нагрузкой и относительным скольжением ε в передаче, φ — коэффициент тяги (относительная нагрузка). При повышении коэффициента тяги от нуля до критического значения φ_0 в передаче происходит только упругое скольжение, одновременно с увеличением φ возрастает и КПД η . При дальнейшем увеличении коэффициента тяги работа становится

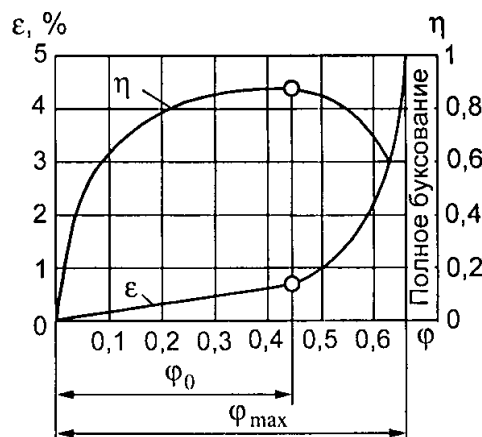


Рис. 9.6. Кривая скольжения

неустойчивой (частичное буксование). Значения φ установлены для каждого типа ремня. Рабочую нагрузку рекомендуется выбирать вблизи критического значения.

Расчет ремня по тяговой способности

Расчет *плоскоременной* передачи сводится к определению требуемой площади поперечного сечения ремня.

Приведенное полезное напряжение

$$k_0 = 2\varphi\sigma_0.$$

Условия эксплуатации ремня учитываются введением коэффициентов.

Допускаемое полезное напряжение

$$[k] = k_0 C_\alpha C_v C_0 / C_p,$$

где C_α — коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на малом шкиве; C_v — скоростной коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил; C_0 — коэффициент расположения передачи в пространстве; C_p — коэффициент режима нагрузки.

Окончательно определяем

$$A = b\delta = \frac{F_t}{[k]}; \quad F_t = \frac{2T_1}{D_1}.$$

Для передач *клиновыми* и *поликлиновыми* ремнями следует выбрать соответствующий ремень по таблицам или с помощью графиков и определить число ремней клиноременной передачи (табл. П10 и П11 Приложения).

Сечение ремня выбирают по вращающему моменту на быстроходном валу или мощности (рис. 9.7, а). Минимальные диаметры шкивов выбирают по табл. П10 Приложения. При возможности следует избегать минимальных значений диаметров шкивов и минимальных значений межосевых расстояний, так как это уменьшает долговечность ремня.

Для выбранного ремня определяют номинальную мощность, передаваемую одним ремнем.

Определяют расчетные коэффициенты, учитывающие условия эксплуатации ремня.

Определяют число ремней в комплекте для передачи заданной мощности:

$$z = \frac{P}{C_z P_p}; \quad P_p = P_0 C_\alpha C_L / C_p,$$

где C_L — коэффициент длины ремня; P_0 — номинальная мощность, передаваемая одним ремнем; P_p — мощность, передаваемая одним ремнем в условиях эксплуатации; C_z — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями, $C_z = 1 \dots 0,85$.

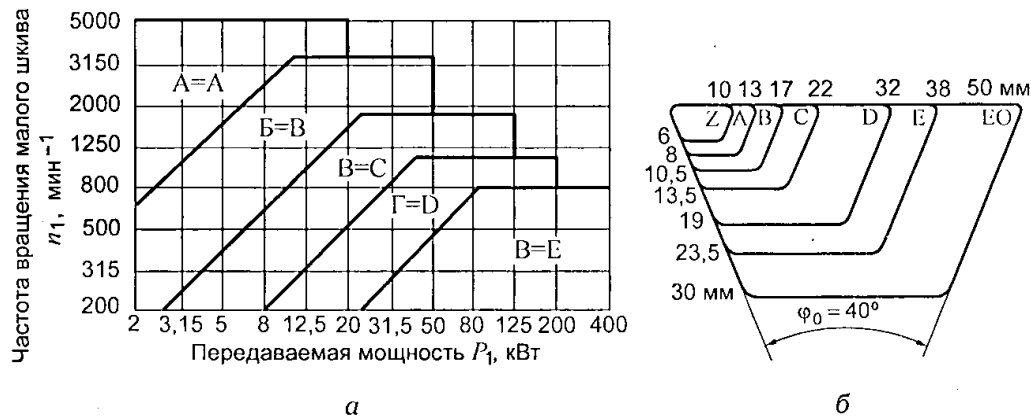


Рис. 9.7. К расчету клинового ремня: *а* — кривая скольжения; *б* — обозначение ремней

В последнее время обозначения ремней изменились (рис. 9.7, *б*):

O = Z;

Б = В;

В = С;

Д = Е;

Е = ЕО.

Оценка ременных передач

Достоинства ременных передач:

- ременная передача смягчает толчки и удары — может демпфировать колебания;
- ременная передача может служить предохранительным звеном при перегрузках;
- ременная передача может использоваться для бесступенчатой регулировки скорости (см. рис. 2.3, *д*);
- возможность передачи движения на значительные расстояния (до 15 м и более).

Недостатки ременных передач:

- большие габаритные размеры;
- невозможно обеспечить постоянство передаточного отношения;
- долговечность ремня недостаточна;
- значительные нагрузки на опоры, особенно у плоскоремных передач.

В высоконагруженных передачах применяют *передачи с зубчатым ремнем* — плоским ремнем с зубьями на внутренней поверхности. Передача работает по принципу зацепления ремня со шкивом. Предварительное натяжение не требуется, скольжение отсутствует.

Глава 10

ЦЕПНАЯ ПЕРЕДАЧА

Знать основные параметры, кинематику и геометрию цепных передач; типы цепей и звездочек, их сравнительную оценку; обозначения цепей по стандарту.

Уметь подобрать тип цепной передачи по соответствующим таблицам.

Уметь подобрать цепь и рассчитать цепную передачу на долговечность исходя из износостойкости шарниров цепи.

Знать обозначения, физический смысл коэффициентов, уметь выбирать их исходя из заданных условий эксплуатации.

Цепная передача — передача зацеплением гибкой связью. Гибкую связь образует шарнирная цепь, охватывающая зубчатые звездочки (рис. 10.1).

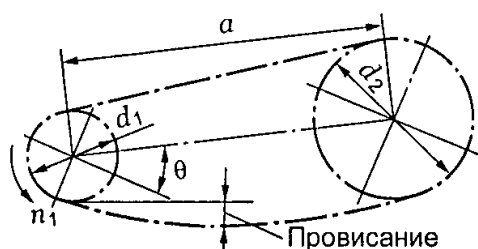


Рис. 10.1. Схема цепной передачи

Традиционно цепные передачи применяют в сельскохозяйственных и строительно-дорожных машинах, в химическом машиностроении, станкостроении и подъемно-транспортных устройствах.

Оценка цепных передач

Достоинства цепных передач:

- передача движения зацеплением, а не трением позволяет передавать большие мощности, чем с помощью ремня;
- практически не требуется натяжение цепи, следовательно, уменьшается нагрузка на валы и опоры;
- отсутствие скольжения и буксования обеспечивает постоянство среднего передаточного отношения;
- цепи могут устойчиво работать при меньших межосевых расстояниях и обеспечивать большее передаточное отношение, чем ременная передача;
- цепные передачи хорошо работают в условиях частых пусков и торможений;
- цепные передачи имеют высокий КПД.

Недостатки цепных передач:

- износ цепи при недостаточной смазке и плохой защите от грязи;
- сложный уход за передачей;
- повышенная вибрация и шум;
- по сравнению с зубчатыми передачами повышенная неравномерность движения;
- удлинение цепи в результате износа шарниров и сход цепи со звездочек.

Классификация цепных передач

В настоящее время применяют шарнирные *роликовые*, *втулочные* (рис. 10.3, а) и *зубчатые* (рис. 10.3, б) цепи. В роликовых цепях зацепление цепи со звездочкой осуществляется через ролик: долговечность цепи возрастает, но возрастает масса и стоимость цепи.

Цепи бывают *однорядными* и *многорядными*.

Зубчатые цепи набирают из пластин; большое значение имеет конструкция шарнира. В конструкцию входит направляющая пластина, предотвращающая сползание цепи со звездочки. По сравнению с втулочными зубчатые цепи работают более плавно, обеспечивают большую кинематическую точность, могут передавать большую мощность, имеют высокий КПД, но их масса и стоимость значительно выше.

Форма профиля зуба звездочки зависит от конструкции и размеров цепи. Звездочка для втулочной и роликовой цепи представлена на рис. 10.2, а, звездочка для зубчатой цепи — на рис. 10.2, б.

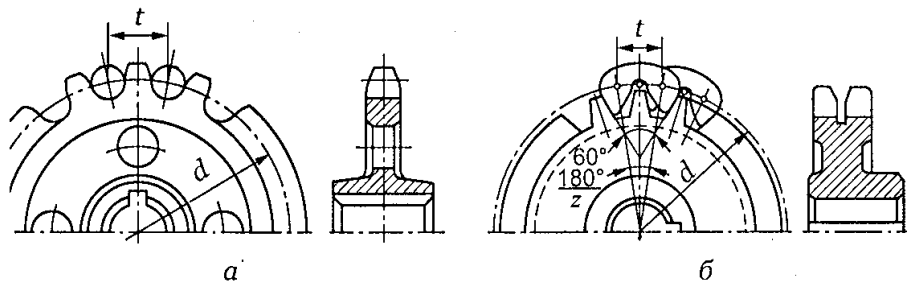


Рис. 10.2. Типы звездочек для цепных передач: а — для втулочной и роликовой цепи; б — для зубчатой цепи

Геометрические и кинематические параметры цепной передачи

Основной геометрический параметр цепи — шаг t , мм (см. рис. 10.3).

Оптимальное межосевое расстояние $a = (30 \dots 50)t$.

Длина цепи в шагах

$$L_p = \frac{2a}{t} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a},$$

где z_1 и z_2 — число зубьев звездочек.

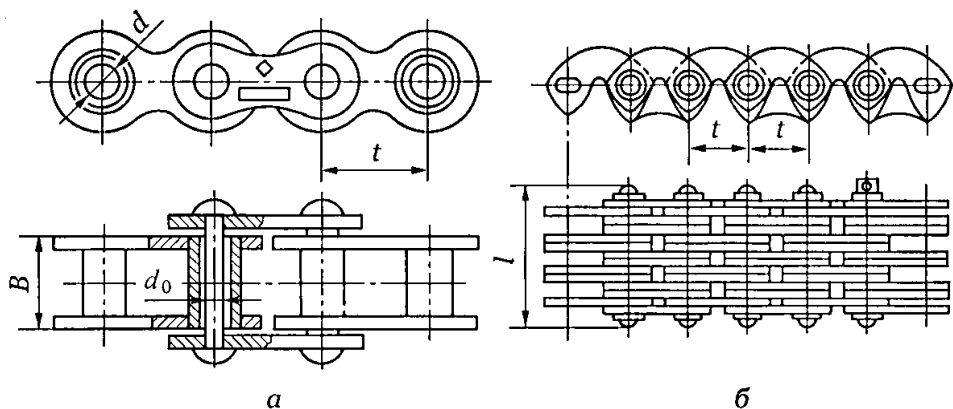


Рис. 10.3. Типы цепей: а — втулочные; б — зубчатые

Число зубьев малой звездочки выбирают из соотношения

$$z_1 = 29 - 2u.$$

Тогда $z_2 = z_1 u$.

Окончательное значение межосевого расстояния

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

Диаметр делительной окружности звездочки $d = \frac{t}{\sin(180^\circ/z)}$.

Передаточное число $u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$.

Передаточное отношение передачи нельзя определять как отношение диаметров делительных окружностей звездочек. В пределах одного оборота звездочки передаточное отношение не остается постоянным, поэтому говорят о средней скорости цепи, м/с:

$$v = \frac{\omega z t}{2\pi \cdot 1000},$$

где ω , z — угловая скорость и число зубьев звездочки.

Критерии работоспособности и расчет цепной передачи

При проектировочном расчете предварительно определяют шаг цепи по формуле

$$t \geq 2,8 \sqrt{\frac{K_9 T_1}{z_1 [p_u] m}},$$

где K_9 — коэффициент эксплуатации, $K_9 = K_d K_c K_0 K_{\text{рег}} K_p$; K_d — коэффициент динамичности; K_c — коэффициент способа смазывания передачи; K_0 — коэффициент наклона передачи к горизонту; $K_{\text{рег}}$ — коэффициент способа регулирования; K_p — коэффициент режима нагрузки; T_1 — вращающий момент на ведущей звездочке; $[p_u]$ — допускаемое

среднее давление в шарнире; m — число рядов цепи; $z_1 = 29 - 2u$ — минимальное число зубьев ведущей звездочки роликовой цепи.

После подбора цепи по стандарту (табл. П13 Приложения) выбранная передача проверяется на износостойкость по формуле

$$p_{\text{ц}} = \frac{F_t K_3}{A} \leq [p_{\text{ц}}],$$

где F_t — окружная сила, $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$; $d_1 = \frac{t}{\sin(180^\circ/z_1)}$; A — площадь проекции опорной поверхности шарнира, $A = d_0 B$; d_0 — диаметр оси; B — длина втулки (см. рис. 10.3, а).

Силы в цепной передаче

В цепной передаче ведущая и ведомая ветви натянуты по-разному.

Натяжение ведущей ветви работающей передачи

$$F_1 = F_t + F_0 + F_v,$$

где F_t — окружная сила, передаваемая цепью; F_0 — предварительное натяжение от провисания ведомой ветви цепи; F_v — натяжение от центробежных сил.

Предварительное натяжение незначительное и составляет несколько процентов от F_t ; в тихоходных передачах можно пренебречь и натяжением от центробежных сил.

Допускаемое среднее давление в шарнире, гарантирующее нормальную работу в течение принятого срока службы, определяется по табл. 10.1.

Таблица 10.1. Допускаемое среднее давление

ω , рад/с	$[p]$, МПа при шаге цепи t , мм			
	12,7...25,4	19,05...25,4	31,75...38,1	44,45...50,8
5,2	34,3	34,3	34,3	34,3
21	30,9	29,4	28,1	25,7
42	28,1	25,7	23,7	20,6
63	25,7	22,9	20,6	17,2
84	23,7	20,6	18,1	14,7
105	22,0	18,6	16,3	—
126	20,6	17,2	14,7	—
167	18,1	14,7	—	—

Обозначение роликовых цепей: первая цифра — число рядов; вторая цифра — шаг, мм; третья — разрушающая нагрузка, пропорциональная 10 Н; четвертая — исполнение по ширине.

Например, ПР-12,7-1820-1: роликовая цепь, однорядная, шаг 12,7 мм, разрушающая нагрузка 18 200 Н, первое исполнение по ширине.

Часть 2

ВАЛЫ И ОСИ. ПОДШИПНИКИ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РЕДУКТОРАХ. МУФТЫ

Глава 11

ВАЛЫ И ОСИ

Знать названия и назначения элементов конструкции валов и осей: цапф, шеек, галтелей, фасок и т. д.

Знать марки применяемых материалов; причины выхода из строя и критерии работоспособности валов и осей.

Уметь провести проекторочный и проверочный расчеты вала и оси.

Валы предназначены для передачи вращающего момента и поддержания расположенных на них деталей (рис. 11.1, а); оси, поддерживая расположенные на них детали, вращающего момента не передают.

Оси бывают вращающимися (рис. 11.1, б) и неподвижными (рис. 11.1, в).

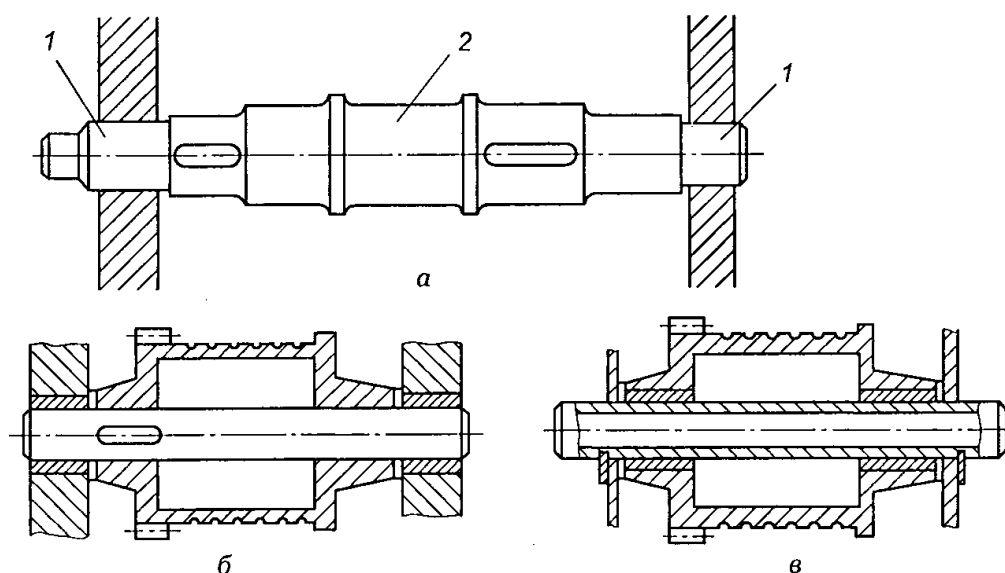


Рис. 11.1. Валы и оси: а — вал; б — вращающаяся ось; в — неподвижная ось; 1 — цапфа; 2 — шейка

Исходя из расчета на прочность и для удобства установки деталей валы выполняют ступенчатыми. Переходные участки вала выполняют цилиндрическими или коническими с галтелями разной формы и фасками (рис. 11.2).

Материалы

Для валов и осей применяют качественные углеродистые и легированные стали. Для валов и осей неотчетственных передач применяют стали обыкновенного качества (без термообработки).

Валы и оси обрабатывают на токарных станках, посадочные поверхности могут шлифоваться.

Критерии работоспособности и виды разрушений валов и осей

Валы и вращающиеся оси при работе испытывают циклически изменяющиеся напряжения (рис. 11.3) и чаще всего выходят из строя в результате *усталостных разрушений*.

Основными расчетными нагрузками являются крутящий момент (для валов) и изгибающий момент.

Основными критериями работоспособности являются *прочность* и *жесткость*.

Расчет валов

Расчет валов проводится в два этапа: проектировочный только под действием крутящего момента и проверочный расчет с учетом крутящего и изгибающего моментов.

1. *Проектировочный* (предварительный) расчет вала проводят по формуле

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2[\tau_k]}},$$

где M_k — крутящий момент, $M_k = T$; T — вращающий момент на валу; d — диаметр вала; $[\tau_k]$ — допускаемое напряжение при кручении, $[\tau_k] = 20 \dots 30$ МПа.

Полученное значение диаметра вала округляют до ближайшего большего размера из ряда чисел R40 по ГОСТ «Нормальные линейные размеры» (см. табл. ПЗ7 Приложения). Форму и размеры вала уточняют при эскизной проработке вала после определения размеров колес, муфт и подшипников, по которым определяют длину шеек и цапф вала.

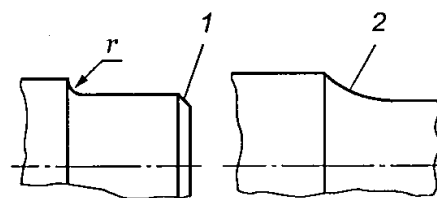


Рис. 11.2. Переходные участки вала: 1 — фаска; 2 — галтель; r — радиус галтели

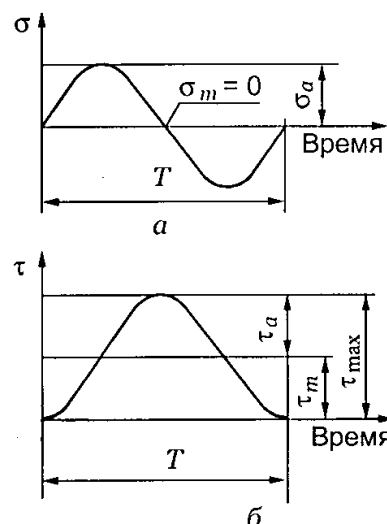


Рис. 11.3. Циклы напряжений в сечении валов: а — симметричный; б — отнулевой; T — продолжительность одного цикла (период)

Проверочный расчет спроектированного вала проводят по сопротивлению усталости и на жесткость.

Предварительно определяют все конструктивные элементы вала, обработку и качество поверхности отдельных участков. Составляется расчетная схема вала и наносятся действующие нагрузки.

2. Проверочный уточненный расчет на сопротивление усталости заключается в определении расчетных коэффициентов запаса прочности в опасных сечениях, выявленных по эпюрам моментов с учетом концентрации напряжений.

Принимают, что напряжение изгиба меняется по симметричному циклу (см. рис. 11.3, а), а напряжение кручения — по отнулевому (см. рис. 11.3, б).

Амплитуда цикла изменения напряжений изгиба вала

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{ос}}};$$

амплитуда отнулевого цикла изменения напряжений кручения

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{M_{\text{к}}}{2W_{\text{р}}},$$

где $W_{\text{ос}}$, $W_{\text{р}}$ — момент сопротивления изгибу и кручению сечений вала соответственно.

Запас прочности вала:

по нормальным напряжениям

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a};$$

по касательным напряжениям

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a},$$

где σ_{-1} — предел выносливости при расчете на изгиб; τ_{-1} — предел выносливости при расчете на кручение; $K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$ — общий коэффициент концентрации напряжений при изгибе и кручении соответственно:

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_d} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_v};$$

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_{\tau}}{K_d} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_v};$$

где K_{σ} , K_{τ} — коэффициенты снижения предела выносливости за счет местных концентраторов — галтелей, выточек, поперечных отверстий, шпоночных пазов (эффективный коэффициент концентрации напря-

жений); K_d — коэффициент влияния абсолютных размеров; K_F — коэффициент влияния обработки поверхности; K_v — коэффициент упрочнения поверхности; значения перечисленных коэффициентов приведены в специальной литературе.

Расчетный коэффициент запаса выносливости в сечении при совместном действии изгиба и кручения

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}.$$

Минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности 1,6...2,5.

Расчет осей ведут только на изгиб: при расчете неподвижных осей принимают изменения напряжений по отнулевому циклу, при расчете подвижных — по симметричному.

3. *Упрощенный проверочный расчет на усталость* проводят в предположении, что нормальные напряжения (изгиба) и касательные напряжения (кручения) меняются по симметричному циклу. Одновременное действие крутящего и изгибающего моментов рассчитывается по гипотезе наибольших касательных напряжений

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\text{и}}^2 + M_{\text{к}}^2},$$

где $M_{\text{и}}$ — суммарный изгибающий момент, геометрическая сумма изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях:

$$M_{\text{и}} = \sqrt{(M_{\text{и}}^{\text{г}})^2 + (M_{\text{и}}^{\text{в}})^2}.$$

Условие сопротивления усталости

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{экв}}}{0,1d^3} \leq [\sigma_{-1\text{и}}],$$

где $\sigma_{\text{экв}}$ — эквивалентные напряжения в сечении; $M_{\text{экв}}$ — эквивалентный момент в сечении; d — диаметр вала в сечении; $[\sigma_{-1\text{и}}]$ — допускаемое напряжение изгиба при симметричном цикле изменения напряжений.

В большинстве случаев ограничиваются упрощенным проверочным расчетом.

В специальных случаях используют коленчатые (непрямые) валы и валы с изменяемой формой геометрической оси (гибкие). Используют сплошные и полые (с осевым отверстием) валы.

Глава 12

ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

Иметь представление о рабочем процессе подшипников скольжения; о видах разрушений и критериях работоспособности. Знать конструкции, материалы, КПД подшипников, способы смазывания.

Знать порядок расчета на износостойкость и теплостойкость. Уметь определять допускаемую нагрузку на подшипник из расчета на теплостойкость и износостойкость.

Подшипники обеспечивают валу заданное положение и возможность вращения в заданном направлении, с заданной скоростью и нагрузкой при минимальных потерях на трение.

Классификация подшипников скольжения

По конструкции подшипники скольжения подразделяют на *разъемные* и *неразъемные* (рис. 12.1, а, б). По направлению воспринимаемых нагрузок подшипники скольжения разделяют на *радиальные*, воспринимающие нагрузки, перпендикулярные оси вала (рис. 12.1, а—в) и *упорные* — для восприятия нагрузок вдоль оси вала (подпятник, рис. 12.1, г);

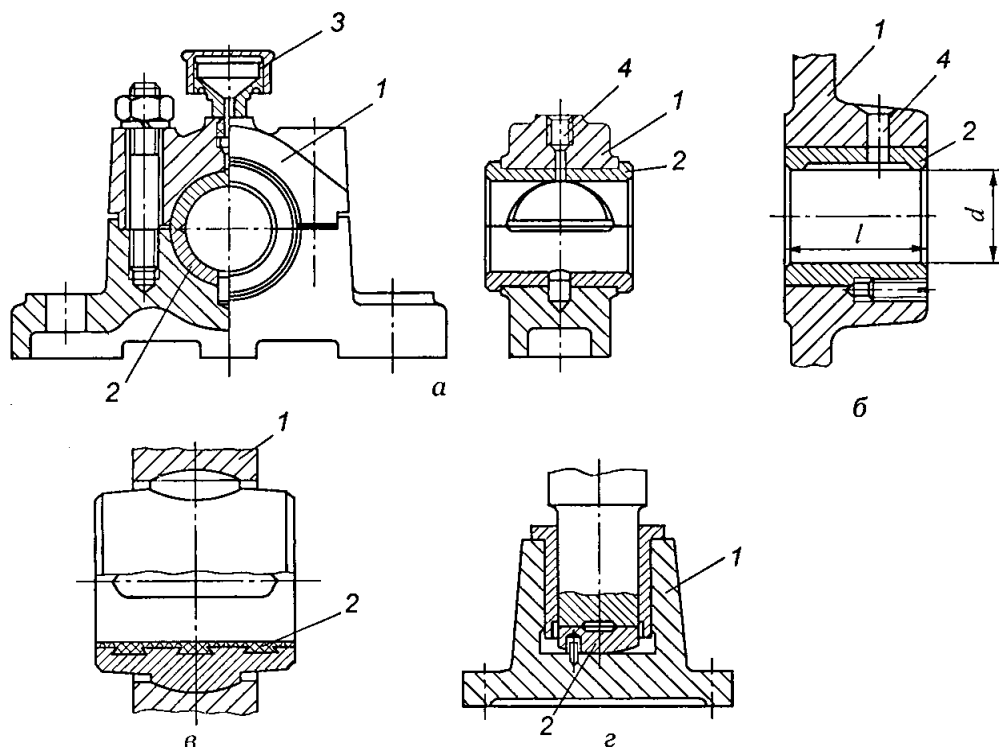


Рис. 12.1. Типы подшипников скольжения: а—в — радиальные; г — упорный; 1 — корпус; 2 — вкладыш; 3 — смазывающее устройство; 4 — отверстие для подвода смазывающего материала

иногда подшипники могут воспринимать сочетание радиальной и осевой нагрузок.

Подшипники скольжения состоят из корпуса 1 (см. рис. 12.1), вкладышей 2 и смазывающих устройств 3.

Основным элементом подшипника является *вкладыш*.

Оценка подшипников скольжения

Достоинства подшипников скольжения:

- высокая надежность при переменных и динамических нагрузках;
- нормальная работа при высоких скоростях вращения;
- бесшумная работа;
- сравнительно малые радиальные размеры;
- разъемные подшипники облегчают монтаж, допускают установку на шейки коленчатых (непрямых) валов.

Недостатки подшипников скольжения:

- высокие требования к наличию смазочного материала, большой расход смазочного материала;
- сравнительно большие осевые размеры;
- значительные потери на трение, низкий КПД.

Материалы

Материалы вкладышей должны иметь низкий коэффициент трения, высокую теплопроводность, достаточную износостойкость и сопротивляемость заеданию, высокую сопротивляемость хрупкому и усталостному разрушениям.

Металлические вкладыши изготавливают из *бронз, баббитов, алюминиевых сплавов и антифрикционных чугунов*. Применяют *металлокерамические* вкладыши, пористые, насыщаемые парами масла и способные долго работать без подвода смазочного материала.

Данные о материалах помещены в табл. П14 Приложения.

Виды смазки. Смазывание подшипников

Для нормальной работы важно создать надежное смазывание подшипников.

При неподвижном вале на поверхности цапфы и вкладыша должна сохраняться пленка смазочного материала; работа подшипника в этот момент происходит в условиях *граничной* смазки.

Вращающийся вал втягивает смазочный материал между цапфой и вкладышем и создает гидродинамическую подъемную силу, вал всплывает с увеличением скорости. Толщина масляной пленки увеличивается, условия смазывания улучшаются. Работа подшипника в этом случае происходит в режиме *полужидкой* смазки.

Граничная и полужидкая смазка — несовершенная смазка.

При дальнейшем возрастании скорости слой масла увеличивается и полностью перекрывает неровности поверхностей трения — возникает *жидкостная* смазка. Трение в этом случае минимальное, а изнашива-

ние и заедание отсутствуют. Такой вид смазывания называют *гидродинамическим*.

Смазочные материалы бывают жидкими, пластичными, твердыми.

Для подвода смазочного материала к поверхностям скольжения во втулках и вкладышах выполняют отверстия 4 (см. рис. 12.1), связанные с осевыми и кольцевыми канавками. Смазочный материал может подводиться в подшипник принудительно (под давлением), самотеком и с помощью специальных приспособлений.

КПД одной пары подшипников скольжения 0,96...0,98.

Виды разрушений и критерии работоспособности подшипников скольжения

Критерием работоспособности подшипников скольжения является износостойкость — сопротивление изнашиванию и заеданию.

Заедание возникает при перегреве подшипника: снижается вязкость масла; масляная пленка местами разрывается; возникает металлический контакт; образуются мостики микросварки; вырываются частицы материала.

Условный расчет подшипников скольжения

Условный расчет подшипников скольжения проводят по двум показателям: среднему давлению между трущимися поверхностями p и произведению $p\upsilon$.

Расчет по среднему давлению обеспечивает *износостойкость*:

$$p = \frac{R}{dl} \leq [p],$$

где R — реакция в опоре; d — диаметр цапфы; l — длина цапфы (см. рис. 12.1, б); $[p]$ — допускаемое давление на поверхности трения.

Расчет на нагрев и отсутствие заедания:

$$p\upsilon \leq [p\upsilon],$$

где υ — окружная скорость шейки вала или оси.

Применение подшипников скольжения:

- для валов больших диаметров;
- для высокоскоростных валов;
- для валов, работающих в условиях ударов и вибраций, в агрессивных средах;
- для коленчатых валов;
- в бытовой технике.

Иметь представление о достоинствах, недостатках, областях применения, конструкции, классификации и маркировке подшипников качения.

Иметь представление об особенностях рабочего процесса подшипников качения, о видах разрушений, критериях работоспособности.

Иметь представление о возможных схемах установки валов на подшипниках качения, о назначении деталей опор на подшипниках качения, типе смазывания, конструкции уплотнений.

Знать формулы, физический смысл и обозначение входящих в формулы коэффициентов для расчета эквивалентной динамической нагрузки и долговечности; уметь ими пользоваться.

Подшипники качения состоят из внутренних и наружных колец, тел качения и сепаратов, отделяющих тела качения друг от друга.

Классификация подшипников качения

Подшипники качения классифицируют по форме тел качения (*шариковые и роликовые*); по числу рядов тел качения (*однорядные и двухрядные*); по направлению воспринимаемой нагрузки (*радиальные, радиально-упорные, упорные*); по конструктивным особенностям (с канавками на наружном кольце, с одной или двумя защитными шайбами и другими особенностями).

Оценка подшипников качения

Достоинства подшипников качения:

- по сравнению с подшипниками скольжения в подшипниках качения трение значительно меньше, КПД подшипников выше;
- выше несущая способность;
- простота обслуживания;
- малый расход цветных металлов;
- малый расход смазочных материалов;
- малые осевые размеры;
- высокая степень взаимозаменяемости.

Недостатки подшипников качения:

- чувствительность к ударам и вибрациям;
- большие габаритные размеры в радиальном направлении;
- малая долговечность и надежность при высоких скоростях.

Шариковые подшипники

Шариковые радиальные подшипники (рис. 13.1, а) могут воспринимать значительную радиальную нагрузку и небольшую осевую нагрузку в обоих направлениях. Они наиболее дешевы и широко распространены.

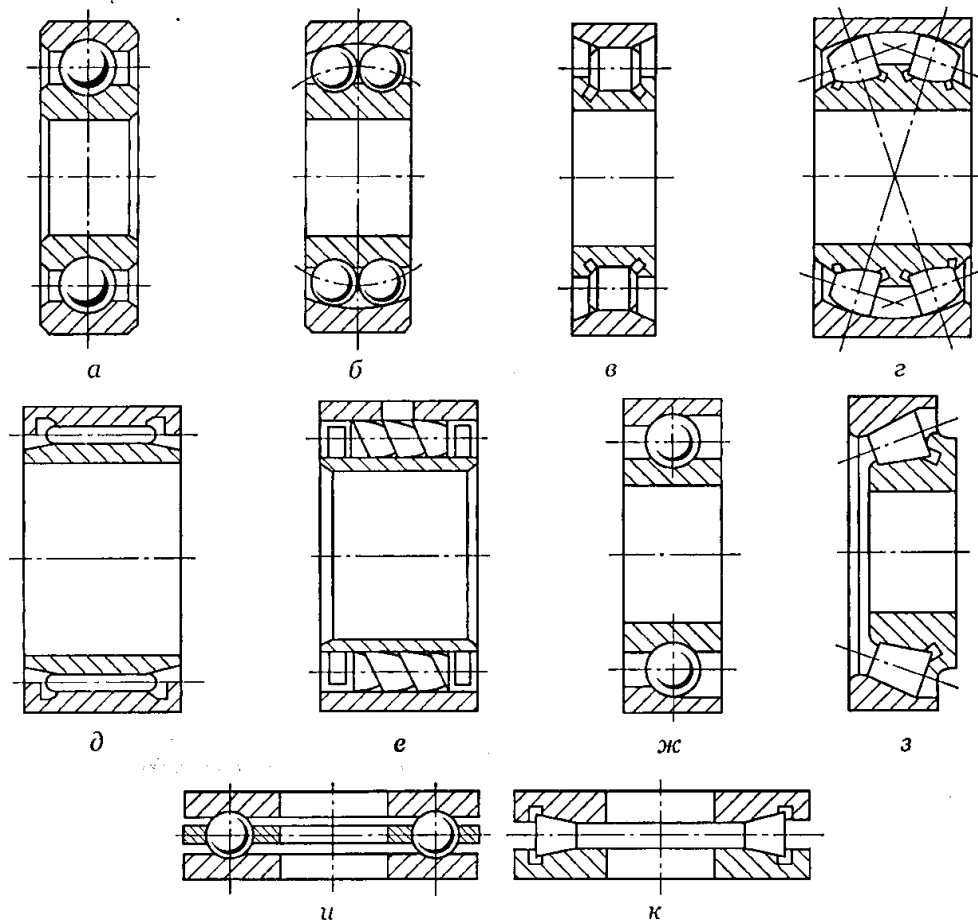


Рис. 13.1. Типы и обозначения радиальных (а—е), радиально-упорных (ж—з) и упорных (и—к) подшипников качения: а — шариковый радиальный, обозначение 0000; б — шариковый радиальный сферический, обозначение 1000; в — роликовый радиальный, обозначение 2000; г — роликовый радиальный сферический, обозначение 3000; д — роликовый радиальный игольчатый, обозначение 4000; е — роликовый радиальный с витым роликом, обозначение 5000; ж — шариковый радиально-упорный, обозначение 36 000, 46 000, 66 000 в зависимости от угла контакта; з — роликовый конический, обозначение 7000; и — шариковый упорный, обозначение 8000; к — роликовый упорный, обозначение 9000

Шариковые радиальные сферические подшипники (рис. 13.1, б) предназначены для восприятия радиальных нагрузок, допускают значительные перекосы (до 4°) колец, применяются в конструкции с нежесткими валами или где невозможно обеспечить соосность отверстий в корпусах.

Шариковые радиально-упорные подшипники (рис. 13.1, ж) отличаются большей грузоподъемностью, предназначены для восприятия комбинированных радиальных и осевых нагрузок только одного направления. Работать только при радиальной нагрузке они не могут, под действием радиальных нагрузок из-за наклона контактных линий возникают внутренние осевые силы.

Шариковые упорные подшипники (рис. 13.1, и) воспринимают только осевые нагрузки, лучше работают на вертикальных валах.

Роликовые подшипники

Роликовые радиальные подшипники (рис. 13.1, в) выпускают с коротким цилиндрическим роликом, с длинным цилиндрическим роли-

ком (рис. 13.1, д, игольчатый подшипник). Такие подшипники не воспринимают осевые нагрузки, допускают раздельный монтаж колец. Роликовые подшипники обладают большой радиальной грузоподъемностью, допускают только осевое смещение колец.

Кроме перечисленных выпускают подшипники с витыми цилиндрическими роликами (рис. 13.1, е).

Роликовые радиальные сферические подшипники (рис. 13.1, з) обладают большей грузоподъемностью, чем шариковые, но они сложнее и дороже.

Роликовые конические подшипники (рис. 13.1, з) необходимо регулировать при сборке. Подшипники этого типа допускают раздельный монтаж наружного кольца, воспринимают радиальную и осевую нагрузку, обладают большой нагрузочной способностью.

Упорные подшипники могут быть и роликовыми. Они обладают большой несущей способностью, практически не допускают перекоса колец (рис. 13.1, к).

Роликовые подшипники выполняют с роликами различной формы. Иногда для уменьшения габаритных размеров дорожки качения выполняют прямо на валу или в корпусе машины, а подшипник изготавливают без внутреннего кольца. Некоторые подшипники изготавливают без сепараторов.

Серии подшипников

Для одного и того же диаметра выпускают подшипники разных серий (рис. 13.2), отличающиеся по габаритным размерам и грузоподъемности.

Серии диаметров и ширин:

особо легкая ... 100;
легкая ... 200;
легкая широкая ... 500;
средняя ... 300;
средняя широкая ... 600;
тяжелая ... 400.

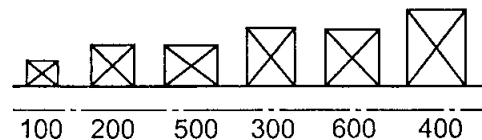
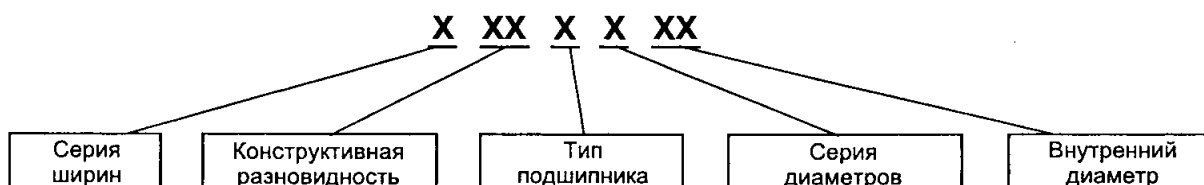


Рис. 13.2. Некоторые типоразмеры подшипников

Условное обозначение подшипников качения



Например: 415 — шариковый радиальный, тяжелая серия, диаметр вала (внутренний диаметр подшипника) 75 мм; две последние цифры при умножении на 5 дают величину диаметра вала ($15 \times 5 = 75$);

2206 — роликовый радиальный с коротким цилиндрическим роликом, легкая серия, диаметр вала 30 мм ($06 \times 5 = 30$);

36318 — шариковый радиально-упорный, средняя серия, диаметр вала 90 мм ($18 \times 5 = 90$).

Стандарты на некоторые подшипники качения приведены в табл. П19—П23 Приложения.

Виды разрушений и критерии работоспособности подшипников качения

Элементы подшипников (шарики, ролики и дорожки колец) работают при циклически меняющейся нагрузке. Основными видами разрушений являются *усталостное выкрашивание* рабочих поверхностей, *смятие* рабочих поверхностей дорожек, *задиры* и *абразивное изнашивание* из-за попадания пыли и грязи, *разрушение* сепараторов и колец.

При нарушении работоспособности подшипников появляется шум.

Основными критериями работоспособности подшипников качения являются *долговечность по усталостному выкрашиванию* и *статическая грузоподъемность* для неподвижных подшипников и при частоте вращения $n \leq 10 \text{ мин}^{-1}$.

Порядок подбора и проверка на долговечность подшипников качения

Подшипники качения подбирают по каталогу в зависимости от характера действующей нагрузки и диаметра вала. Выбранный подшипник качения проверяют на долговечность при динамической радиальной грузоподъемности C_r .

Долговечность подшипника — число оборотов, млн об., которое одно из его колец делает относительно другого до начала усталостного разрушения материала тел качения или колец.

Базовую долговечность определяют при 90 % надежности: из 100 подшипников могут разрушиться 10:

$$L_{10} = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{P_3} \right)^p,$$

где a_1 — коэффициент долговечности (надежности); a_{23} — коэффициент, учитывающий влияние свойств металла колец и тел качения (см. табл. П17, П18 Приложения); C_r — базовая динамическая грузоподъемность подшипника (определяется по каталогу для выбранного подшипника); P_3 — эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник; p — показатель степени, $p = 3$ для шариковых подшипников, $p = 10/3$ для роликовых.

Условие пригодности подшипника: $L \geq L_{\text{потр}}$.

Если условие не выполнено, следует выбрать подшипники следующей серии.

Эквивалентная динамическая нагрузка для подшипников

$$P_3 = (XVF_r + YF_a) K_8 K_T,$$

где X , Y — коэффициенты при радиальной и осевой нагрузках соответственно, выбираются в зависимости от типа подшипника и соотношения

осевой и радиальной нагрузок F_a/F_r (табл. П15 Приложения); V — коэффициент вращения, $V=1$ при вращении внутреннего кольца, $V=1,2$ при вращении наружного кольца; F_r , F_a — радиальная и осевая нагрузки на опоре; K_δ — динамический коэффициент, учитывающий влияние перегрузок на долговечность (табл. П16 Приложения); K_t — коэффициент, учитывающий влияние температуры, $K_t=1$ при температуре ниже 100°C (табл. П16 Приложения).

При отношении $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ осевую силу не рассчитывают (табл. П15 Приложения).

При действии только радиальной нагрузки расчет ведут по формуле

$$P_0 = VF_r K_\delta K_t.$$

Рекомендации по выбору расчетных коэффициентов приведены в табл. П16 Приложения.

При частоте вращения $n \leq 10 \text{ мин}^{-1}$ действующую нагрузку рассматривают как статическую и расчет ведут по статической грузоподъемности:

$$C_{0r} \geq P_0; \quad P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a,$$

где X_0 , Y_0 определяют по каталогу.

Базовая динамическая грузоподъемность — постоянная нагрузка, которую подшипник может воспринимать при базовом ресурсе 1 млн об.

Эквивалентная динамическая нагрузка — постоянная радиальная нагрузка, которая при приложении к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом при неподвижном наружном обеспечит такой же ресурс и надежность, как при действительном режиме эксплуатации.

Некоторые конструкции подшипниковых узлов

Фиксирующие опоры ограничивают осевое перемещение вала в одном или обоих направлениях. *Плавающие опоры* допускают осевое перемещение в обе стороны (рис. 13.3, 13.4). В плавающей опоре внутреннее кольцо закреплено с обеих сторон, наружное свободно.

Смазывание подшипников

Смазочный материал предохраняет тела качения, кольца и сепаратор от непосредственного контакта и коррозии. Выбор смазочного материала зависит от условий работы подшипника.

Для смазывания подшипников качения в основном используют *жидкие смазочные материалы* (очищенные минеральные масла).

Для горизонтальных валов в основном используют смазывание *разбрызгиванием из масляной ванны*. Масло заливают в корпус ниже уровня центра нижнего шарика (ролика); если при разбрызгивании в подшипник попадает слишком много масла, на вал устанавливают маслоотражательные кольца 2 (см. рис. 13.3).

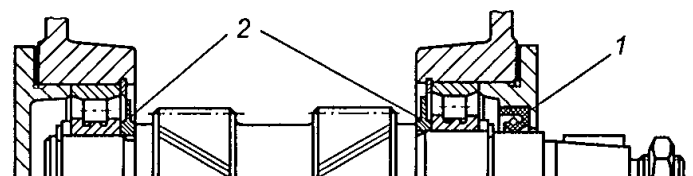


Рис. 13.3. Схема установки вала, когда осевая нагрузка на вал не передается. Роликовые радиальные подшипники осевую нагрузку не воспринимают: 1 — манжета; 2 — маслоотражательные кольца

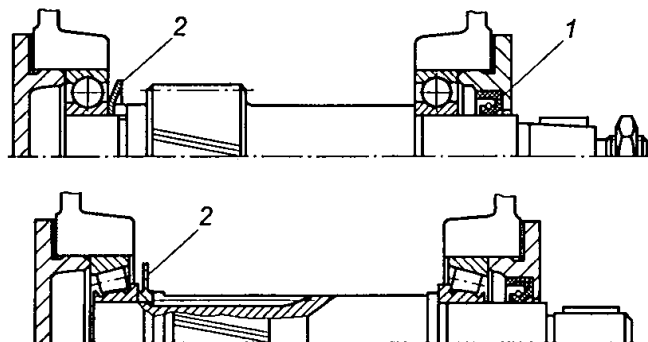


Рис. 13.4. Схема осевой фиксации на двух опорах (враспор): 1 — манжета; 2 — маслоотражательные кольца

Для быстроходных подшипников используют *масляный туман*, который подается по трубопроводам и обеспечивает отвод теплоты.

Для вертикальных валов используют смазку подшипников действием центробежных сил (конусные насадки), на валах используют *капельную смазку* индивидуальными масленками.

Для смазывания подшипников применяют и *пластичные смазки* (жидкая основа и загуститель), которые не растекаются. Смазочный материал должен занимать $\frac{1}{2} \dots \frac{1}{3}$ свободного объема подшипника. Периодичность замены масла зависит от условий работы.

