

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
УЛЬЯНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ПРАКТИКУМ ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Методические указания

Составитель: А. В. Олешкевич

Ульяновск
2010

УДК 621.81: 621.86 (076)

ББК 34.42. я7

П 69

Рецензент: доктор техн. наук, профессор В. Н. Демокритов

*Одобрено секцией методических пособий
научно-методического совета университета*

П 69

Практикум по деталям машин и механизмов : методические указания / сост. А. В. Олешкевич. – Ульяновск : УлГТУ, 2010. – 38 с.

Указания составлены в соответствии с программой курса по дисциплине «Детали машин и механизмов» для студентов, обучающихся по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция».

Разработаны на кафедре «Основы проектирования машин».

УДК 621.81: 621.86 (076)

ББК 34.42. я7

© Олешкевич А. В., составление, 2010

© Оформление. УлГТУ, 2010

ВВЕДЕНИЕ

Практикум является одним из основных этапов изучения дисциплины «Детали машин и механизмов» и позволяет осуществить эффективный текущий контроль и самоконтроль за ходом освоения отдельных тем курса и подготовки к зачету. Выполнение тестовых и практических заданий позволяет приобрести конкретные навыки и умения в проектировании деталей и узлов общемашиностроительного применения.

1. Тесты к темам дисциплины

Перед выполнением тестовых заданий необходимо изучить соответствующие темы по источникам [1-3] (см. список литературы).

Тема 1. Общие сведения о машинах и механизмах

Содержание темы: Основные понятия и определения: машина, механизм, звенья, детали, кинематические пары. Структурная классификация и виды механизмов. Критерии работоспособности деталей машин. Стадии проектирования машин.

Тестовые задания

1. Устройство, создаваемой человеком для использования законов природы с целью облегчения физического и умственного труда, называется
 - а) механизмом;
 - б) кинематической цепью;
 - в) машиной.
2. Класс кинематической пары определяется:
 - а) по числу наложенных условий связи;
 - б) в зависимости от характера относительного движения звеньев;
 - в) по числу звеньев, входящих в состав кинематической пары.
3. Степень подвижности механизма показывает:
 - а) число звеньев;
 - б) число кинематических пар;
 - в) число двигателей.
4. Планом положения механизма является:
 - а) изображение взаимного расположения звеньев, соответствующего заданному моменту времени;
 - б) изображение взаимного расположения звеньев, соответствующего заданной скорости входного звена;
 - в) изображение взаимного расположения звеньев, соответствующего заданному ускорению входного звена.
5. Тела, соединенные между собой неподвижно образуют
 - а) кинематическую пару;
 - б) звено;
 - в) деталь.
6. Деталь – это изделие, изготовленное
 - а) без сборочных операций;

- б) путем сборочных операций;
 - в) путем соединения двух звеньев.
7. Любое тело относительно декартовой системы координат имеет
- а) одну степень свободы;
 - б) две степени свободы;
 - в) три степени свободы;
 - г) шесть степеней свободы.
8. Кинематическая пара – это
- а) неразъемное соединение двух звеньев;
 - б) подвижное соединение двух звеньев;
 - в) изделие, изготовленное без сборочных операций.
9. Кинематическая пара: шар на плоскости – это пара
- а) первого класса;
 - б) второго класса;
 - в) третьего класса;
 - г) четвертого класса;
 - д) пятого класса.
10. Кинематическая пара: цилиндр на плоскости – это пара
- а) первого класса;
 - б) второго класса;
 - в) третьего класса;
 - г) четвертого класса;
 - д) пятого класса.
11. Кинематическая пара – вал с буртиком во втулке – это пара
- а) первого класса;
 - б) второго класса;
 - в) третьего класса;
 - г) четвертого класса;
 - д) пятого класса.
12. Кривошип – это звено, совершающее
- а) поступательное;
 - б) полнооборотное вращательное;
 - в) неполнооборотное вращательное движение относительно стойки.
13. Шатун – это звено, совершающее
- а) поступательное;
 - б) вращательное;
 - в) плоскопараллельное движение.
14. Звенья низшей кинематической пары соприкасаются
- а) по линии;
 - б) по касательной;
 - в) по поверхности;
 - г) в точке.
15. Движение для приведения в движение других звеньев механизма сообщается ... звену.

Тема 2. Проектирование рычажных механизмов

Содержание темы: Структурный анализ рычажных механизмов, определение степени их подвижности. Кинематическое исследование кривошипно-ползунного механизма, определение скоростей и ускорений механизма методом планов. Динамический анализ механизмов. Характеристика сил, действующих на звенья механизма. Принцип Даламбера. Определение реакций в кинематических парах методом плана