В специальных условиях применяют *твердые смазки* (порошки графита, фторопласт и др.).

Уплотнения (уплотнительные устройства) предназначены для защиты подшипника от проникновения загрязнений, влаги и предотвращения вытекания смазочного материала.

К контактным уплотнениям (см. рис. 13.4) относятся манжеты 1, войлочные и металлические кольца. Лабиринтные и щелевые уплотнения имеют специальные канавки, иногда заполняемые консистентным смазочным материалом. К этой же группе можно отнести уплотнения защитными шайбами.

Глава 14

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РЕДУКТОРАХ

Иметь представление о типоразмерах и исполнениях, компоновках редукторов.

Знать назначение, основные параметры, достоинства и недостатки редукторов основных типов.

Редукторы — это механизмы, служащие для понижения угловых скоростей и увеличения вращающих моментов и выполненные в виде отдельных агрегатов. Передача размещается в отдельном жестком корпусе, не проницаемом для масла и пыли. Редукторы обеспечивают постоянное передаточное число. Передаточные числа стандартных редукторов от 1 до 400, большие передаточные числа применяют редко.

При малых передаточных числах применяют одноступенчатые редукторы с передаточными числами до 10, чаще — до 6,37.

Основное распространение получили двухступенчатые редукторы с передаточными числами 15...30.

При больших передаточных числах применяют трехступенчатые редукторы; в последнее время они вытесняются более компактными планетарными.

Чаще применяют цилиндрические зубчатые редукторы.

Схемы редукторов

Наиболее распространены схемы редукторов, изображенные на рис. 14.1.

Тип редуктора определяют по виду зубчатых передач и порядку их размещения в направлении от двигателя, по числу ступеней и расположению геометрических осей тихоходных валов в пространстве.

Для обозначения типов использованных зубчатых передач применяют прописные буквы: Ц — цилиндрические; К — конические; КЦ — коническо-цилиндрические; Ч — червячные; ЧЦ — червячно-цилиндрические и т. д.

На рис. 14.1, а изображен *одноступенчатый цилиндрический* редуктор. Такие редукторы выпускают с прямозубыми, косозубыми и шевронными колесами.

Двухступенчатые редукторы выполняют по *развернутой* (рис. 14.1, б) и *соосной* схемам (рис. 14.1, в). Соосные редукторы удобны, если нужно получить одну линию валов соединяемых механизмов, имеют малые габаритные размеры по длине, в них достигается одинаковое смазывание

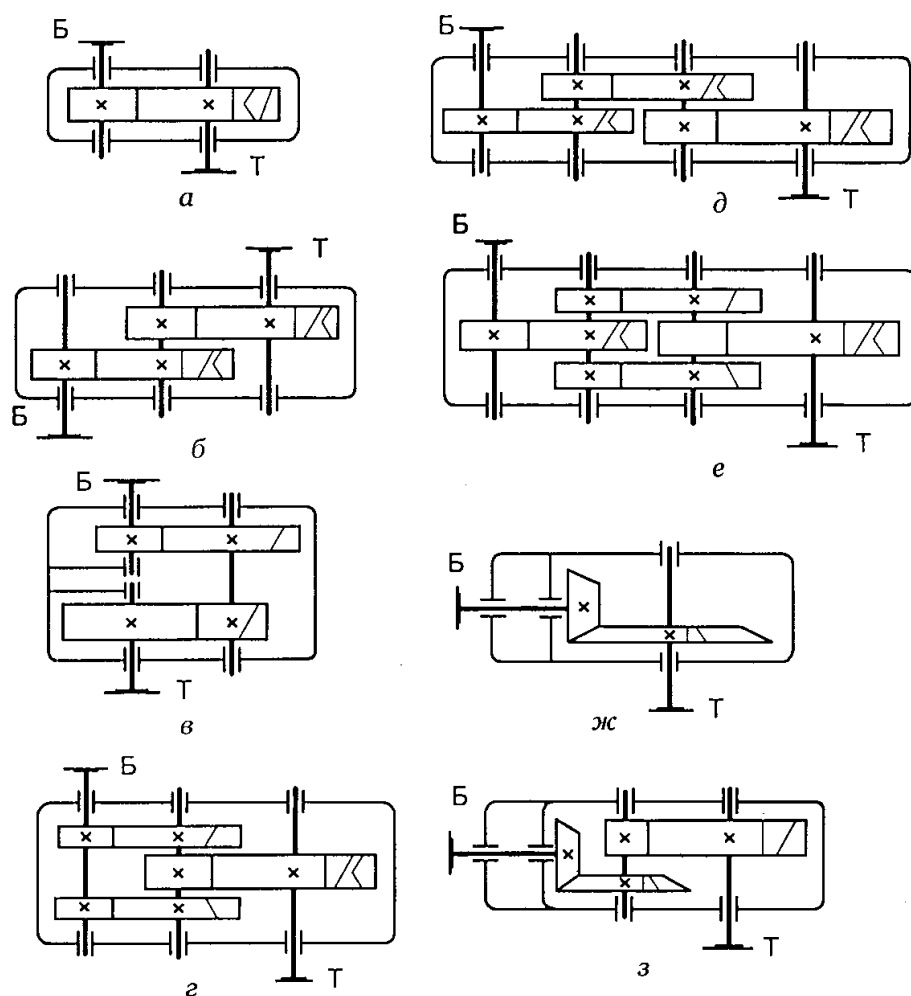


Рис. 14.1. Наиболее распространенные схемы зубчатых редукторов: *а* — одноступенчатый; *б* — двухступенчатый развернутый; *в* — двухступенчатый соосный; *г* — двухступенчатый с раздвоенной ступенью; *д* — трехступенчатый развернутый; *е* — трехступенчатый с раздвоенной промежуточной ступенью; *ж* — конический; *з* — коническо-цилиндрический

колес из ванны, при этом увеличиваются габаритные размеры вдоль осей валов.

Широкие редукторы обозначаются буквой Ш, узкие — У, соосные — С.

Для улучшения условий работы тихоходной ступени используют редукторы с *раздвоенной быстроходной ступенью* (рис. 14.1, г), редукторы с раздвоенной ступенью обозначаются буквой Ш.

Трехступенчатые редукторы выполняют по *развернутой* (рис. 14.1, д) и *раздвоенной* (рис. 14.1, е) схемам.

Если компоновка машины требует взаимной перпендикулярности осей входного и выходного валов, применяют *конические* (рис. 14.1, ж) или *коническо-цилиндрические* (рис. 14.1, з) редукторы.

Большие передаточные отношения, плавность, бесшумность и возможность самоторможения обеспечивают *червячные* редукторы (рис. 14.2). Червячные редукторы выпускают с цилиндрическими, глобоидными и спироидными червяками. Высокое передаточное отношение при низком уровне шума имеют двухступенчатые червячные и червячно-цилиндрические редукторы. Червячные редукторы выпускают с

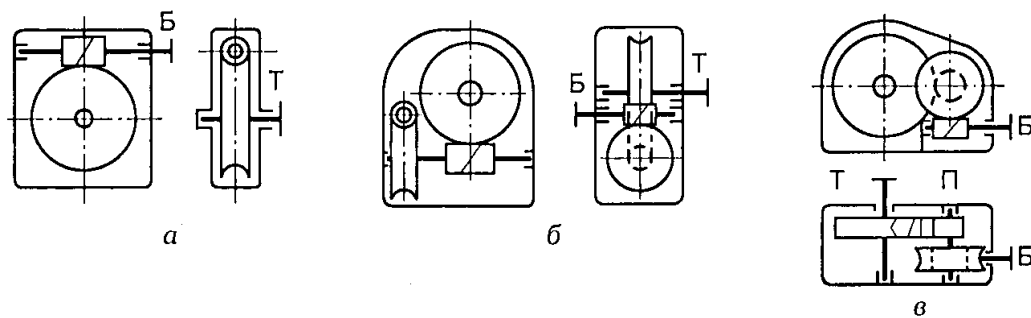


Рис. 14.2. Схемы червячных редукторов: а — одноступенчатый; б — двухступенчатый; в — червячно-цилиндрический

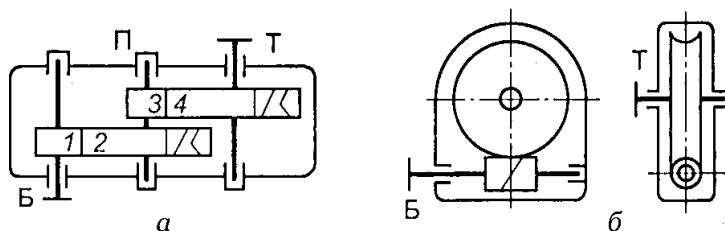


Рис. 14.3. Типы редукторов

верхним (рис. 14.2, а), нижним (рис. 14.3, б), боковым или вертикальным расположением червяка. Основные недостатки червячных редукторов — низкий КПД и малый ресурс работы.

Оси валов могут иметь различное расположение в пространстве. Обычно оси валов редукторов расположены горизонтально в плоскости разъема корпуса редуктора, но используют также схемы с горизонтальными входными (быстроходными) и вертикальными выходными (тихоходными) валами.

Основные параметры редукторов

Основными параметрами редукторов являются *тип, типоразмер и исполнение*.

Типоразмер редуктора определяет тип и главный размер (параметр) тихоходной ступени. Для цилиндрического и червячного редукторов главным параметром является межосевое расстояние a_w , для конического — внешний делительный диаметр колеса d_2 , для планетарного — радиус водила R . Одним из главных параметров редуктора является *передаточное число* (табл. П9 Приложения).

Параметрами редуктора являются коэффициенты ширины колес, модули зубчатых колес, углы наклона зубьев, а для червячного редуктора дополнительно — коэффициент диаметра червяка q .

Основная энергетическая характеристика редуктора — момент на выходном валу

$$T_{\text{вых}} = \frac{P_{\text{вх}}}{\omega_{\text{вх}}} u \eta,$$

где $P_{\text{вх}}$ — мощность на быстроходном валу; $\omega_{\text{вх}}$ — угловая скорость быстроходного вала; u — передаточное число редуктора; η — КПД редуктора.

Обозначение редукторов

В обозначении указывается *тип редуктора, число ступеней, схема сборки*. Если валы расположены в одной горизонтальной плоскости, в обозначении это не отражается. Если все валы расположены в вертикальной плоскости, в обозначении типа добавляют индекс В, если ось выходного вала вертикальна — добавляют букву Т, если ось быстроходного вала вертикальна — добавляют букву Б.

Цифрами указываются главный размер (параметр) тихоходной ступени и передаточное число редуктора.

Например, изображенный на рис. 14.3, *а* редуктор обозначается Ц2-200-4: двухступенчатый цилиндрический редуктор, межосевое расстояние 200 мм, передаточное отношение 4.

Представленный на рис. 14.3, *б* редуктор обозначается Ч-140-25: червячный редуктор, межосевое расстояние 140 мм, передаточное отношение 25.

Опорами валов в редукторах чаще всего являются подшипники качения. Валы цилиндрических и конических редукторов, как правило, устанавливают на шариковых или роликовых конических подшипниках.

При относительно коротких валах осевая фиксация выполняется на двух опорах: один подшипник фиксирует вал в одном направлении, а другой — в другом (на рис. 14.4 тихоходный вал при указанном направлении силы F_{a2} в осевом направлении фиксируется на опоре А, установка враспор). Установка вала на конических подшипниках враспор представлена на рис. 14.5. Таким подшипникам необходима осевая регулировка наружных колец, выполняемая с помощью винта 1.

Осевой зазор в подшипнике может также регулироваться изменением толщины прокладок 1 под крышкой подшипников (см. рис. 14.4). Для крепления коротких валов применяют установку подшипников врастяжку (на рис. 14.6 крепление быстроходного вала). При направлении силы F_a , как показано на рис. 14.6, осевая фиксация происходит на опоре А. Станок 2 используется для регулировки зазора в зацеплении конических колес.

Длинные валы закрепляют от осевых смещений в одной опоре, вторую опору выполняют плавающей (на рис. 14.4 осевая фиксация быстроходного вала на опоре В, опора Г — плавающая; на рис. 14.7 осевая фиксация вала червяка на опоре А, опора Б — плавающая). На плавающей опоре внутреннее кольцо подшипника крепится с обеих сторон ступями вала, пружинными кольцами, распорными втулками.

Наружные кольца подшипников крепятся крышками. Крышки подшипников могут приворачиваться к корпусу винтами (рис. 14.6), под крышки помещают прокладки. Используют конструкции с врезными крышками, уступающими по герметичности (см. рис. 14.4, 14.5).

Смазывание редукторов

В редукторах обеспечивается смазывание зубчатых зацеплений и подшипниковых узлов. Масло в корпус заливают через пробки 1 в лю-

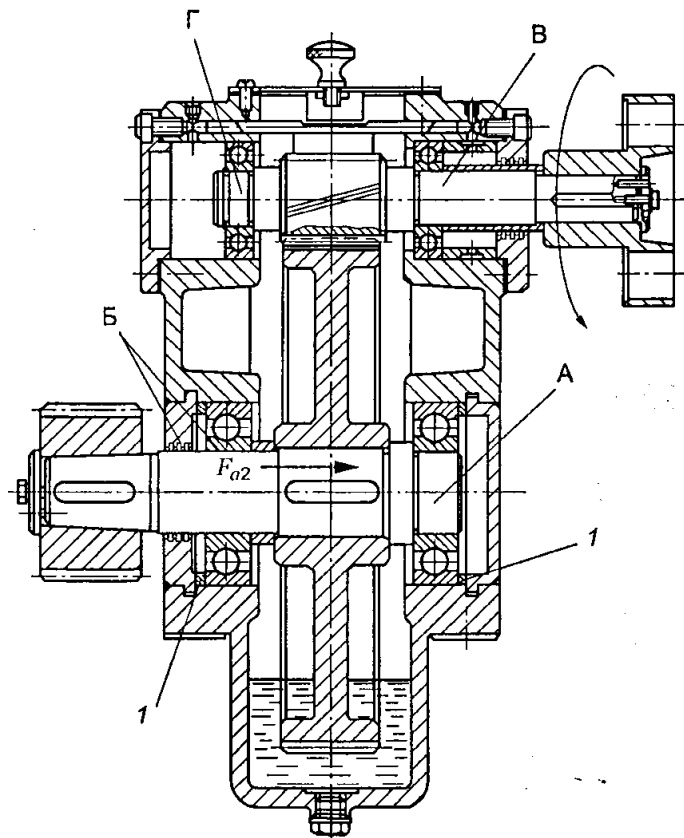


Рис. 14.4. Цилиндрический одноступенчатый редуктор, вертикальное исполнение: 1 — прокладки; А—Г — опоры; F_{a2} — осевая сила

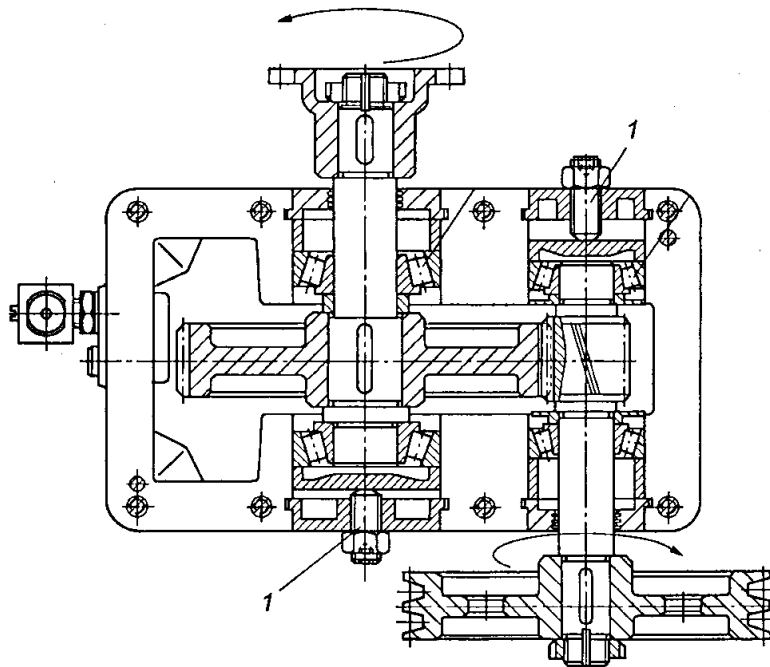


Рис. 14.5. Цилиндрический одноступенчатый редуктор с горизонтальным расположением валов и их установкой на конических подшипниках враспор: 1 — винт

ках (см. рис. 14.6). Уровень масла контролируется масломерной иглой и с помощью специальных указателей уровня 3. В горизонтальных редукторах тихоходное колесо погружают в масло на половину ширины венца. Иногда используют специальные улавливатели, направляющие мас-

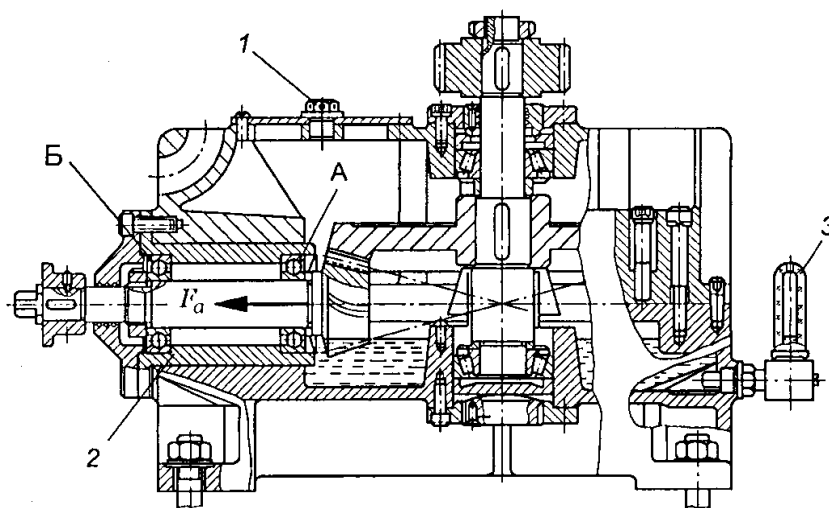


Рис. 14.6. Конический редуктор с вертикальным расположением тихоходного вала:
1 — пробка; 2 — стакан; 3 — указатель уровня; А, Б — опоры; F_a — осевая сила

ло в пространство между подшипниками шестерни. В вертикальных редукторах обычно достаточно погружения колеса тихоходной ступени.

Уплотняющие устройства

Уплотняющие устройства предохраняют от загрязнения извне и предотвращают вытекание смазочного материала.

Для уплотнения подшипниковых узлов применяют контактные уплотнения — манжеты (см. рис. 14.7, опора Б), щелевые, лабиринтные, (см. рис. 14.4, опора Б).

Применяют также внутренние уплотнения подшипниковых узлов. При смазывании пластичным материалом подшипниковый узел прикрывают мазеудерживающими кольцами.

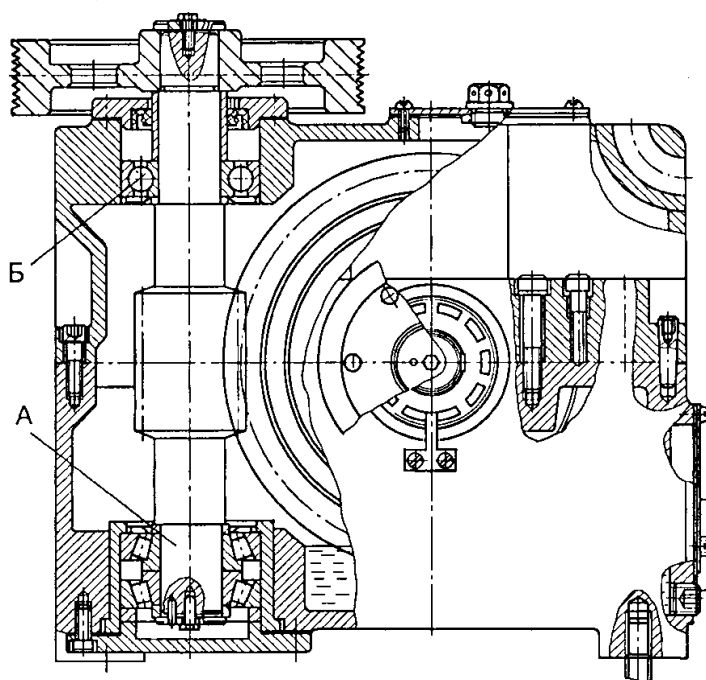


Рис. 14.7. Червячный редуктор с вертикальным расположением червяка:
А, Б — опоры ведущего вала

Глава 15

МУФТЫ

Знать назначение, конструкции муфт основных типов, оценку муфт и области их применения; принцип подбора стандартных и нормализованных муфт и порядок проверки на прочность основных элементов.

Основные функции муфт — соединение валов и передача вращающего момента. Соединяя валы машин, муфты выполняют и ряд дополнительных функций: компенсируют перекосы и смещения валов, смягчают колебания и динамические нагрузки, обеспечивают при необходимости плавные пуски и остановки, предохраняют детали машин от перегрузок и изменения направления вращения.

Классификация муфт

Муфты подразделяют

- на постоянные (глухие, компенсирующие, упругие);
- на сцепные управляемые;
- на самоуправляющиеся (автоматические) по моменту (предохранительные), по направлению движения (обгонные), по скорости (центробежные).

Типы муфт

1. *Жесткие некомпенсирующие* (глухие) муфты не допускают соединение валов со смещениями или перекосами валов.

Втулочные муфты (рис. 15.1, а) требуют соосности валов. Муфты изготавливают со штифтами и шпоночным пазом. Муфты просты в изготовлении, дешевы, но установка (монтаж) связана с необходимостью больших осевых перемещений валов. Муфты не позволяют посадки деталей с натягом, не обеспечивают жесткость валов. *Фланцевые муфты* (рис. 15.1, б) наиболее распространены, в них необходимо обеспечить перпендикулярность торцовых поверхностей А к оси вала.

2. *Жесткие компенсирующие муфты* допускают соединения валов с незначительным смещением осей. Особую группу составляют *шарнирные муфты*, допускающие значительные перекосы осей валов.

Широко распространена *зубчатая муфта* (рис. 15.1, в). Наружная поверхность зубьев втулок муфты сферическая, зубья имеют эвольвентный профиль. Вследствие большого числа зубьев муфты имеют большую несущую способность и надежность. Муфты допускают смещение валов в осевом направлении до 8 мм, в радиальном — до 0,6 мм, перекося — до $1^{\circ}30'$. Зубчатые муфты используют в широком диапазоне мо-

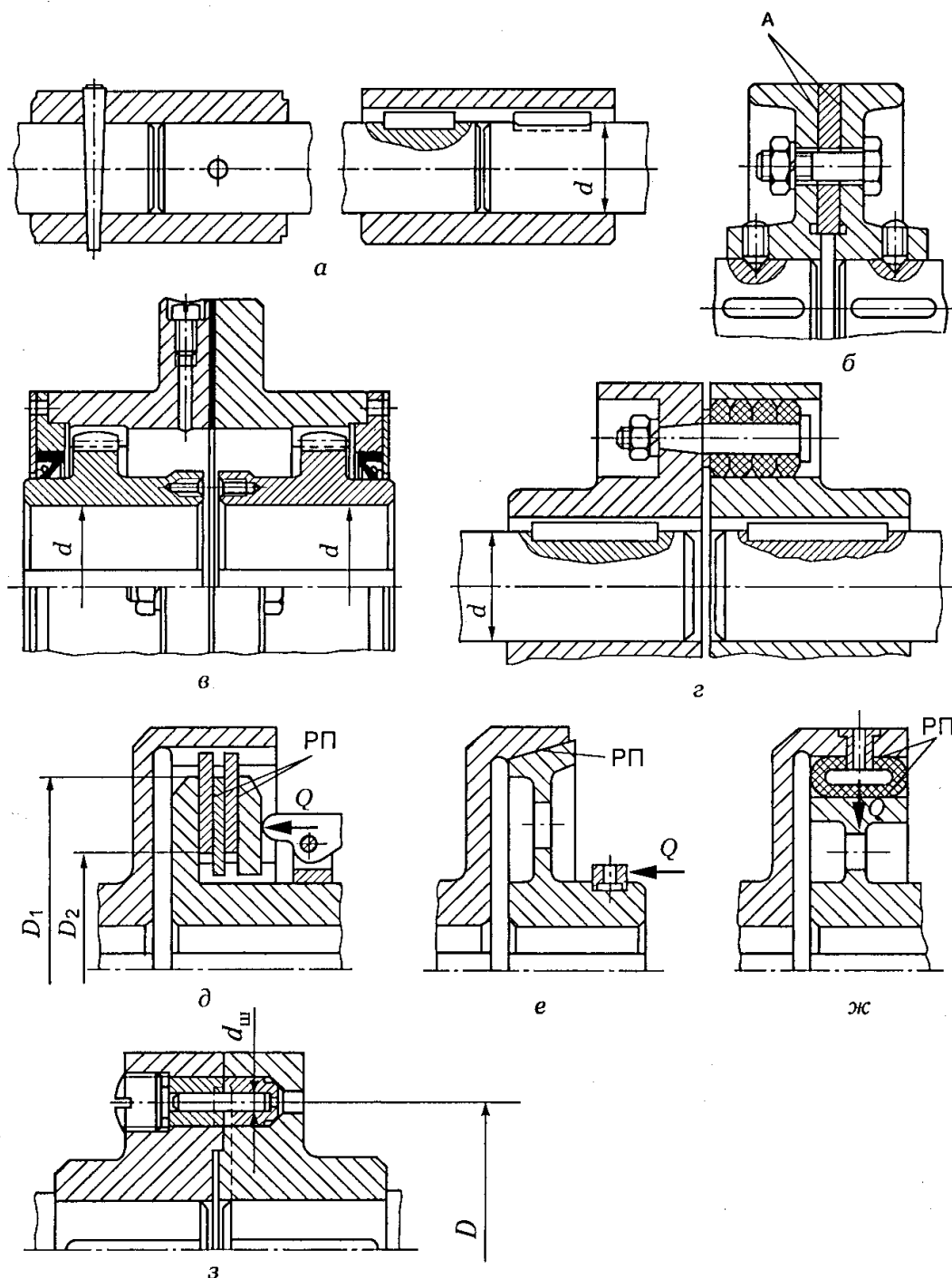


Рис. 15.1. Основные типы муфт: *а* — втулочная; *б* — фланцевая; *в* — зубчатая; *г* — упругая втулочно-пальцевая; *д* — многодисковая; *е* — конусная; *ж* — цилиндрическая шинно-пневматическая; *з* — фланцевая со срезанным штифтом; *А* — торцевые поверхности; *РП* — рабочие поверхности; *Q* — управляющее усилие

ментов и скоростей вращения, они технологичны и малогабаритны. Основные недостатки — скольжение зубьев и их износ; используется смазывание зубьев.

3. *Упругие компенсирующие муфты* смягчают толчки и удары, передаваемые через соединяемые валы, предохраняют от колебаний и компенсируют все виды перекосов валов. Муфты содержат неметаллические упругие элементы (из резины) или металлические — пружины, пакеты пластин.

Упругая втулочно-пальцевая муфта (МУВП) (рис. 15.1, *г*) состоит из двух полумуфт, соединенных через палец с надетыми на него резиновыми втулками. Муфта проста по конструкции, компактна и мала по массе, изнашивающиеся резиновые кольца легко заменяются. Муфты допускают осевые смещения до 5 мм, радиальные смещения — до 0,6 мм, перекосы — до 1°.

4. *Сцепные управляемые муфты* служат для соединения и разъединения вращающихся или неподвижных валов. Муфты разделяются на муфты с профильным замыканием (кулачковые и зубчатые) и фрикционные. Муфты с *профильным замыканием* применяют для передачи значительных вращающих моментов, если не требуется плавность соединения.

Для плавного соединения и разъединения валов используют *фрикционные муфты* (рис. 15.1, *д—ж*). Работа фрикционных муфт основана на создании сил трения между элементами муфты. Силу трения можно регулировать, меняя силу сжатия трущихся поверхностей. Управление муфтой может быть механическим, гидравлическим и электромагнитным. По форме трущихся поверхностей муфты разделяются на дисковые, конусные и цилиндрические. Различают сухие муфты и муфты, работающие со смазкой.

В процессе включения фрикционной муфты происходит проскальзывание, и разгон ведомого вала идет плавно. Муфта регулируется на передачу максимального момента, безопасного для элементов машины.

Для уменьшения габаритных размеров муфту выполняют с несколькими поверхностями трения — *многодисковая муфта* (см. рис. 15.1, *д*). Все диски муфты должны быть параллельными, плоскими и соосными, поэтому все диски устанавливают на одной из полумуфт — необходима *абсолютная соосность валов*.

Достоинствами *конусных муфт* (см. рис. 15.1, *е*) являются малые силы включения, хорошая расцепляемость и простота конструкции. Основные недостатки — большие габаритные размеры и неуравновешенные осевые силы, передаваемые на валы.

В *цилиндрической шинно-пневматической муфте* (см. рис. 15.1, *ж*) осевых усилий на вал не создается, допускаются осевые смещения, момент легко регулируется.

Основные недостатки таких муфт — значительная стоимость резинового баллона и нестойкость резины к нефтепродуктам.

5. *Сцепные самоуправляющиеся муфты* предназначены для сцепления и расцепления валов при изменении заданного режима работы.

Для этого применяют *обгонные муфты* (свободного хода), передающие момент в одном направлении, *центробежные муфты* для соединения и разъединения валов при достижении определенной частоты вращения и *предохранительные муфты*, выключающие механизм при перегрузках.

По принципу работы предохранительные муфты делят на пружинные, фрикционные и с ломающимся элементом. По конструкции пружинно-кулачковые и фрикционные подобны сцепным управляемым муфтам.

Из муфт с ломающимся элементом широко распространена *фланцевая муфта со срезанным штифтом* (рис. 15.1, э). При перегрузке штифт срезается и полумуфты рассоединяются. Такие муфты просты по конструкции, имеют малые размеры, основной недостаток: для замены перерезанного штифта необходимо останавливать машину и заменять штифт.

Параметры часто используемых муфт см. в табл. П25—П27 Приложения.

Подбор муфт и проверка на прочность основных элементов

Постоянные муфты подбирают по передаваемому моменту с учетом диаметра большего из соединяемых валов.

Расчетный момент

$$T_p = KT,$$

где K — коэффициент режима работы; при спокойной нагрузке $K = 1,15 \dots 1,4$, при переменной нагрузке $K = 1,5 \dots 2$, при ударной нагрузке $K = 2,5 \dots 3$; T — номинальный вращающий момент.

Дополнительные данные см. в табл. П24 Приложения.

Зубчатые муфты подбирают по передаваемому моменту по формуле

$$T_p = K_1 K_2 K_3 T,$$

где K_1 — коэффициент ответственности; K_2 — коэффициент условий работы; K_3 — коэффициент углового смещения.

Многодисковые фрикционные муфты рассчитывают по моменту сил трения

$$T_f \geq \beta T_p,$$

где β — коэффициент запаса сцепления.

Предохранительную муфту со срезным штифтом рассчитывают по предельному моменту $T_{np} = 1,25KT$, где K — коэффициент перегрузки.

Основные элементы муфт рассчитывают следующим образом.

Фрикционная муфта

Расчетный момент трения

$$T_f \geq \beta T_p; \quad T_f = fQR_{cp}Z,$$

где β — коэффициент запаса сцепления, $\beta = 1,3 \dots 1,5$;

f — коэффициент трения, определяется по табл. П12 Приложения;

R_{cp} — средний радиус диска, $R_{cp} = \frac{D_1 + D_2}{4}$;

Z — число пар трущихся поверхностей;

$$Q — \text{усилие пружины, } Q = \frac{\beta T_p}{f R_{cp} Z}.$$

Предохранительная муфта со срезанным штифтом

Расчетный разрушающий момент

$$T_{\text{разр}} \geq T_{\text{пр}}; \quad T_{\text{пр}} = 1,25 T_{\text{max}},$$

где $T_{\text{пр}}$ — предельный момент; T_{max} — наибольший момент, передаваемый при нормальной работе.

Таким образом:

$$T_{\text{разр}} \geq 1,25 T_{\text{max}}; \quad T_{\text{max}} = KT.$$

Диаметр штифта определяют из расчета на срез:

$$\tau_c = \frac{Q}{z A_c} = \tau_b,$$

где Q — поперечная сила, $Q = \frac{T_{\text{разр}}}{R}$;

A_c — площадь среза штифта, $A_c = \frac{\pi d_{\text{ш}}^2}{4}$;

$d_{\text{ш}}$ — расчетный диаметр штифта, $d_{\text{ш}} \leq \sqrt{\frac{4 T_{\text{пр}}}{\pi \tau_b z R}}$;

z — число штифтов; τ_b — предел прочности на срез;

$R = D/2$; D — диаметр окружности расположения штифта.

Часть 3

СОЕДИНЕНИЯ

Глава 16

РАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Знать типы резьбовых соединений, стандартные крепежные детали, их сравнительную оценку и области применения; основы расчета на прочность болтов при постоянной нагрузке; формулы для проекторочного расчета одиночного болта при постоянной нагрузке и уметь ими пользоваться.

Знать формулы для проверочного расчета болтов; способы разгрузки болтов, стоящих с зазором, от поперечной силы.

Резьбовые соединения — разъемные соединения с помощью крепежных деталей или резьбы, непосредственно нанесенной на соединяемые детали.

Резьба образуется путем нанесения на поверхность деталей винтовых канавок с различным профилем.

Профили резьб

Профили *крепежных резьб* треугольные. Основная треугольная резьба — *метрическая* (рис. 16.1, а) с углом профиля 60° . Метрические резьбы делятся на резьбы с *крупным* и *мелким шагом*, за основную крепежную резьбу принята резьба с крупным шагом. Метрическую резьбу обозначают буквой М и наружным диаметром резьбы; в мелких резьбах дополнительно указывают шаг резьбы.

Например, М20 — метрическая резьба с крупным шагом и наружным диаметром 20 мм; М20×1,5 — метрическая резьба с мелким шагом, равным 1,5 мм, наружным (номинальным) диаметром 20 мм.

К крепежным резьбам относится *дюймовая резьба* (рис. 16.1, б) с треугольным профилем (угол профиля 55°). Дюймовая резьба не стандартизована и для новых изделий не используется.

Для соединений труб применяется специальная *трубная резьба* (рис. 16.1, в) — *мелкая дюймовая крепежно-уплотнительная резьба*. За

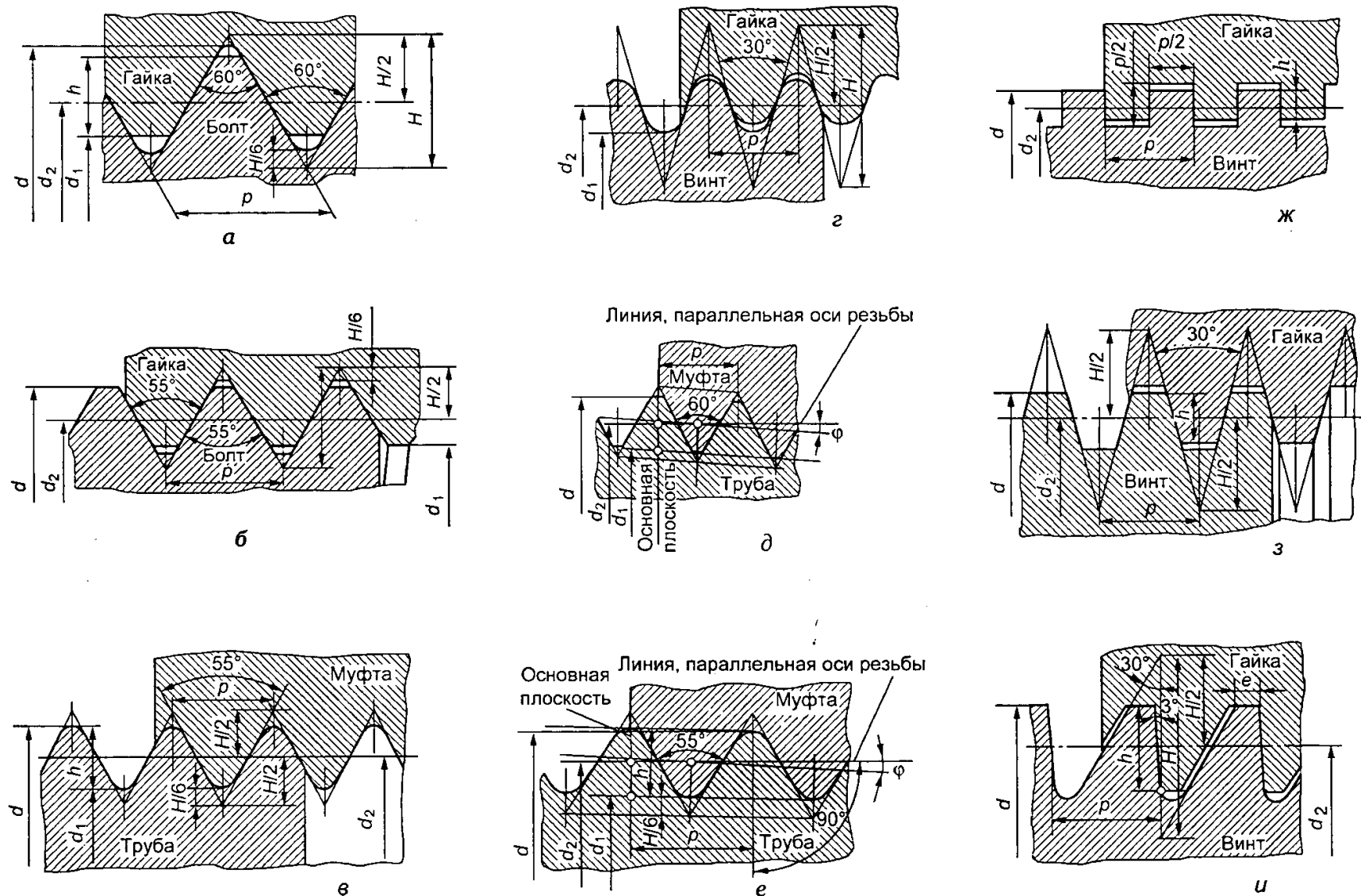


Рис. 16.1. Типы и геометрические параметры крепежной (а—е) и ходовой (ж—и) резьбы: а — метрическая; б — дюймовая; в — трубная; г — круглая; д — метрическая коническая; е — трубная коническая; ж — прямоугольная; з — трапецидальная; и — упорная

основной размер трубы, указанный в обозначении, принят внутренний диаметр.

Обозначение трубной резьбы: G1 — цилиндрическая трубная резьба, размер 1 дюйм.

В специальных случаях применяют *круглые* (рис. 16.1, г) и *конические* (рис. 16.1, д, е) резьбы.

Резьбы, применяемые для крепежа деталей, должны по возможности создавать большое трение при завинчивании и вывинчивании. Угол подъема и профиль крепежных резьб обеспечивают самоторможение — надежное стопорение гайки (винта) в любом положении. При вибрациях и переменных нагрузках самоторможения недостаточно, поэтому используют специальные стопорные детали (рис. 16.2).

В винтовых механизмах трение вредно, так как снижает КПД машины. Профили *ходовых резьб* (используемых в передачах винт — гайка) обеспечивают минимальное трение в резьбе. Минимальное трение возникает в *резьбе прямоугольного профиля* (рис. 16.1, ж), но основной резьбой для передачи винт — гайка является *трапецеидальная резьба* (рис. 16.1, з), более удобная в изготовлении и более прочная, чем прямоугольная. Для механизмов с большой односторонней осевой нагрузкой (домкраты, нажимные устройства) используется *упорная резьба* (рис. 16.1, и).

Обозначение трапецеидальной резьбы: Tr30×40 — наружный диаметр 30 мм, шаг 4 мм.

Обозначение упорной резьбы: S30×4 — наружный диаметр резьбы 30 мм, шаг 4 мм.

Обозначения резьб представлены в табл. ПЗ1 Приложения.

Крепежные резьбовые соединения и их детали

Основными резьбовыми соединениями являются соединения винтами с гайками (болтовые) и без гаек и соединения шпильками.

Болтовые соединения наиболее простые и дешевые, поскольку не требуют нарезания резьбы на соединяемых деталях, но требуют места для размещения гаек.

Винт ввинчивают в резьбовое отверстие детали.

Соединения шпилькой применяют там, где требуется частая разборка. Болты, винты, шайбы и гайки стандартизованы, конструкции их разнообразны.

В зависимости от характера нагружения и способа сборки деталей резьбовых соединений их делят на соединения *без предварительной затяжки* и *с предварительной затяжкой*.

Материалы

Стандартные крепежные детали общего назначения изготавливают из низко- и среднеуглеродистых сталей обыкновенного качества Ст3, качественных сталей — сталь 10, 20, 35 и др.

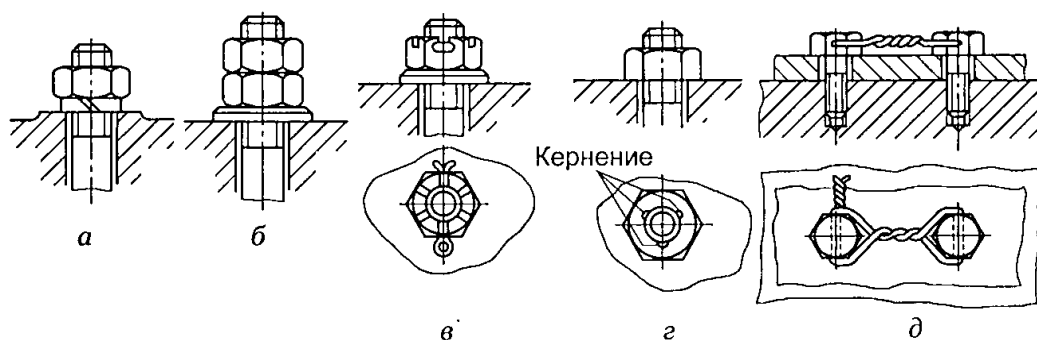


Рис. 16.2. Способы стопорения крепежных деталей: а — пружинной шайбой; б — двумя гайками; в — шплинтами; г — приваркой или кернением; д — проволокой

Стальные винты, болты и шпильки изготавливают из материалов 12 классов прочности, которые обозначаются двумя числами: первое число, умноженное на 100, равно пределу прочности материала; если первое число умножить на второе и на 10, получим предел текучести материала. Например, 4,6: $\sigma_b = 400$ МПа, $\sigma_T = 240$ МПа.

Для ответственных деталей используют легированные стали 40Х, 30ХГСА.

Для повышения коррозионной стойкости резьбовые детали оксидируют, омедняют, оцинковывают.

Причины выхода из строя и критерии работоспособности крепежных деталей

Выход из строя винтов, болтов и шпилек происходит вследствие

- разрыва стержня по резьбе или переходному сечению под головкой болта;
- смятия, износа, среза резьбы;
- разрушения головки.

Прочность является основным критерием работоспособности крепежных деталей.

Стандартные крепежные детали рассчитывают по главному критерию работоспособности — прочности стержня на растяжение.

Расчет одиночных болтов при постоянной нагрузке

Опасное сечение — сечение по резьбе; диаметр опасного сечения — внутренний диаметр резьбы (табл. П32 Приложения).

1. Расчет незатянутого болта при действии осевой силы. Стержень болта работает только на растяжение (рис. 16.3). Проектировочный расчет болта выполняют по формуле

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}},$$

где d_p — минимальный расчетный диаметр болта; F — внешняя осевая сила.

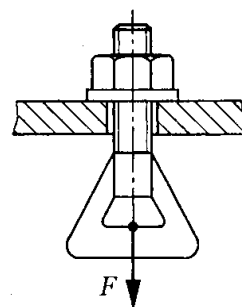


Рис. 16.3. Схема к расчету незатянутого болта

2. Расчет затянутого болта, нагруженного внешней растягивающей силой. Для обеспечения плотности стыка и жесткости соединения болты (винты, шпильки) затягивают. В затянутом резьбовом соединении полная нагрузка на болт составляет

$$F_{\delta} = F_0 + \chi F,$$

где F_0 — сила предварительной затяжки; χ — коэффициент внешней нагрузки, учитывающий, какая часть внешней нагрузки при совместной деформации болта и деталей стыка приходится на болт; $\chi = 0,2 \dots 0,3$ при соединении деталей без прокладки, $\chi = 0,4 \dots 0,5$ при соединении деталей с упругой прокладкой (резина, картон и др.).

Затянутый болт растянут и скручен за счет трения в резьбе и под головкой болта. Эквивалентное напряжение в стержне по гипотезе формоизменения $\sigma_{\vartheta} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2}$.

Для метрической резьбы $\sigma_{\vartheta} = 1,3\sigma_p$.

Расчет болта при совместном действии растяжения и кручения сводится к расчету на растяжение по увеличенной растягивающей силе.

3. Расчет болтов для крепления крышек цилиндров, находящихся после затяжки под давлением (рис. 16.4). Используя формулу для определения полной нагрузки на болт, можно записать окончательную расчетную формулу с учетом кручения:

$$F_p = 1,3F_0 + \chi F,$$

где F_0 — сила предварительной затяжки болта, рассчитывается из условия нераскрытия стыка; F — часть внешней силы в расчете на один болт, $F = \frac{F_{\Sigma}}{z}$; z — число болтов.

Расчетный диаметр болта определяют по формуле

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F_p}{\pi[\sigma_p]}},$$

где $[\sigma_p] = \sigma_T/[s]$; σ_T — предел текучести материала; $[s]$ — коэффициент запаса прочности, зависящий от условий работы, материала и диаметра резьбы.

В начале расчета величина $[s]$ задается ориентировочно, после расчета уточняется.

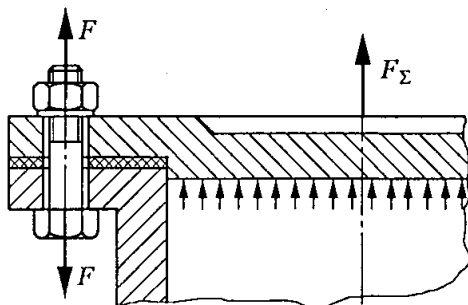


Рис. 16.4. Схема к расчету затянутого болта под действием внешней силы

4. Расчет болта под действием поперечной силы, болт установлен без зазора (рис. 16.5, а). Болт установлен в отверстие из-под развертки, работает на срез и смятие.

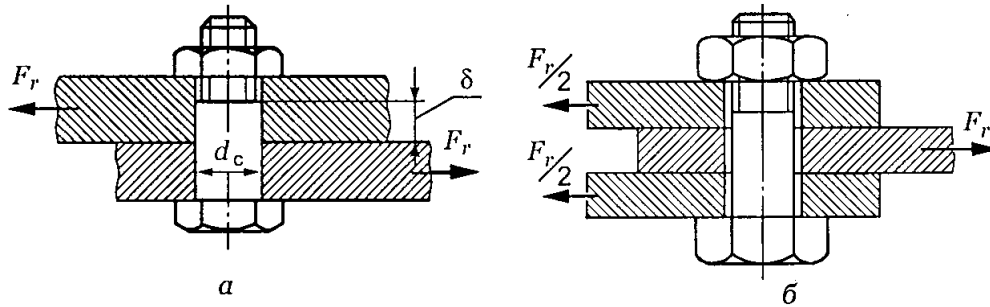


Рис. 16.5. Схема к расчету затянутого болта под действием поперечной силы: а — без зазора; б — с зазором

Условие прочности на срез: $d_c = \sqrt{\frac{4F_r}{\pi[\tau_c]}}$.

Проверочный расчет на смятие: $\sigma_{см} = \frac{F_r}{d_c \delta} \leq [\sigma_{см}]$.

5. Расчет болта под действием поперечной силы, болт установлен в отверстие с зазором (рис. 16.5, б).

Необходимая затяжка создает силу трения, препятствующую сдвигу деталей под действием внешней силы. Затянутый болт работает на растяжение и скручен за счет трения в резьбе.

Потребная затяжка

$$F_{зат} \geq \frac{F_r}{if}; \quad F_{зат} = \frac{KF_r}{if},$$

где i — число плоскостей трения; K — коэффициент запаса сцепления, $K = 1,3 \dots 1,5$.

На рис. 16.5, б число плоскостей трения $i = 2$.

Влияние скручивания болта при затяжке учитывают, увеличивая расчетную нагрузку на 30 %:

$$F_{расч} = 1,3F_{зат}.$$

Расчетный диаметр болта

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F_{расч}}{\pi[\sigma_p]}} = 1,3 \sqrt{\frac{KF_r}{if[\sigma_p]}}.$$

6. Формулы для проверочного расчета болтов:

болт растянут и скручен: $\sigma_s = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma_p];$

болт работает на сдвиг: $\tau_c = \frac{F_r}{A_c} \leq [\tau_c].$

Глава 17

ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Иметь представление о типах и сравнительной характеристике шпоночных и зубчатых соединений.

Различать ненапряженные и напряженные шпоночные соединения. Знать типы соединений стандартными шпонками; обозначения стандартных шпонок по стандартам; порядок расчета ненапряженных шпоночных соединений.

Уметь выбрать соответствующую шпонку по стандарту и выполнить проверочный расчет на прочность.

Шпоночные соединения служат для окружной фиксации деталей на валах и осях и передачи вращающего момента (рис. 17.1).

Шпоночные соединения бывают *ненапряженными*, в них используют призматические и сегментные шпонки, которые при сборке не вызывают деформации вала и ступицы.

Напряжение соединения создается клиновыми и тангенциальными шпонками. Клиновые шпонки представляют собой призмы со скошенной стороной с уклоном $1/100$ и при сборке соединения вызывают радиальное смещение ступицы относительно вала, поэтому применение клиновых шпонок ограничено единичным производством и тихоходными передачами.

Размеры шпонок и сечений пазов стандартизованы.

Шпоночные пазы на валах выполняют фрезерованием дисковыми и концевыми фрезами, а ступицы колес — протягиванием.

В основном применяют ненапряженные соединения *призматическими шпонками*. Шпонки выполняют со скругленными и плоскими концами. Шпонки закладывают в паз вала. Если при работе ступица перемещается по валу (подвижные соединения), используют направляющие призматические шпонки с креплением на валу (табл. П33 Приложения).

Соединения *сегментными шпонками* являются разновидностью призматических (табл. П34 Приложения). Призматические и сегментные шпонки работают боковыми гранями (рис. 17.2). Сегментные шпонки просты в изготовлении, удобны при монтаже. Глубокая посадка шпонки на валу предохраняет ее от выворачивания, но слишком глубокий паз сильно ослабляет сечение вала, поэтому сегментные шпонки применяют при передаче небольших вращающих моментов и для установки деталей на осях.

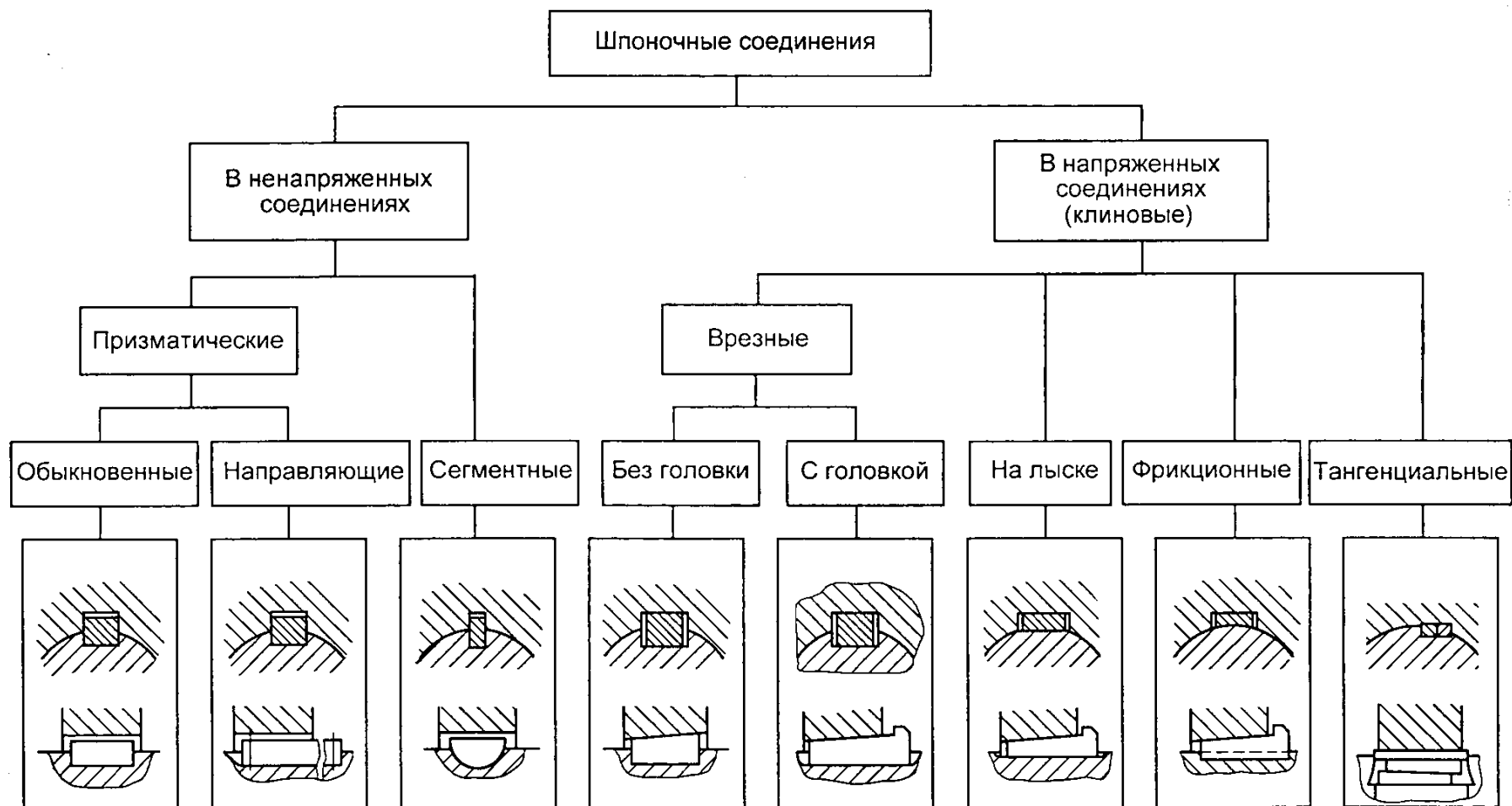


Рис. 17.1. Классификация шпоночных соединений

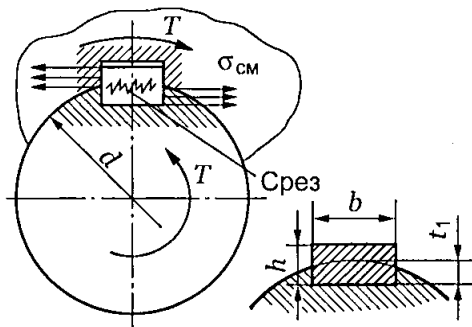


Рис. 17.2. Расчетная схема шпоночного соединения

Клиновые шпонки забивают паз вала. Рабочими поверхностями клиновых шпонок являются верхняя и нижние грани, по боковым граням имеется зазор.

Расчет шпоночных соединений

Критерием работоспособности соединения призматическими шпонками являются *сопротивление смятию боковых поверхностей*.

Поперечное сечение шпонки подбирают по каталогу по диаметру вала, потребная длина шпонки l определяется по длине ступицы $l = l_{ст} - 10$ мм и уточняется по каталогу (см. табл. П33 Приложения). Выбранная шпонка проверяется на прочность.

Призматическая шпонка работает на смятие и срез. Стандартные шпонки на срез не рассчитывают, поскольку условие прочности на срез учтено при конструировании.

Условие прочности на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{dA_{см}} \leq [\sigma_{см}] \text{ или } \sigma_{см} = \frac{2T}{d(h - t_1)l_p} \leq [\sigma_{см}],$$

где T — вращающий момент; $A_{см}$ — площадь смятия; h — высота шпонки; l_p — расчетная длина; для шпонок с плоскими концами $l_p = l$, для шпонок с закругленными концами $l_p = l - b$; b — ширина шпонки; t_1 — глубина паза на валу.

Допускаемое напряжение смятия при стальной ступице $[\sigma_{см}] = 130...200$ МПа.

Соединение сегментными шпонками проверяют на смятие и срез, так как шпонка узкая.

Условие прочности на срез

$$\tau_c = \frac{2T}{dbl_p} \leq [\tau_c].$$

Допускаемое напряжение среза $[\tau_c] = 70...100$ МПа.

Если условие прочности на смятие не выполняется, на вал устанавливают две шпонки. Установка нескольких шпонок сильно ослабляет вал, поэтому в таких случаях используют шлицевые (зубчатые) соединения.

Иметь представление о видах центрирования деталей соединений.

Знать параметры, сравнительную оценку и области применения шлицевых (зубчатых) соединений; формулы для проверки на смятие прямобочных и эвольвентных шлицевых соединений и уметь ими пользоваться.

Уметь подобрать соответствующее шлицевое соединение по стандарту и проверить выбранное соединение на прочность.

Шлицевые (зубчатые) соединения образуются наружными зубьями на валу и внутренними зубьями в отверстии ступицы. Зубья на валу выполняются фрезерованием, строганием, иногда накатыванием, зубья в отверстии — протягиванием или долблением.

По форме боковых поверхностей зубья шлицевых соединений выполняются прямобочными, эвольвентными и треугольными (рис. 18.1).

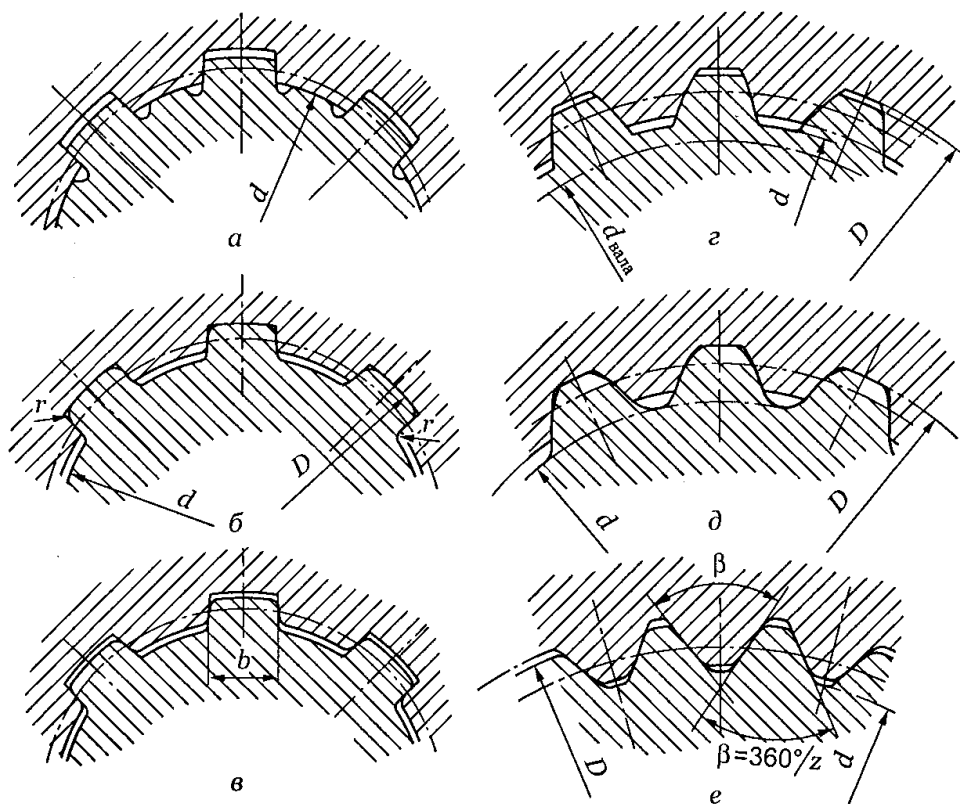


Рис. 18.1. Типы прямобочных (а—в), эвольвентных (г—д) и треугольных (е) шлицевых соединений: а — центрирование по d ; б — центрирование по D ; в — центрирование по b ; г, е — центрирование по боковым поверхностям; д — центрирование по D ; d — внутренний диаметр шлица; D — наружный диаметр шлица; b — ширина шлица

Наиболее распространены соединения с *прямобочными* шлицами. Соединения с *эвольвентными* шлицами более технологичны и обладают большой несущей способностью. Соединения с *треугольными* шлицами применяют реже, для тонкостенных валов и ступиц.

Центрирование

Выбор типа центрирования колеса на валу определяется требованиями к точности соединения, твердостью ступицы и вала и требованиями сборки. На рис. 18.1 изображены конструкции зубьев в зависимости от способа центрирования.

При незакаленных колесах применяют наиболее технологичное центрирование по наружному диаметру. При твердости деталей $HВ \geq 350$ используют центрирование по внутреннему диаметру. Центрирование по боковым поверхностям применяют в условиях динамического или реверсивного нагружения, поскольку оно обеспечивает более равномерное распределение нагрузки между зубьями.

Расчет шлицевых (зубчатых) соединений

Критерием работоспособности соединений является сопротивление смятию боковых поверхностей.

Расчет производится по наибольшему длительно действующему моменту. Основными геометрическими параметрами прямобочных соединений являются число шлицов, внутренний и наружный диаметры.

В зависимости от числа шлицов и их высоты стандарт предусматривает три серии соединений: легкую, среднюю и тяжелую (табл. П35 Приложения).

Легкая серия рекомендуется для неподвижных соединений, средняя — для подвижных, тяжелая — для передачи больших моментов.

Шлицевые эвольвентные соединения характеризуются числом зубьев, модулем и наружным диаметром. При одинаковом наружном диаметре вала можно выбрать разное число зубьев при соответствующем модуле (табл. П36 Приложения).

По внутреннему (расчетному) диаметру вала подбирают шлицевое соединение и проверяют на прочность по напряжениям смятия на боковой поверхности зуба (см. табл. П35, П36 Приложения).

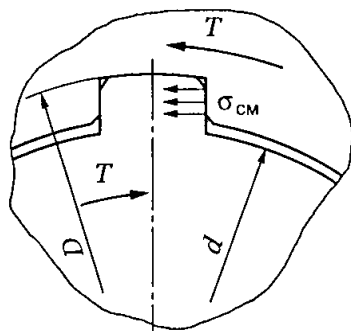


Рис. 18.2. Расчетная схема шлицевых соединений

Расчет прямобочных шлицевых соединений выполняют по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d_{\text{ср}} A_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр шлицов, $d_{\text{ср}} = \frac{D + d}{2}$;

$A_{\text{см}}$ — площадь поверхности смятия, $A_{\text{см}} = \frac{D - d}{2} lz$; l — длина ступицы колеса; z — число шлицов.

Окончательно для прямобочных шлицевых соединений

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{8T}{(D^2 - d^2)lz} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Расчет эвольвентных шлицевых соединений выполняют по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d A_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где d — диаметр делительной окружности, $d = mz$;

$A_{\text{см}}$ — площадь поверхности смятия, $A_{\text{см}} = 0,8mlz$; m — модуль зубьев эвольвентных шлицов.

В приведенных формулах предполагалось, что нагрузка распределена по боковой поверхности равномерно.

При расчете шлицевых соединений обычно учитывают неравномерность распределения нагрузки по зубьям коэффициентом $K = 0,7 \dots 0,8$.

Допускаемые напряжения смятия для неподвижных соединений $[\sigma_{\text{см}}] = 30 \dots 70$ МПа, для подвижных соединений с закаленными поверхностями $[\sigma_{\text{см}}] = 5 \dots 15$ МПа.

Глава 19

НЕРАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Знать основные типы заклепочных соединений, основные достоинства и недостатки заклепочных соединений по сравнению со сварными.

Уметь рассчитывать заклепочный шов на прочность.

Неразъемным соединением является соединение, которое нельзя разобрать без разрушения или повреждения.

Заклепочные (клепаные) соединения относятся к неразъемным соединениям. Заклепочное соединение состоит из листов, соединенных с помощью заклепок, вставленных в отверстия в деталях. Соединение образуется расклепыванием стержня, формируется замыкающая головка. При расклепывании стержень заклепки осаждается и полностью заполняет отверстие.

По назначению заклепочные соединения разделяют на *прочные* (для восприятия внешних нагрузок) и *прочно-плотные*, обеспечивающие также герметичность соединения.

Оценка заклепочных соединений

Достоинства заклепочных соединений:

- хорошо работают в конструкциях, подверженных вибрациям и повторным динамическим нагрузкам, где сварные соединения недостаточно надежны;
- применяют для соединения материалов, не поддающихся сварке или трудносвариваемых, недопускающих нагрев при сварке, коробящихся или меняющих механические характеристики.

Недостатки заклепочных соединений:

- повышенная металлоемкость;
- трудоемкость изготовления;
- невысокая технологичность.

Высокая металлоемкость связана с ослаблением сечения листов отверстиями, необходимостью увеличить толщину листов и с большим весом заклепок, составляющим до 5 % веса конструкции.

Трудоемкость связана с большим числом подготовительных операций, а процесс клепки сложнее сварки.

Материалы и конструкции заклепок

Материал заклепок зависит от материалов соединяемых деталей. При соединении деталей из легких сплавов используют заклепки из *алюми-*

ниевых сплавов. Иногда во избежание образования гальванических пар алюминиевые заклепки покрывают антикоррозийным покрытием.

Детали из сталей соединяют *стальными* заклепками соответствующих марок (см. табл. П30 Приложения).

Конструкции заклепок разнообразны. Наиболее часто применяют *сплошные стержневые* заклепки с полукруговой головкой; в авиационной технике и в местах, где требуется обтекаемость, используют заклепки с *потайной* и *полупотайной* головками. Соединения из мягких материалов выполняют с *пустотелыми* заклепками. Заклепки с *широкой головкой* применяют для соединения тонких листовых материалов (рис. 19.1).

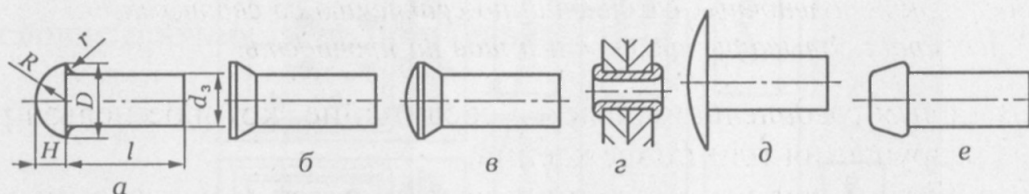


Рис. 19.1. Основные типы заклепок: а — с полукруглой головкой; б — с потайной головкой; в — с полупотайной головкой; г — пустотелая; д — с широкой головкой; е — с плоской головкой

Классификация заклепочных соединений

Различают *нахлесточные* заклепочные соединения, соединения с *одной* и *двумя* накладками. Используются *однорядные*, *двухрядные* и *много-рядные* соединения. Заклепки могут устанавливаться в шахматном порядке для увеличения прочности и облегчения установки заклепок. Увеличение рядов больше трех незначительно повышает прочность, поэтому многорядные швы применяют редко. Виды заклепочных соединений помещены в Приложении и на рис. 19.2.

Расчет на прочность элементов заклепочного шва

На основные размеры заклепочных соединений выработаны нормы, геометрические размеры заклепок стандартизованы.

Диаметр заклепки назначают по рекомендации $d \geq 2\sqrt{h}$, где h — толщина соединяемых листов, и уточняют по стандарту.

Расстояние между рядами заклепок $t = 2d + 8$; расстояние от центра крайней заклепки до края листа $e = 2d$ (см. табл. П30 Приложения).

Обычно заклепочное соединение нагружено продольными силами, стремящимися сдвинуть соединяемые детали относительно друг друга. Расчет заклепок сводится в этом случае к *расчету на срез*. При центрально действующей силе считают, что внешняя сила распределяется между заклепками соединения равномерно. Трение в стыке не учитывают.

1. Расчет односрезного соединения (рис. 19.3). Нагрузка на одну заклепку

$$F' = \frac{F}{z},$$

где F — нагрузка на соединение; z — число заклепок.

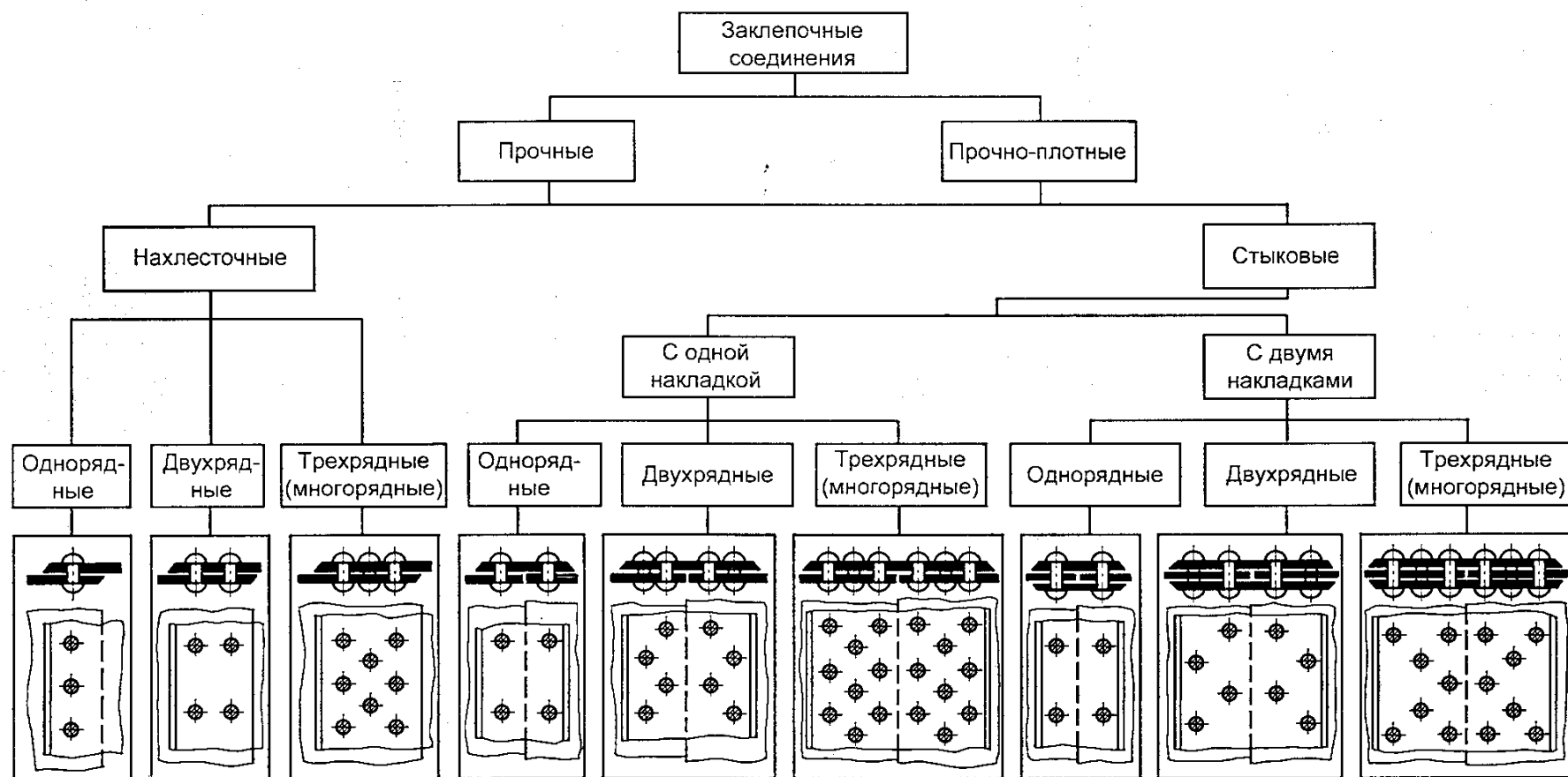


Рис. 19.2. Классификация заклепочных соединений

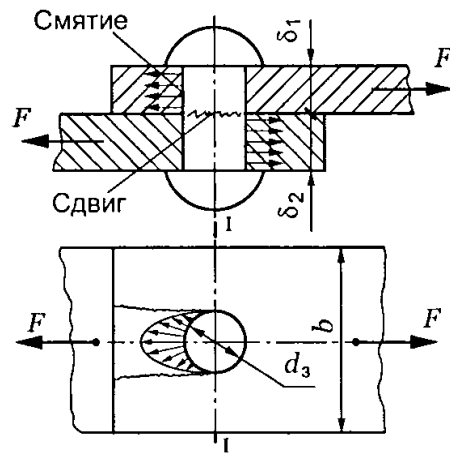


Рис. 19.3. Схема односрезного заклепочного соединения

Условие прочности на срез (сдвиг)

$$\tau_c = \frac{4F}{\pi d_3^2 z} \leq [\tau_c],$$

где d_3 — диаметр заклепки; $[\tau_c]$ — допускаемое напряжение среза, $[\tau_c] = 0,2\sigma_b$; σ_b — временное сопротивление материала.

Необходимое число заклепок из расчета на срез

$$z \geq \frac{4F}{\pi d_3^2 [\tau_c]}.$$

2. Расчет двухсрезного соединения (рис. 19.4). Площадь среза заклепки

$$A_c = \frac{2\pi d_3^2}{4}.$$

Условие прочности на срез

$$\tau_c = \frac{4F}{\pi d_3^2 z' i} \leq [\tau_c],$$

где i — число площадок среза.

Необходимое число заклепок с одной стороны от стыка

$$z' \geq \frac{4F}{\pi d_3^2 i [\tau_c]}.$$

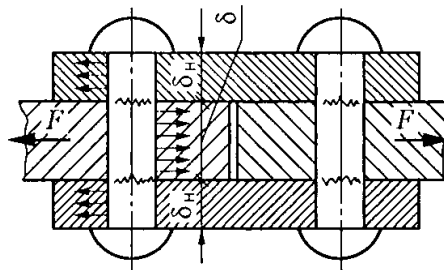


Рис. 19.4. Схема двухсрезного заклепочного соединения

3. Расчет заклепок и листов на смятии (см. рис. 19.3). Площадь смятия

$$A_{\text{см}} = d_3 \delta_{\text{мин}},$$

где $\delta_{\text{мин}}$ — минимальная толщина листа (толщина наиболее тонкого листа).

Условие прочности на смятие

$$\sigma_{\text{см}} \geq \frac{F}{z d_3 \delta_{\text{мин}}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $[\sigma_{\text{см}}]$ — допускаемое напряжение смятия; $[\sigma_{\text{см}}] = (0,4 \dots 0,5) \sigma_{\text{в}}$; $\sigma_{\text{в}}$ — временное сопротивление материала детали.

Необходимое число заклепок из расчета на смятие соединяемых деталей

$$z \geq \frac{F}{d_3 \delta_{\text{мин}} [\sigma_{\text{см}}]}.$$

4. Расчет соединяемых листов на растяжение. Расчет проводится в сечении $I—I$, ослабленном отверстиями под заклепки (см. рис. 19.3).

Условие прочности

$$\sigma_{\text{р}} \geq \frac{F}{\delta(b - z' d_3)} \leq [\sigma_{\text{с}}],$$

где δ — меньшая из толщин листов; b — ширина листа; z' — число заклепок в ряду.

При расчетах использовать табл. П30 Приложения, там же помещены рекомендации по определению шага заклепок t и расстояния от заклепки до края листа e .

Глава 20

СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Иметь представление о видах сварки, видах сварных соединений, их достоинствах и недостатках.

Знать основные типы сварных соединений и сварных швов; расчет на прочность при осевом нагружении соединяемых деталей.

Уметь проводить проверочные расчеты сварных соединений.

Сваркой называют процесс образования неразъемных соединений за счет создания атомно-молекулярных связей между элементарными частицами сопрягаемых деталей.

В последнее время разработаны технологии сварки металлов и их сплавов в однородных и разнородных сочетаниях, а также неметаллических материалов между собой и с металлами.

В зависимости от метода получения соединений сварку делят на *сварку плавлением* и *сварку давлением*. При сварке плавлением детали соединяют с помощью местного расплавления элементов соединяемых частей. Расплавляется только основной металл изделия по кромкам или основной и дополнительный металл (электрод и присадочный материал).

Различают *электрическую* и *химическую* (газовую) *сварки плавлением*. Чаще применяется электросварка плавлением.

При сварке давлением поверхности соединяемых деталей претерпевают совместную *упруго-пластическую деформацию*, поверхности выравниваются, разрушается поверхностный слой. Атомы поверхностей сближаются на расстояние активного взаимодействия, и образуется металлическая связь. Применяется предварительный нагрев поверхностей до пластического состояния.

Наибольшее распространение получила *электроконтактная сварка*. Сварка давлением применяется при массовом и серийном производстве в заводских условиях.

Оценка сварных соединений

Достоинства сварных соединений:

- возможность механизации и автоматизации процесса сварки;
- высокое качество сварных соединений и рациональное использование металла сделали сварку экономически выгодным процессом;

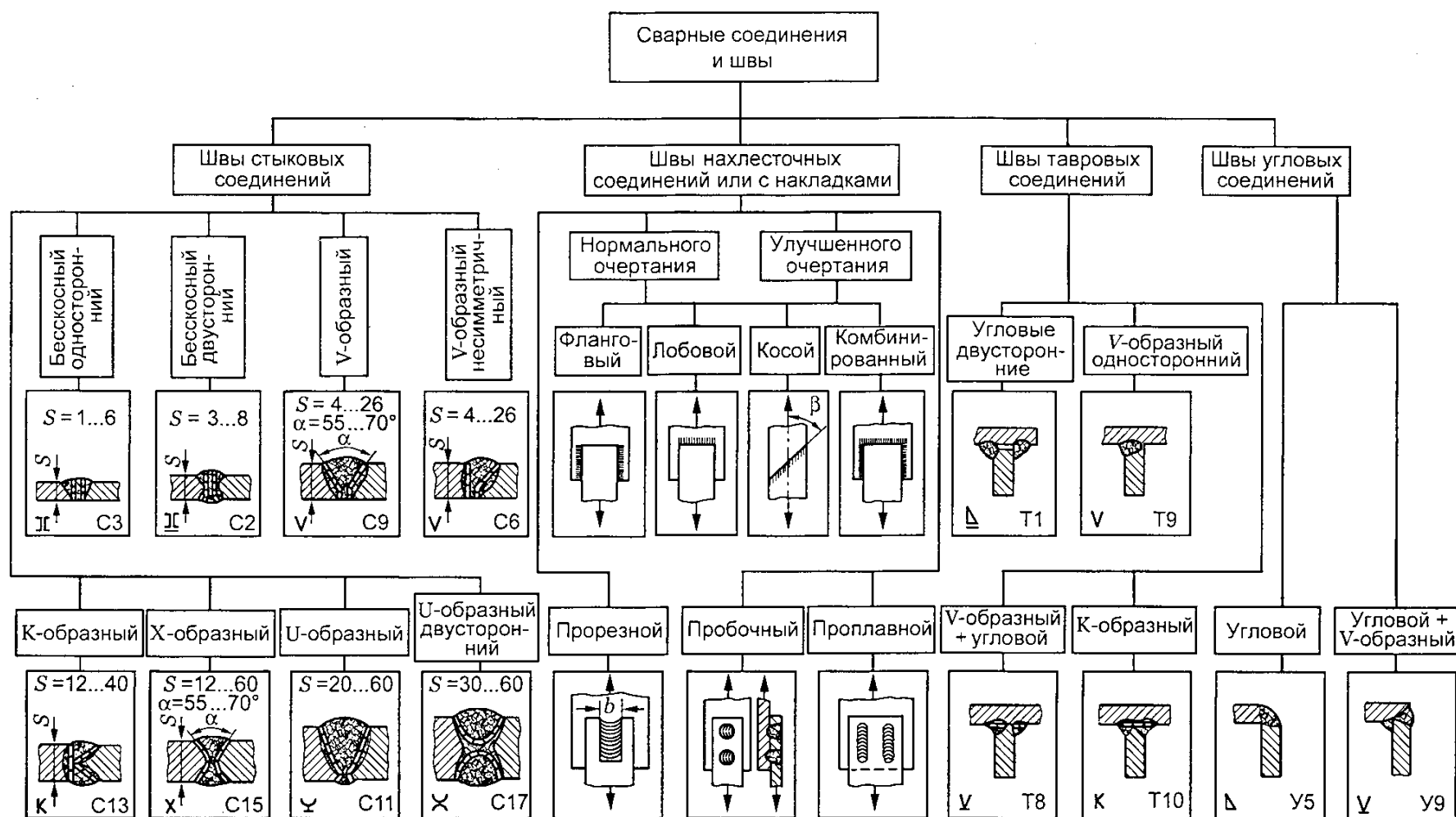


Рис. 20.1. Классификация сварных швов и соединений

- экономия металла достигается отсутствием отверстий, ослабляющих сечение соединяемых листов, меньшему весу соединительных элементов. Экономия металла по сравнению с заклепочными соединениями составляет 10...20 %;
- по сравнению с заклепочными соединениями трудоемкость соединения ниже, а производительность выше.

Применение сварки вместо литья и обработки резанием также приводит к экономии металла. Особенно выгодна сварка при единичном и мелкосерийном производстве.

Недостатки сварных соединений:

- термические деформации в зоне шва и околошовной зоне могут приводить к трещинам и снижению прочности;
- характерная форма швов приводит к концентрации напряжений;
- механическая, химическая, физическая и структурная неоднородность шва.

В целом сварные конструкции вытеснили клепаные из машиностроения, за исключением некоторых специальных случаев.

Виды сварных соединений и сварных швов

В зависимости от взаимного расположения свариваемых элементов различают следующие *сварные соединения* (табл. П29 Приложения):

- стыковое;
- угловое;
- тавровое;
- нахлесточное.

Соединения, изображенные на рис. 20.1, выполняют электродуговой и газовой сваркой по стандартам. Различают следующие виды *сварных швов*: стыковой, угловой, точечный, с проплавленными швами.

Стыковые швы используют в основном в стыковых соединениях, бывают случаи применения в угловых, тавровых и нахлесточных соединениях. Стыковые швы могут быть односторонними, двусторонними, без скоса и со скосом кромок различных конструкций, могут выполняться на съемной или остающейся подкладке. Конструкция стыкового шва зависит от толщины свариваемых деталей.

Угловые швы используют в тавровых, угловых и нахлесточных соединениях. Основной геометрический параметр углового шва — катет. Угловые швы выполняют с полным и частичным проплавлением, они бывают сплошные и прерывистые, односторонние и двусторонние.

Точечные швы применяют обычно только в нахлесточных соединениях.

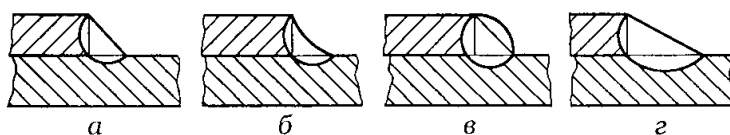


Рис. 20.2. Формы сечения угловых швов: *а* — нормальный; *б* — вогнутый; *в* — выпуклый; *г* — специальный улучшенный

Расчеты сварных швов при статических нагрузках

1. Расчет стыковых соединений при осевом нагружении. Считаем, что напряжения распределены в сечении равномерно. Расчет проводят на растяжение или сжатие. Возвышение шва в расчете не учитывается. Толщина шва приравнивается толщине детали (рис. 20.3).

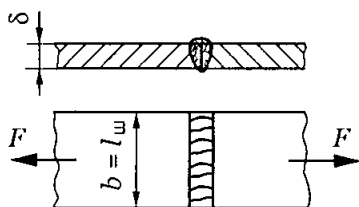


Рис. 20.3. Стыковое соединение

Условие прочности сварного шва

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

где $[\sigma_p]'$ — допускаемое напряжение растяжения для шва; A' — расчетная площадь сварного шва; δ — толщина листа; $l_{\text{ш}}$ — длина сварного шва.

2. Расчет нахлесточного соединения угловыми швами. Разрушение угловых швов происходит по наименьшему сечению треугольника шва — по плоскости, проходящей через биссектрису прямого угла. Катет шва k , как правило, выбирают равным толщине свариваемых листов (рис. 20.4): $k = \delta$.

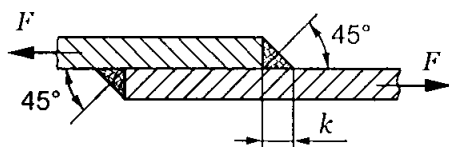


Рис. 20.4. Нахлесточное соединение

Условие прочности на сдвиг

$$\tau'_c = \frac{Q}{A'_c} \leq [\tau_c]',$$

где Q — поперечная сила, $Q = F$; A'_c — расчетная площадь сварочного шва на сдвиг.

Формула подходит для лобовых и фланговых швов (рис. 20.5).

Допускаемые напряжения для металла швов выбираются в зависимости от типа сварки и вида деформации в долях от допускаемого напряжения растяжения основного металла. Данные для расчетов помещены в табл. П28 Приложения.

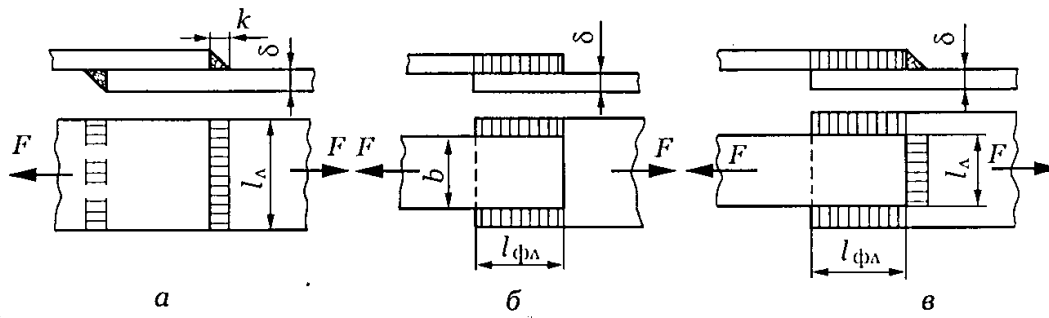


Рис. 20.5. Нахлесточные соединения: а — лобовыми швами; б — фланговыми швами; в — комбинированное

3. Условия прочности для сварных швов, изображенных на рис. 20.5:

$$а) \tau'_c = \frac{F}{2 \cdot 0,7kl_{\text{л}}} \leq [\tau_c]';$$

$$б) \tau'_c = \frac{F}{2 \cdot 0,7kl_{\text{фл}}} \leq [\tau_c]';$$

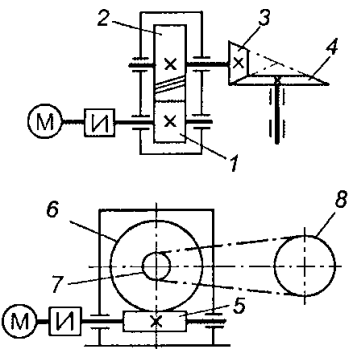
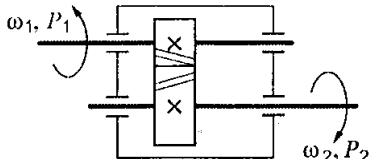
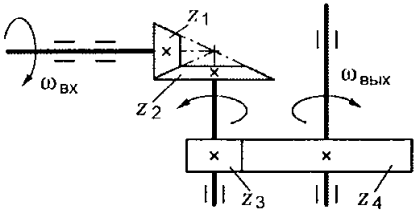
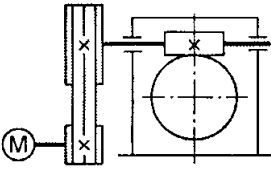
$$в) \tau'_c = \frac{F}{0,7k(l_{\text{л}} + 2l_{\text{фл}})} \leq [\tau_c]'.$$

В расчетах можно использовать данные табл. П28, П29 Приложения.

Раздел II. Тестовые задания

Тема: Общие сведения о передачах

Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Среди представленных на схемах передач выбрать цепную передачу и определить ее передаточное число, если $z_1 = 18$; $z_2 = 72$; $z_3 = 17$; $z_4 = 60$; $z_5 = 1$; $z_6 = 36$; $z_7 = 35$; $z_8 = 88$</p> 	<p>Передача 1—2; 4</p>	1
	Передача 3—4; 3,53	2
	Передача 5—6; 2,5	3
	Передача 7—8; 2,5	4
<p>2. Определить момент на ведущем валу изображенной передачи, если мощность на выходе из передачи 6,6 кВт; скорость на входе и выходе 60 и 15 рад/с соответственно; КПД = 0,96</p> 	440 Н · м	1
	110 Н · м	2
	1760 Н · м	3
	115 Н · м	4
<p>3. Определить передаточное отношение второй ступени двух-ступенчатой передачи, если $\omega_{\text{вх}} = 155$ рад/с; $\omega_{\text{вых}} = 20,5$ рад/с; $z_1 = 18$; $z_2 = 54$</p> 	7,51	1
	3	2
	2,52	3
	5,5	4
<p>4. Определить требуемую мощность электродвигателя, если мощность на выходе из передачи 12,5 кВт; КПД ременной передачи 0,96; КПД червячного редуктора 0,82</p> 	12 кВт	1
	9,84 кВт	2
	15,24 кВт	3
	15,88 кВт	4
<p>5. Как изменится мощность на выходном валу передачи (см. рисунок к заданию 3), если число зубьев второго колеса z_2 увеличится в 2 раза?</p>	Увеличится в 2 раза	1
	Уменьшится в 2 раза	2
	Не изменится	3
	Увеличится в 4 раза	4

Тема: Общие сведения о передачах

Вариант 2

Вопросы	Ответы	Код
1. Известно, что передаточное отношение передачи 2,5. К какому типу передач относится эта передача?	Мультипликатор	1
	Редуктор	2
	Вариатор	3
	Правильный ответ не приведен	4
2. Для изображенной передачи определить момент на ведомом валу, если $P_1 = 5$ кВт; $\omega_1 = 157$ рад/с; $\omega_2 = 62,8$ рад/с; $\eta = 0,97$	31,87 Н·м	1
	47,8 Н·м	2
	77,2 Н·м	3
	79,7 Н·м	4
3. Для изображенной многоступенчатой передачи определить общее передаточное число, если $\omega_1 = 100$ рад/с; $\omega_2 = 25$ рад/с; $\omega_3 = 5$ рад/с	20	1
	4,5	2
	5	3
	5,5	4
4. Определить требуемую мощность электродвигателя, если $\eta_p = 0,97$; $\eta_{\text{ш}} = 0,95$; $\eta_3 = 0,97$; $P_{\text{вых}} = 10$ кВт	8,94 кВт	1
	10,64 кВт	2
	28,98 кВт	3
	11,18 кВт	4
5. Как изменится частота вращения выходного вала привода (см. рисунок к заданию 4) при увеличении числа зубьев колеса 3 в 2 раза?	Возрастет в 2 раза	1
	Уменьшится в 2 раза	2
	Возрастет в 4 раза	3
	Уменьшится в 4 раза	4

Тема: Общие сведения о передачах

Вариант 3

Вопросы	Ответы	Код
1. Известно, что передаточное отношение передачи 1,5. К какому типу передач относится эта передача?	Мультипликатор	1
	Редуктор	2
	Вариатор	3
	Правильный ответ не приведен	4
2. Для изображенной передачи определить момент на ведомом валу, если $P_1 = 8$ кВт; $\omega_1 = 40$ рад/с; $\eta = 0,97$; $u = 4$	800 Н · м	1
	2200 Н · м	2
	776 Н · м	3
	1940 Н · м	4
3. Для изображенной многоступенчатой передачи определить общее передаточное число, если $d_1 = 50$ мм; $d_2 = 200$ мм; $d_3 = 35$ мм; $d_4 = 70$ мм	4	1
	6	2
	8	3
	10	4
4. Определить требуемую мощность электродвигателя, если $P_{\text{вых}} = 5$ кВт; $\eta_3 = 0,97$; $\eta_{\text{ц}} = 0,95$	5,4 кВт	1
	9,6 кВт	2
	6,4 кВт	3
	4,6 кВт	4
5. Какое из приведенных отношений называется передаточным числом одноступенчатой зубчатой передачи?	n_2/n_1	1
	ω_2/ω_1	2
	d_1/d_2	3
	z_2/z_1	4

Тема: Общие сведения о передачах

Вариант 4

Вопросы	Ответы	Код
1. Каково назначение механических передач?	Уменьшать потери мощности	1
	Соединять двигатель с исполнительным механизмом	2
	Передавать механическую энергию с одновременным преобразованием параметров движения	3
	Совмещать скорости валов	4
2. Для изображенной передачи определить момент на ведущем валу, если $P_2 = 8,5$ кВт; $\omega_2 = 12$ рад/с; $u = 2$; $\eta = 0,96$	708,5 Н · м	1
	301,2 Н · м	2
	368,9 Н · м	3
	7,02 Н · м	4
3. Определить передаточное отношение первой ступени двухступенчатой передачи, если $\omega_{вх} = 102$ рад/с; $\omega_{вых} = 20,4$ рад/с; $z_3 = 17$; $z_4 = 42$	4,5	1
	12,35	2
	2,02	3
	5	4
4. Определить требуемую мощность электродвигателя лебедки, если скорость подъема груза 4 м/с; вес груза 1000 Н; КПД барабана 0,9; КПД цилиндрической передачи 0,98	3,53 кВт	1
	4,53 кВт	2
	2,15 кВт	3
	7,32 кВт	4
5. Какое из приведенных отношений называется передаточным отношением одноступенчатой передачи?	ω_2/ω_1	1
	z_1/z_2	2
	d_1/d_2	3
	ω_1/ω_2	4

Тема: Общие сведения о передачах

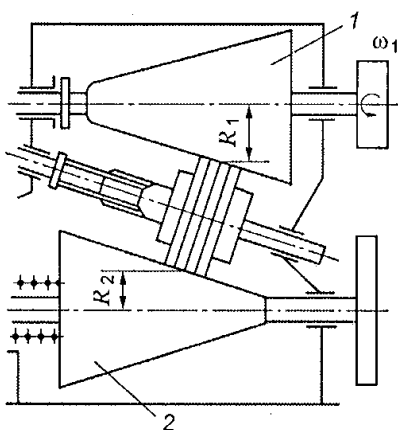
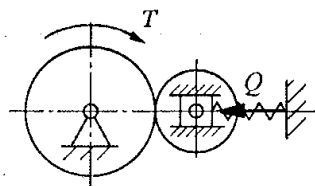
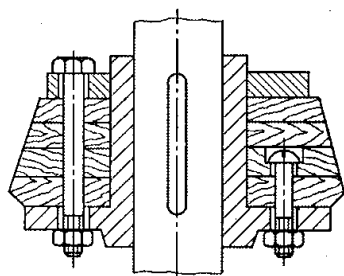
Вариант 5

Вопросы	Ответы	Код
1. Известно, что передаточное отношение передачи 0,5. К какому типу передач относится эта передача?	Мультипликатор	1
	Редуктор	2
	Вариатор	3
	Правильный ответ не приведен	4
2. Для изображенной передачи определить момент на ведомом валу, если $P_1 = 6$ кВт; $\omega_2 = 20$ рад/с; $\eta = 0,97$; $u = 2,5$	116 Н · м	1
	291 Н · м	2
	382 Н · м	3
	464 Н · м	4
3. Для изображенной многоступенчатой передачи определить общее передаточное число, если $z_1 = 20$; $z_2 = 80$; $z_3 = 30$; $z_4 = 75$; $z_5 = 40$; $z_6 = 200$	25	1
	50	2
	20	3
	75	4
4. Определить требуемую мощность электродвигателя, если $P_{\text{вых}} = 8$ кВт; $\eta_3 = 0,97$; $\eta_4 = 0,82$	6,36 кВт	1
	8,82 кВт	2
	10 кВт	3
	12,3 кВт	4
5. Как изменится величина момента на выходном валу передачи при увеличении скорости вращения двигателя в 1,5 раза, если мощность двигателя не меняется?	Не изменится	1
	Увеличится в 3 раза	2
	Уменьшится в 1,5 раза	3
	Увеличится в 1,5 раза	4

Тема: Фрикционные передачи и вариаторы

Вариант 1

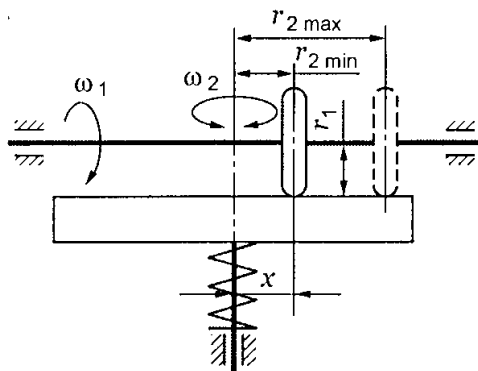
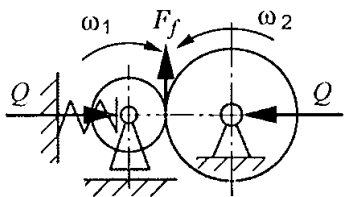
Вопросы	Ответы	Код
1. Выбрать основные достоинства фрикционных передач.	Бесшумность и плавность работы	1
	Постоянство передаточного отношения	2
	Нагрузка на опоры	3
	Низкая стоимость и доступность материалов	4
2. Выбрать формулу для точного расчета передаточного числа фрикционной передачи	z_2/z_1	1
	$D_2/[D_1(1 - \epsilon)]$	2
	$R_{2\max}/R_{2\min}$	3
	D_1/D_2	4
3. Определить коэффициент трения, который следует использовать при расчете изображенной фрикционной передачи	Сталь по стали (всухую), $f = 0,15$	1
	Текстолит по стали, $f = 0,2$	2
	Дерево по чугуну, $f = 0,45$	3
	Резина по чугуну, $f = 0,5$	4
4. Определить минимальное потребное усилие пружины, если вращающий момент на валу передачи $15 \text{ Н} \cdot \text{м}$; диаметр колеса 350 мм ; материал колес — сталь; передача работает со смазкой, $f = 0,01$	8571 Н	1
	877 Н	2
	4285 Н	3
	$85,7 \text{ Н}$	4
5. Выбрать формулу для расчета диапазона регулирования передачи изображенного вариатора	R_2/R_1	1
	R_1/R_2	2
	$R_{2\max}/R_{1\min}$	3
	R_{\max}^2/R_{\min}^2	4



Тема: Фрикционные передачи и вариаторы

Вариант 2

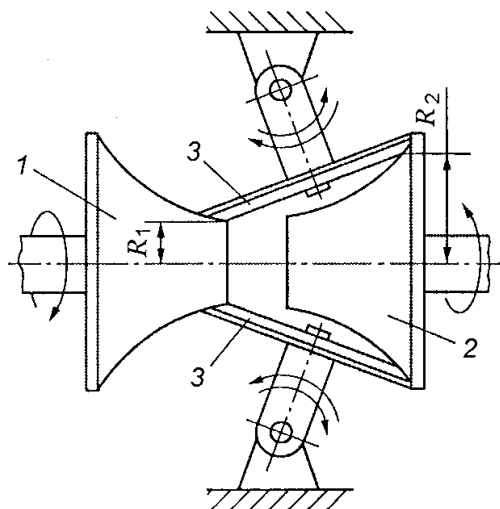
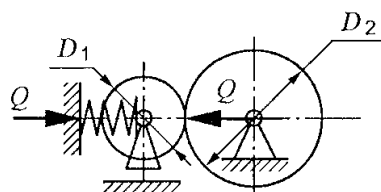
Вопросы	Ответы	Код
1. Указать основные недостатки фрикционных передач	Сложность конструкции	1
	Нагрузка на опоры	2
	Скольжение в передаче	3
	Низкая стоимость и доступность материалов	4
2. Выбрать формулу для расчета фрикционной передачи на прочность	$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np} 2\pi (1 - \mu^2)}} \leq [\sigma_H]$	1
	$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{b_2 m} K_{\beta} \leq [\sigma_F]$	2
	$R_e = D_2 \sqrt{u^2 + 1} / (2u)$	3
	$T = F_N f d / 2$	4
3. Определить явление, непосредственно не связанное со скольжением во фрикционной передаче	Буксование	1
	Упругие деформации в зоне контакта	2
	Несовпадение скоростей трущихся поверхностей	3
	Деформация валов	4
4. Определить расчетную окружную силу на колесе F_t , если сила прижатия катков фрикционной передачи 1200 Н; материалы поверхностей — сталь и чугун; коэффициент трения 0,15; запас сцепления 1,25	300 Н	1
	180 Н	2
	144 Н	3
	288 Н	4
5. Определить диапазон регулирования изображенного вариатора, если $r_1 = 25$ мм; $r_{2\min} = 68$ мм; $r_{2\max} = 120$ мм	0,57	1
	1,76	2
	2,72	3
	4,8	4



Тема: Фрикционные передачи и вариаторы

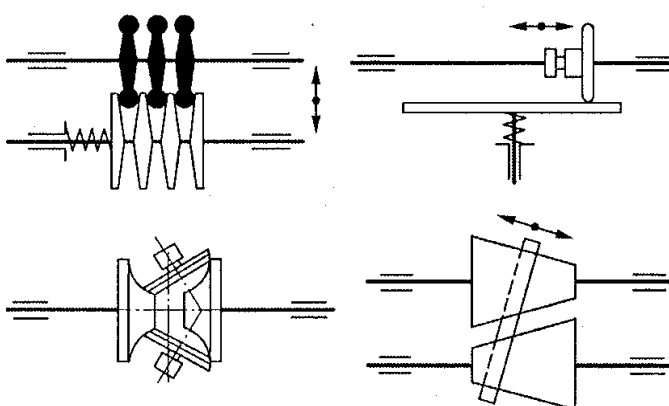
Вариант 3

Вопросы	Ответы	Код
1. Выбрать способ увеличения трения в цилиндрической фрикционной передаче (см. рисунок к заданию 4)	Повышение твердости поверхностей	1
	Использование смазочного материала	2
	Увеличение площади контакта	3
	Увеличение силы прижатия катков	4
2. Выбрать выражение для определения величины $\rho_{\text{нр}}$ в формуле для расчета цилиндрической фрикционной передачи $\sigma_{\text{н}} = 0,418 \sqrt{\frac{qE_{\text{нр}}}{\rho_{\text{нр}}}} \leq [\sigma_{\text{н}}]$	Q/b	1
	$2E_1E_2/(E_1 + E_2)$	2
	$\frac{R_1R_2}{R_1 \pm R_2}$	3
	$R_{1\text{max}}R_{2\text{min}}$	4
3. Определить минимальное потребное усилие прижатия колес, если вращающий момент на валу фрикционной передачи 25 Н·м; диаметр колеса 380 мм; материалы колес — сталь и чугун; передача работает без смазки, $f = 0,15$	19,7 Н	1
	877 Н	2
	500 Н	3
	263,1 Н	4
4. По какой из приведенных формул можно определить точное значение передаточного отношения изображенной передачи?	D_1/D_2	1
	D_2/D_1	2
	$\frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)}$	3
	$R_{2\text{max}}/R_{2\text{min}}$	4
5. Определить диапазон регулирования изображенного вариатора, если $R_1 = 60$ мм; $R_2 = 120$ мм	2	1
	3	2
	4	3
	6	4



Тема: Фрикционные передачи и вариаторы

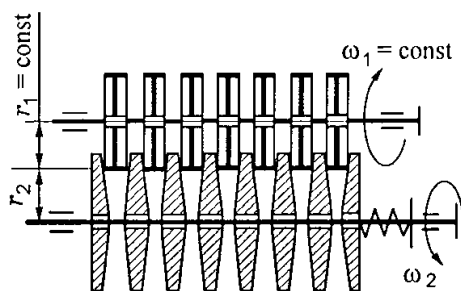
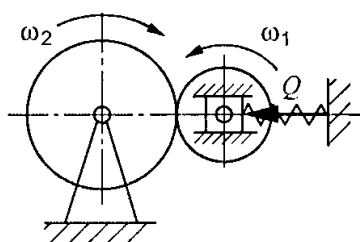
Вариант 4

Вопросы	Ответы	Код
1. Указать основной недостаток фрикционных передач	Необходимость регулировок	1
	Большой расход смазочного материала	2
	Износ рабочих поверхностей	3
	Непостоянство передаточного отношения	4
2. Как изменится нагрузочная способность цилиндрической фрикционной передачи при замене ведущего колеса из стали на колесо с резиновым покрытием, если ведомое колесо стальное и усилие прижатия не меняется? Коэффициент трения: сталь по стали, 0,15; резина по стали, $f = 0,45$	Уменьшится в 2 раза	1
	Увеличится в 3 раза	2
	Уменьшится в 3 раза	3
	Не изменится	4
3. Выбрать выражение для определения q в формуле для расчета на прочность цилиндрической фрикционной передачи $\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np}2\pi(1-\mu^2)}}$	$2a/(u+1)$	1
	Q/b	2
	Q/A	3
	$2E_1E_2/(E_1+E_2)$	4
4. Определить расчетную окружную силу на колесе F_t , если сила прижатия катков в фрикционной передаче 1500 Н; материалы поверхностей — текстолит и сталь; передача работает без смазки, $f = 0,25$; коэффициент запаса сцепления 1,25	1200 Н	1
	300 Н	2
	375 Н	3
	600 Н	4
5. Какой из изображенных вариаторов позволяет получить реверсивное вращение выходного вала при одностороннем вращении ведущего вала? 	Многодисковый	1
	Лобовой	2
	Торовый	3
	Двухконусный	4

Тема: Фрикционные передачи и вариаторы

Вариант 5

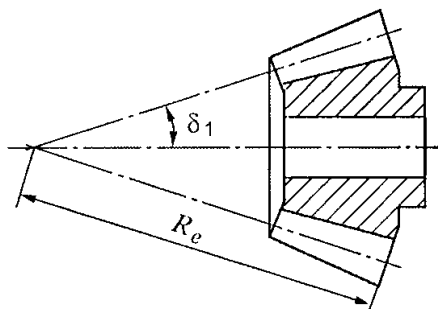
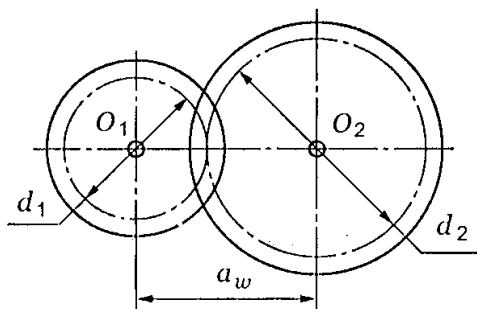
Вопросы	Ответы	Код
1. Почему фрикционные передачи с непосредственным контактом не используют в точных механизмах станков?	Из-за низкого КПД	1
	Из-за нагрева передачи	2
	Из-за непостоянства передаточного отношения	3
	Из-за большого веса	4
2. Как следует изменить усилие нажатия пружины, если при неизменной мощности заменить стальной ведущий каток на каток с деревянным покрытием? Коэффициент трения: сталь по стали (чугуну), $f = 0,15$; дерево по чугуну, $f = 0,45$	Увеличить в 1,5 раза	1
	Увеличить в 3 раза	2
	Уменьшить в 2 раза	3
	Уменьшить в 3 раза	4
3. Какова основная причина выхода из строя фрикционных передач?	Износ рабочих поверхностей	1
	Растрескивание катков	2
	Изгиб валов	3
	Заклинивание подшипников	4
4. Определить вращающий момент на валу фрикционной передачи, если материал поверхностей — сталь; усилие пружины 2000 Н; радиус колеса 0,05 м; передача работает без смазки, $f = 0,15$	500 Н · м	1
	350 Н · м	2
	35 Н · м	3
	15 Н · м	4
5. Выбрать формулу для расчета диапазона регулирования изображенного вариатора	$r_{2\max}/r_{1\min}$	1
	$r_{2\min}/r_{1\max}$	2
	$r_{2\max}/r_{2\min}$	3
	$r_{2\max}^2/r_{2\min}^2$	4



Тема: Зубчатые передачи. Геометрия и кинематика прямозубых колес

Вариант 1

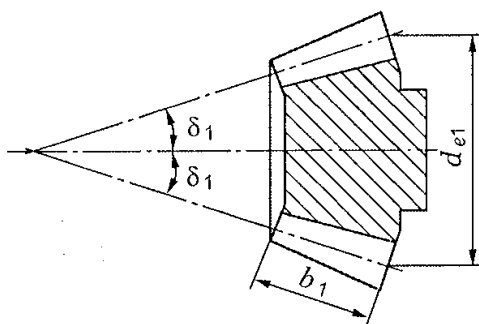
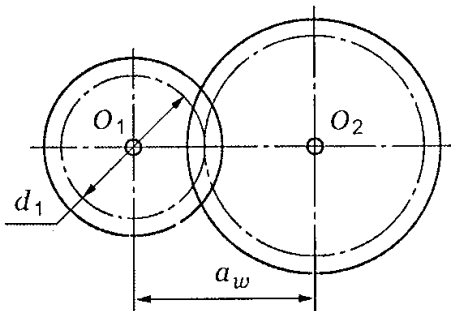
Вопросы	Ответы	Код
1. Что такое линия зацепления?	Линия, очерчивающая профиль зуба	1
	Линия, проходящая через центры колес	2
	Общая нормаль к профилям зубьев в точке касания	3
	Касательная к профилю зуба в точке касания	4
2. Выбрать формулу для определения модуля зубьев	$0,5(d_1 + d_2)$	1
	$0,5(1 + u)d_1$	2
	p_t/π	3
	a_w/z	4
3. Определить a_w , если $d_1 = 64$ мм; $z_2 = 80$; $m = 2$ мм	78 мм	1
	224 мм	2
	112 мм	3
	160 мм	4
4. Какие значения модулей зубьев соответствуют ГОСТ 9563—60?	1,9 мм	1
	2,4 мм	2
	4 мм	3
	21 мм	4
5. Определить внешнее конусное расстояние прямозубой конической передачи, если внешний окружной модуль зубьев 4 мм; число зубьев шестерни 13; передаточное число передачи 3,08	52 мм	1
	84 мм	2
	73,9 мм	3
	156 мм	4



Тема: Зубчатые передачи. Геометрия и кинематика прямозубых колес

Вариант 2

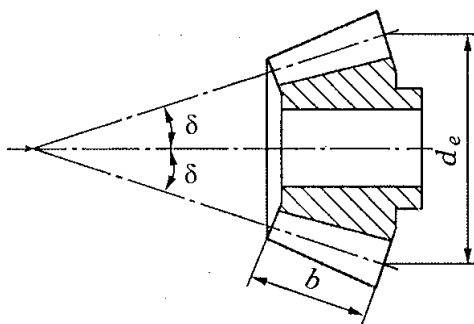
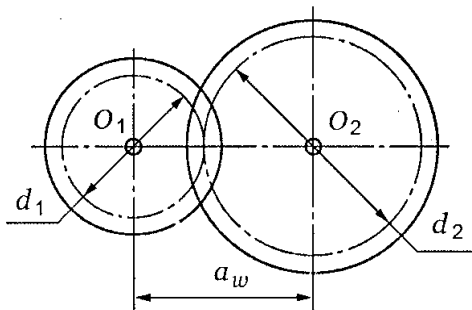
Вопросы	Ответы	Код
1. Указать основное достоинство эвольвентных колес	Простота конструкции	1
	Постоянство передаточного отношения	2
	Бесшумность работы	3
	Требование точности при сборке	4
2. Каков угол зацепления цилиндрических колес?	30°	1
	18°	2
	20°	3
	14°	4
3. Определить модуль зуба колеса, если окружной шаг 12,56 мм	12,5 мм	1
	6 мм	2
	2,5 мм	3
	4 мм	4
4. Рассчитать передаточное отношение передачи, если $a_w = 160$ мм; $d_1 = 80$ мм	2	1
	2,5	2
	3	3
	4	4
5. Определить передаточное отношение конической прямозубой передачи, если $\delta_1 = 22^\circ$	0,4	1
	2	2
	2,5	3
	3,5	4



Тема: Зубчатые передачи. Геометрия и кинематика прямозубых колес

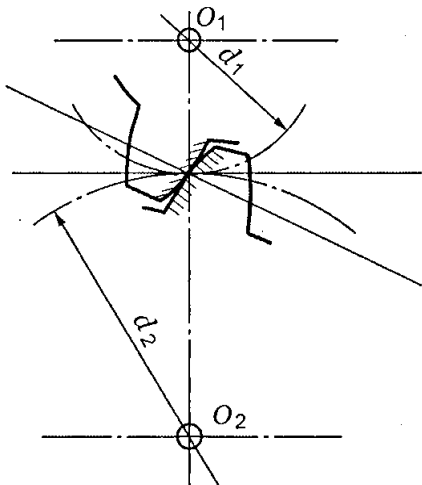
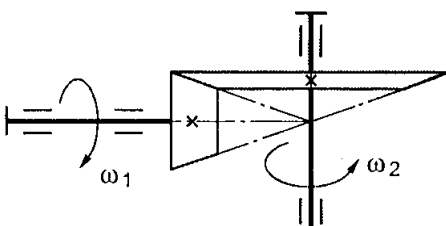
Вариант 3

Вопросы	Ответы	Код
1. Что такое делительный окружной шаг зубьев? Выбрать наиболее точную формулировку	Расстояние между профилями соседних зубьев	1
	Расстояние между одноименными профилями соседних зубьев по делительной окружности	2
	Ширина зуба по делительной окружности	3
	Длина дуги делительной окружности между соседними зубьями	4
2. Выбрать формулу для определения диаметра окружности выступов цилиндрического зубчатого колеса	$mz_1(1 + u)/2$	1
	$m(z + 2)$	2
	$m(z - 2,5)$	3
	mz	4
3. Какие параметры цилиндрической зубчатой передачи стандартизованы?	$u; m; a_w; \alpha$	1
	$z; u; m; a_w$	2
	$d_1; u; \alpha; m$	3
	$m; a_w; z_1; d_1$	4
4. Определить число зубьев ведущего колеса, если передаточное отношение пары зубчатых колес 3,15; модуль зацепления 2,5 мм; межосевое расстояние 120 мм	17	1
	18	2
	23	3
	26	4
5. Выбрать формулу для расчета внешнего конусного расстояния конической передачи с прямыми зубьями	$m_e(z + 2\cos\delta)$	1
	$m_e\sqrt{z_1^2 + z_2^2}/2$	2
	$0,5m_e\sqrt{z_1^2 + z_2^2} - b/2$	3
	$d_{e1}/\cos\delta_1$	4



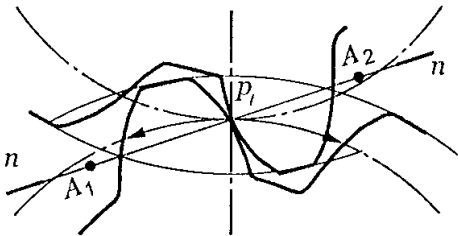
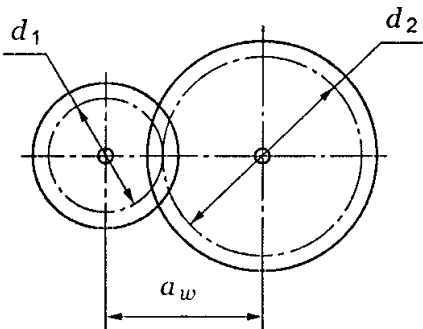
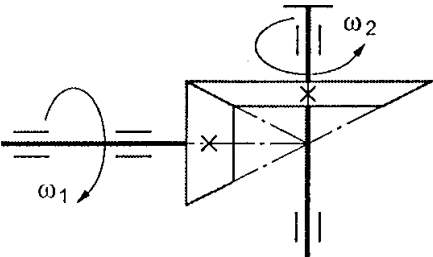
Тема: Зубчатые передачи. Геометрия и кинематика прямозубых колес

Вариант 4

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Какой угол называют углом зацепления?</p> 	Геометрическое место точек касания профилей зубьев	1
	Угол между линией центров и линией зацепления	2
	Угол между линией зацепления и прямой, перпендикулярной линии центров	3
	Угол между линией зуба и образующей цилиндра колеса	4
<p>2. Выбрать формулу для определения диаметра делительной окружности цилиндрической зубчатой передачи</p>	$m(z + 2)$	1
	$m(z - 2,25)$	2
	$0,5m(z_1 + z_2)$	3
	mz	4
<p>3. Рассчитать шаг зубьев по делительной окружности, используя значение модуля по ГОСТ 9563—60 (табл. П1 Приложения), если высота зуба колеса $h = 6,75$ мм</p>	3 мм	1
	6,75 мм	2
	9,42 мм	3
	13,5 мм	4
<p>4. Определить межцентровое расстояние прямозубой цилиндрической передачи, если диаметр делительной окружности шестерни 72 мм; число зубьев колеса 90; модуль передачи 4 мм</p>	108 мм	1
	216 мм	2
	360 мм	3
	432 мм	4
<p>5. Каково основное достоинство конических зубчатых передач?</p> 	Простота изготовления и монтажа	1
	Малые габаритные размеры и вес	2
	Равномерность распределения нагрузки в зацеплении	3
	Возможность соединения валов с пересекающимися осями	4

Тема: Зубчатые передачи. Геометрия и кинематика прямозубых колес

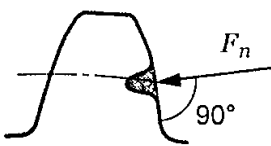
Вариант 5

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Что называют коэффициентом торцового перекрытия?</p> 	Отношение угла зацепления к числу зубьев	1
	Отношение угла перекрытия к углу зацепления	2
	Отношение скорости на входе в передачу к скорости на выходе	3
	Отношение длины активной линии зацепления к основному шагу	4
<p>2. Выбрать формулу для расчета межосевого расстояния передачи</p> 	$m(z + 2)$	1
	$0,5mz_1(1 + u)$	2
	$m(z - 2,5)$	3
	$m(z + 2\cos \delta)$	4
<p>3. Определить диаметры окружностей выступов зубчатых колес передачи, если высота зуба колеса 5,625 мм; число зубьев шестерни 18; передаточное отношение передачи 2,5</p>	38,75 мм; 106,26 мм	1
	45 мм; 112,5 мм	2
	50 мм; 117,5 мм	3
	50 мм; 167,5 мм	4
<p>4. Определить передаточное отношение передачи, если диаметр делительной окружности шестерни 59,5 мм; модуль зуба 3,5 мм; число зубьев второго колеса 68</p>	3,15	1
	4	2
	5	3
	6,3	4
<p>5. Указать основные недостатки прямозубых конических зубчатых передач</p> 	Оси колес пересекаются	1
	Сложность изготовления, монтажа и обслуживания	2
	Невысокая точность передачи	3
	Непостоянство передаточного отношения	4

Тема: Зубчатые передачи.

Основы расчета на контактную прочность и изгиб

Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Какова основная причина выхода из строя зубчатых передач, работающих в масле?</p> 	Значительный износ рабочей поверхности зуба	1
	Излом зуба	2
	Выкрашивание рабочей поверхности зуба	3
	Заклинивание подшипников	4
<p>2. Определить нормальную силу в зацеплении зубьев колес F_n (см. рисунок к заданию 1), если вращающий момент на валу цилиндрической прямозубой передачи 120 Н·м; диаметр делительной окружности колеса 0,2 м</p>	1277 Н	1
	1754 Н	2
	3296 Н	3
	3509 Н	4
<p>3. Выбрать формулу для проекторочного расчета цилиндрической прямозубой передачи</p>	$\sigma_H = \frac{310}{a_w u} \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{H\alpha} (u+1)^3}{b^2}} \leq [\sigma_H]$	1
	$a_w = 49,5(u+1)^3 \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}$	2
	$m_n \geq \frac{5,8 T_2 (u+1)}{u a_w b_2 [\sigma_F]}$	3
	$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2)$	4
<p>4. Что учитывает коэффициент $K_{H\beta}$, входящий в формулы для расчета зубчатых колес?</p>	Толчки и удары при работе передачи	1
	Ошибки основного шага зубьев	2
	Концентрацию нагрузки в результате перекосов вала	3
	Изменение режима нагрузки при работе	4
<p>5. Для какого колеса следует провести проверку на изгиб, если коэффициенты формы зуба $Y_{F1} = 4,27$, $Y_{F2} = 3,6$; допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]_1 = 325$ МПа, $[\sigma_F]_2 = 260$ МПа</p>	Проверить колесо 1	1
	Проверить колесо 2	2
	Проверка не проводится	3
	Проверяют оба колеса	4

Примечание. $\sin 20^\circ = 0,342$; $\cos 20^\circ = 0,94$; $\tan 20^\circ = 0,364$.

Тема: Зубчатые передачи.

Основы расчета на контактную прочность и изгиб

Вариант 2

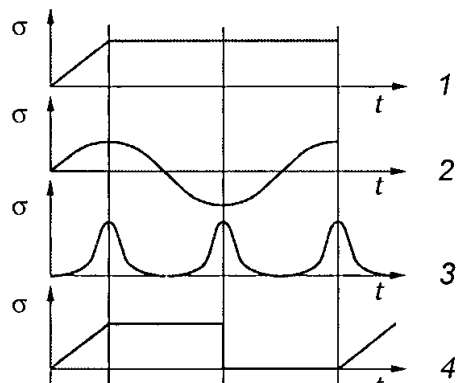
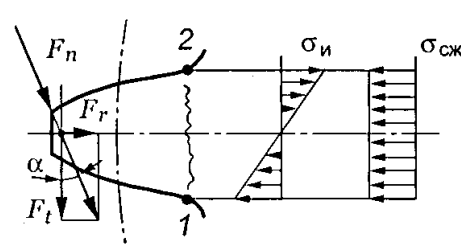
Вопросы	Ответы	Код
1. Какова основная причина выхода из строя открытых зубчатых передач?	Усталостные микротрещины	1
	Износ рабочей поверхности зуба	2
	Выкрашивание рабочей поверхности зуба	3
	Перекас валов	4
2. Определить радиальную нагрузку F_r в цилиндрической прямозубой шестерне, делительный диаметр которой 0,125 м, если мощность на ведущем валу передачи 4 кВт; угловая скорость 50 рад/с	466 Н	1
	1280 Н	2
	1758 Н	3
	3516 Н	4
3. Выбрать формулу для проверки цилиндрической зубчатой передачи на изгиб	$\frac{310}{a_w u} \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{H\alpha} (u+1)^3}{b^2}}$	1
	$Y_{F2} K_{F\beta} K_{F\alpha} \frac{F_t}{b_2 m} \leq [\sigma_F]_2$	2
	$\frac{\sigma_{H0}}{[s_H]} K_{HL}$	3
	$K_{FL} \left(\frac{\sigma_{F0}}{[s_F]} \right)_H$	4
4. Что учитывают коэффициенты $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$, входящие в формулы для расчета зубчатых передач?	Изменение режима нагрузки при работе	1
	Динамические нагрузки из-за неточности колес	2
	Концентрацию нагрузки из-за перекаса вала	3
	Перекрытие	4
5. По какой из механических характеристик определяют допускаемое контактное напряжение зубчатых колес?	σ_T	1
	σ_B	2
	$\delta, \%$	3
	HВ	4

Примечание. $\sin 20^\circ = 0,342$; $\cos 20^\circ = 0,94$; $\operatorname{tg} 20^\circ = 0,364$.

Тема: Зубчатые передачи.

Основы расчета на контактную прочность и изгиб

Вариант 3

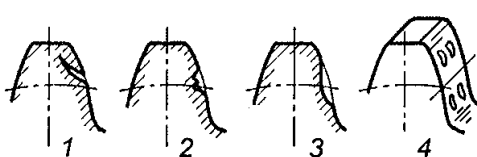
Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Из приведенных ниже графиков выбрать график изменения контактных напряжений в точке зацепления зубчатых колес</p> 	1	1
	2	2
	3	3
	4	4
<p>2. Как называется величина q в формуле для определения максимальных нормальных напряжений, возникающих в контакте двух цилиндрических поверхностей из металла: $\sigma_H = 0,418\sqrt{qE_{np}/\rho_{np}}$?</p>	Нормальная нагрузка по длине контактной линии	1
	Приведенная нагрузка	2
	Давление на зуб	3
	Окружная сила по длине контактной линии	4
<p>3. По какой формуле определяется напряжение при расчете зубчатых колес на изгиб?</p> 	$\sigma_F = \frac{F_t l}{W}$	1
	$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{b_2 m} K_{\beta} K_{F\beta}$	2
	$\sigma_F = \frac{F_r}{A}$	3
	$\sigma = \left(\frac{F_t}{W} + \frac{F_r}{A} \right)$	4
<p>4. Определить нормальную силу в зацеплении зубьев шестерни F_n, если диаметр делительной окружности 0,06 м; мощность на валу зубчатой передачи 7 кВт при скорости 65 рад/с</p>	1795 Н	1
	3589 Н	2
	3820 Н	3
	1250 Н	4
<p>5. От каких параметров зависит коэффициент формы зуба Y_F в формуле для расчета зубчатых колес на изгиб?</p>	От u	1
	От m	2
	От z	3
	От точности передачи	4

Примечание. $\sin 20^\circ = 0,342$; $\cos 20^\circ = 0,94$; $\operatorname{tg} 20^\circ = 0,364$.

Тема: Зубчатые передачи.

Основы расчета на контактную прочность и изгиб

Вариант 4

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Изображены основные виды разрушений зубчатых передач. Назвать вид разрушения 3</p> 	Излом зубьев	1
	Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев	2
	Изнашивание зубьев	3
	Заедание зубьев	4
<p>2. Подобрать материал для колеса из предложенных марок стали, если материал шестерни — сталь 45Х улучшаемая, твердость 230...280 НВ</p>	40ХН (улучшение), 230...300 НВ	1
	40ХН (закалка), 48...54 HRC	2
	45 (нормализация), 170...217 НВ	3
	Подходящей марки не указано	4
<p>3. От каких особенностей передачи зависит выбор коэффициента ψ_{ba} при проектировочном расчете цилиндрической передачи по формуле</p> $a_w = 49,5(u + 1) \sqrt{\frac{T_2 K_{\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}$	От расположения колеса на валу и твердости	1
	От назначения передачи и предела прочности	2
	От расположения передачи в пространстве	3
	От диаметра колеса	4
<p>4. От каких параметров и как зависит коэффициент формы зуба Y_F?</p>	Y_F — постоянный коэффициент	1
	Y_F увеличивается с ростом числа зубьев z	2
	Y_F уменьшается с ростом числа зубьев z	3
	Y_F уменьшается с ростом модуля m	4
<p>5. Определить радиальную силу, действующую на ведомое колесо, если мощность на ведущем валу прямозубой передачи 5 кВт при скорости 100 рад/с; диаметр делительной окружности ведущего колеса 0,08 м; передаточное отношение передачи 4; трением в зацеплении пренебречь</p>	227,5 Н	1
	455 Н	2
	670 Н	3
	1250 Н	4

Примечание. $\sin 20^\circ = 0,342$; $\cos 20^\circ = 0,94$; $\operatorname{tg} 20^\circ = 0,364$.

Тема: Зубчатые передачи.

Основы расчета на контактную прочность и изгиб

Вариант 5

Вопросы	Ответы	Код
1. С какими напряжениями при работе передачи связана поломка зуба?	С напряжениями сжатия	1
	С напряжениями сдвига	2
	С контактными напряжениями	3
	С напряжениями изгиба	4
2. Из приведенных ниже графиков выбрать график напряжения изгиба в зубе при работе передачи	1	1
	2	2
	3	3
	4	4
3. Рассчитать усилия в зацеплении колес, если вращающий момент на ведущем валу цилиндрической прямозубой передачи 86 Н·м; диаметр делительной окружности 0,05 м	3440 Н; 1252 Н	1
	1720 Н; 626 Н	2
	3440 Н; 606 Н	3
	3660 Н; 1332 Н	4
4. Выбрать формулу для проверочного расчета цилиндрической зубчатой передачи по контактным напряжениям	$K_a(u+1)^3 \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}$	1
	$\frac{310}{a_w u} \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{H\alpha} (u+1)^3}{b_2}} \leq [\sigma_H]$	2
	$Y_{F2} \frac{F_t}{b_2 m} K_{H\beta} K_{F\alpha} \leq [\sigma_F]$	3
	$0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2)$	4
5. Как влияет повышение твердости поверхности на контактную прочность зубчатых колес?	Не влияет	1
	Повышается $[\sigma_H]$	2
	Понижается $[\sigma_H]$	3
	Увеличивается a_w	4

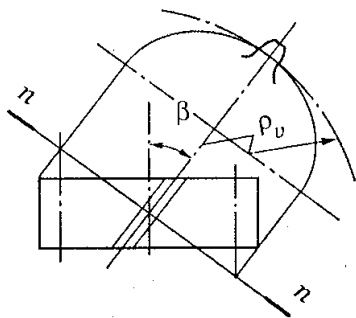
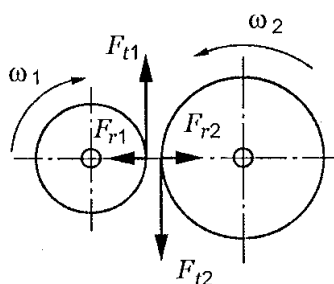
Примечание. $\sin 20^\circ = 0,342$; $\cos 20^\circ = 0,94$; $\operatorname{tg} 20^\circ = 0,364$.

Тема: Зубчатые передачи.

Косозубые и шевронные цилиндрические передачи

Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
1. Какие параметры косозубой цилиндрической передачи стандартизованы?	$m_b; a_w; z_1$	1
	$m_n; a_w; u$	2
	$m_b; z_1; u$	3
	$m_n; a_w; z_1$	4
2. Определить окружную силу в цилиндрической косозубой передаче, если нормальный модуль зуба 2,5 мм; число зубьев шестерни 20; угол наклона зубьев 11°; вращающий момент на валу шестерни 44,1 Н·м	17,64 кН	1
	176 Н	2
	900 Н	3
	1733 Н	4
3. Указать основное преимущество косозубых передач по сравнению с прямозубыми	Меньшее усилие на опорах	1
	Отсутствие периода однопарного зацепления	2
	Низкая стоимость и доступность материалов	3
	Простота зубонарезания	4
4. Выбрать формулу для расчета числа зубьев эквивалентного прямозубого колеса, используемого при расчетах цилиндрических косозубых колес	$b/\cos \beta$	1
	$d/2\cos^2\beta$	2
	z_Σ	3
	$z/\cos^3\beta$	4
5. От чего зависит величина коэффициента Y_F в формуле для проверки цилиндрической косозубой передачи на изгиб $\sigma_F = \frac{Y_F Y_\beta K_F F_t}{b_2 m_n} \leq [\sigma_F]$?	От z и v	1
	От z и m	2
	От b и z	3
	От z и β	4



Примечание. $\sin 11^\circ = 0,191$; $\cos 11^\circ = 0,982$; $\operatorname{tg} 11^\circ = 0,194$.

Тема: Зубчатые передачи.

Косозубые и шевронные цилиндрические передачи

Вариант 2

Вопросы	Ответы	Код
1. Определить диаметр делительной окружности косозубого цилиндрического колеса, если $m_n = 4$; $z = 21$; $\beta = 11^\circ$	16,03 мм	1
	82,32 мм	2
	85,6 мм	3
	440,2 мм	4
2. Определить радиальную силу в зацеплении цилиндрической косозубой передачи, если вращающий момент на валу шестерни 20 Н·м; диаметр делительной окружности 65 мм; угол наклона зуба 10°	110,1 Н	1
	227,5 Н	2
	615,44 Н	3
	1665 Н	4
3. Какова основная причина ограничения величины угла наклона зуба в цилиндрической косозубой передаче?	Увеличение коэффициента перекрытия	1
	Увеличение концентрации напряжений в зацеплении	2
	Увеличение осевой нагрузки на подшипники	3
	Увеличение габаритных размеров	4
4. Выбрать формулу для расчета диаметра делительной окружности эквивалентного прямозубого колеса, используемого при расчетах цилиндрических косозубых колес	$b/\cos\beta$	1
	$m_n z / \cos^3\beta$	2
	$d/(2\cos^2\beta)$	3
	$m_t z$	4
5. Выбрать формулу для проекторочного расчета косозубых цилиндрических колес	$\sigma_F = \frac{Y_F Y_\beta K_F F_t}{b m_n}$	1
	$\sigma_H = \frac{266}{a_w u} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b_2}}$	2
	$a_w = 43(u+1)^3 \sqrt{\frac{T_2 K_H Y_\beta}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}$	3
	$m \geq \sqrt{\frac{2TK_F Y_F}{0,85[\sigma]_F \psi_{bm}}}$	4

Примечание. $\sin 10^\circ = 0,174$; $\cos 10^\circ = 0,985$; $\operatorname{tg} 10^\circ = 0,176$; $\sin 11^\circ = 0,191$; $\cos 11^\circ = 0,982$; $\operatorname{tg} 11^\circ = 0,194$.

Тема: Зубчатые передачи.

Косозубые и шевронные цилиндрические передачи

Вариант 3

Вопросы	Ответы	Код
1. Определить межосевое расстояние цилиндрической косозубой передачи, если нормальный модуль зубьев 1,75 мм; число зубьев шестерни 22; передаточное отношение 3,15; угол наклона зуба 12°	45 мм	1
	63 мм	2
	81 мм	3
	163 мм	4
2. Определить осевую силу в зацеплении косозубой цилиндрической передачи, если торцовый модуль $m_t = 5,11$ мм; число зубьев шестерни 21; угол наклона зуба 12° ; вращающий момент на валу шестерни 34,5 Н·м	136,7 Н	1
	643 Н	2
	1024 Н	3
	3024,5 Н	4
	Увеличение габаритных размеров	1
	Увеличение осевой нагрузки на опоры	2
	Усиленный износ рабочей поверхности зуба	3
	Увеличение коэффициента перекрытия	4
4. Выбрать формулу для расчета ширины эквивалентного прямозубого колеса, используемого при расчетах цилиндрических косозубых колес	$m_t z / (2 \cos^2 \beta)$	1
	$m_n z$	2
	$z / \cos^2 \beta$	3
	$b / \cos \beta$	4
5. Что учитывается коэффициентом $K_{H\beta}$ в формуле для проекторочного расчета косозубой цилиндрической передачи $a_w = 43(u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}$?	Повышение прочности по контактным напряжениям	1
	Увеличение коэффициента перекрытия	2
	Неравномерность распределения нагрузки по длине зуба	3
	Динамические (ударные) нагрузки в зацеплении	4

Примечание. $\sin 12^\circ = 0,208$; $\cos 12^\circ = 0,978$; $\tan 12^\circ = 0,213$.

Тема: Зубчатые передачи.

Косозубые и шевронные цилиндрические передачи

Вариант 4

Вопросы	Ответы	Код
1. Определить диаметр окружности выступов цилиндрического косозубого колеса, если число зубьев шестерни 19; передаточное отношение передачи 2,53; модуль зубьев $m_n = 2$ мм; угол зуба 11°	97,8 мм	1
	38,7 мм	2
	42,7 мм	3
	101,8 мм	4
2. Выбрать формулу для расчета радиальной силы в зацеплении зубьев цилиндрического косозубого колеса	$F_v \cos \beta$	1
	$F_t \tan \alpha / \cos \beta$	2
	$F_t \tan \beta$	3
	$F_t \tan \alpha$	4
3. Указать основное достоинство шевронной передачи	Увеличение суммарной длины контактной линии	1
	Увеличение коэффициента перекрытия	2
	Необходимость более высокой точности изготовления	3
	Отсутствие осевого нагружения опор	4
4. Для чего при расчетах косозубого цилиндрического колеса используют понятие «эквивалентное прямозубое колесо»? Выбрать наиболее точный ответ	Для достижения равной прочности по контактным напряжениям и напряжениям изгиба	1
	Для вывода формул расчета на прочность косозубых колес из известных формул для прямозубых	2
	Для расчета по готовым формулам	3
	Для определения формы косоугольного зуба	4
5. По которому из колес пары следует проводить расчет на изгиб, если допускаемые напряжения изгиба для пары колес косозубой цилиндрической передачи $[\sigma_F]_1 = 1000$ МПа, $[\sigma_F]_2 = 685$ МПа; число зубьев шестерни 22; передаточное отношение передачи 5; угол наклона зуба 11°	По колесу 1	1
	По колесу 2	2
	По любому из колес	3
	Расчет на изгиб не требуется	4

Примечание. $\sin 11^\circ = 0,191$; $\cos 11^\circ = 0,982$; $\tan 11^\circ = 0,194$.

z	20	22	30	50	80	100	200
Y_F	4,08	3,98	3,80	3,66	3,60	3,58	~3,58

Тема: Зубчатые передачи.

Косозубые и шевронные цилиндрические передачи

Вариант 5

Вопросы	Ответы	Код
1. Определить диаметр окружности впадин косозубого цилиндрического колеса, если число зубьев колеса 18; торцовый модуль 3,55; угол наклона зуба 10°	55,2 мм	1
	63 мм	2
	71 мм	3
	77,5 мм	4
2. Выбрать формулу для расчета осевой силы в зацеплении цилиндрической косозубой передачи	T_2/d_2	1
	$F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$	2
	$F_t \operatorname{tg} \beta$	3
	$F_t \operatorname{tg} \alpha$	4
3. Какова основная причина, ограничивающая применение шевронных передач?	Увеличение угла наклона зубьев	1
	Низкая нагрузочная способность	2
	Большая ширина колеса	3
	Трудоемкость и высокая себестоимость изготовления	4
4. Определить коэффициент формы зуба для расчета косозубой цилиндрической передачи на изгиб, если диаметр делительной окружности колеса 54,6 мм; число зубьев 21; угол наклона зубьев 10°	3,66	1
	3,80	2
	3,98	3
	4,09	4
5. Выбрать формулу для проверки цилиндрической косозубой передачи по контактным напряжениям. Как обозначен в этой формуле коэффициент, учитывающий удары, связанные со степенью точности зубьев?	$K_{H\beta}$	1
	$K_{H\alpha}$	2
	$K_{F\beta}$	3
	K_{HL}	4

Примечание. $\sin 10^\circ = 0,1736$; $\cos 10^\circ = 0,9848$; $\operatorname{tg} 10^\circ = 0,1763$.

z	20	22	30	50	80	100
Y_F	4,08	3,98	3,80	3,66	3,60	3,58

Тема: Червячная передача

Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
1. Каким следует назначить число заходов червяка и число зубьев колеса, чтобы получить передаточное отношение червячной передачи 18?	1; 18	1
	3; 78	2
	2; 64	3
	2; 36	4
2. Рассчитать диаметр вершин витков червяка, если $m = 3,15$ мм; $q = 12,5$; $z_1 = 2$	45,67 мм	1
	39,38 мм	2
	31,71 мм	3
	29,74 мм	4
3. Определить скорость скольжения в червячном зацеплении, если угол подъема витка червяка 14° ; модуль передачи 4 мм; коэффициент диаметра червяка 16; угловая скорость червяка 150 рад/с	1,19 м/с	1
	3,86 м/с	2
	4,8 м/с	3
	4,95 м/с	4
4. Определить величину осевого усилия на червяке, если момент на ведущем валу червячной передачи 52 Н·м; передаточное отношение 25; КПД передачи 0,75; модуль передачи 2,5 мм; число зубьев колеса 50	0,99 кН	1
	15,6 кН	2
	37,14 кН	3
	78,12 кН	4
5. Выбрать формулу для проверочного расчета червячной передачи по контактным напряжениям	$\frac{266}{a_w u} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b_2}}$	1
	$\frac{310}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b_2 u^2}} \leq [\sigma_H]$	2
	$\frac{170q}{z_2} \sqrt{KT_2 \left(\frac{1+z_2/q}{a_w} \right)^3} \leq [\sigma_H]$	3
	$\left(\frac{F_t k}{W} - \frac{F_r}{A} \right) \leq [\sigma]$	4

Примечание. $\sin 14^\circ = 0.242$; $\cos 14^\circ = 0.970$; $\tan 14^\circ = 0.249$.

Тема: Червячная передача

Вариант 2

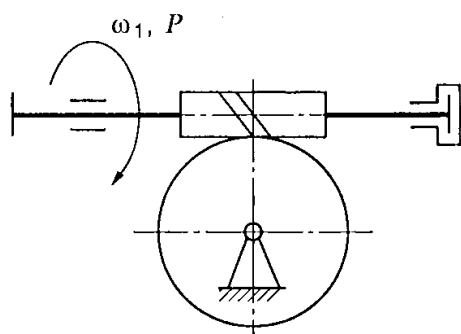
Вопросы	Ответы	Код
1. Каким следует назначить число заходов червяка и число зубьев колеса, чтобы получить передаточное отношение передачи 26?	1; 30	1
	2; 52	2
	3; 78	3
	4; 114	4
2. Определить межосевое расстояние, если $z_1 = 2$; $z_2 = 32$; коэффициент диаметра червяка 16; модуль передачи 4 мм. Полученную величину сопоставить со стандартным значением (табл. П3 Приложения)	100 мм	1
	125 мм	2
	140 мм	3
	160 мм	4
3. Указать основные недостатки червячных передач	Износ и нагрев деталей передачи	1
	Самоторможение	2
	Ограничение по мощности	3
	Значительные размеры передачи	4
4. Определить величину осевого усилия на колесе червячной передачи, если мощность на ведущем валу 4,5 кВт; угловая скорость вала 100 рад/с; модуль передачи 2,5 мм; коэффициент диаметра червяка 10	3,6 Н	1
	1,8 кН	2
	3,6 кН	3
	18,57 кН	4
5. Что учитывается при расчете червячной передачи по контактным напряжениям коэффициентом K в формуле $\sigma_H = \frac{170q}{z_2} \sqrt{KT_2 \left(\frac{1 + z_2/q}{a_w} \right)^3} \leq [\sigma_H]$?	Скольжение в передаче	1
	Повышение температуры	2
	Толчки и вибрация при работе	3
	Пониженная прочность по сравнению с цилиндрической передачей	4

Примечание. $\sin 20^\circ = 0,342$; $\cos 20^\circ = 0,939$; $\tan 20^\circ = 0,364$.

Тема: Червячная передача

Вариант 3

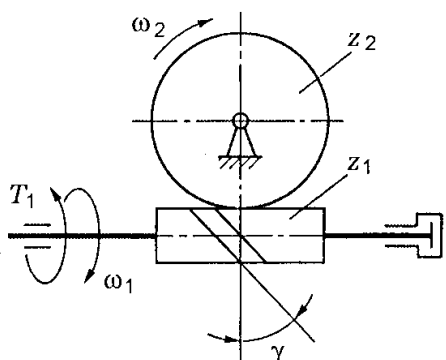
Вопросы	Ответы	Код
1. Определить передаточное отношение червячной передачи, если число заходов червяка 2; модуль передачи 2 мм; коэффициент диаметра червяка 8; диаметр делительной окружности червячного колеса 96 мм	6	1
	24	2
	48	3
	12	4
2. Выбрать формулу для расчета делительной окружности червяка	mz	1
	$m(q+2)$	2
	mq	3
	$0,5m(q+z_2)$	4
3. Выбрать ориентировочное значение КПД червячной передачи, если число заходов червяка 2	0,82...0,87	1
	0,75...0,82	2
	0,87...0,92	3
	0,70...0,75	4
4. Определить величину радиального усилия на червяке, если мощность на ведущем валу передачи 6 кВт; КПД передачи 0,75; угловая скорость колеса 2 рад/с; диаметр делительной окружности колеса 420 мм; угол зацепления 20°	14,28 кН	1
	5,20 кН	2
	10,71 кН	3
	3,9 кН	4
5. Как определить коэффициент Y_{F2} при расчете червячной передачи на изгиб по формуле $\sigma_F = 0,7Y_{F2} \frac{F_{t2}K}{b_2m} \leq [\sigma_F]$?	По характеру нагрузки	1
	По величине $z_2/\cos^3\gamma$	2
	По скорости скольжения в передаче v_s	3
	По углу наклона винтовой линии γ	4



Примечание. $\sin 20^\circ = 0,342$; $\cos 20^\circ = 0,939$; $\operatorname{tg} 20^\circ = 0,364$.

Тема: Червячная передача

Вариант 4

Вопросы	Ответы	Код
1. Определить число заходов червяка, если известно, что скорость вала червяка приблизительно 150 рад/с; скорость колеса 3,85 рад/с; число зубьев колеса 78	1	1
	2	2
	3	3
	5	4
2. Определить коэффициент диаметра червяка, если число заходов червяка 4; угол подъема винтовой линии червяка 14°	8	1
	10	2
	12,5	3
	16	4
3. Выбрать формулу для расчета КПД червячной передачи	$\operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg} (\gamma + \varphi')$	1
	$\frac{\pi n_1 d_1}{60 \cos \gamma}$	2
	$d_2 \cos \alpha \cos \gamma$	3
	$m q$	4
4. Определить величину радиального усилия на колесе червячной передачи, если момент на ведущем валу передачи 62,5 Н·м; передаточное отношение передачи 31; КПД передачи 0,8; модуль зуба колеса 4 мм; число зубьев 62; угол зацепления 20°	4,55 кН	1
	6,25 кН	2
	12,5 кН	3
	15,5 кН	4
5. Какой фактор среди перечисленных повышает трение в червячной передаче?		1
		2
		3
		4

Примечание: $\sin 20^\circ = 0,342$; $\cos 20^\circ = 0,939$; $\operatorname{tg} 20^\circ = 0,364$.

Тема: Червячная передача

Вариант 5

Вопросы	Ответы	Код
1. Назначить число заходов червяка и число зубьев колес, если угловая скорость на входе и выходе червячной передачи 74 и 1,54 рад/с соответственно	1; 48	1
	2; 98	2
	3; 129	3
	4; 172	4
2. Выбрать формулу для расчета межосевого расстояния червячной передачи	$0,5mz_{\Sigma}$	1
	$mz_1/[2(u+1)]$	2
	$0,5m(q+z_2)$	3
	$m/[2(z_1+z_2)]$	4
3. Определить угол подъема винтовой линии (см. рисунок к заданию 2), если число заходов червяка 2; коэффициент диаметра 16	$7^{\circ}10'$	1
	14°	2
	$82^{\circ}55'$	3
	Верный ответ не приведен	4
4. Определить окружное усилие на колесе червячной передачи, если мощность на входном валу передачи 2,4 кВт; скорость входного вала 100 рад/с; КПД передачи 0,75; передаточное отношение 48; модуль зубьев 5 мм; число заходов червяка $z_1 = 1$	864 Н	1
	7,2 кН	2
	14,4 кН	3
	3,6 кН	4
5. Выбрать формулу для проектировочного расчета червячной передачи	$a_w = 43(u+1)^3 \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}$	1
	$\sigma_H = \frac{170q}{z_2} \sqrt{KT_2 \left(\frac{1+z_2/q}{a_w} \right)}$	2
	$a_w \geq \left(1 + \frac{z_2}{q} \right)^3 \sqrt[3]{K_H T_2 \left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_H]} \right)^2}$	3
	$\sigma_F = 0,7Y_{F_2} \frac{F_{t2} K}{b_2 m} \leq [\sigma_F]$	4

Примечание. $\sin 20^{\circ} = 0,342$; $\cos 20^{\circ} = 0,939$; $\operatorname{tg} 20^{\circ} = 0,364$.

Тема: Ременные передачи

Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Назвать передачу, изображенную на рисунке <i>в</i></p> 	Клиноременная	1
	Открытая	2
	Полуперекрестная	3
	Перекрестная	4
<p>2. Определить коэффициент скольжения в ременной передаче, если диаметр ведущего шкива $d_1 = 60$ мм; диаметр ведомого шкива $d_2 = 150$ мм; частота вращения ведущего вала $n_1 = 1000$ мин⁻¹, ведомого вала $n_2 = 390$ мин⁻¹</p> 	0,04	1
	0,025	2
	0,25	3
	0,015	4
<p>3. Указать основные преимущества плоскоременных передач по сравнению с клиноременными</p>	Простота	1
	Плавность хода	2
	Большие нагрузки на опоры	3
	Использование в передачах с непараллельными валами	4
<p>4. Выбрать формулу для расчета напряжения в ремне правее точки <i>C</i></p> 	$\sigma = \sigma_2 + \sigma_v + \sigma_{n1}$	1
	$\sigma = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{n1}$	2
	$\sigma = \sigma_2 + \sigma_v + \sigma_{n2}$	3
	$\sigma = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{n2}$	4
<p>5. Определить натяжение ведущей ветви ременной передачи F_1, если напряжение от предварительного натяжения 1,8 МПа; передаваемая мощность 9,9 кВт; угловая скорость 90 рад/с; диаметр ведущего шкива 200 мм; площадь сечения ремня 375 мм²; натяжение от центробежной силы не учитывать</p>	0,675 кН	1
	1,225 кН	2
	1,10 кН	3
	1,775 кН	4

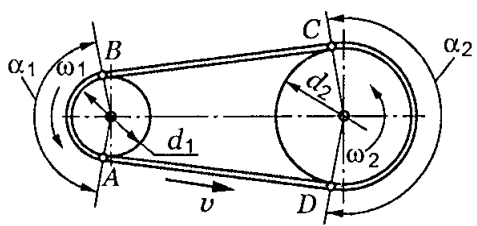
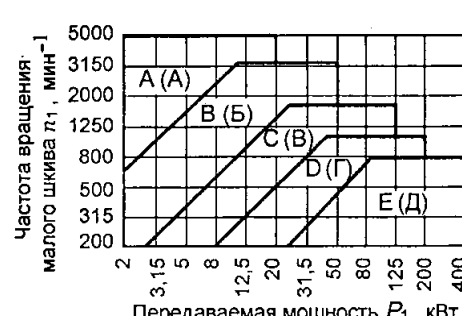
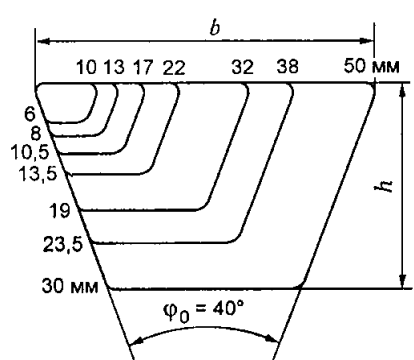
Тема: Ременные передачи

Вариант 2

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Каково основное назначение перекрестных ременных передач?</p> 	<p>Увеличение долговечности</p>	1
	Увеличение межосевого расстояния	2
	Вращение валов навстречу друг другу	3
	Увеличение угла обхвата	4
<p>2. Определить диаметр меньшего шкива, если диаметр большего шкива $d_2 = 210$ мм; частота вращения ведущего вала $n_1 = 945$ мин⁻¹; частота вращения ведомого вала $n_2 = 540$ мин⁻¹; скольжение в передаче не учитывать</p>	100 мм	1
	112 мм	2
	120 мм	3
	140 мм	4
<p>3. Указать основное преимущество изображенных передач по сравнению с плоскоремennыми передачами</p> 	Менее жесткие требования к установке	1
	Большая долговечность	2
	Большая жесткость ремня	3
	Большая несущая способность при одинаковом предварительном натяжении	4
<p>4. Указать наиболее нагруженную точку ремня изображенной передачи, если изменить направление вращения шкивов на обратное</p> 	A	1
	B	2
	C	3
	D	4
<p>5. Рассчитать приведенное полезное напряжение по определенному по графику оптимальному значению коэффициента тяги и напряжению от предварительного натяжения ремня 1,55 МПа</p> 	1,71 МПа	1
	1,305 МПа	2
	0,675 МПа	3
	1,395 МПа	4

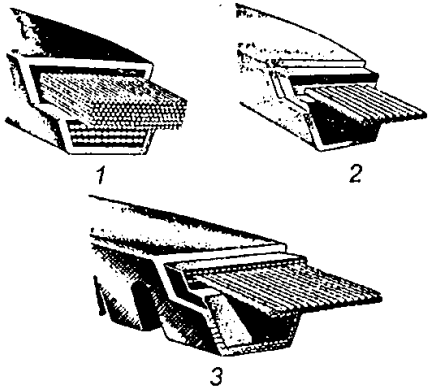
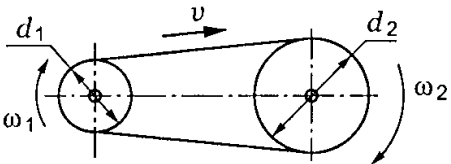
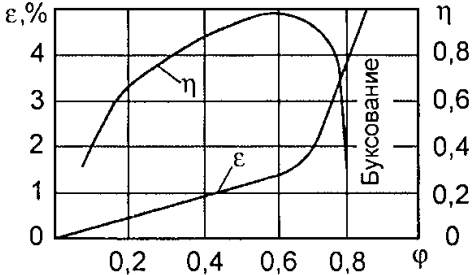
Тема: Ременные передачи

Вариант 3

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Что понимают под упругим скольжением ремня в ременной передаче?</p> 	Растяжение при передаче заданной нагрузки	1
	Скользящие ремня на шкиве при перегрузке	2
	Проскальзывание на шкиве из-за уменьшения трения	3
	Циклическое изменение скорости ремня на шкивах из-за изменения натяжения	4
<p>2. Определить угловую скорость ведомого шкива ременной передачи (см. рисунок к заданию 1), если диаметры шкивов $d_1 = 80$ мм и $d_2 = 250$ мм; линейная скорость ремня 6 м/с; коэффициент скольжения в передаче 0,03</p>	150 рад/с	1
	76,5 рад/с	2
	3,125 рад/с	3
	46,56 рад/с	4
<p>3. Мощность на ведущем валу ременной передачи 20 кВт; частота вращения 800 мин^{-1}. Выбрать клиновым ремень</p>  	$b = 13; h = 8$	1
	$b = 17; h = 10,5$	2
	$b = 22; h = 12,5$	3
	$b = 32; h = 19$	4
<p>4. Выбрать формулу для расчета напряжения в точке A ремня (справа; см. рисунок к заданию 1), если σ_v — напряжение от центробежных сил; $\sigma_{и1}$, $\sigma_{и2}$ — напряжения изгиба ремня на шкивах; σ_1 — напряжение в ведущей ветви при рабочей нагрузке; σ_2 — напряжение в ведомой ветви при работе</p>	$\sigma = \sigma_2 + \sigma_v + \sigma_{и2}$	1
	$\sigma = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{и2}$	2
	$\sigma = \sigma_2 + \sigma_v + \sigma_{и1}$	3
	$\sigma = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{и1}$	4
<p>5. Что учитывают коэффициентом C_α при расчете ременной передачи по формуле $[k] = K_0 C_\theta C_\alpha C_v / C_p$?</p>	Угол обхвата шкива ремнем	1
	Центробежную силу	2
	Динамичность нагрузки	3
	Расположение передачи в пространстве	4

Тема: Ременные передачи

Вариант 4

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Представлены некоторые конструкции клиновых ремней. В чем основное назначение прорезей на внутренней поверхности ремня 3?</p> 	Уменьшение массы ремня	1
	Повышение тяговой способности	2
	Увеличение трения между ремнем и шкивом	3
	Уменьшение напряжений изгиба в ремне	4
<p>2. Определить фактическое передаточное отношение ременной передачи, если диаметр ведущего шкива $d_1 = 315$ мм; диаметр ведомого шкива $d_2 = 785$ мм; коэффициент скольжения в передаче 0,02</p> 	0,4	1
	2,49	2
	2,09	3
	2,54	4
<p>3. Определить окружное усилие на ведомом шкиве ременной передачи, если мощность на ведущем валу 2,8 кВт; угловая скорость ведомого шкива 70 рад/с; КПД передачи 0,95; диаметр ведомого шкива 200 мм</p>	190 Н	1
	270 Н	2
	380 Н	3
	400 Н	4
<p>4. Определить приведенное полезное напряжение для ремня, используя кривую скольжения, КПД и оптимальный коэффициент тяги, если напряжение от предварительного натяжения ремня 2,7 МПа</p> 	3,24 МПа	1
	2,26 МПа	2
	1,788 МПа	3
	5,52 МПа	4
<p>5. Что учитывают коэффициентом C_0 при расчете ременных передач по формуле $[k] = K_0 C_0 C_a C_v / C_p$?</p>	Угол обхвата шкива ремнем	1
	Действие центробежной силы	2
	Динамичность нагрузки	3
	Расположение передачи в пространстве	4

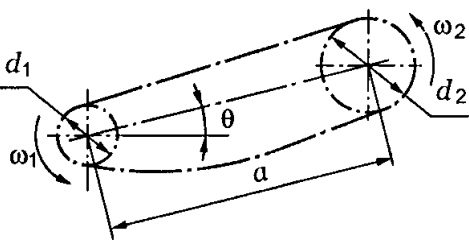
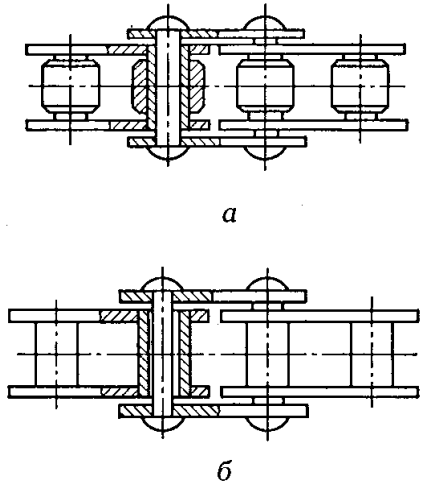
Тема: Ременные передачи

Вариант 5

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Указать основные преимущества ремня 3 по сравнению с ремнем 2</p>	Меньшая масса	1
	Равномерная вытяжка по сравнению с многорядными передачами	2
	Большой коэффициент трения	3
	Меньший диаметр шкива	4
<p>2. Определить действительную частоту вращения выходного вала, если частота вращения ведущего шкива 960 мин^{-1}; диаметры шкивов передачи $d_1 = 120 \text{ мм}$ и $d_2 = 360 \text{ мм}$; коэффициент скольжения $0,03$</p>	33 мин^{-1}	1
	120 мин^{-1}	2
	240 мин^{-1}	3
	$310,4 \text{ мин}^{-1}$	4
<p>3. Определить натяжение ведомой ветви ремня в рабочем режиме ременной передачи, если напряжение от предварительного натяжения плоского ремня $1,5 \text{ МПа}$; размеры сечения: $b = 70 \text{ мм}$, $\delta = 7 \text{ мм}$; мощность на ведущем валу $4,5 \text{ кВт}$; угловая скорость 75 рад/с; диаметр ведущего шкива 280 мм; натяжения от центробежных сил не учитывать</p>	306 Н	1
	520 Н	2
	735 Н	3
	$428,5 \text{ Н}$	4
<p>4. Проанализировав кривую скольжения и КПД ремня, определить, что происходит с передачей при работе в зоне $\phi > 0,6$</p>	Ведомый шкив останавливается	1
	Окружная сила равна силе трения	2
	Ведущий шкив останавливается	3
	Появляется частичное буксование, трение увеличивается	4
<p>5 В чем заключается усталостное разрушение ремня? Выберите наиболее точный ответ</p>	Истирается рабочая поверхность	1
	Появляются трещины на поверхности ремня	2
	Перетираются ткани, расслаивается ремень	3
	Обугливается резина	4

Тема: Цепные передачи

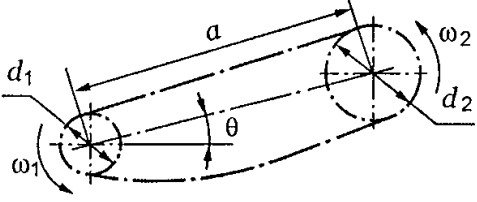
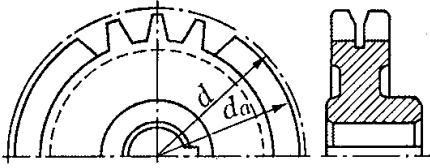
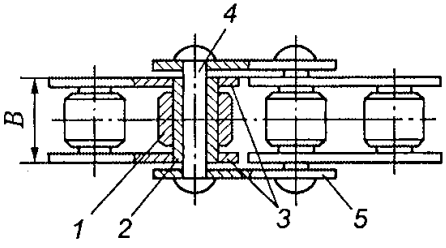
Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Каково основное преимущество цепных передач по сравнению с зубчатыми?</p> 	Простота изготовления	1
	Пониженная виброактивность и шум	2
	Практически неограниченное межосевое расстояние	3
	Меньшая требовательность к точности установки	4
<p>2. Определить среднее передаточное число передачи, если число зубьев меньшей звездочки 21; число зубьев большей звездочки 83; диаметр меньшей звездочки 81,4 мм, большей 362,8 мм</p>	4,45	1
	3,95	2
	3,5	3
	2,95	4
<p>3. Определить диаметр делительной окружности звездочки цепи ПР-31,75-89, если число зубьев 25</p>	25,4 мм	1
	63,5 мм	2
	125,4 мм	3
	254,4 мм	4
<p>4. В чем основное преимущество цепи <i>a</i> по сравнению с цепью <i>б</i>?</p> 	В увеличении износа шарниров	1
	В уменьшении подвижности шарниров	2
	В уменьшении массы	3
	Практически цепи аналогичны	4
<p>5. Что учитывает и как рассчитывается F' в формуле для определения натяжения ведущей ветви работающей цепи $F_1 = F_t + F_0 + F'$?</p>	Полезную нагрузку, $2T_1/d_1$	1
	Предварительное натяжение, $k_f q a g$	2
	Натяжение от центробежных сил, qv^2	3
	Натяжение ведомой ветви, F_2	4

Примечание. При расчетах использовать табл. П13 Приложения.

Тема: Цепные передачи

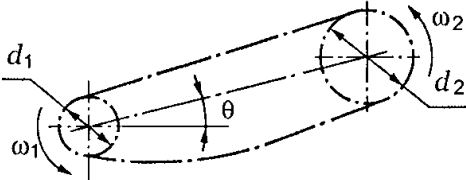
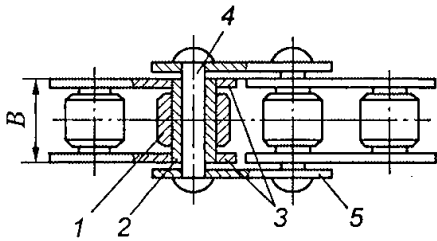
Вариант 2

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Каково основное преимущество цепных передач по сравнению с ременными?</p> 	Меньшая нагрузка на валы	1
	Возможность передавать большую мощность	2
	Смазывание значительно улучшает работу	3
	Значительные толчки и удары	4
<p>2. Определить диаметр делительной окружности звездочки цепной передачи, если число зубьев звездочки 83; подобрана цепь ПР-25,4-60</p>	68,7 мм	1
	136,4 мм	2
	435 мм	3
	672 мм	4
<p>3. Для какой цепи подходит изображенная звездочка?</p> 	Для втулочной	1
	Для роликовой	2
	Для зубчатой	3
	Для роликовой с изогнутыми пластинами	4
<p>4. Определить окружное усилие, передаваемое цепью, если мощность на ведущем валу цепной передачи 8,5 кВт; диаметр ведущей звездочки 100 мм; угловая скорость ведомого вала 18 рад/с; передаточное число передачи 4</p>	800 Н	1
	1180 Н	2
	2360 Н	3
	4722 Н	4
<p>5. Как рассчитывается величина A в формуле для расчета передачи с роликовой (втулочной) цепью (d_0 — диаметр валика; B_0 — длина втулки; D — диаметр ролика) $p_u = \frac{F_t}{A} \leq [p_u]$?</p> 	$\pi d_0^2/4$	1
	$d_0 B_0$	2
	$D B_0$	3
	$\pi D^2/4$	4

Примечание. При расчетах использовать табл. П13 Приложения.

Тема: Цепные передачи

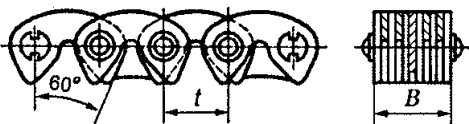
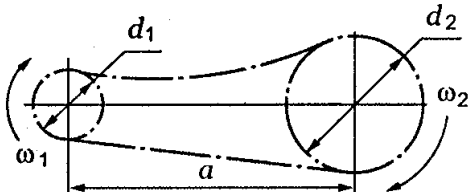
Вариант 3

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Каковы основные недостатки цепных передач по сравнению с зубчатыми?</p> 	Чувствительность к точности установки	1
	Простота изменения передаточного числа	2
	Непостоянство передаточного отношения	3
	Повышенная вибрация и шум	4
<p>2. Определить среднее передаточное число передачи, если число зубьев звездочек $z_1 = 24$, $z_2 = 60$; диаметры звездочек $d_1 = 255$; $d_2 = 635$ мм</p>	2,5	1
	3,5	2
	2,6	3
	10,6	4
<p>3. Определить диаметр делительной окружности звездочки цепной передачи, если выбрана цепь 2ПР-12,7-31,8; число зубьев 21</p>	382,8 мм	1
	86 мм	2
	109 мм	3
	238 мм	4
<p>4. Указать основное назначение ролика 1 в изображенной цепи (2 — втулка; 3 — внутренние пластины; 4 — валик; 5 — наружные пластины)</p> 	Уменьшение износа втулки 2	1
	Уменьшение износа ролика 1	2
	Уменьшение износа валика 4	3
	Уменьшение шага цепи	4
<p>5. Как называется коэффициент K в формуле для проекторочного расчета шага цепной передачи</p> $t \geq 2,8 \sqrt{\frac{KT}{z_1[p_u]m}}?$	Температурный коэффициент	1
	Коэффициент скорости	2
	Коэффициент эксплуатации	3
	Коэффициент запаса прочности	4

Примечание. При расчетах использовать табл. П13 Приложения.

Тема: Цепные передачи

Вариант 4

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Каков основной недостаток цепной передачи с зубчатой цепью?</p> 	Низкая нагрузочная способность	1
	Неравномерность хода	2
	Повышенные требования к установке	3
	Высокая масса и стоимость	4
<p>2. Определить передаточное число передачи, если числа зубьев звездочек $z_1 = 23$, $z_2 = 70$; диаметры делительных окружностей звездочек $d_1 = 145$ мм, $d_2 = 406$ мм</p> 	2,79	1
	3,04	2
	0,33	3
	6,3	4
<p>3. Определить диаметр делительной окружности звездочки цепной передачи, если число зубьев 26; подобрана цепь ПР-19,05-31,8</p>	44 мм	1
	86 мм	2
	158 мм	3
	206 мм	4
<p>4. Каковы основные причины выхода из строя цепных передач?</p>	Увеличение шага цепи	1
	Коррозия металла	2
	Провисание цепи	3
	Износ и разрушение деталей	4
<p>5. Что учитывает параметр m в формуле для проекторочного расчета шага цепной передачи</p> $t \geq 2,8 \sqrt{\frac{KT}{z_1 [p_u] m}} ?$	Число рабочих смен	1
	Характер нагрузки	2
	Число рядов цепи	3
	Тип цепи	4

Примечание. При расчетах использовать табл. П13 Приложения.

Тема: Цепные передачи

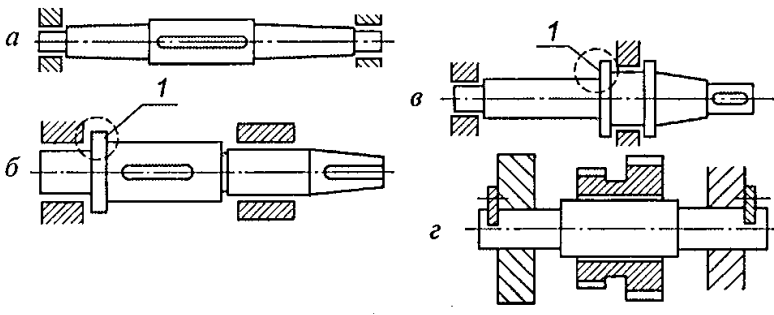
Вариант 5

Вопросы	Ответы	Код
1. Каков основной недостаток цепных передач по сравнению с ременными?	Малая долговечность шарниров	1
	Ограниченная несущая способность	2
	Виброактивность и удары	3
	Непостоянная скорость цепи	4
2. Какое влияние на работу цепной передачи оказывает выбор увеличенного шага цепи?	Снижает нагрузочную способность	1
	Повышает нагрузочную способность	2
	Снижает уровень шума	3
	Уменьшает вытяжку цепи	4
3. Определить диаметр делительной окружности звездочки для цепной передачи, если число зубьев звездочки 45; передаточное отношение 1,55; подобрана цепь 2ПР-50,8-453	475 мм	1
	264 мм	2
	728 мм	3
	600,5 мм	4
4. Для какой цепи подойдет изображенная звездочка?	Для роликовой однорядной	1
	Для роликовой двухрядной	2
	Для зубчатой однорядной	3
	Для фасонно-звенной	4
5. Определить силу, действующую на ведущую ветвь цепи (см. рисунок к заданию 2), если мощность на ведущем валу передачи 4,5 кВт; частота вращения ведущего вала 750 мин ⁻¹ ; натяжение от провисания ведомой ветви 68 Н; натяжение от центробежных сил 58 Н; диаметр ведущей звездочки 250 мм	458,4 Н	1
	126 Н	2
	584,4 Н	3
	710,4 Н	4

Примечание. При расчетах использовать табл. П13 Приложения.

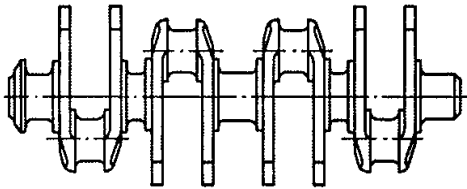
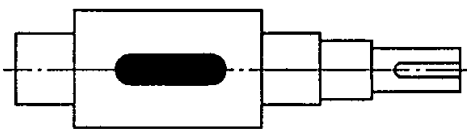
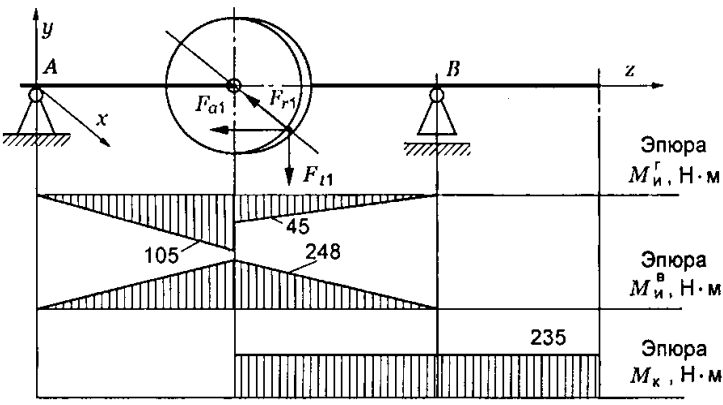
Тема: Валы и оси

Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
1. Среди изображенных деталей определить вал	<i>a</i>	1
	<i>б</i>	2
	<i>в</i>	3
	<i>г</i>	4
2. Как называется элемент деталей 1 (см. рисунок к заданию 1)?	Буртик	1
	Шейка	2
	Шпоночный паз	3
	Галтель	4
3. Какая нагрузка учитывается при проектировочном (предварительном) расчете вала?	Изгибающий момент $M_{и}$	1
	Крутящий момент $M_{к}$	2
	Эквивалентный момент $\sqrt{M_{и}^2 + M_{к}^2}$	3
	Суммарный момент $M_{и} + M_{к}$	4
4. Определить максимальный изгибающий момент в сечении вала	132 Н · м	1
	146,5 Н · м	2
	204 Н · м	3
	315,4 Н · м	4
5. Расчет валов на сопротивление усталости при кручении проводят по формуле $s_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a}$. Определить τ_a , если крутящий момент на валу 1512 Н · м; полярный момент сопротивления сечения вала 43,2 см ³	70 МПа	1
	35 МПа	2
	17,5 МПа	3
	43,2 МПа	4

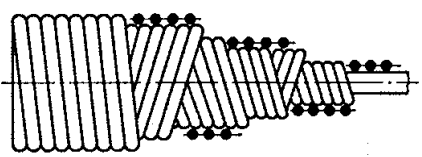
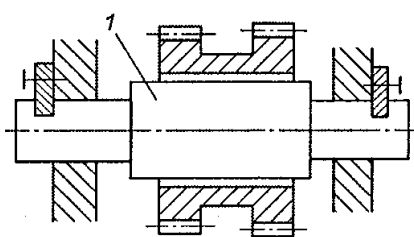
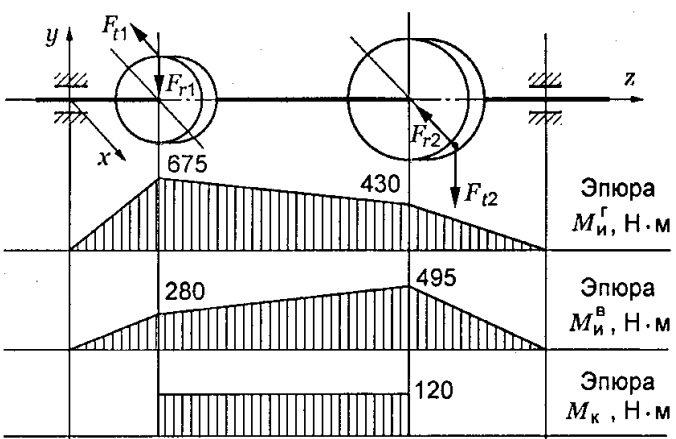
Тема: Валы и оси

Вариант 2

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Для чего используют в технике изображенный на схеме вал?</p> 	Для передачи вращающего момента вдоль своей оси	1
	Для поддержания вращающихся деталей	2
	Для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное	3
	Для передачи момента между точками, меняющими положение при работе	4
<p>2. Для чего используют выделенный цветом элемент конструкции вала?</p> 	Для осевой фиксации колеса	1
	Для центрирования колеса на валу	2
	Для удобства сборки	3
	Для передачи вращающего момента от вала на колесо или наоборот	4
<p>3. Определить диаметр вала для передачи 5,5 кВт при частоте вращения вала 750 мин⁻¹, если материал вала — сталь; допускаемое напряжение кручения 16 МПа</p>	25 мм	1
	28 мм	2
	36 мм	3
	42 мм	4
<p>4. Для изображенного на схеме вала определить эквивалентный момент по гипотезе наибольших касательных напряжений для упрощенного проверочного расчета на усталость</p> 	269,3 Н · м	1
	357 Н · м	2
	483 Н · м	3
	588 Н · м	4
<p>5. При проверочном расчете валов на сопротивление усталости рассчитывается коэффициент $K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_d} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_V}$. Что учитывает входящий в формулу коэффициент K_d?</p>	Концентрацию напряжений в местах вырезов	1
	Влияние шероховатости поверхности	2
	Влияние абсолютных размеров	3
	Влияние упрочнения	4

Тема: Валы и оси

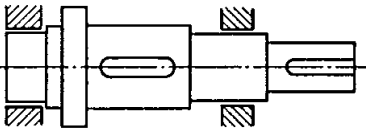
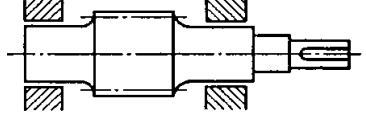
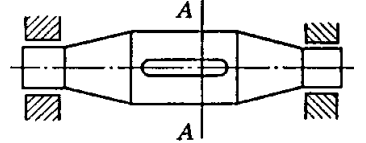
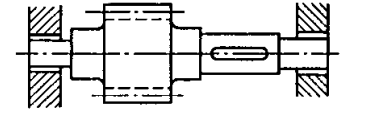
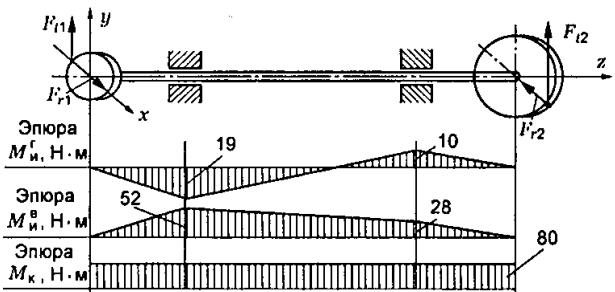
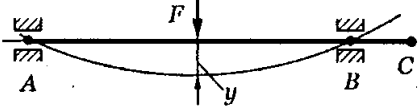
Вариант 3

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Для чего используют в технике изображенный на схеме вал?</p> 	Для поддержания вращающихся деталей	1
	Для передачи вращающего момента вдоль оси вала	2
	Для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное	3
	Для передачи момента между деталями, меняющими свое положение при работе	4
<p>2. Выбрать формулу для расчета на прочность детали I</p> 	$\tau = \frac{M_k}{W_p} \leq [\tau_k]$	1
	$\tau = \frac{Q}{A} \leq [\tau]$	2
	$\sigma = \frac{M_n}{W_n} \leq \sigma_n$	3
	$\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma]$	4
<p>3. Определить диаметр вала для передачи вращающего момента 103 Н·м, если материал вала — сталь; допускаемое напряжение 12 МПа. Использовать стандарт нормальных линейных размеров (табл. П37 Приложения)</p>	30 мм	1
	36 мм	2
	45 мм	3
	53 мм	4
<p>4. Определить максимальный изгибающий момент в сечении изображенного вала</p> 	655 Н·м	1
	730 Н·м	2
	837 Н·м	3
	955 Н·м	4
<p>5. При проведении проверочного расчета вала редуктора на выносливость необходимо определять напряжение изгиба. Выбрать формулы для определения среднего σ_m и амплитудного σ_a значения напряжения</p>	$\sigma_a = \sigma_m = \frac{M_n}{W_{oc}}$	1
	$\sigma_a = \frac{M_n}{2W_{oc}}; \sigma_m = 0$	2
	$\sigma_a = \frac{M_n}{W_{oc}}; \sigma_m = 0$	3
	$\sigma_a = \sigma_m = \frac{M_n}{2W_{oc}}$	4

Примечание. Нормальные линейные размеры (выборка): 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67...

Тема: Валы и оси

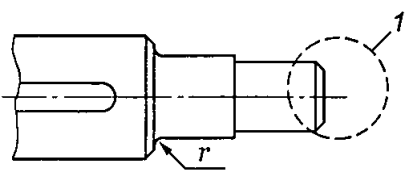
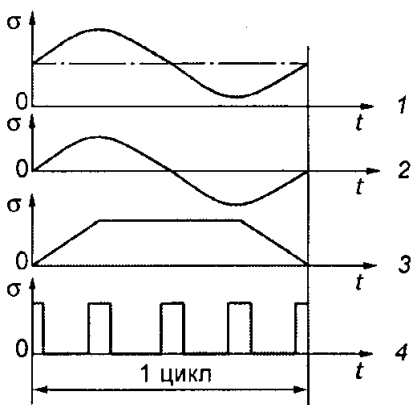
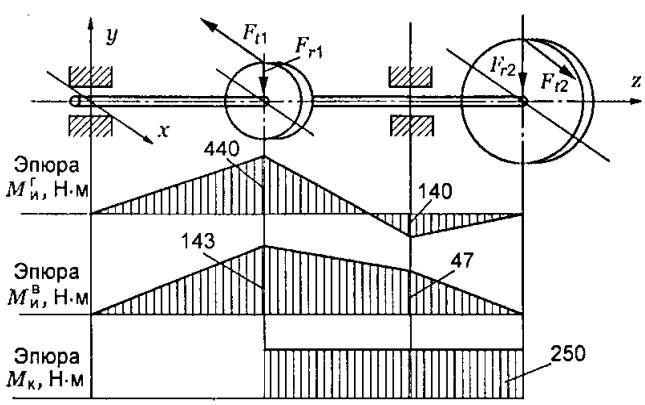
Вариант 4

Вопросы	Ответы	Код
1. Среди изображенных конструкций определить ось		
а 	а	1
б 	б	2
в 	в	3
г 	г	4
2. Указать основной критерий работоспособности валов	Статическая прочность при изгибе	1
	Сопротивление усталости	2
	Статическая прочность при совместном действии M_H и M_K	3
	Устойчивость	4
3. Определить диаметр в опасном сечении А—А (см. рисунок задания 1), если действующий в сечении момент равен $154 \text{ Н} \cdot \text{м}$; материал вала — сталь; допускаемое напряжение 80 МПа . Использовать нормальные линейные размеры (табл. П37 Приложения)	20 мм	1
	25 мм	2
	28 мм	3
	45 мм	4
4. Для изображенного вала определить максимальный эквивалентный момент по теории энергии формоизменения для упрощенного расчета на усталость	55,4 Н · м	1
	71 Н · м	2
	88,7 Н · м	3
	135,4 Н · м	4
5. Для каких сечений вала (оси) необходимо проводить проверку на жесткость по формуле $\theta \leq [\theta]$?	Для среднего сечения	1
	Для сечения со шпоночным пазом	2
	Под подшипниками (А и В)	3
	В сечении С с малым диаметром	4

Примечание. Нормальные линейные размеры (выборка): 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56.

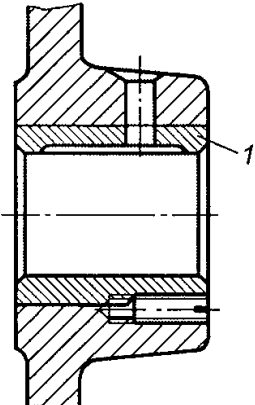
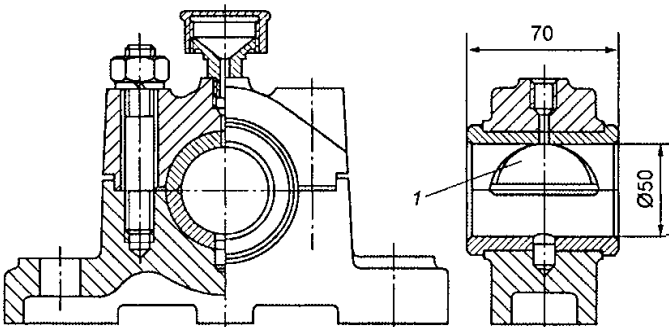
Тема: Валы и оси

Вариант 5

Вопросы	Ответы	Код
1. Для чего используют выделенный элемент детали 1?	Для снижения концентрации напряжений	1
	Для облегчения установки детали на вал	2
	Для фиксации детали на валу в осевом направлении	3
	Для передачи вращающего момента с вала на колесо	4
2. Выбрать цикл изменения напряжений, возникающих при работе в материале вращающей оси	1	1
	2	2
	3	3
	4	4
3. Определить диаметр выходного конца ведомого вала редуктора, если вращающий момент на входе 65 Н·м; КПД редуктора 0,955; передаточное число 4; материал вала — сталь; допустимое напряжение кручения 20 МПа. Использовать табл. П37 Приложения	25 мм	1
4. Для изображенного вала определить эквивалентный момент по гипотезе наибольших касательных напряжений для упрощенного расчета на усталость	30 мм	2
	40 мм	3
	50 мм	4
	440 Н·м	1
	462,6 Н·м	2
	744 Н·м	3
	290,3 Н·м	4
5. При проведении проверочного расчета вала на сопротивление усталости определяется запас прочности в опасном сечении. При этом определяется коэффициент $K_{\tau D} = \left(\frac{K_{\tau}}{K_d} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_v}$. Что в приведенной формуле учитывает коэффициент K_{τ} ?	Концентрацию напряжений в местах изменения формы	1
	Размеры поперечного сечения	2
	Рабочую температуру	3
	Состояние поверхности	4

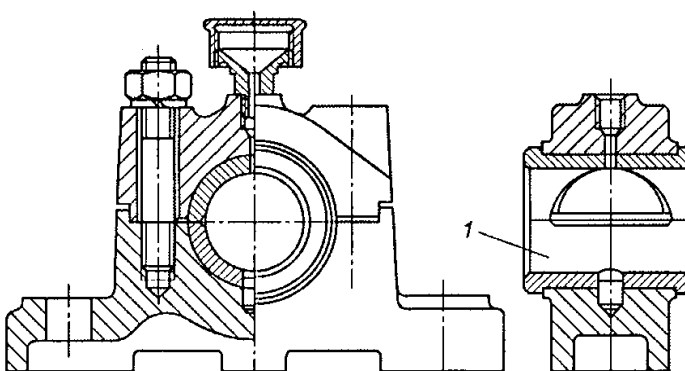
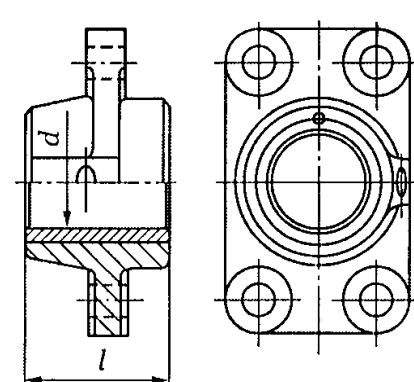
Тема: Подшипники скольжения

Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
1. Указать одно из основных достоинств подшипников скольжения	Малые потери на трение	1
	Малые габаритные размеры	2
	Надежная работа при высоких скоростях	3
	Низкий расход масла	4
2. Какой из материалов следует использовать для изготовления детали 1? 	Сталь 45	1
	Сталь У10	2
	Сталь Ст3	3
	БрО10Ф1	4
3. Каковы основные причины выхода из строя подшипников скольжения?	Растрескивание втулки	1
	Выкрашивание поверхности шарика	2
	Заедание и износ рабочей поверхности втулки	3
	Истирание поверхности цапфы вала	4
4. Каково назначение выреза (кармана) 1 на втулке подшипника? 	Для уменьшения напряжений в материале	1
	Для снижения веса	2
	Для распределения масла по длине	3
	Для сбора лишнего масла	4
5. Определить допускаемую нагрузку для изображенного подшипника (см. рисунок к заданию 4) из условного расчета на износостойкость, если диаметр цапфы вала 50 мм; длина втулки 70 мм; материал втулки — бронза БрА9Ж4; допускаемое давление $[p] = 15 \text{ Н/мм}^2$. Использовать табл. П14 Приложения.	37,5 кН	1
	52,5 кН	2
	73,5 кН	3
	105 кН	4

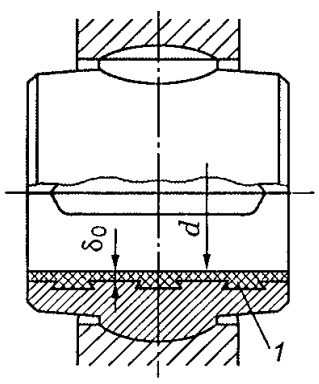
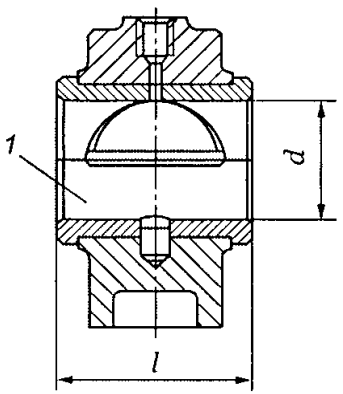
Тема: Подшипники скольжения

Вариант 2

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. К какому типу относится изображенный подшипник?</p> 	К радиальным	1
	К радиально-упорным	2
	К упорным	3
	К самоустанавливающимся	4
<p>2. Какой материал из перечисленных не используется для изготовления вкладышей для подшипников скольжения?</p>	Сталь 45	1
	БрА9Ж4Л	2
	БрО10Ф1	3
	Чугун АЧК-1	4
<p>3. Что называют несовершенной смазкой?</p>	Жидкостную смазку	1
	Граничную смазку	2
	Отсутствие смазки	3
	Гидродинамическую смазку	4
<p>4. Какие параметры подшипника используют при проверке подшипника скольжения на нормальный тепловой режим и отсутствие заедания?</p>	R, t, d, l	1
	$R, d, l, [p]$	2
	v, R, d, l	3
	$v, R, d, l, [p]$	4
<p>5. Определить потребную длину втулки из условного расчета подшипника скольжения на износостойкость, если реакция в опоре 14 кН; диаметр цапфы вала 45 мм; материал втулки — чугун АЧС-2; допускаемое давление $[p] = 6 \text{ Н/мм}^2$; линейная скорость 0,75 м/с. Использовать табл. П15 Приложения.</p> 	414,7 мм	1
	52 мм	2
	158 мм	3
	77,9 мм	4

Тема: Подшипники скольжения

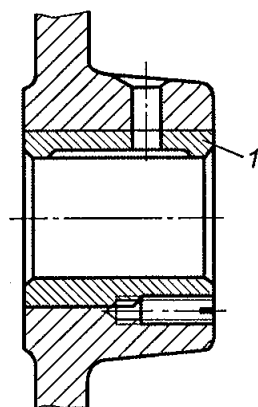
Вариант 3

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. К какому типу относится изображенный на рисунке подшипник?</p> 	К радиальным	1
	К радиально-упорным	2
	К упорным	3
	К самоустанавливающимся	4
<p>2. Какой режим смазки не зависит от частоты вращения вала?</p>	Граничная смазка	1
	Гидростатическая смазка	2
	Гидродинамическая смазка	3
	Полужидкостная смазка	4
<p>3. Какой материал применяют для элемента 1 подшипника (см. рисунок к заданию 1)?</p>	Алюминий	1
	Баббит	2
	Чугун	3
	Латунь	4
<p>4. Выбрать формулу для проверки подшипника скольжения на тепловой режим и отсутствие заедания</p>	$\sigma_H \leq [\sigma_H]$	1
	$p \leq [p]$	2
	$p v \leq [p v]$	3
	$\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]$	4
<p>5. Проверить изображенный подшипник на износостойкость, если материал вкладыша — бронза; допускаемое среднее давление 3 Н/мм²; реакция в опоре 9 кН; диаметр цапфы вала 60 мм; длина вкладыша 70 мм</p> 	$p < [p]$	1
	$p = [p]$	2
	$p > [p]$	3
	Данных недостаточно	4

Тема: Подшипники скольжения

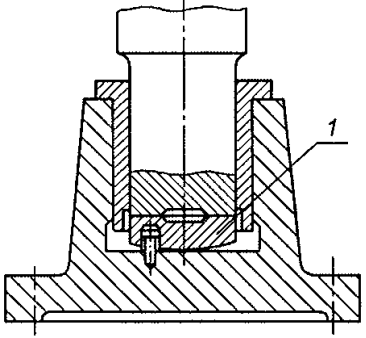
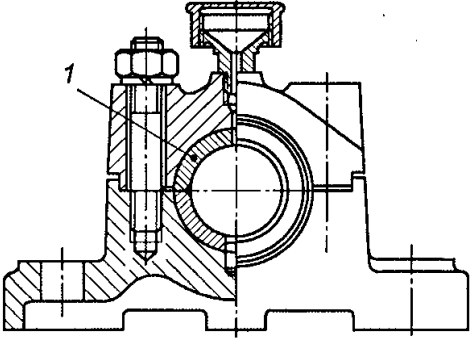
Вариант 4

Вопросы	Ответы	Код
1. Что не относится к достоинствам подшипников скольжения?	Бесшумность работы	1
	Возможность разъемной конструкции	2
	Работа в агрессивных средах	3
	Малые потери на трение	4
2. Какую нагрузку воспринимает изображенный подшипник?	Осевую	1
	Значительную осевую и радиальную	2
	Только радиальную	3
	Любую	4
3. Какой материал обычно используют для изготовления детали 1 (см. рисунок к заданию 2)?	БрО6Ц6С3	1
	Сталь 45	2
	Сталь Ст6	3
	Серый чугун	4
4. Указать основную причину заедания поверхностей подшипников скольжения	Низкая чистота трущихся поверхностей	1
	Выкрашивание поверхностей	2
	Повышение температуры и разрушение масляной пленки	3
	Растрескивание втулки	4
5. Из расчета на износостойкость подобрать материал для вкладыша, изображенного на рисунке к заданию 2 подшипника, если радиальная нагрузка на подшипник 9,6 кН; размеры шейки вала: $d = 50$ мм, $l = 40$ мм. Использовать данные для материалов вкладышей (табл. П14 Приложения)	Бронза БрО6Ц6С6: $[p] = 5$ МПа; $v = 3$ м/с	1
	Бронза БрА9Ж3Л: $[p] = 15$ МПа; $v = 4$ м/с	2
	Чугун АЧС-1: $[p] = 0,05$ МПа; $v = 2$ м/с	3
	Баббит: $[p] = 10$ МПа; $v = 30$ м/с	4



Тема: Подшипники скольжения

Вариант 5

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Нагрузку какого направления воспринимает изображенный подшипник 1?</p> 	Осевую	1
	Осевую и радиальную	2
	Только радиальную	3
	Любую	4
<p>2. Как производится смазывание изображенного подшипника?</p> 	Непрерывно масленкой	1
	Периодически масленкой	2
	Разбрызгиванием из масляной ванны	3
	Циркуляцией смазочного материала	4
<p>3. Каково назначение детали 1 (см. рисунок к заданию 2)?</p>	Уменьшение потерь на трение	1
	Уменьшение веса конструкции	2
	Улучшение теплообмена	3
	Улучшение подвода масла	4
<p>4. Какие параметры определяют при проверке подшипника на нормальный тепловой режим и отсутствие заедания?</p>	$p; v$	1
	$t; p$	2
	$[F_t]; l$	3
	p	4
<p>5. Определить допускаемую нагрузку на подшипник скольжения из условного расчета на износостойкость, если диаметр цапфы вала 120 мм; длина вкладыша 100 мм; материал вкладыша — бронза БрА9Ж3; допускаемое давление $[p] = 15 \text{ Н/мм}^2$. Использовать табл. П14 Приложения.</p>	12 кН	1
	180 кН	2
	1,5 кН	3
	90 кН	4

Тема: Подшипники качения

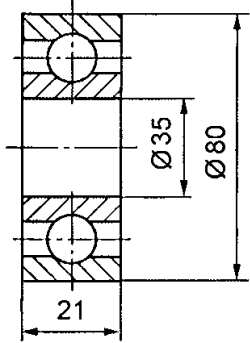
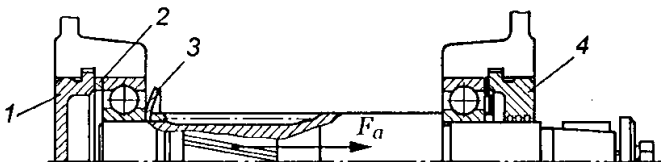
Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Указать тип изображенного подшипника</p> 	Радиальный	1
	Радиально-упорный	2
	Радиальный сферический	3
	Упорный	4
<p>2. Как при расчете радиального подшипника учитывают влияние осевой нагрузки?</p>	Коэффициентом V	1
	Коэффициентом Y	2
	Коэффициентом X	3
	Коэффициентом K_δ	4
<p>3. Определить по стандарту базовую динамическую грузоподъемность изображенного подшипника</p> 	30,7 кН	1
	19,6 кН	2
	52 кН	3
	12,8 кН	4
<p>4. Рассчитать эквивалентную динамическую нагрузку для шарикового радиального подшипника, если $F_r = 1200$ Н; $F_a = 0$; $t = 100$ °С; вращается внутреннее кольцо; нагрузка постоянная; редуктор работает три смены (при трехсменной работе следует выбрать максимальное значение коэффициента безопасности)</p>	1800 Н	1
	1200 Н	2
	1600 Н	3
	1380 Н	4
<p>5. Какой из подшипников изображенного вала воспринимает осевую нагрузку?</p> 	Левый подшипник	1
	Правый подшипник	2
	Оба подшипника	3
	Ни один не воспринимает	4

Примечание. При расчетах использовать табл. П15—П27 Приложения.

Тема: Подшипники качения

Вариант 2

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Выбрать обозначение изображенного подшипника</p> 	105	1
	107	2
	307	3
	1207	4
<p>2. Что учитывается коэффициентом безопасности при расчете подшипников?</p>	Влияние вращения внешнего кольца	1
	Влияние температуры	2
	Влияние типа машины и числа смен	3
	Влияние осевых составляющих радиальной силы	4
<p>3. Выбрать формулу для определения долговечности подшипника</p>	$XVP_r + YP_a$	1
	$(XVF_r + YF_a)K_\delta K_T$	2
	$P_3 \sqrt[3]{10^{-6} \cdot 60nL_n}$	3
	$a_1 a_{23} (C_r / P_3)^3$	4
<p>4. Рассчитать эквивалентную динамическую нагрузку для шарикового радиального подшипника № 212, если радиальная нагрузка на опоре 860 Н; осевая нагрузка 521 Н; температура 125 °С; вращается внутреннее кольцо; редуктор работает одну смену (при односменной работе следует принимать минимальное значение коэффициента безопасности)</p>	2020 Н	1
	657 Н	2
	1475 Н	3
	1632 Н	4
<p>5. Через какую деталь крепления подшипников передается осевое усилие F_a на корпус редуктора? Использовать рисунок вала с указанным направлением усилия</p> 	Через левую крышку 1	1
	Через правую крышку 4	2
	Через левую втулку 2	3
	Через левое кольцо 3	4

Примечание. При расчетах использовать табл. П15—П27 Приложения.

Тема: Подшипники качения

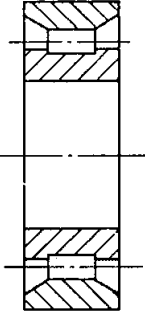
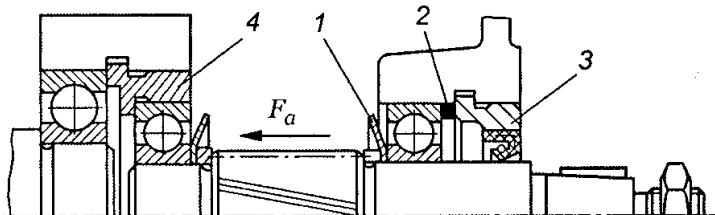
Вариант 3

Вопросы	Ответы	Код
1. Определить по стандарту базовую статическую грузоподъемность подшипника № 206	1 кН	1
	19,5 кН	2
	14 кН	3
	12 кН	4
2. Как учитывают при расчете подшипников качения число рабочих смен машины?	Коэффициентом V	1
	Коэффициентом K_δ	2
	Коэффициентом L_h	3
	Коэффициентом C_r	4
3. Выбрать формулу для расчета эквивалентной динамической нагрузки для изображенного подшипника, если действуют радиальная и осевая нагрузки	$(XVF_r + YF_a)K_\delta K_T$	1
	$VF_r K_\delta K_T$	2
	$P_s \sqrt[3]{573 \cdot 10^{-6} \omega}$	3
	$\left(\frac{C_r}{P_s}\right)^p$	4
4. Рассчитать эквивалентную динамическую нагрузку подшипника № 312, если радиальная нагрузка 1200 Н; осевая нагрузка отсутствует; вращается наружное кольцо; рабочая температура ниже 100 °С; редуктор работает в одну смену (при односменной работе следует выбрать минимальное значение коэффициента безопасности)	1200 Н	1
	1440 Н	2
	1872 Н	3
	2100 Н	4
5. Какой подшипник изображенного вала воспримет осевую нагрузку?	Подшипник левой опоры	1
	Подшипник правой опоры	2
	Оба подшипника	3
	Осевая нагрузка на подшипники не передается	4

Примечание. При ответах использовать табл. П15—П27 Приложения.

Тема: Подшипники качения

Вариант 4

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Какую нагрузку может воспринимать изображенный подшипник?</p> 	Радиальную	1
	Радиальную и осевую	2
	Осевую	3
	Осевую и радиальную	4
<p>2. Определить по стандарту базовую динамическую грузоподъемность подшипника № 209</p>	44 кН	1
	18,6 кН	2
	33,2 кН	3
	25,5 кН	4
<p>3. Определить величину температурного коэффициента для расчета подшипника, если вращается внутреннее кольцо; редуктор работает в одну смену; рабочая температура 150 °С</p>	1	1
	1,1	2
	1,25	3
	1,4	4
<p>4. Рассчитать эквивалентную динамическую нагрузку подшипника № 2210, если радиальная нагрузка на опоре 1660 Н; осевая нагрузка на валу 1200 Н; нагрузка спокойная; вращается внутреннее кольцо; температура 100 °С; редуктор работает в три смены (при работе в три смены выбрать максимальное значение коэффициента безопасности)</p>	1600 Н	1
	2490 Н	2
	1800 Н	3
	5530 Н	4
<p>5. Через какую деталь узлов крепления подшипников передается на корпус указанное осевое усилие на вал?</p> 	Через деталь 1	1
	Через деталь 2	2
	Через деталь 3	3
	Через деталь 4	4

Примечание. При расчетах использовать табл. П15—П27 Приложения.

Тема: Подшипники качения

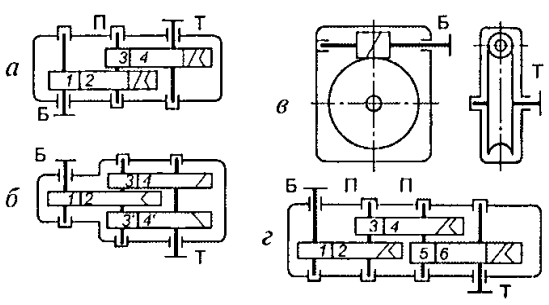
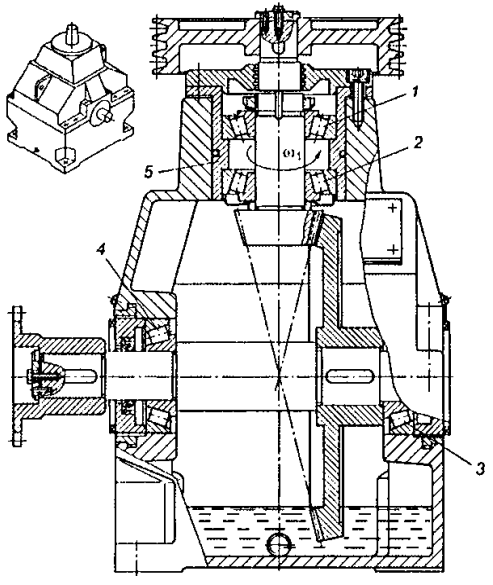
Вариант 5

Вопросы	Ответы	Код
1. Определить основные геометрические размеры подшипника № 207	45 × 85 × 19 мм	1
	35 × 72 × 17 мм	2
	35 × 80 × 21 мм	3
	45 × 100 × 25 мм	4
2. Как изменится долговечность подшипника качения, если при прочих равных условиях в подшипнике при работе будет вращаться не внутреннее, а наружное кольцо?	Долговечность увеличится	1
	Долговечность уменьшится	2
	Долговечность не изменится	3
	Ответить невозможно	4
3. Что характеризует коэффициент a_{23} в формуле для расчета долговечности (млн об.) шариковых подшипников $L = a_1 a_{23} (C_H / P_3)^3$?	Долговечность подшипника	1
	Влияние скорости вращения	2
	Надежность работы	3
	Качество металла и условие эксплуатации	4
4. Какую нагрузку может воспринять изображенный подшипник?	Осевую	1
	Радиальную	2
	Радиальную и небольшую осевую	3
	Значительные радиальную и осевую нагрузки	4
5. Рассчитать эквивалентную динамическую нагрузку подшипника № 115, если радиальная нагрузка на опоре 750 Н; осевая нагрузка 311 Н; температура ниже 100 °С; нагрузка постоянная спокойная; вращается внутреннее кольцо; редуктор работает одну смену (при односменной работе следует принимать минимальное значение коэффициента безопасности)	1443 Н	1
	1076 Н	2
	975 Н	3
	1200 Н	4

Примечание. При расчетах использовать табл. П15—П27 Приложения.

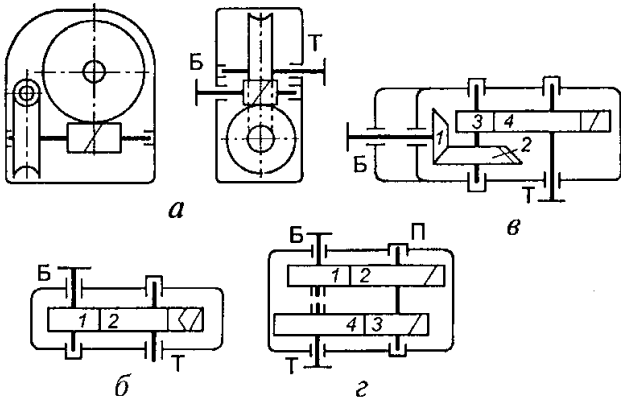
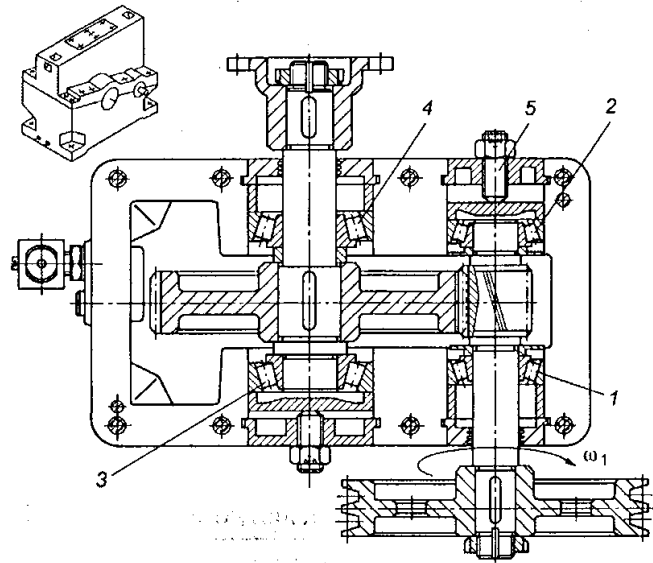
Тема: Общие сведения о редукторах

Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
1. Среди представленных схем определить редуктор Ц2В-125-12,5	<i>a</i>	1
	<i>б</i>	2
	<i>в</i>	3
	<i>г</i>	4
2. Определить скорость выходного вала, если скорость на быстроходном валу редуктора Ц2В-125-12,5 составляет 86 рад/с	1075 рад/с	1
	107,5 рад/с	2
	43 рад/с	3
	6,88 рад/с	4
3. Определить направление осевого усилия на быстроходном валу и указать, какой подшипник воспринимает эту нагрузку	Подшипник 1	1
	Подшипник 2	2
	Подшипник 3	3
	Подшипник 4	4
	Подшипник 1	1
4. Объяснить назначение детали 5 редуктора (см. рисунок к заданию 3)	Передача вращающего момента	1
	Передача осевого усилия на корпус редуктора	2
	Удержание смазочного материала	3
	Упрощение сборки	4
5. Указать способ смазывания подшипника 4 редуктора (см. рисунок к заданию 3)	Смазочный материал заложен при сборке	1
	Окунание в масляную ванну	2
	Разбрызгивание из масляной ванны	3
	Принудительное смазывание под давлением	4

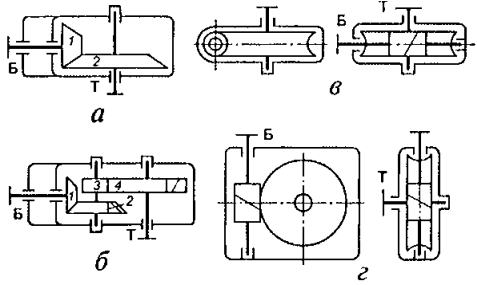
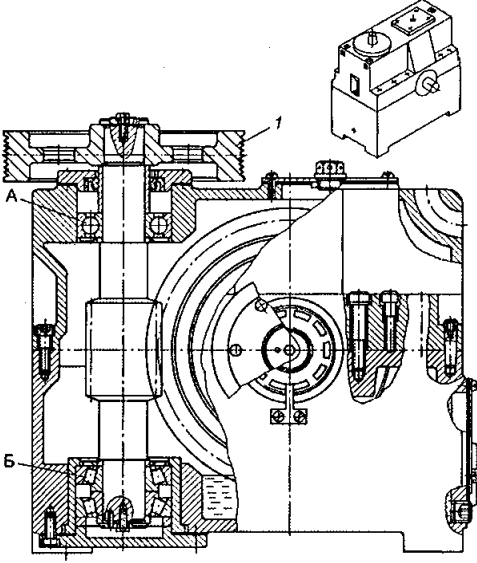
Тема: Общие сведения о редукторах

Вариант 2

Вопросы	Ответы	Код
1. Среди представленных схем определить схему редуктора Ц2С-200-16	<i>a</i>	1
	<i>б</i>	2
	<i>в</i>	3
	<i>г</i>	4
2. Определить скорость выходного вала, если скорость на быстроходном валу редуктора Ц2С-200-16 составляет 120 рад/с	120 рад/с	1
	1920 рад/с	2
	60 рад/с	3
	7,5 рад/с	4
3. Как быстроходный вал изображенного одноступенчатого редуктора соединяется с валом электродвигателя?	С помощью муфты	1
	С помощью зубчатой передачи	2
	С помощью ременной передачи	3
	С помощью цепной передачи	4
4. Какой подшипник тихоходного вала воспринимает осевую нагрузку при указанном направлении вращения (см. рисунок к заданию 3)?	Подшипник 1	1
	Подшипники 2 и 4	2
	Подшипник 3	3
	Подшипник 4	4
5. Каково назначение винта 5 (см. рисунок к заданию 3)?	Облегчение разборки узла	1
	Облегчение смазывания подшипников	2
	Регулировка подшипников	3
	Ответить невозможно	4

Тема: Общие сведения о редукторах

Вариант 3

Вопросы	Ответы	Код
1. Среди представленных схем определить схему редуктора КТ-160-2,8	<i>a</i>	1
	<i>б</i>	2
	<i>в</i>	3
	<i>г</i>	4
2. Определить скорость на входе в редуктор, если скорость на тихоходном валу редуктора КТ-160-2,8 составляет 48 рад/с	17,14 рад/с	1
	50,8 рад/с	2
	57,14 рад/с	3
	134,4 рад/с	4
3. На какой опоре фиксируется вал червяка в осевом направлении?	На опоре А	1
	На опоре Б	2
	На обеих опорах	3
	Ответить невозможно: это зависит от направления вращения вала	4
4. Как смазываются подшипники опоры Б (см. рисунок к заданию 3)?	Окунанием в масляную ванну	1
	Смазочный материал заложен при сборке	2
	Разбрызгиванием из масляной ванны	3
	Принудительным смазыванием под давлением	4
5. Объяснить назначение детали 1 (см. рисунок к заданию 3)	Передача вращающего момента от двигателя	1
	Связь с машиной-орудием	2
	Передача осевого усилия на корпус редуктора	3
	Уплотнение подшипникового узла	4

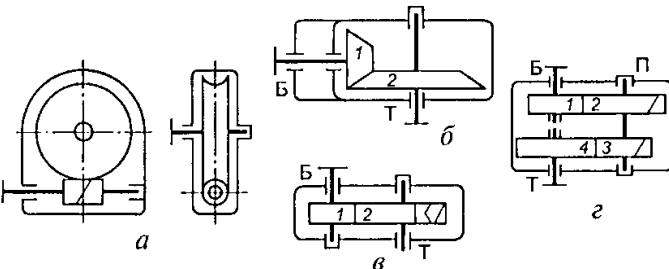
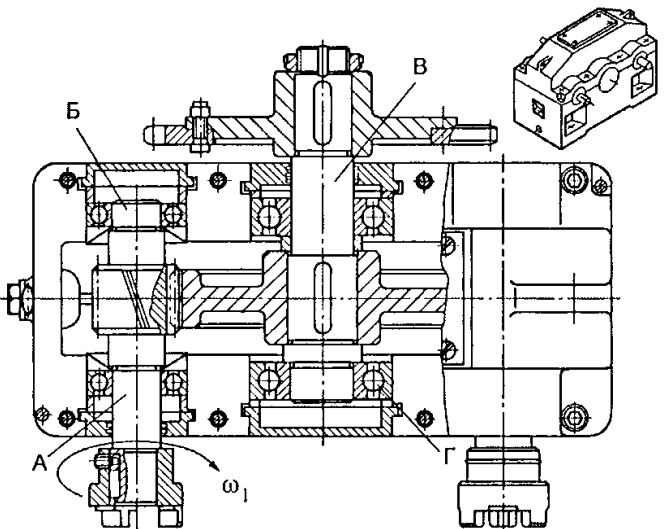
Тема: Общие сведения о редукторах

Вариант 4

Вопросы	Ответы	Код
1. Среди представленных схем определить схему редуктора Ц2Ш-160-10	<i>a</i>	1
	<i>б</i>	2
	<i>в</i>	3
	<i>г</i>	4
2. Определить угловую скорость на быстроходном валу, если угловая скорость на тихоходном валу редуктора Ц2Ш-160-10 составляет 12 рад/с	1,2 рад/с	1
	16 рад/с	2
	160 рад/с	3
	120 рад/с	4
3. Какой подшипник быстроходного вала воспринимает осевую нагрузку при указанном направлении вращения вала?	Подшипник 1	1
	Подшипник 2	2
	Подшипники 1 и 2 поровну	3
	Подшипники 2 и 3	4
4. Как производится смазывание подшипника опоры А тихоходного вала (см. рисунок к заданию 3)?	Окунанием в масляную ванну	1
	Разбрызгиванием из масляной ванны	2
	Капельным смазыванием	3
	Смазочный материал заложен при сборке	4
5. Каково основное достоинство конических редукторов?	Значительное передаточное число	1
	Сравнительно малая масса и габаритные размеры	2
	Точная фиксация осевого положения колес	3
	Передача вращения между валами с пересекающимися осями валов	4

Тема: Общие сведения о редукторах

Вариант 5

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Среди представленных схем определить схему редуктора Ц-160-4</p> 	<i>а</i>	1
	<i>б</i>	2
	<i>в</i>	3
	<i>г</i>	4
<p>2. Определить вращающий момент на входе редуктора Ц-160-4, если вращающий момент на тихоходном валу редуктора 560 Н·м; КПД подшипников каждого из валов 0,99; КПД цилиндрического зацепления 0,98</p>	46,6 Н·м	1
	145,8 Н·м	2
	2333 Н·м	3
	140 Н·м	4
<p>3. Как быстроходные валы изображенного редуктора соединяются с валом электродвигателя?</p> 	С помощью муфт	1
	С помощью зубчатой передачи	2
	С помощью ременной передачи	3
	С помощью цепной передачи	4
<p>4. Какой подшипник быстроходного вала редуктора (см. рисунок к заданию 3) воспринимает осевую силу при указанном направлении вращения?</p>	На опоре А	1
	На опоре Б	2
	На опорах А и Б поровну	3
	Осевая сила с вала на опоры не передается	4
<p>5. Указать основное достоинство червячных редукторов</p>	Большое передаточное число в одной ступени	1
	Невысокие требования к точности установки	2
	Компактность по сравнению с другими передачами	3
	Высокий КПД	4

Тема: Муфты

Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
1. Каково назначение муфт?	Передача вращающего момента с изменением направления вращения	1
	Соединение концов валов без изменения величины и направления вращающего момента	2
	Изменение значения вращающего момента	3
	Создание дополнительной опоры для длинных валов	4
2. Указать основное назначение изображенной муфты	Соединение валов с радиальным смещением	1
	Соединение валов с осевым смещением	2
	Жесткое постоянное соединение валов без смещения	3
	Соединение валов с угловым смещением	4
3. Какую муфту следует использовать, если в процессе работы требуется периодически выключать механизм при определенной угловой скорости?	Упругую компенсирующую	1
	Сцепную управляемую	2
	Сцепную центробежную	3
	Предохранительную	4
4. Указать основной недостаток изображенной муфты	Передает малые вращающие моменты	1
	Сложность конструкции	2
	Необходимость периодических регулировок	3
	Малая податливость и значительный износ втулок	4
5. Выбрать формулу для расчета потребного диаметра штифта для предохранительной муфты, если известен номинальный передаваемый момент T ; диаметр расположения штифтов D_1 ; z — число штифтов; механические характеристики материала штифтов: τ_b — предел прочности при срезе; $[\tau_c]$ — допускаемое напряжение среза	$d_{ш} \leq \sqrt{\frac{8T_{пред}K}{\pi\tau_b z D_1}}$	1
	$d_{ш} \leq \sqrt{\frac{8T}{\pi\tau_b z D_1}}$	2
	$d_{ш} \leq \sqrt{\frac{8T_{max}}{\pi[\tau_c] z D_1}}$	3
	$d_{ш} \leq \sqrt{\frac{8T_{пред}}{D_1[\tau_c]}}$	4

Тема: Муфты

Вариант 2

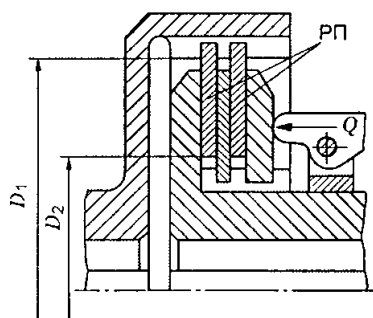
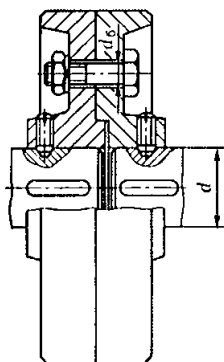
Вопросы	Ответы	Код
1. Каково основное назначение жестких компенсирующих муфт?	Обеспечивать соединение валов с незначительной разницей угловых скоростей	1
	Соединять соосные валы без перекосов	2
	Поглощать энергию ударов и вибраций	3
	Соединять валы с незначительными радиальными, осевыми и угловыми смещениями	4
2. Какую муфту следует использовать, если при работе механизма возникают периодические толчки и вибрации?	Предохранительную с ломающимися элементами	1
	Жесткую компенсирующую	2
	Упругую компенсирующую	3
	Сцепную управляемую	4
3. Указать основной недостаток изображенной муфты	Большие габаритные размеры	1
	Сложность конструкции	2
	Значительный износ зубьев вследствие перекоса осей втулок относительно обойм	3
	Сложности монтажа вследствие осевого смещения соединяемых деталей	4
4. Определить расчетный разрушающий момент для предохранительной муфты со срезанным штифтом, если передаваемый вращающий момент 68 Н·м; муфта работает при переменной нагрузке; коэффициент режима работы 2	119 Н·м	1
	136 Н·м	2
	74,8 Н·м	3
	170 Н·м	4
5. По какой формуле можно рассчитать на прочность болты 1, поставленные без зазора во фланцевой муфте (z — число болтов)?	$\frac{T}{W_p} \leq [\tau_k]$	1
	$\frac{2T_p}{DzA_c} \leq [\tau_c]$	2
	$\frac{M_n}{W_{oc}} \leq [\sigma_n]$	3
	$\frac{2T_p}{DzA_p} \leq [\sigma]$	4

Примечание. При расчетах использовать табл. П24—П27 Приложения.

Тема: Муфты

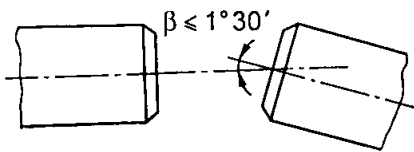
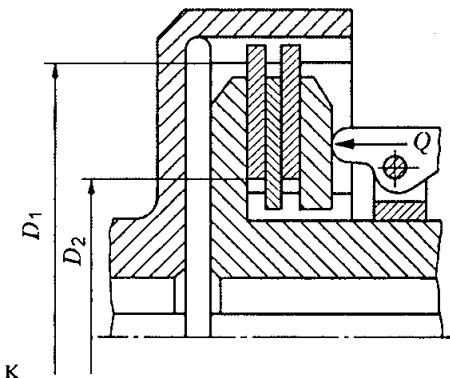
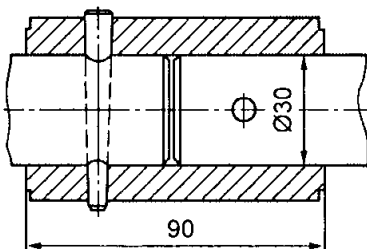
Вариант 3

Вопросы	Ответы	Код
1. Указать основное назначение упругих муфт	Предохранять двигатель от перегрузок	1
	Необратимо поглощать энергию толчков и вибраций	2
	Соединять валы со значительными перекосами	3
	Плавню включать и выключать передачи при перегрузке	4
2. Какую муфту из перечисленных стоит выбрать, если необходимо предохранять двигатель при часто повторяющихся перегрузках?	Упругую втулочно-пальцевую	1
	Зубчатую компенсирующую	2
	Многодисковую фрикционную	3
	Предохранительную со срезным штифтом	4
3. Указать основной недостаток изображенной муфты	Ограниченная нагрузочная способность	1
	Сложность конструкции	2
	Требование строгой соосности валов и перпендикулярности фланцев	3
	Необходимость значительного осевого смещения при установке	4
4. Определить расчетный вращающий момент для жесткой фланцевой муфты (см. рисунок к заданию 3), если номинальный вращающий момент механизма 45 Н · м; нагрузка спокойная постоянная; коэффициент режима 1,5; коэффициент неравномерности распределения нагрузки между болтами 1,2	54 Н · м	1
	67,5 Н · м	2
	81 Н · м	3
	101,5 Н · м	4
5. По какой формуле можно рассчитать момент трения в изображенной муфте (РП — рабочие поверхности муфты), если известны материалы дисков; размеры рабочих поверхностей муфты D_1 , D_2 ; коэффициент трения f ; усилие пружины Q ?	$M_{тр} = 4fQ \frac{D_1 + D_2}{2}$	1
	$M_{тр} = fQR_{ср}$	2
	$M_{тр} = fQD_{ср}$	3
	$M_{тр} = Q \frac{D_1 + D_2}{2}$	4



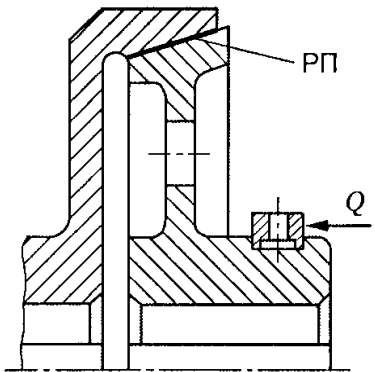
Тема: Муфты

Вариант 4

Вопросы	Ответы	Код
1. Указать основное назначение сцепных управляемых муфт	Поглощать толчки и вибрации	1
	Предохранять от перегрузок	2
	Автоматически сцеплять и расцеплять валы при превышении частоты вращения	3
	Быстро соединять и разъединять при необходимости вращающиеся или неподвижные валы	4
2. Какую муфту выбрать, если необходимо соединить валы с перекосами? 	Кулачковую	1
	Втулочно-пальцевую	2
	Зубчатую	3
	Фланцевую	4
3. Каково основное достоинство изображенной муфты? 	Простота конструкции	1
	Способность компенсировать незначительные смещения	2
	Появление осевой силы Q	3
	Плавное сцепление валов под нагрузкой	4
4. По каким параметрам (T_p — расчетный момент; T — передаваемый момент; n — частота вращения; d — диаметр вала; D — наружный диаметр муфты) подбирают стандартные и нормализованные муфты?	По T ; n	1
	По T ; d ; n	2
	По T_p ; D	3
	По T_p ; d	4
5. Определить потребный диаметр штифта для жесткой втулочной муфты, если передаваемый момент $90 \text{ Н} \cdot \text{м}$; нагрузка постоянная с кратковременными перегрузками, $K = 1,2$; допускаемые напряжения для материала штифтов $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$; $[\tau_c] = 75 \text{ МПа}$; $[\sigma_{cm}] = 200 \text{ МПа}$ 	6 мм	1
	8 мм	2
	10,5 мм	3
	161 мм	4

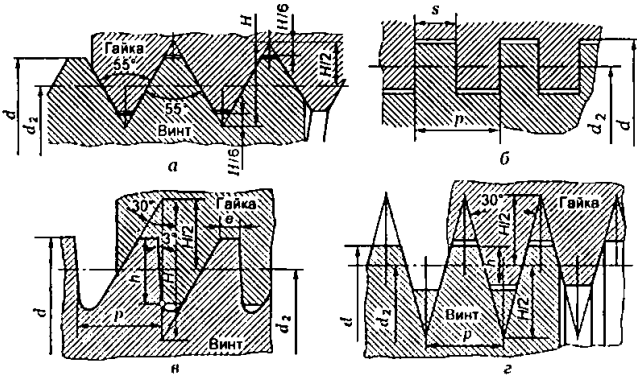
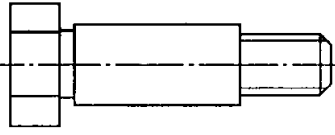
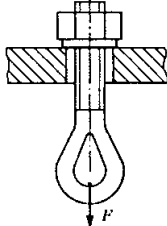
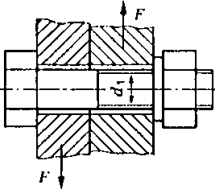
Тема: Муфты

Вариант 5

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Указать основное назначение изображенной муфты</p> 	Смягчение толчков и вибраций	1
	Плавное сцепление валов под нагрузкой на ходу	2
	Соединение валов в механизмах, где трудно обеспечить соосность	3
	Соединение валов с незначительными осевыми смещениями	4
<p>2. Указать основной недостаток изображенной муфты</p> 	Шум и вибрации при работе	1
	Сложность конструкции	2
	Требование высокой точности при обработке деталей	3
	Остановка машины для замены сломанного элемента	4
<p>3. Какую из перечисленных муфт можно использовать для соединения валов, установленных под углом друг к другу?</p> 	Упругую втулочно-пальцевую	1
	Зубчатую компенсирующую	2
	Шарнирную	3
	Многодисковую фрикционную	4
<p>4. Что учитывает коэффициент K в формуле для стандартных муфт $T_p = KT$?</p>	Тип механизма и режим работы	1
	Возможное угловое смещение валов	2
	Неравномерное распределение нагрузки между деталями	3
	Расположение механизма в пространстве	4
<p>5. Определить расчетную нагрузку для срезного штифта в муфте (см. рисунок к заданию 2), если муфта работает при постоянной нагрузке с незначительными толчками; коэффициент режима 1,15; диаметр расположения штифта $D_1 = 99$ мм; передаваемый механизмом момент $90 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $z = 1$</p>	130,6 Н	1
	1306,8 Н	2
	2090 Н	3
	2614 Н	4

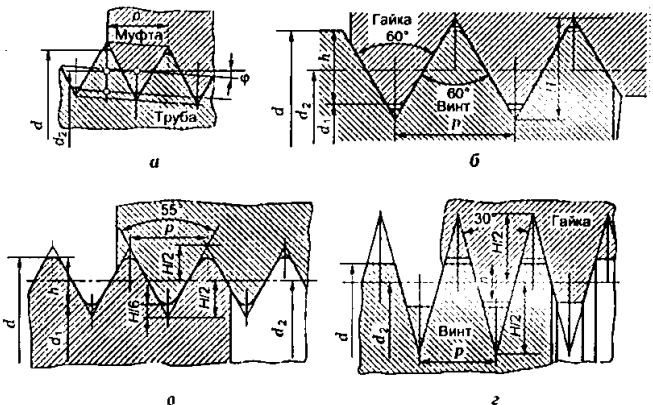
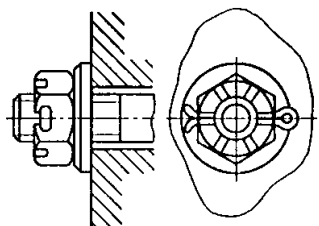
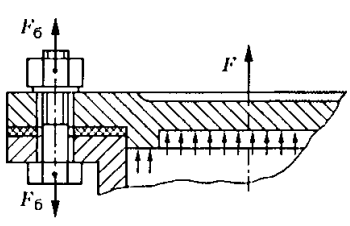
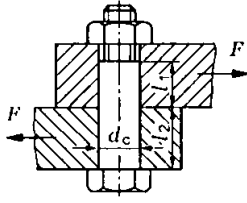
Тема: Резьбовые соединения

Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Среди представленных на рисунке определить крепежную резьбу</p> 	а	1
	б	2
	в	3
	г	4
<p>2. В каких случаях применяют изображенный болт?</p> 	При повышенных нагрузках	1
	При переменных нагрузках	2
	При значительной внешней поперечной нагрузке	3
	При отсутствии стопорных приспособлений	4
<p>3. За счет чего достигается самоторможение в резьбе?</p>	За счет отсутствия смазочного материала	1
	За счет специального подбора материалов винта и гайки	2
	За счет угла профиля резьбы	3
	За счет одновременного действия первого и второго факторов	4
<p>4. Выбрать формулу для проекторочного расчета незатянутого болта при действии осевой силы</p> 	$d_p \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}}$	1
	$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{M}{0,2[\tau]}}$	2
	$d_p \geq \sqrt{\frac{4KF}{\pi[\sigma_p]}}$	3
	$d_p \geq \sqrt{\frac{4F_{\delta}}{\pi[\sigma_{cm}]}}$	4
<p>5. Проверить прочность изображенного резьбового соединения, если действующая сила 4,12 кН; в соединении использовано три болта М20×100; коэффициент запаса стыка 1,3; коэффициент трения в стыке 0,15; допускаемое напряжение для материала 80 МПа; внутренний (расчетный) диаметр резьбы $d_1 = 17,3$ мм. Использовать табл. П32 Приложения</p> 	$\sigma_p > [\sigma_p]$	1
	$\sigma_p < [\sigma_p]$	2
	$\tau_c \leq [\tau_c]$	3
	$\sigma_p = [\sigma_p]$	4

Тема: Резьбовые соединения

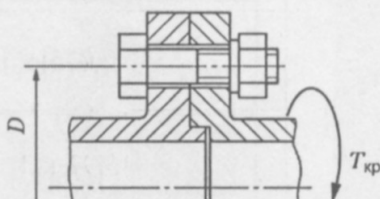
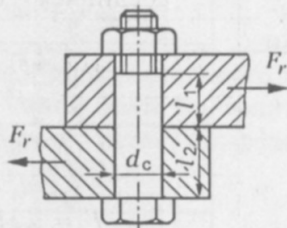
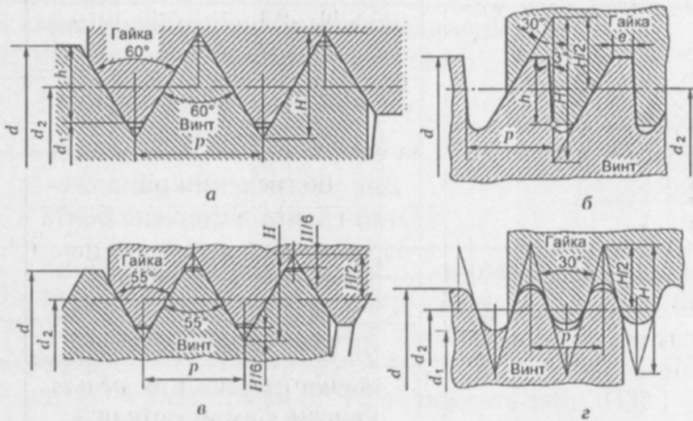
Вариант 2

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Выбрать резьбу, нарезаемую на стандартных крепежных деталях</p> 	<p><i>a</i></p> <p><i>б</i></p> <p><i>в</i></p> <p><i>г</i></p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>2. За счет чего происходит стопорение болта в изображенном соединении?</p> 	<p>За счет дополнительного трения</p> <p>За счет пружинной шайбы</p> <p>За счет жесткого соединения болта с гайкой</p> <p>За счет превращения в неразъемное соединение</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>3. Каково основное преимущество болтового соединения перед винтовым и соединением шпилькой?</p>	<p>Низкая стоимость</p> <p>Не требуют нарезания резьбы в соединяемых деталях</p> <p>Масса соединения меньше</p> <p>Точность центрирования соединяемых деталей</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>4. Выбрать формулу для определения расчетной нагрузки для болта в изображенном соединении</p> 	<p>$M_{\text{зат}} \approx 0,2 Qd$</p> <p>$F_6 = 1,3 F$</p> <p>$F_6 = 1,3 K F / f$</p> <p>$F_6 = F_0 + \chi F$</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>5. Определить допускаемую нагрузку для болта, если болт установлен без зазора в отверстие из-под развертки; материал болта — сталь; допускаемое напряжение растяжения для материала 80 МПа, для среза — 60 МПа; болт М12×50 ГОСТ 7817—80; $d_c = d + 1$ мм</p> 	<p>0,612 кН</p> <p>3,98 кН</p> <p>7,96 кН</p> <p>15,92 кН</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>

Тема: Резьбовые соединения

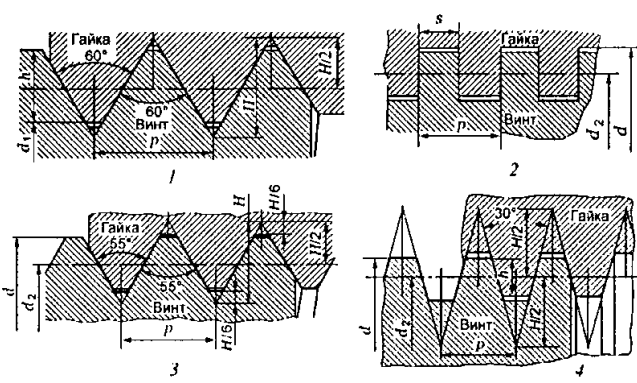
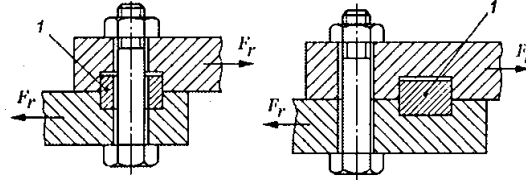
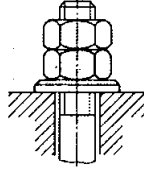
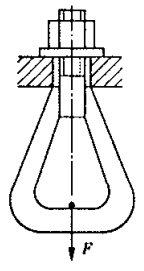
Вариант 3

Вопросы	Ответы	Код
1. Среди перечисленных резьб выбрать метрическую резьбу с мелким шагом	M36	1
	Tr36×6	2
	S36×3	3
	M36×3	4
2. Выбрать самый высокопроизводительный метод изготовления крепежных деталей с резьбой	Отливка в форме	1
	Прессование	2
	Резание на токарно-винтовом станке	3
	Накатывание на резьбонакатных станках	4
3. Выбрать резьбу, применяемую для преобразования вращательного движения в поступательное	а	1
	б	2
	в	3
	г	4
4. Выбрать формулу для проверочного расчета болта в изображенном соединении	$\frac{1,3 \cdot 4F}{\pi d_1^2 f} \leq [\tau_p]$	1
	$\frac{4F_r}{\pi d_c^2} \leq [\tau_c]$	2
	$\frac{1,3 \cdot 4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]$	3
	$\frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]$	4
5. Определить потребный номинальный диаметр резьбы болтов соединения из расчета на прочность, если передаваемая нагрузка 360 Н·м; число болтов 6; нагрузка распределена равномерно; допускаемые напряжения $[\sigma_p] = 85$ МПа, $[\tau_c] = 50$ МПа; коэффициент запаса 1,3; коэффициент трения в соединении 0,12; $D = 200$ мм. Использовать табл. П32 Приложения	10 мм	1
	16 мм	2
	20 мм	3
	24 мм	4



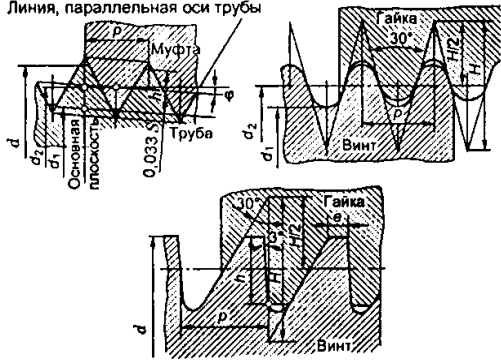
Тема: Резьбовые соединения

Вариант 4

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Сравнить КПД изображенных резьб</p> 	$\eta_1 > \eta_2 > \eta_3 > \eta_4$	1
	$\eta_2 > \eta_1 > \eta_4 > \eta_3$	2
	$\eta_2 > \eta_4 > \eta_3 > \eta_1$	3
	$\eta_4 > \eta_1 > \eta_2 > \eta_3$	4
<p>2. Для чего используют детали 1 в изображенных соединениях?</p> 	<p>Для центрирования деталей</p>	1
	<p>Для предотвращения отвинчивания гайки</p>	2
	<p>Для уменьшения потребной затяжки болта</p>	3
	<p>Для уменьшения напряжений сдвига в стержне болта</p>	4
<p>3. За счет чего осуществляется стопорение изображенного соединения? Дать наиболее полный ответ</p> 	<p>За счет трения в резьбе и специальной проволоки</p>	1
	<p>За счет трения в резьбе</p>	2
	<p>За счет трения в резьбе и трения между гайкой и контргайкой</p>	3
	<p>За счет упругости шайбы</p>	4
<p>4. Выбрать формулу для проверочного расчета напряженного болтового соединения без внешней нагрузки (затянутого болта)</p>	$\sigma_s = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma_p]$	1
	$\sigma = \frac{4F_\delta}{\pi d^2} \leq [\sigma_p]$	2
	$\sigma = \frac{4F_\delta}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]$	3
	$\tau_c = \frac{4F_\delta}{\pi d^2} \leq [\tau_c]$	4
<p>5. Проверить на прочность резьбовую часть грузовой скобы, рассчитанной на подъем 450 кН груза, если резьба трапецеидальная Tr100×12 ГОСТ 24738—81; расчетный диаметр резьбы $d_1 = 87$ мм; допускаемое напряжение 85 МПа. Использовать табл. ПЗ1 Приложения</p> 	$0,22[\sigma_p]$	1
	$0,89[\sigma_p]$	2
	$0,075[\sigma_p]$	3
	$1,78[\sigma_p]$	4

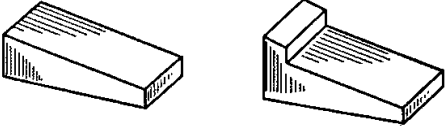
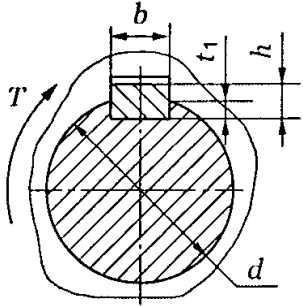
Тема: Резьбовые соединения

Вариант 5

Вопросы	Ответы	Код
1. Выбрать резьбу, преобразующую вращательное движение в поступательное. Как она обозначается? Использовать табл. ПЗ1 Приложения	$Sd \times p$	1
	Md	2
	$G^{1/2}$	3
	$Trd \times p$	4
2. В каких случаях применяют соединение шпилькой? Выбрать наиболее полный ответ	При пониженной нагрузке	1
	Если болт нельзя пропустить через соединяемые детали	2
	Если механизм подвергается частой разборке	3
	Если одновременно действуют второй и третий факторы	4
3. Определить геометрические характеристики резьбы M24, если d — номинальный диаметр; d_1 — внутренний диаметр; d_2 — средний диаметр; p — шаг; α — угол профиля. Использовать табл. ПЗ2 Приложения	Однозаходная, левая, $d = 24$ мм; $\alpha = 55^\circ$; $p = 3$ мм	1
	Двухзаходная, правая, $d_1 = 24$ мм; $\alpha = 60^\circ$; $p = 5$ мм	2
	Однозаходная, правая, $d = 24$ мм; $\alpha = 60^\circ$; $p = 3$ мм	3
	Однозаходная, левая, $d_2 = 24$ мм; $\alpha = 55^\circ$; $p = 3$ мм	4
4. Расчет затянутого и дополнительного нагруженного внешней осевой силой болта проводится с учетом силы $F_6 = F_0 + \chi F$. Что учитывает коэффициент χ ?	Скручивание стержня за счет трения	1
	Повышение нагрузки на болт для обеспечения плотности стыка	2
	Часть внешней силы, воспринимаемой болтом	3
	Часть внешней силы, воспринимаемой стыком	4
5. Определить потребную затяжку болта, крепящего два листа, если сила, сдвигающая листы, 5 кН; коэффициент трения в стыке 0,15; коэффициент запаса стыка 1,2	6 кН	1
	20 кН	2
	33 кН	3
	40 кН	4

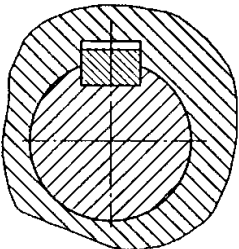
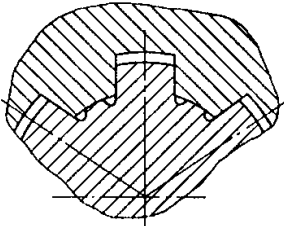
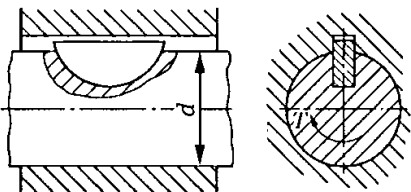
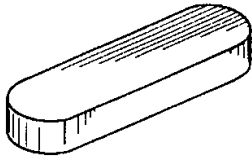
Тема: Шпоночные и шлицевые соединения

Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. За счет чего передается вращающий момент в соединениях с изображенными шпонками?</p> 	За счет сжатия материала	1
	За счет смятия боковых граней	2
	За счет трения между поверхностями шпонки и вала	3
	За счет прочности шпонки на изгиб	4
<p>2. Для передачи вращающего момента подобрана шпонка 12 × 8 × 63 ГОСТ 23360—78. Расшифровать запись, если b — ширина сечения; h — высота сечения; l — длина шпонки</p>	$h = 8 \text{ мм}; l = 12 \text{ мм}; b = 63 \text{ мм}$	1
	$h = 63 \text{ мм}; l_p = 12 \text{ мм}; b = 8 \text{ мм}$	2
	$h = 8 \text{ мм}; l = 63 \text{ мм}; b = 12 \text{ мм}$	3
	$h = 8 \text{ мм}; l_p = l - b = 63 \text{ мм}; b = 12 \text{ мм}$	4
<p>3. Каково основное преимущество шлицевых соединений по сравнению со шпоночными?</p>	Большая площадь несущих поверхностей	1
	Простота сборки соединения	2
	Технологичность	3
	Меньшая масса	4
<p>4. Выбрать формулу для проверочного расчета соединения призматической стандартной шпонкой</p> 	$\frac{2M}{dhl_p} \leq [\sigma]$	1
	$\frac{2T}{d(h - t_1)l_p} \leq [\sigma_{см}]$	2
	$\frac{2T}{dbl} \leq [\tau_c]$	3
	$\frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau_k]$	4
<p>5. Проверить прочность шлицевого соединения 8 × 46 × 50, подобранного для вала диаметром 45 мм, передающего вращающий момент 1345 Н · м, если допускаемая нагрузка распределена по рабочей поверхности зуба равномерно; допускаемое напряжение 70 МПа; длина ступицы 65 мм. Использовать табл. П35 Приложения</p>	$\sigma_{см} = [\sigma_{см}]$	1
	$\sigma_{см} < [\sigma_{см}]$	2
	$\sigma_{см} > [\sigma_{см}]$	3
	$\tau_c \leq [\tau_c]$	4

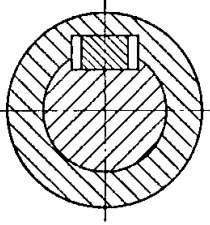
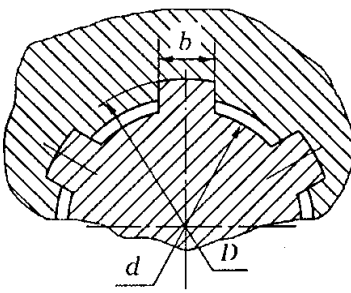
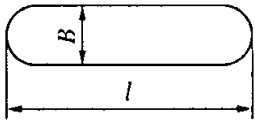
Тема: Шпоночные и шлицевые соединения

Вариант 2

Вопросы	Ответы	Код
1. Какая шпонка установлена в изображенном соединении? 	Призматическая	1
	Сегментная	2
	Клиновная без головки	3
	Клиновная с головкой	4
2. Какое соединение изображено на рисунке? 	Шлицевое прямобочное с центрированием по наружному диаметру	1
	Шлицевое прямобочное с центрированием по внутреннему диаметру	2
	Шлицевое прямобочное с центрированием по боковой поверхности зуба	3
	Шлицевое эвольвентное	4
3. Выбрать формулы для проверочного расчета изображенного соединения 	$\frac{2T}{d_{cp} A_{cm}} \leq [\sigma_{cm}]$	1
	$\frac{2T}{d(h - t_1)l} \leq [\sigma_{cm}]$	2
	$\frac{2T}{dA_{cm}} \leq [\sigma_{cm}]; \frac{2T}{dA_c} \leq [\tau_c]$	3
	$\tau = \frac{T}{W_p} \leq [\tau]$	4
4. Определить основные параметры шлицевого соединения 8 × 62 × 68 ГОСТ 1139—80 (табл. П35 Приложения)	68 — внутренний диаметр; 8 — число зубьев	1
	62 — внутренний диаметр; 68 — наружный диаметр; 8 — число зубьев	2
	62 — наружный диаметр; 6 — число зубьев	3
	6 — высота зуба; 8 — число зубьев; 62 — внутренний диаметр	4
5. Для вала, расчетный диаметр которого равен 55 мм, подобрана шпонка сечением 16 × 10. Определить необходимую длину шпонки, если передаваемый момент 700 Н · м; допускаемое напряжение для материала 120 МПа; глубина паза на валу $t_1 = 6$ мм. Использовать табл. П33 Приложения 	53 мм	1
	70 мм	2
	56 мм	3
	80 мм	4

Тема: Шпоночные и шлицевые соединения

Вариант 3

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Какая шпонка может быть установлена в изображенном соединении?</p> 	Призматическая с креплением на валу	1
	Призматическая	2
	Сегментная	3
	Клиновaя	4
<p>2. Какое соединение изображено на рисунке?</p> 	Шлицевое прямобочное с центрированием по d	1
	Шлицевое прямобочное с центрированием по D	2
	Шлицевое эвольвентное	3
	Шлицевое прямобочное с центрированием по b	4
<p>3. Выбрать формулу для проверочного расчета изображенного соединения (см. рисунок к заданию 2)</p>	$\frac{2T}{db l} \leq [\sigma]$	1
	$\frac{2T}{W_p} \leq [\tau_k]$	2
	$\frac{4T}{(D^2 - d^2)l} \leq [\sigma_{см}]$	3
	$\frac{2T}{d_{cp} A_{см}} \leq [\sigma_{см}]$	4
<p>4. По какой величине подбирают шпоночные и шлицевые соединения?</p>	По вращающему моменту на валу	1
	По вращающему моменту и диаметру вала	2
	По диаметру вала и длине ступицы	3
	По передаваемой мощности и диаметру вала	4
<p>5. Для вала, расчетный диаметр которого равен 36 мм, подобрана шпонка 10 × 8 × 45 ГОСТ 23360—78 со скругленными концами. Проверить прочность шпоночного соединения, если передаваемый вращающий момент 230 Н · м; допускаемое напряжение для материала 110 МПа; глубина паза на валу $t_1 = 5$ мм. Использовать табл. П33 Приложения</p> 	$\sigma_{см} < [\sigma_{см}]$	1
	$\sigma_{см} > [\sigma_{см}]$	2
	$\sigma_{см} = [\sigma_{см}]$	3
	$\tau_c \leq [\tau_c]$	4

Тема: Шпоночные и шлицевые соединения

Вариант 4

Вопросы	Ответы	Код
1. Какая шпонка установлена в изображенном соединении? 	Призматическая	1
	Скользкая призматическая	2
	Клиновaя	3
	Сегментная	4
2. По каким параметрам подбирают шлицевое соединение? 	По вращающему моменту	1
	По расчетному диаметру вала и длине ступицы	2
	По вращающему моменту и диаметру вала	3
	По длине ступицы и расчетному моменту	4
3. По каким напряжениям проводят проверочный расчет стандартных шлицевых соединений?	По напряжениям изгиба	1
	По напряжениям сжатия	2
	По напряжениям сдвига	3
	По напряжениям смятия	4
4. В каких случаях используют клиновые шпонки?	Для повышения точности сборки	1
	Чтобы не вызвать смещение ступицы	2
	Чтобы меньше ослаблять сечение вала	3
	При низкой точности деталей в единичном производстве	4
5. Для вала, расчетный диаметр которого 70 мм, подобрана призматическая шпонка с плоскими концами 20 × 12 × 70 ГОСТ 23360—78. Проверить прочность шпоночного соединения, если передаваемый вращающий момент 1512 Н · м; допускаемое напряжение для материала 120 МПа; глубина паза на валу $t_1 = 7,5$ мм	$\sigma_p = [\sigma_p]$	1
	$\sigma_{см} < [\sigma_{см}]$	2
	$\sigma_{см} = [\sigma_{см}]$	3
	$\sigma_{см} > [\sigma_{см}]$	4

Примечание. При ответах использовать табл. ПЗ4—ПЗ6 Приложения.

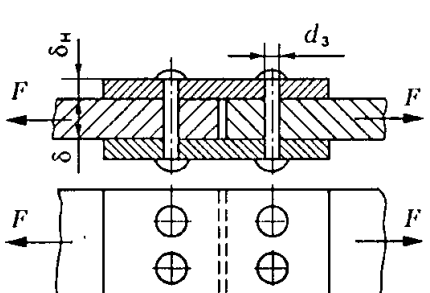
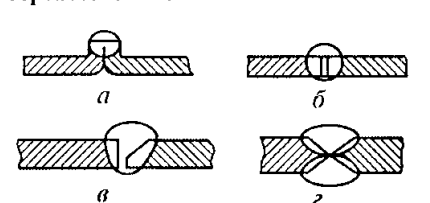
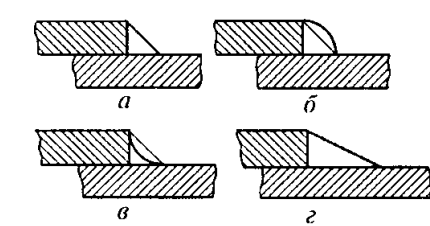
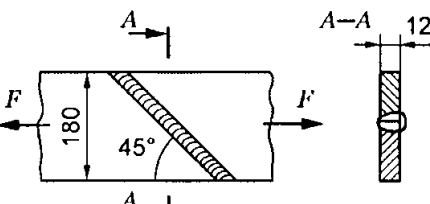
Тема: Шпоночные и шлицевые соединения

Вариант 5

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. В каком случае применяется изображенная шпонка?</p> 	При повышенных нагрузках	1
	При больших ударных нагрузках	2
	В подвижных соединениях	3
	При низкой точности деталей	4
<p>2. Как определены размеры стандартных шпонок и шлицевых соединений?</p>	Из расчета на растяжение	1
	Из расчета на срез	2
	Из расчета на кручение	3
	Из расчета на сжатие	4
<p>3. Указать основные геометрические параметры эвольвентного шлицевого соединения. Использовать табл. П36 Приложения</p> 	Число зубьев	1
	Модуль и число зубьев	2
	Наружный диаметр, модуль и число зубьев	3
	Наружный и внутренний диаметры, число зубьев	4
<p>4. Выбрать формулу для расчета изображенного соединения (см. рисунок к заданию 3)</p>	$\frac{T}{W} \leq [\tau]$	1
	$\frac{2T}{dA_c} \leq [\tau_c]$	2
	$\sigma_T / [s]$	3
	$\frac{2T}{dA_{cm}} \leq [\sigma_{cm}]$	4
<p>5. Для вала, расчетный диаметр которого 32 мм, подобраны размеры сечения шпонки 10 × 8. Определить потребное число шпонок для передачи вращающего момента 480 Н · м, если длина ступицы колеса 45 мм; глубина паза на валу для выбранной шпонки $t_1 = 5$ мм; допускаемое напряжение для материала 100 МПа; рекомендуемая длина шпонки $l = l_{ст} - 5$ мм. Использовать табл. П33 Приложения. Выбрать шпонки исполнения 2</p>	Одна	1
	Две	2
	Три	3
	Четыре	4

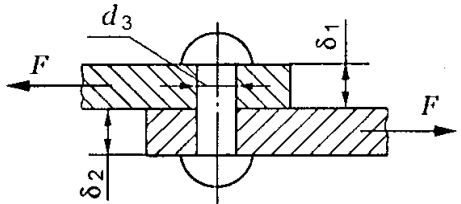
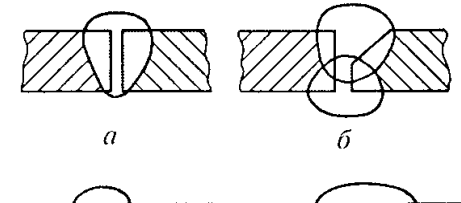
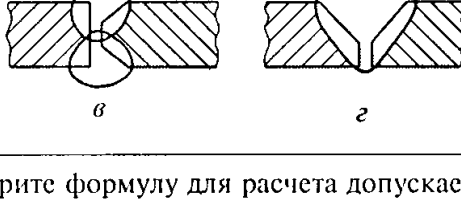
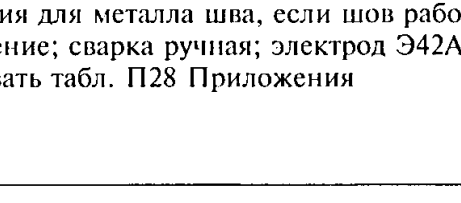
Тема: Неразъемные соединения

Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Как называется изображенный заклепочный шов?</p> 	Односрезной двухрядный с одной накладкой шахматный	1
	Двухсрезной двухрядный встык с одной накладкой	2
	Двухсрезной однорядный встык с двумя накладками	3
	Односрезной двухрядный внахлестку шахматный	4
<p>2. По какой формуле следует рассчитывать на прочность заклепки в изображенном соединении (см. рисунок к заданию 1)?</p>	$\frac{F}{\pi d_3^2} \leq [\tau_c]$	1
	$\frac{F}{2\pi d_3^2} \leq [\tau_c]$	2
	$\frac{F}{2\delta_n d_3} \leq [\sigma_{cm}]$	3
	$\frac{F}{(b - 2d_3)\delta} \leq [\sigma]$	4
<p>3. Как следует подготовить кромки перед сваркой встык листов толщиной 10 мм? Использовать табл. П29 Приложения</p> 	a	1
	б	2
	в	3
	г	4
<p>4. Какую форму углового шва следует выбрать для ответственного нахлесточного соединения, работающего при переменных нагрузках?</p> 	a	1
	б	2
	в	3
	г	4
<p>5. Из расчета на прочность сварного шва определить допускаемую нагрузку на соединение, если сварка ручная; электрод Э50; допускаемое напряжение для металла 120 МПа; нагрузка постоянная. Использовать табл. П28 Приложения</p> 	330 кН	1
	233,28 кН	2
	259,2 кН	3
	155,5 кН	4

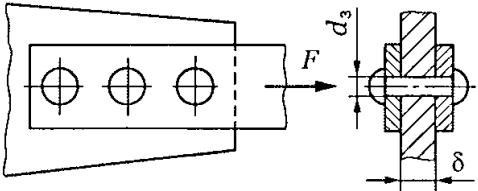
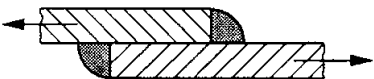
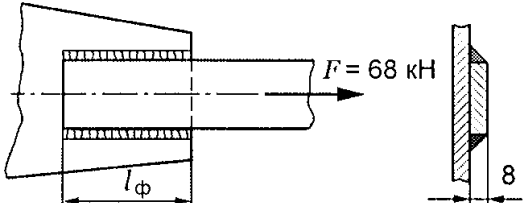
Тема: Неразъемные соединения

Вариант 2

Вопросы	Ответы	Код
1. Каково основное достоинство заклепочных соединений?	Простота конструкции	1
	Герметичность и плотность	2
	Надежная работа при вибрациях и динамических нагрузках	3
	Невысокая стоимость	4
2. Выбрать формулу для определения числа заклепок из расчета заклепок на прочность ($\delta_1 < \delta_2$)	$\frac{4F}{\pi d_3^2 [\tau_c]}$	1
	$\frac{4F}{\pi d_3^2 [\tau_c]}$	2
	$\frac{F}{\delta_1 d_3 [\sigma]}$	3
	$\frac{F}{\delta_2 d_3 [\sigma_{cm}]}$	4
3. Как следует подготовить кромки перед сваркой встык листов толщиной 25 мм? Использовать табл. П29 Приложения		1
		2
		3
		4
4. Выберите формулу для расчета допускаемого напряжения для металла шва, если шов работает на растяжение; сварка ручная; электрод Э42А. Использовать табл. П28 Приложения	$[\sigma_p]$	1
	$0,9[\sigma_p]$	2
	$0,6[\sigma_p]$	3
	$0,65[\sigma_p]$	4
5. Из расчета на прочность сварного шва определить ширину накладки b , если внешняя нагрузка на соединение 35 кН; допускаемое напряжение для металла шва на растяжение 100 МПа, на срез — 65 МПа	154 мм	1
	77 мм	2
	108 мм	3
	54 мм	4

Тема: Неразъемные соединения

Вариант 3

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Как называется изображенный заклепочный шов?</p> 	Односрезной трехрядный внахлест шахматный	1
	Двухсрезной двухрядный встык с одной накладкой	2
	Двухсрезной однорядный встык с двумя накладками	3
	Двухсрезной трехрядный	4
<p>2. По какой формуле следует рассчитывать на прочность заклепки в соединении (см. рисунок к заданию 1), если z — число заклепок; i — число площадок среза?</p>	$\frac{F}{2\delta d_3} \leq [\sigma_{cm}]$	1
	$\frac{F}{z\delta d_3} \leq [\sigma_{cm}]$	2
	$\frac{4F}{\pi d_3^2 z} \leq [\tau_p]$	3
	$\frac{4F}{\pi d_3^2 zi} \leq [\tau_c]$	4
<p>3. Указать основной недостаток угловых швов, использованных в изображенном соединении</p> 	Повышение стоимости изделия	1
	Увеличение веса конструкции	2
	Возникновение повышенной концентрации напряжений	3
	Усложнение технологии сварки	4
<p>4. Выбрать формулу для расчета допускаемого напряжения для металла шва, если шов угловой; сварка автоматическая под флюсом; электрод Э50</p>	$0,9[\sigma_p]$	1
	$[\sigma_p]$	2
	$0,6[\sigma_p]$	3
	$0,65[\sigma_p]$	4
<p>5. Определить потребную длину фланговых швов для соединения полосы толщиной 8 мм к косынке из расчета сварного соединения на прочность, если допускаемое напряжение для металла шва 75 МПа</p> 	162 мм	1
	81 мм	2
	58 мм	3
	114 мм	4

Примечание. При ответах использовать табл. П28, П29 Приложения.

Тема: Неразъемные соединения


Вариант 4

Вопросы	Ответы	Код
1. Указать основной недостаток заклепочных соединений	Значительные остаточные деформации	1
	Невысокая прочность при переменных нагрузках	2
	Трудоемкость и невысокая технологичность	3
	Неоднородность механических свойств	4
2. По какой формуле следует рассчитывать заклепки на срез в изображенном соединении?	$\frac{4F}{\pi d_3^2} \leq [\tau_c]$	1
	$\frac{F}{\pi d_3^2} \leq [\tau_c]$	2
	$\frac{F}{2\pi d_3^2} \leq [\tau_c]$	3
	$\frac{F}{4\delta_2 d_3} \leq [\sigma_{см}]$	4
3. Среди изображенных соединений выбрать соединение, выполненное стыковым швом	<i>a</i>	1
	<i>б</i>	2
	<i>в</i>	3
	<i>г</i>	4
4. Выбрать формулу для расчета площади сечения изображенного сварного соединения	$2kb$	1
	$2 \cdot 0,7kb$	2
	δb	3
	$0,7kb$	4
5. Определить допустимую нагрузку для изображенного соединения (см. рисунок к заданию 4), если сварка ручная; электрод Э50А; $\delta = k = 6$ мм; $b = 80$ мм; допустимое напряжение для основного металла $[\sigma_p] = 120$ МПа	115,2 кН	1
	48,38 кН	2
	24,19 кН	3
	34,56 Кн	4

Примечание. При ответах использовать табл. П28, П29 Приложения.

Тема: Неразъемные соединения

Вариант 5

Вопросы	Ответы	Код
1. Где применяют заклепочные соединения?	В котлостроении	1
	В редукторостроении	2
	В фермах железнодорожных мостов	3
	В автомобилестроении	4
2. Определить допускаемую нагрузку для соединения листа с косынкой из расчета заклепок, если допускаемое напряжение для материала заклепок на срез 50 МПа	759,9 кН	1
	190 кН	2
	95 кН	3
	60,5 кН	4
3. Для изображенного нахлесточного соединения выбрать формулу для расчетной площади шва 	$2 \cdot 0,7 l_{\text{фл}} b k$	1
	$(2 l_{\text{фл}} + b) 0,7 k$	2
	$(2 l_{\text{фл}} + b) k$	3
	$2 \cdot 0,7 l_{\text{фл}} k$	4
4. Указать основные недостатки сварных швов	Трудоемкость изготовления	1
	Низкая технологичность	2
	Невозможность соединения различных материалов	3
	Неоднородность структуры и свойств, остаточные напряжения	4
5. Определить допускаемую нагрузку для соединения (см. рисунок к заданию 3), если сварка автоматическая под слоем флюса; допускаемое напряжение для металла соединяемых листов $[\sigma_p] = 160 \text{ МПа}$; $l_{\text{фл}} = 70 \text{ мм}$; $b = 40 \text{ мм}$; $k = 5 \text{ мм}$	93,6 кН	1
	50,96 кН	2
	65,5 кН	3
	130 кН	4

Примечание. При ответах использовать табл. П28, П29 Приложения.

К расчету передач

Таблица П1. Стандартные модули

1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
1	1,125	3	3,5	10	11	32	36
1,25	1,375	4	4,5	12	14	40	45
1,5	1,75	5	5,5	16	18	50	55
2	2,25	6	7	20	22	60	70
2,5	2,75	8	9	25	28	80	90

Примечания: 1. При назначении величин модулей первый ряд следует предпочитать второму.

2. Допускается применение модулей 3,25; 3,75 и 4,25 мм для автомобильной промышленности.

Таблица П2. Коэффициент Y_F для эвольвентного наружного зацепления при $\alpha = 20^\circ$

Число зубьев	Y_F	Число зубьев	Y_F	Число зубьев	Y_F
17	—	35	3,75	60	3,62
20	4,08	40	3,70	80	3,60
22	3,98	50	3,66	100	3,58
25	3,91	55	3,64	200	3,59
30	3,80				

Таблица П3. Модуль m и коэффициент диаметра червяка q

m , мм	1-й ряд	2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0
	2-й ряд	3,0; 3,5; 6,0; 7,5; 12, 0
q	1-й ряд	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0
	2-й ряд	7,1; 9,0; 11,2; 14,0; 18,0; 22,4

Некоторые значения угла подъема витка червяка γ :

3°34'35"; 4°05'08"; 4°45'49"; 5°42'38"; 6°20'25"; 7°07'30"; 11°18'36"; 12°31'44"; 14°02'10"; 14°55'53"; 15°56'43"; 18°25'06"; 21°48'05"; 23°57'45"; 26°33'54".

Таблица П4. Цилиндрические зубчатые передачи. Передаточные числа

1-й ряд	1,0	—	1,25	—	1,6	—	2,0	—	2,5	—
2-й ряд	—	1,12	—	1,4	—	1,8	—	2,24	—	2,8
1-й ряд	3,15	—	4,0	—	5,0	—	6,3	—	8	—
2-й ряд	—	3,55	—	4,5	—	5,6	—	7,1	—	9 и т. д. до 12,5

Таблица П5. Межосевое расстояние a , мм

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	—	160	—	200	—
2-й ряд	—	—	—	—	—	—	140	—	180	—	—
1-й ряд	—	250	—	315	—	400	—	500	—	630	—
2-й ряд	225	—	280	—	355	—	450	—	560	—	и т. д. до 2500

Таблица П6. Коэффициент ширины венца относительного диаметра Ψ_{bd}

Расположение колеса относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	$H_2 \leq 350$ HB или H_1 и $H_2 \leq 350$ HB	H_1 и $H_2 \geq 350$ HB
Симметричное	0,8...1,4	0,4...1,0
Несимметричное	0,6...1,2	0,3...0,5
Консольное	0,3...0,4	0,2...0,25

Таблица П7. Выбор материала, термообработки и твердости

Параметр	Прямозубые и непрямозубые $P \leq 2$ кВт; $P \leq 7,5$ кВт		Непрямозубые $P \leq 7,5$ кВт	
	Шестерня, червяк 40Л; 40; 40Х; 40Х; 40ХН; 35ХМ	Колесо 35; 45; 35Л	Шестерня, червяк 40Х; 40НХ; 30ХМ; 50ХН	Колесо 35ХМ
Термообработка	Улучшение	Нормализация	Улучшение и ТВЧ	Улучшение
Рекомендуемое соотношение твердости зубьев	$H \leq 350$ HB $HB_{1cp} - HB_{2cp} = 20...50$		$H \geq 45$ HRC, $H \leq 350$ HB $HB_{1cp} - HB_{2cp} \geq 70$	

Таблица П8. Червячные колеса

Материалы	Способ отливки	Скорость скольжения, м/с
БрО10Н1Ф1 БрО10Ф1 БрО5Ц5С5	Центробежное литье В кокиль, в землю В кокиль, в землю	5
БрА10Ж4Н4 БрА9ЖЗЛ	Центробежное и в кокиль В кокиль, в землю	2...5
СЧ18 СЧ15	В землю В землю	До 2

<p>Передаточные числа, и</p> <p>Цилиндрические:</p> <p>тихоходные ступени</p> <p>быстроходные ступени</p> <p>Червячные</p>	<p>До 6,3</p> <p>До 8</p> <p>От 8 до 63</p>
<p>Коэффициенты относительной ширины колеса по межосевому расстоянию $\Psi_{ba} = b/a_w$</p> <p>Цилиндрические:</p> <p>симметричные</p> <p>несимметричные</p> <p>Конические $\Psi = b/R_e$</p> <p>Червячные b/a_w</p>	<p>До 0,5</p> <p>До 0,4</p> <p>0,285</p> <p>0,355</p>
<p>Отношение модуля зубьев к межосевому расстоянию m/a_w</p> <p>Улучшаемые передачи</p> <p>При поверхностном упрощении</p>	<p>0,01...0,02</p> <p>0,016...0,0315</p>
<p>Угол наклона зуба косозубых передач β</p> <p>Угол наклона зуба шевронных передач β</p>	<p>8°...22°</p> <p>25°...45°</p>

Таблица П10. Размеры нормального и узкого сечений ремней

[illegible]

Таблица П11. Размеры поликлиновых ремней

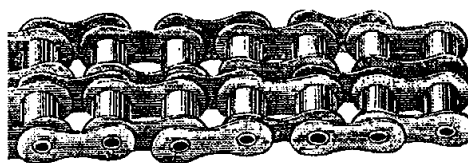
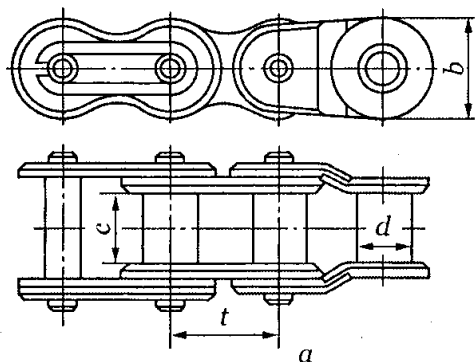
Обозначение сечения	Размеры, мм				Площадь сечения при 10 ребрах, A_{10} , мм ²	Предельные длины L , мм	Масса 1 м длины при 10 ребрах, q , кг/м	Число ребер		Диаметры шкивов, мм		Момент $T_{вх}$, Н·м
	t	H	h	δ				Рекомендуемое	Допустимое	d_{min}	d_{max}	
К	2,4	4,0	2,35	1,0	72,5	400...2000	0,09	2—36	36	40	500	<40
Л	4,8	9,5	4,85	2,4	356	1250...4000	0,45	4—20	50	80	800	18—400
М	9,5	16,7	10,35	3,5	1137	2000...4000	1,6	4—20	50	180	1000	>180

Таблица П12. Значения коэффициента трения

Сталь по стали или чугуну (в масле)	0,04...0,05
Сталь по стали или чугуну (всухую)	0,15...0,18
Текстолит по стали или чугуну	0,15...0,35
Металлокерамика по стали (всухую)	0,30...0,35
Сталь по бронзе	0,08...0,10
Чугун по коже (всухую)	0,2...0,5
Сталь или чугун по резине	0,35...0,7
Дерево по чугуну	0,35...0,45

К расчету цепных передач

Таблица П13. Приводные, роликовые, втулочные цепи по ГОСТ 13568—75



б

Обозначение	Точность
Однорядные (а)	
ПР-12,7-1000-1	В
ПР-12,7-900-2	В
ПР-12,7-1820-2	В
ПР-15,875-1300-1	В
ПР-15,875-2300-2	В
ПР-19,5-3180	Н
ПР-25,4-6000-А	Н

Обозначение	Точность
ПР-25,4-6000	В
ПР-31,75-8900	В
ПР-50,8-22800А	Н
ПР-50,80-22800	В
Двухрядные (б)	
2ПР-12,7-3180	В
2ПР-15,875-4540	В
2ПР-25,4-11400	В

Окончание табл. П13

Обозначение	Точность	Обозначение	Точность
2ПР-25,4-11400А	Н	3ПР-50,8-68040	В
2ПР-31,75-17700	В	С изогнутыми пластинами	
2ПР-50,8-45360	В	ПРИ-78,1-36000	Н
Трехрядные		ПРИ-103,2-65000	Н
3ПР-12,7-4540	В	Длиннозвенные	
3ПР-15,875-6810	В	ПРД-31,75-2300	Н
3ПР-25,4-17100	В	ПРД-38-3000	Н
3ПР-31,75-26550	В	ПРД-38-4000	Н

Примечания: 1. Первая цифра в обозначении — число рядов, если оно больше одного; второе число — шаг, мм; третье число — разрушающая нагрузка, даН (1 даН = 10 Н); четвертое число — исполнение по ширине.

2. В, Н — предельное отклонение длины отрезка цепи от номинала соответственно 0,15 и 0,225 мм (число звеньев в отрезке по ГОСТ 13568—75).

К расчету подшипников

Таблица П14. Допускаемые режимы работы подшипниковых материалов

Материал	$[p]$, МПа	v , м/с	$[pv]$ МПа м/с
Антифрикционные чугуны			
АЧС-1	9,0	0,2	1,8
АЧС-2	6,0	0,75	4,5
АЧС-4	15	3	4,5
АЧС-15	20	1,0	20
АЧВ-1	12	1,0	12
Бронзы			
БрО10Ф1	15	10	15
БрО6Ц6С6	5	3	10
БрО5Ц5С5	8	3	12
БрО4Ц4С17	10	4	10
БрС30	25	12	30
БрО8 Мц20	15	7	60
БрА9Ж3Л	14	4	12
Латунь			
ЛКС80-3-3	12	2	10
ЛМцС58-2-2	10,6	1	10
Баббиты			
БК-2	15	15	6
Б88	20	50	75
Б83	15	50	75

Таблица П15. 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} определяют интерполяцией.

Таблица П16. Рекомендуемые значения расчетных коэффициентов

1. Рекомендуемые значения коэффициентов безопасности K_δ

Вид нагружения	K_δ	Область применения
Спокойная нагрузка без толчков	1,0	Маломощные кинематические редукторы и приводы. Механизмы ручных кранов и блоков. Тали, кошки, ручные лебедки. Приводы управления
Легкие толчки; кратковременные перегрузки до 125 % номинальной расчетной нагрузки	1,0...1,5	Прецизионные зубчатые передачи. Металлорежущие станки (кроме строгальных, долбежных и шлифовальных). Гироскопы. Механизмы подъема кранов. Электротали и монорельсовые тележки. Лебедки с механическим приводом. Электродвигатели малой и средней мощности. Легкие вентиляторы и воздухоудовки

Окончание табл. П16

Вид нагружения	K_8	Область применения
Умеренные толчки; вибрационная нагрузка; кратковременные перегрузки до 150 % номинальной (расчетной) нагрузки	1,3...1,5	Зубчатые передачи. Редукторы всех типов. Буксы рельсового подвижного состава. Механизмы передвижения крановых тележек. Механизмы повтора кранов
То же, в условиях повышенной надежности	1,5...1,8	Механизмы изменения вылета стрелы кранов. Шпиндели шлифовальных станков. Электрошпиндели
Нагрузки со значительными толчками и вибрациями; кратковременные перегрузки до 200 % номинальной (расчетной) нагрузки	1,8...2,5	Зубчатые колеса. Дробилки и корпы. Кривошипно-шатунные механизмы. Валки и адьюстаж прокатных станков. Мощные вентиляторы и эксгаустеры
Нагрузки с сильными ударами; кратковременные перегрузки до 300 % номинальной (расчетной) нагрузки	2,5...3,0	Тяжелые ковочные машины. Лесопильные рамы. Холодильное оборудование. Рабочие роликовые конвейеры крупносортовых станков, блюмингов и слябингов

2. Рекомендуемые значения температурного коэффициента K_T

При t °C	≤ 100	125	150	175	200	250
K_T	1,00	1,05	1,10	1,15	1,25	1,4

3. Рекомендуемые значения коэффициента вращения V

При вращении внутреннего кольца подшипника	$V = 1$
При вращении наружного кольца	$V = 1,2$

Таблица П17. Значения коэффициентов долговечности a_1 при различной вероятности безотказной работы

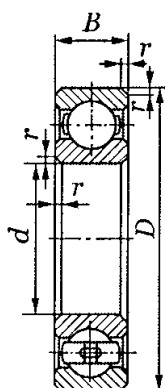
Вероятность безотказной работы, %	90	95	96	97	98	99
Ресурс L при необходимой вероятности безотказной работы	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Таблица П18. Рекомендуемые значения коэффициента a_{23}

Подшипники	a_{23} для условий применения		
	1	2	3
Шариковые (кроме сферических)	0,7...0,8	1,0	1,2...1,4
Роликовые с цилиндрическими роликами, шариковые сферические двухрядные	0,5...0,6	0,8	1,0...1,2
Роликовые конические	0,6...0,7	0,9	1,1...1,3
Роликовые сферические двухрядные	0,3...0,6	0,6	0,8...1,0

Примечание. 1 — обычные условия применения; 2 — при наличии гидродинамической пленки масла между контактируемыми поверхностями и отсутствии повышенных перекосов; 3 — те же при изготовлении тел качения из электрошлаковых и вакуумных сталей.

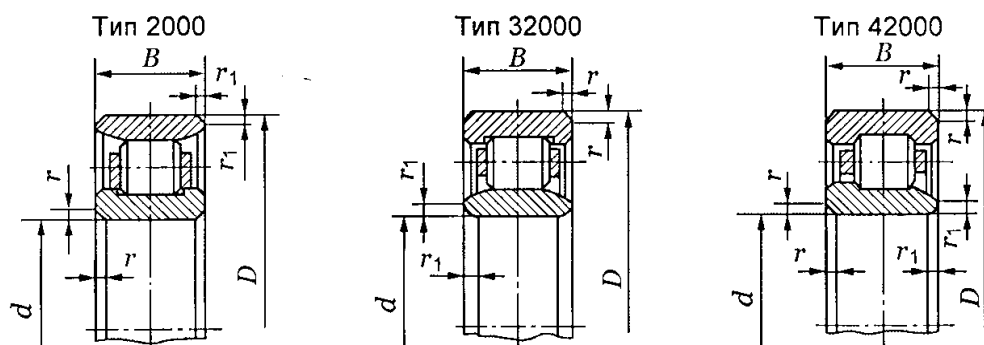
Таблица П19. Шариковые подшипники радиальные однорядные (ГОСТ 8338—75)



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

Таблица П20. Роликовые подшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами (ГОСТ 8328—75)

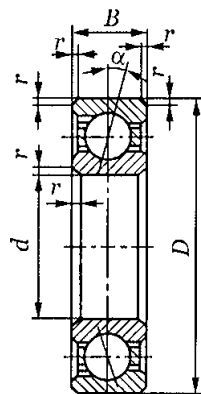


Условное обозначение типа подшипников			Серия	Размеры, мм					C_r , Н	C_{0r} , Н	Предельная частота вращения, мин ⁻¹ , при смазочном материале	
2000	32000	42000		d	D	B	r	r_1			Пластичном	Жидком
2204	32204	42204	Легкая узкая	20	47	14	1,5	1	14 700	7350	15 000	18 000
—	32205	42208		25	52	15	1,5	1	16 800	8800	12 000	15 000
2206	32206	42206		30	62	16	1,5	1	22 400	12 000	10 000	13 000
2207	32207	42207		35	72	17	2	1	31 900	17 600	9000	11 000
2208	32208	42208		40	80	18	2	2	41 800	24 000	8500	10 000
2209	32209	42209		45	85	19	2	2	44 000	25 500	7500	9000
2210	32210	42210		50	90	20	2	2	45 700	27 500	7000	8500

Окончание табл. П20

Условное обозначение типа подшипников			Серия	Размеры, мм					C_r , Н	C_{0r} , Н	Предельная частота вращения, мин ⁻¹ , при смазочном материале	
2000	32000	42000		d	D	B	r	r_1			Пла- стичном	Жидком
2211	32211	42211	Легкая узкая	55	100	21	2,5	2	56 100	34 000	6300	7500
2212	32212	42212		60	110	22	2,5	2,5	64 400	43 000	5600	6700
2213	32213	42213		65	120	23	2,5	2,5	76 500	51 000	5300	6300
2214	32214	—		70	125	24	2,5	2,5	79 200	51 000	5000	6000
2215	32215	42215		75	130	25	2,5	2,5	91 300	102 000	4800	5600
2305	—	42305	Средняя узкая	25	62	17	2	2	28 600	15 000	9500	12 000
2306	32306	42306		30	72	19	2	2	36 900	20 000	8500	10 000
2307	—	42307		35	80	21	2,5	2	44 600	27 000	8000	9500
2308	32308	42308		40	90	23	2,5	2,5	56 100	32 500	6700	8000
2309	32309	42309		45	100	25	2,5	2,5	72 100	41 500	6300	7500
2310	32310	42310		50	110	27	3	3	88 000	52 000	5600	6700
2311	32311	42311		55	120	29	3	3	102 000	67 000	5000	6000
2312	32312	42312		60	130	31	3,5	3,5	123 000	76 500	4800	5600
2313	32313	42313		65	140	33	3,5	3,5	138 000	85 000	4500	5300
2314	32314	42314		70	150	35	3,5	3,5	151 000	102 000	4000	4800

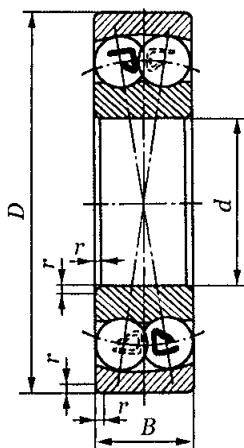
Таблица П21. Шариковые подшипники радиально-упорные однорядные (ГООС 831—75)



Условное обозначение подшипника	Серия	Размеры, мм					C_r , Н	C_{0r} , Н	Предельная частота вращения, мин ⁻¹ , при смазочном материале	
		d	D	B	r	r_1			Пластичном	Жидком
36104	Особо легкая нормальная, $\alpha = 12^\circ$	20	42	12	1	0,5	10 600	5320	22 000	30 000
36105		25	47	12	1	0,5	11 800	6290	19 000	24 000
36106		30	55	13	1,5	0,5	15 300	8570	17 000	22 000
36107		35	62	14	1,5	0,5	19 100	11 300	16 000	20 000

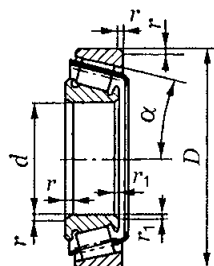
Условное обозначение подшипника	Серия	Размеры, мм					C_r , Н	C_{0r} , Н	Предельная частота вращения, мин ⁻¹ , при смазочном материале	
		d	D	B	r	r_1			Пластичном	Жидком
36202	Легкая узкая, $\alpha = 12^\circ$	15	35	11	1	0,3	8150	3830	24 000	32 000
36203		17	40	12	1	0,3	12 000	6120	18 000	24 000
36204		20	47	14	1,5	0,5	15 700	8310	16 000	20 000
36205		25	52	15	1,5	0,5	16 700	9100	13 000	17 000
36206		30	62	16	1,5	0,5	22 000	12 000	11 000	16 000
36207		35	72	17	2	1	30 800	17 800	10 000	12 000
36208		40	80	18	2	1	38 900	23 200	9500	13 000
36209		45	85	19	2	1	41 200	25 100	9000	12 000
36210		50	90	20	2	1	43 200	27 000	8000	11 000
36211		55	100	21	2,5	1,2	58 400	34 200	7000	9500
36212		60	110	22	2,5	1,2	61 500	39 300	6300	8500
36214		70	125	24	2,5	1,2	80 200	54 800	6000	8000
36302	Средняя узкая, $\alpha = 12^\circ$	15	42	13	1,5	0,5	13 600	6800	16 000	20 000
36303		17	47	14	1,5	0,5	17 200	8700	13 000	17 000
36308		40	90	23	2,5	1,2	53 900	32 800	7000	9500
36318		90	190	43	4	2	189 000	145 000	2800	3600
46204	Легкая узкая, $\alpha = 26^\circ$	20	47	14	1,5	0,5	14 800	7640	15 000	20 000
46205		25	52	15	1,5	0,5	15 700	8340	11 000	15 000
46206		30	62	16	1,5	0,5	21 900	12 000	10 000	13 000
46207		35	72	17	2	1	29 000	16 400	9000	11 000
46208		40	80	18	2	1	36 800	21 300	8000	9000
46209		45	85	19	2	1	38 700	23 100	7000	8500
46210		50	90	20	2	1	40 600	24 900	6300	8000
46211		55	100	21	2,5	1,2	50 300	31 500	6300	8000
46304	Средняя узкая, $\alpha = 26^\circ$	20	52	15	2	1	17 800	9000	12 000	16 000
46305		25	62	17	2	1	26 900	14 600	9000	12 000
46306		30	72	19	2	1	32 600	18 300	8000	10 000
46307		35	80	21	2,5	1,2	42 600	24 700	7000	9500
46308		40	90	23	2,5	1,2	50 800	30 100	6300	8500
46309		45	100	25	2,5	1,2	61 400	37 000	5600	7500
46310		50	110	27	3	1,5	71 800	44 000	5000	6700
46312		60	130	31	3,5	2	100 000	65 300	4300	5600

Таблица П22. Шариковые подшипники радиальные сферические двухрядные (ГОСТ 28428—90)



Условное обозначе- ние под- шипника	Серия	Размеры, мм				C_r , Н	C_{or} , Н	Предельная частота вра- щения, мин ⁻¹ , при смазоч- ном материале		Числовые значения коэффициентов					
		d	D	B	r					e	$\frac{F_a}{VF_r} \leq r$		$\frac{F_a}{VF} > e$		Y_0
											X	Y	X	Y	
1204	Легкая узкая	20	47	14	1,5	9950	3180	15 000	18 000	0,27	1,0	2,31	0,65	3,57	2,42
1205		25	52	15	1,5	12 100	4000	13 000	16 000	0,27		2,32		3,60	2,44
1206		30	62	16	1,5	15 600	5800	10 000	13 000	0,24		2,58		3,99	2,70
1207		35	72	17	2,0	15 900	6600	9000	11 000	0,23		2,74		4,24	2,87
1208		40	80	18	2,0	19 000	8550	8500	10 000	0,22		2,87		4,44	3,01
1209		45	85	19	2,0	21 600	9600	7500	9000	0,21		2,97		4,60	3,11
1210		50	90	20	2,0	22 900	10 800	7000	8500	0,21		3,13		4,85	3,28
1211		55	100	21	2,5	26 500	13 300	6300	7500	0,20		3,23		5,00	3,39
1212		60	110	22	2,5	30 200	15 500	5600	6700	0,19		3,41		5,27	3,57
1213		65	120	23	2,5	31 200	17 200	5300	6300	0,17		3,71		5,73	3,88
1214		70	125	24	2,5	34 500	18 700	5000	6000	0,18		3,51		5,43	3,68
1215		75	130	25	2,5	39 000	21 500	4800	5600	0,18		3,60		5,57	3,77

Таблица П23. Роликовые конические однорядные подшипники



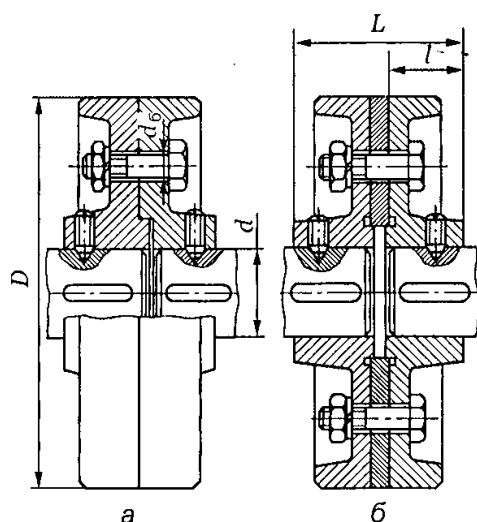
Условное обозначение подшипника	Серия	Размеры, мм							C_r , Н	C_{0r} , Н	Числовые значения коэффициентов			Предельная частота вращения, мин ⁻¹ , при смазочном материале	
		d	D	T	B	c	r	r_1			e	γ	γ_0	пластичном	жидком
2007106	Особо легкая широкая, $\alpha = 11...15^\circ$	30	55	17	16	14	1,5	0,5	27 000	19 900	0,24	2,50	1,38	6700	9000
2007107		35	62	18	17	15	1,5	0,5	32 000	23 000	0,27	2,21	1,22	6000	8000
2007108		40	68	19	18	16	1,5	0,5	40 000	28 400	0,33	1,84	1,01	5300	7000
2007109		45	75	20	19	16	1,5	0,5	44 000	34 900	0,30	1,99	1,10	4800	6300
2007111		55	90	23	22	19	2	0,8	57 000	45 200	0,33	1,80	0,99	4000	5300
2007113		65	100	23	22	19	2	0,8	61 000	64 500	0,38	1,59	0,88	3400	4500
2007114		70	110	25	24	20	2	0,8	77 600	71 600	0,28	2,11	1,16	3200	4300
2007115		75	115	25	24	20	2	0,8	78 300	75 000	0,30	1,99	1,10	3000	4000
7205	Легкая узкая, $\alpha = 12...18^\circ$	25	52	16,25	15	13	1,5	0,5	24 000	17 500	0,36	1,67	0,92	7500	10 000
7206		30	62	17,25	16	14	1,5	0,5	31 000	22 000	0,36	1,64	0,90	6300	8500
7207		35	72	18,25	17	15	2	0,8	38 500	26 000	0,37	1,62	0,89	5300	7000
7208		40	80	19,75	20	16	2	0,8	46 500	32 500	0,38	1,56	0,86	4800	6300
7209		45	85	20,75	19	16	2	0,8	50 000	33 000	0,41	1,45	0,80	4500	6000
7210		50	90	21,75	21	17	2	0,8	56 000	40 000	0,37	1,60	0,88	4300	5600
7211		55	100	22,75	21	18	2,5	0,8	6500	46 000	0,41	1,46	0,80	3800	5000
7212		60	110	23,75	23	19	2,5	0,8	78 000	58 000	0,35	1,71	0,94	3400	4500
7214		70	125	26,25	26	21	2,5	0,8	96 000	82 000	0,37	1,62	0,89	3000	4000
7215		75	130	27,25	26	22	2,5	0,8	107 000	84 000	0,39	1,55	0,85	2800	3800
7216		80	140	28,25	26	22	3	1	112 000	95 200	0,42	1,43	0,78	2400	3400
7506	Легкая широкая, $\alpha = 12...16^\circ$	30	62	21,25	20,5	17	1,5	0,5	36 000	27 000	0,36	1,64	0,90	6300	8500
7507		35	72	24,25	23	20	2	0,8	53 000	40 000	0,35	1,73	0,95	5300	7000
7508		40	80	24,75	23,5	20	2	0,8	56 000	44 000	0,38	1,57	0,87	4800	6300
7509		45	85	24,75	23,5	20	2	0,8	60 000	46 000	0,42	1,44	0,79	4500	6000
7510		50	90	24,75	23,5	20	2	0,8	62 000	54 000	0,42	1,43	0,78	4300	5600
7511		55	100	26,75	25	21	2,5	0,8	80 000	61 000	0,36	1,67	0,92	3800	5000
7512		60	110	29,75	28	24	2,5	0,8	94 000	75 000	0,39	1,53	0,84	3400	4500
7513		65	120	32,75	31	27	2,5	0,8	11 9000	98 000	0,37	1,62	0,89	3000	4000
7514		70	125	33,25	31	27	2,5	0,8	12 5000	101 000	0,39	1,55	0,85	2800	3800
7515		75	130	33,25	31	27	2,5	0,8	13 000	108 000	0,41	1,48	0,81	2600	3600

К расчету муфт

Таблица П24. Значение коэффициента K , учитывающего условия эксплуатации привода

Нагрузка	Группы машин	K
Постоянная, с кратковременными перегрузками до 120 % номинальной	Конвейеры ленточные; станки токарные, шлифовальные, фрезерные	1,15...1,2
Переменная, с колебаниями в пределах до 150 % номинальной	Конвейеры цепные, пластинчатые, винтовые; станки деревообделочные; центробежные насосы	1,3...1,5
Со значительными колебаниями до 200 % номинальной	Конвейеры скребковые, ковшовые (элеваторы); станки металлообрабатывающие с возвратно-поступательным движением; реверсные приводы	1,7...2,0
Ударная, достигающая 300 % номинальной	Поршневые насосы и компрессоры; прессы и молоты, дробилки, шаровые мельницы	2,5...3,0

Таблица П25. Размеры (мм) и параметры фланцевых муфт



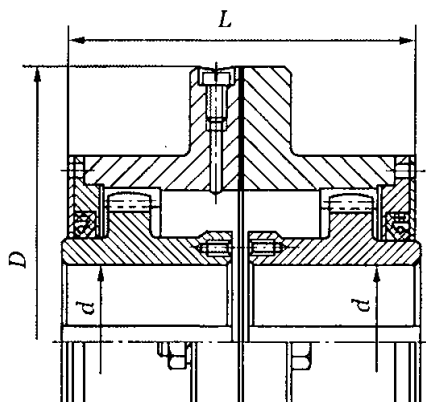
a — центровка за счет выступа; b — центровка кольцом

Номинальный враща- ющий момент T , Н · м, для стальных муфт	d (пред. откл. по $H7$)	D , не более	l , не более		L , не более	
			Для исполнений			
			1	2	1	2
31,5	16...22	90	40	28	84	60
63,0	20...28	100	50	36	104	76
125,0	25...36	112	60	42	124	83
160,0	30...36	130	80	58	170	120
250,0	32...36	140				
	40...45		110	82	230	170
400,0	35...36	150	80	58	170	120
	40...45		110	82	230	170

Окончание табл. П25

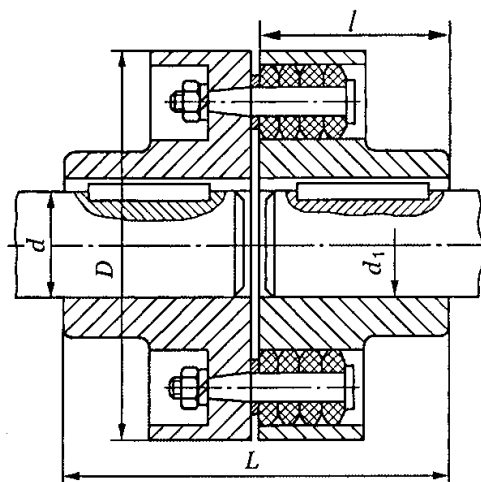
Номинальный враща- ющий момент T , Н · м, для стальных муфт	d (пред. откл. по $H7$)	D , не более	l , не более		L , не более	
			Для исполнений			
			1	2	1	2
630,0	45...55	170	140	105	290	220
	60					
1000,0	50...55	180	110	82	230	170
	60...71		140	105	290	220
1600,0	60...75	190	140	105	290	220
	80...85		170	130	350	270
2500,0	70...71	224	140	105	290	220
	80...90		170	130	350	270
	100		210	165	430	340

Таблица П26. Размеры (мм) и параметры зубчатых муфт по ГОСТ 5006—83



Враща- ющий момент T , Н · м	d	D	L , не более	Частота вра- щения, с ⁻¹ , не более	Момент инерции для типа I, кг · м ²	Модуль	Число зубьев	Ширина зуб- чатого венца b , не менее	Расстояние между середи- нами зубча- тых венцов, не более
	не более								
1000	40	145	174	90	0,05	2,5	30	12	60
1600	55	170		80	0,06		38		
2500	60	185	220	75	0,08	3,0	36	20	75
4000	65	200		62	0,15		40		85
6300	80	230	270	55	0,25		48		125
10000	100	270	340	47	0,50	4,0	56	25	145
16000	120	300	345	40	1,15		48		
25000	140	330		35	2,25		56	30	180
40000	160	410	415	29	6,00	6,0	46	35	210
63000	200	470	500	20	10,50		56	40	250

Таблица П27. Размеры и параметры муфт упругих втулочно-пальцевых по ГОСТ 21425—93



Момент T , Н · м	Угловая скорость ω , рад/с, не более	Отверстие, мм			Габаритные размеры, мм		Смещения осей валов, не более	
		d, d_1	$l_{\text{цил}}$	$l_{\text{кон}}$	L	D	Δ_{Σ} , мм	ν_{Σ}
31,5	670	16; 18; 19	28	18	60	90	0,2	1°30'
63	600	20; 22; 24	36	24	76	100		
125	480	25; 28; 30	42	26	89	120	0,3	
250	400	32; 35; 36; 38; 40; 42; 45	58	38	121	140		
500	380	40; 42; 45	82	56	169	170		
710	315	48; 50; 55; 55	82	56	170	190	0,4	
1000	300	50; 55; 56	82	56	170	220		
		60; 63; 65; 70	105	72	216			

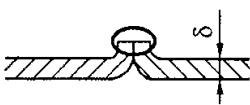
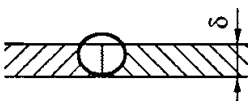
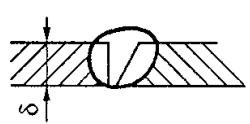
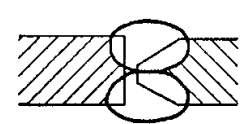
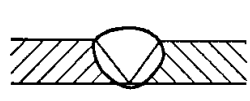
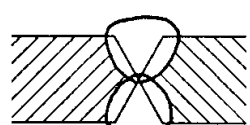
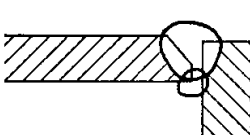
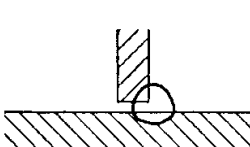
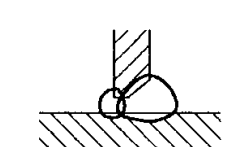
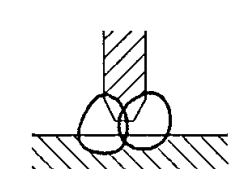
К расчету сварных соединений

Таблица П28. Допускаемые напряжения для сварных швов

Способы сварки и марка электрода	Допускаемые напряжения при		
	$[\sigma_p]$	$[\sigma'_{сж}]$	$[\tau'_{ср}]$
Автоматическая под флюсом и ручная электродуговая электродами Э42А и Э50А	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,65[\sigma_p]$
Ручная дуговая электродами Э42А и Э50А	$0,9[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,6[\sigma_p]$

Примечание. $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей; для Ст2 $[\sigma_p] = 140$ МПа; для Ст3 $[\sigma_p] = 160$ МПа. При переменных и знакопеременных нагрузках допускаемое напряжение следует уменьшить.

Таблица П29. Конструкции сварных соединений

Конструкции стыковых соединений			
Шов		Схема	Примечание
С отбортовкой кромок			Для материала $\delta \leq 2$ мм
Односторонний без скоса кромок			Для листов $\delta \leq 8$ мм
Односторонний со скосом одной кромки			Для листов $\delta \leq 12$ мм
Двусторонний с двумя симметричными скосами двух кромок			При толщине до 60 мм
Односторонний со скосом двух кромок			При толщине до 26 мм
Двусторонний с двумя симметричными скосами кромок одного из листов			При толщине до 40 мм
Конструкции угловых и тавровых соединений			
Вид соединения	Шов	Схема	Условное обозначение
Угловое	Односторонний		У7/3-60
Тавровое	Односторонний		Т1/2-40
Тавровое	Двусторонний		Т7/3-60
Тавровое	Двусторонний		Т8/8-100

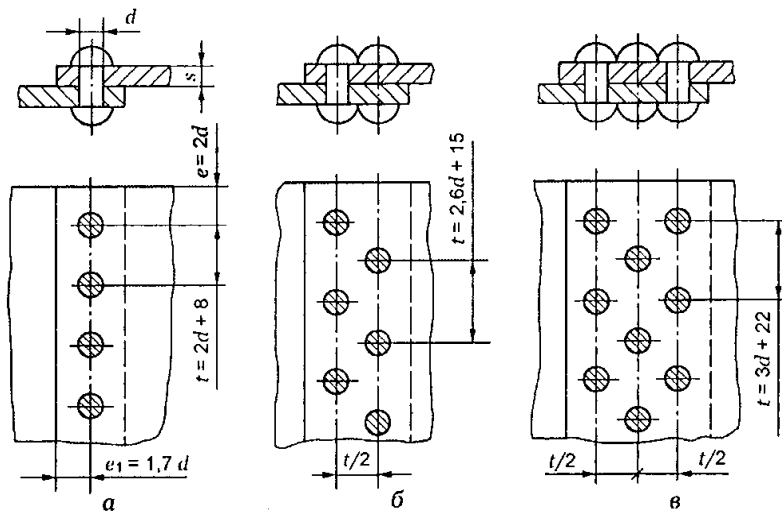
Примечание. В знаменателе — пределы толщин для ручной сварки.

К расчету заклепочных соединений

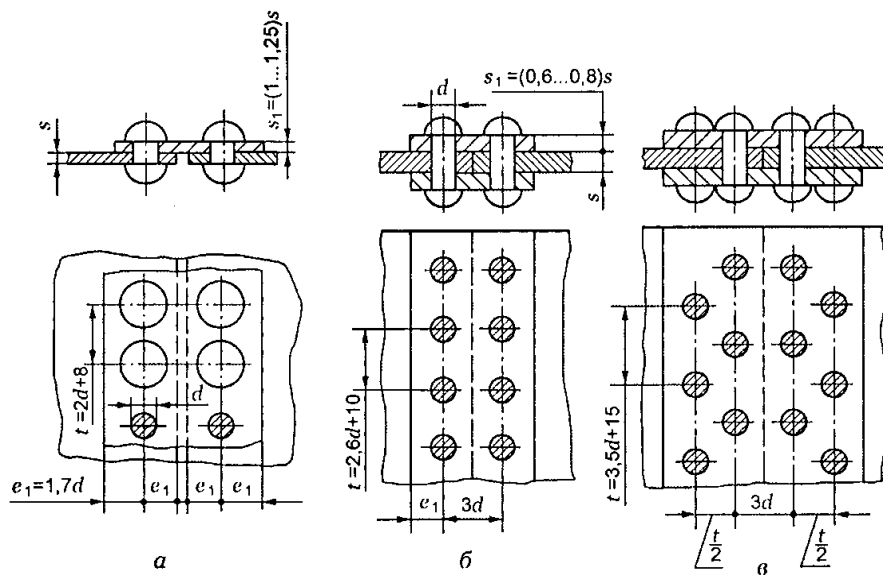
Таблица П30. Допускаемые напряжения для прочных стальных заклепочных швов при статической нагрузке

Элемент шва	Вид деформации, напряжение	Способ изготовления отверстия	Допускаемые напряжения, МПа	
Склепываемые детали	Растяжение, $[\sigma]_p$	—	140	160
	Срез, $[\tau]_{ср}$	—	90	100
Заклепки	Срез, $[\tau]_{ср.з}$	Продавливание	100	100
		Сверление	140	140
	Смятие, $[\sigma]_{см}$	Продавливание	240	280
		Сверление	280	320

Виды заклепочных соединений



Заклепочные соединения внахлестку:
 а — однорядные; б — двухрядные; в — многорядные



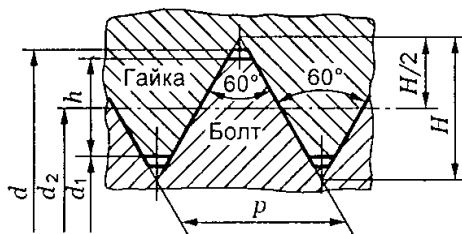
Заклепочные соединения встык:
 а, б — однорядные; в — двухрядные

К расчету резьбовых соединений

Таблица П31. Условные обозначения резьб

Тип резьбы и номер стандарта (ГОСТ или СТ СЭВ)	Условное обозначение типа	Указываемые на чертеже размеры	Примеры обозначений резьбы
Метрическая с крупным шагом ГОСТ 8724—81	M	Наружный диаметр, мм	M10; M36; M10LN
Метрическая с мелким шагом ГОСТ 8724—81	M	Наружный диаметр и шаг, мм	M64×2
Метрическая для диаметров менее 1 мм (часовая) ГОСТ 9000—73	M	Наружный диаметр, мм	M0,6
Трапецеидальная однозаходная ГОСТ 24738—81	Tr	Наружный диаметр и шаг, мм, ГОСТ	Tr36×6 ГОСТ 24738-81
Упорная ГОСТ 10177—81	S	Наружный диаметр и шаг, мм	S80×16
Трубная цилиндрическая ГОСТ 6357—81	G	Условное обозначение, размеры резьбы в дюймах	G2 ¹ / ₂
Трубная коническая ГОСТ 6211—69	R	Условное обозначение, размеры резьбы в дюймах, ГОСТ	R3 ³ / ₄ ГОСТ 6211—81 (наружный) R _c 3 ³ / ₄ ГОСТ 6211—81 (внутренний)
Коническая дюймовая с углом профиля 60° ГОСТ 6111—52	K	Обозначение резьбы в дюймах, ГОСТ	K 3 ³ / ₄ ГОСТ 6111—52

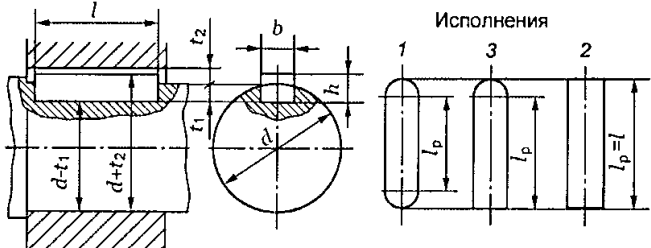
Таблица П32. Резьба метрическая (выборка). Размеры, мм



Номинальный диаметр резьбы d	Резьба с крупным шагом			Резьба с мелким шагом		
	Шаг p	Средний диаметр d_2	Расчетный диаметр d_1	Шаг p	Средний диаметр d_2	Расчетный диаметр d_1
10	1,5	9,026	8,59	1,25	9,188	8,83
12	1,75	10,863	10,36	1,5	11,026	10,59
16	2	14,701	14,12	1,5	15,026	14,59
20	2,5	18,376	17,65	2	18,701	18,12
24	3	22,051	21,18	2	22,701	22,12
30	3,5	27,727	26,211	2	28,701	27,835
36	4	33,492	31,670	3	34,051	32,752
42	4,5	39,077	37,129	3	40,051	38,752
48	5	44,752	42,587	3	46,051	44,752
56	5,5	52,428	50,046	3	54,051	52,752

К расчету шпоночных и шлицевых соединений

Таблица П33. 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.

Таблица П34. Сегментные шпонки (ГОСТ 24071—80)

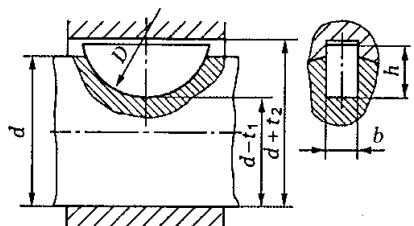
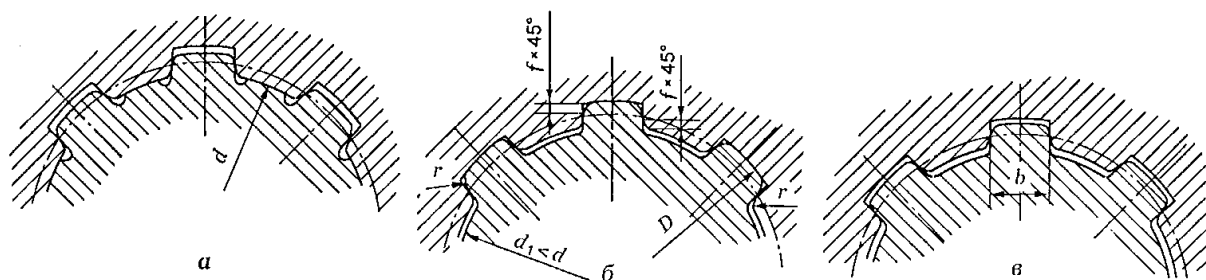
							
Диаметр вала d , мм	Размеры шпонки $b \times h \times D$, мм	Глубина паза, мм		Диаметр вала d , мм	Размеры шпонки $b \times h \times D$, мм	Глубина паза, мм	
		Вала t_1	Отверстия t_2			Вала t_1	Отверстия t_2
Св. 7 до 8	2,5 × 3,7 × 10	2,7	1,2	Св. 18 до 20	5 × 7 × 19	5,5	2,3
Св. 8 до 10	3 × 5 × 13	3,8	1,4	Св. 20 до 22	5 × 9 × 22	7	2,3
Св. 10 до 12	3 × 6,5 × 16	5,3	1,4	Св. 22 до 25	6 × 9 × 22	6,5	2,8
Св. 12 до 14	4 × 6,5 × 16	5	1,8	Св. 25 до 28	6 × 10 × 25	7,5	2,8
Св. 14 до 16	4 × 7,5 × 19	6	1,8	Св. 28 до 32	8 × 11 × 25	8	3,3
Св. 16 до 18	5 × 6,5 × 16	4,5	2,3	Св. 32 до 38	10 × 13 × 30	10	3,3

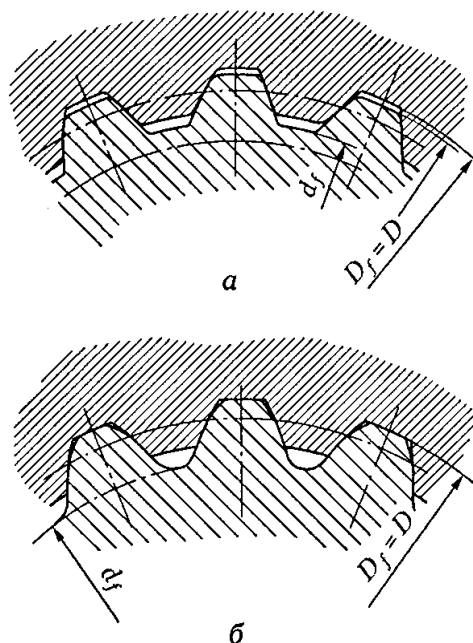
Таблица П35. Шлицевые прямобоочные соединения (ГОСТ 1139—80)



a — центрирование по внутреннему диаметру; *б* — центрирование по наружному диаметру;
в — центрирование по боковой поверхности зубьев

$z \times d \times D$, мм	b , мм	d_1 , не менее, мм	f , мм	r , не более, мм	Статический момент S_F , мм ³ /мм
Легкая серия					
6 × 23 × 26	6	22,1	0,3	0,2	66
6 × 26 × 30	6	24,6			118
6 × 28 × 32	7	26,7			126
8 × 32 × 36	6	30,4			163
8 × 36 × 40	8	34,5	0,4	0,3	182
8 × 42 × 46	9	40,4			211
8 × 46 × 50	10	44,6			230
8 × 52 × 58	10	49,7			440
8 × 56 × 62	12	53,6	0,5	0,5	472
8 × 62 × 68	12	59,8			520
10 × 72 × 78	12	69,6			750
10 × 82 × 88	12	79,3			850
10 × 92 × 98	14	89,4			950
10 × 102 × 108	16	99,9			1050
10 × 112 × 120	18	108,8			1740
Средняя серия					
6 × 11 × 14	3	9,9	0,3	0,2	34
6 × 13 × 16	3,5	12			39
6 × 16 × 20	4	14,6			76
6 × 18 × 22	5	16,7			84
6 × 21 × 25	5	19,5			97
6 × 23 × 28	6	21,3			145
6 × 26 × 32	6	23,4	0,4	0,3	191
6 × 28 × 34	7	25,9			205
8 × 32 × 38	6	29,4			308
8 × 36 × 42	7	33,5			343
8 × 42 × 48	8	39,5			396
Тяжелая серия					
10 × 16 × 20	2,5	14,1	0,3	0,2	126
10 × 18 × 23	3	15,6			195
10 × 21 × 26	3	18,5			223
10 × 23 × 29	4	20,3			312
10 × 26 × 32	4	23	0,4	0,3	319
10 × 28 × 35	4	24,4			426
10 × 32 × 40	5	28			576
10 × 36 × 45	5	31,3			749
10 × 42 × 52	6	36,9			978
10 × 46 × 56	7	40,9			1020
16 × 52 × 60	5	47	0,5	0,5	1340
16 × 56 × 65	5	50,6			1690
16 × 62 × 72	6	56,1			2140
16 × 72 × 82	7	65,9			2460
20 × 82 × 92	6	75,6			3480
20 × 92 × 102	7	85,5			3880
20 × 102 × 115	8	94			5970
20 × 112 × 125	9	104			6520

Таблица П36. Соединения шлицевые эвольвентные (ГОСТ 6033—80)



a — центрирование по боковой поверхности; *б* — центрирование по наружному диаметру

D , мм	Число зубьев z при модуле m , мм				Статический момент S_F^* , мм ³ /мм	D , мм	Число зубьев z при модуле m , мм			Статический момент S_F , мм ³ /мм
	0,8	1,25	2	3			3	5	8	
15	17				87	85	27	15		2844
17	20	12			111	90	28	16		3174
20	23	14			153	95	30	18		3685
25	30	18			251	100	32	18		4019
30	36	22			367	110	35	20		4890
35		26	16		484	120	38	22		5847
40		30	18		635	140	45	26		8110
45		34	21		825	160	52	30	18	10460
50		38	24		1039	180	58	34	21	13400
55			26	17	1217	200		38	24	16630
60			28	18	1423	220		42	26	20080
65			31	20	1716	240		46	28	23800
70			34	22	2035	260		50	31	28400
75			36	24	2349	300		58	36	38170
			38	25	2633	340			41	49000

* Среднее значение статического момента площади контакта для выбранных z и m целесообразно уточнить по формуле $S_F = 0,45mz(D - m)$.

Таблица П37. Нормальные линейные размеры, мм (ГОСТ 6636—69)

Ряды			Ряды			Ряды		
R_a10	R_a20	R_a40	R_a10	R_a20	R_a40	R_a10	R_a20	R_a40
8,0	8,0	8,0 8,5	40	40	40 42	200	200	200 210
	9,0	9,0 9,5		45	45 48		220	220 240
10	10	10 10,5	50	50	50 53	250	250	250 260,
	11	11 11,5		56	56 60		280	280 300
12	12	12 13	63	63	63 67	320	320	320 340
	14	14 15		71	71 75		360	360 380
16	16	16 17	80	80	80 85	400	400	400 420
	18	18 19		90	90 95		450	450 480
20	20	20 21	100	100	100 105	500	500	500 530
	22	22 24		110	110 120		560	560 600
25	25	25 26	125	125	125 130	630	630	630 670
	28	28 30		140	140 150		710	710 750
32	32	32 34	160	160	160 170	800	800	800 850
	36	36 38		180	180 190		900	900 950

Коды правильных ответов по разделу «Детали машин»

Общие сведения о передачах

Вопросы	1	2	3	4	5
Вариант 1	4	4	3	4	3
Вариант 2	2	3	1	4	1
Вариант 3	2	3	3	1	4
Вариант 4	3	3	3	2	4
Вариант 5	1	2	2	3	3

Фрикционные передачи

Вопросы	1	2	3	4	5
Вариант 1	1	2	3	1	4
Вариант 2	3	1	4	3	2
Вариант 3	4	3	2	3	3
Вариант 4	4	2	2	2	2
Вариант 5	3	4	1	4	3

Зубчатые передачи. Геометрия и кинематика прямозубых колес

Вопросы	1	2	3	4	5
Вариант 1	3	3	3	3	2
Вариант 2	2	3	4	3	3
Вариант 3	2	2	1	3	2
Вариант 4	3	4	3	2	4
Вариант 5	4	2	3	2	2

Зубчатые передачи. Основы расчета на контактную прочность и изгиб

Вопросы	1	2	3	4	5
Вариант 1	3	1	2	3	2
Вариант 2	2	1	2	2	4
Вариант 3	3	1	2	3	3
Вариант 4	3	3	1	3	2
Вариант 5	4	4	1	2	2

Зубчатые передачи. Косозубые и шевронные цилиндрические передачи

Вопросы	1	2	3	4	5
Вариант 1	2	4	2	4	4
Вариант 2	3	2	3	2	3
Вариант 3	3	1	2	4	3
Вариант 4	4	2	4	2	2
Вариант 5	1	3	4	3	2

Червячная передача

Вопросы	1	2	3	4	5
Вариант 1	4	1	4	2	3
Вариант 2	2	1	1	3	3
Вариант 3	2	3	2	4	2
Вариант 4	2	4	1	1	4
Вариант 5	1	3	1	2	3

Ременные передачи

Вопросы	1	2	3	4	5
Вариант 1	3	2	4	3	2
Вариант 2	3	3	4	2	4
Вариант 3	4	4	2	3	1
Вариант 4	4	4	3	1	4
Вариант 5	2	4	2	4	3

Цепные передачи

Вопросы	1	2	3	4	5
Вариант 1	3	2	4	1	3
Вариант 2	2	4	3	3	2
Вариант 3	4	1	2	1	3
Вариант 4	4	2	3	4	3
Вариант 5	3	2	3	2	3

Валы и оси

Вопросы	1	2	3	4	5
Вариант 1	2	1	2	2	3
Вариант 2	3	4	2	2	3
Вариант 3	4	3	2	2	3
Вариант 4	3	2	3	3	4
Вариант 5	2	2	3	2	1

Подшипники скольжения

Вопросы	1	2	3	4	5
Вариант 1	3	4	3	3	2
Вариант 2	2	1	2	4	2
Вариант 3	4	2	2	3	1
Вариант 4	4	3	1	3	1
Вариант 5	1	2	1	1	2

Подшипники качения.

Вопросы	1	2	3	4	5
Вариант 1	2	2	1	1	4
Вариант 2	3	3	4	3	2
Вариант 3	1	2	1	3	2
Вариант 4	1	3	2	2	4
Вариант 5	2	2	4	1	2

Общие сведения о редукторах

Вопросы	1	2	3	4	5
Вариант 1	1	4	2	2	3
Вариант 2	4	4	3	4	3
Вариант 3	1	4	2	3	1
Вариант 4	4	4	2	2	4
Вариант 5	3	2	1	1	1

Муфты

Вопросы	1	2	3	4	5
Вариант 1	2	3	3	4	1
Вариант 2	4	3	3	4	2
Вариант 3	2	3	3	3	1
Вариант 4	4	3	4	4	2
Вариант 5	2	4	3	1	4

Разъемные соединения. Резьбовые соединения

Вопросы	1	2	3	4	5
Вариант 1	1	3	3	1	1
Вариант 2	2	3	2	4	3
Вариант 3	4	4	2	2	2
Вариант 4	3	3	3	1	2
Вариант 5	1	4	3	3	4

Шпоночные и шлицевые соединения

Вопросы	1	2	3	4	5
Вариант 1	3	3	1	2	1
Вариант 2	1	2	3	2	2
Вариант 3	4	2	4	3	1
Вариант 4	4	3	4	4	4
Вариант 5	3	2	3	4	3

Неразъемные соединения деталей

Вопросы	1	2	3	4	5
Вариант 1	3	1	3	4	1
Вариант 2	3	2	4	2	1
Вариант 3	4	4	3	4	3
Вариант 4	3	2	3	2	2
Вариант 5	3	1	2	4	3

Список литературы

1. Добровольский В. А., Заблонский К. И. и др. Детали машин. М.: Машиностроение, 1972.
2. Иванов М. Н. Детали машин. М.: Высш. шк., 1991.
3. Куклин Н. Г., Куклина Г. С., Житков В. К. Детали машин, М.: Илекса, 1999.
4. Мархель И. И. Детали машин. М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2005.
5. Машиностроение: Энциклопедия. Т. 4—1: Детали машин. Конструкционная прочность, трение, износ, смазка / Под ред. Л. Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1995.
6. Мовнин М. С., Израелит А. Б., Рубашкин А. Г. Основы технической механики. Л.: Машиностроение, 1990.
7. Фролов М. И. Техническая механика. Детали машин. М.: Высш. шк., 1990.
8. Эрдеди А. А., Эрдеди Н. А. Детали машин. М.: Высш. шк., 2001.

Оглавление

Предисловие	3
Краткие методические указания к изучению материала	5
Раздел I	
Детали машин. Краткий курс	8
Часть 1. Передачи	8
Глава 1. Общие сведения о передачах	8
Глава 2. Фрикционные передачи и вариаторы	12
Глава 3. Зубчатые передачи. Геометрия и кинематика цилиндрических прямозубых передач	17
Глава 4. Зубчатые передачи. Основы расчета на контактную прочность и изгиб	22
Глава 5. Зубчатые передачи. Косозубые и шевронные колеса	27
Глава 6. Конические зубчатые передачи	31
Глава 7. Передача винт — гайка	35
Глава 8. Червячная передача	38
Глава 9. Ременные передачи	43
Глава 10. Цепная передача	50
Часть 2. Валы и оси. Подшипники. Общие сведения о редукторах. Муфты	54
Глава 11. Валы и оси	54
Глава 12. Подшипники скольжения	58
Глава 13. Подшипники качения	61
Глава 14. Общие сведения о редукторах	67
Глава 15. Муфты	73
Часть 3. Соединения	78
Глава 16. Разъемные соединения. Резьбовые соединения	78
Глава 17. Шпоночные соединения	84
Глава 18. Шлицевые (зубчатые) соединения	87
Глава 19. Неразъемные соединения. Заклепочные соединения . . .	90
Глава 20. Сварные соединения	95

Раздел II**Тестовые задания 100**

Общие сведения о передачах 100

Фрикционные передачи и вариаторы 105

Зубчатые передачи. Геометрия и кинематика прямозубых колес 110

Зубчатые передачи. Основы расчета на контактную
прочность и изгиб 115Зубчатые передачи. Косозубые и шевронные
цилиндрические передачи 120

Червячная передача 125

Ременные передачи 130

Цепные передачи 135

Валы и оси 140

Подшипники скольжения 145

Подшипники качения 150

Общие сведения о редукторах 155

Муфты 160

Резьбовые соединения 165

Шпоночные и шлицевые соединения 170

Неразъемные соединения 175

Раздел III. Приложение 180**Коды правильных ответов по разделу****«Детали машин» 203****Список литературы 205**

Олофинская Валентина Петровна

Детали машин

Краткий курс и тестовые задания

Учебное пособие

Редактор *С. И. Плотникова*
Корректор *Н. А. Мистрюкова*
Компьютерная верстка *И. В. Кондратьевой*
Оформление серии *Р. Остроумова*

Сдано в набор 10.08.2005. Подписано в печать 22.12.2005. Формат 70х100/16
Гарнитура «Таймс». Усл. печ. л. 16,77. Уч.-изд. л. 16,0
Печать офсетная. Бумага типографская. Тираж 3 000 экз.
Заказ № 354

Издательство «ФОРУМ»
101831, Москва — Центр, Колпачный пер., д. 9а
Тел./факс: (095) 925-32-07, 925-39-27
E-mail: mail@forum-books.ru

ЛР № 070824 от 21.01.93
Издательский Дом «ИНФРА-М»
127282, Москва, ул. Полярная, 31в
Тел.: (095) 380-05-40
Факс: (095) 363-92-12
E-mail: books@infra-m.ru
[Http://www.infra-m.ru](http://www.infra-m.ru)

Отпечатано в полном соответствии с качеством
предоставленных диапозитивов
в ОАО «ИПК «Ульяновский Дом печати»
432980, г. Ульяновск, ул. Гончарова, 14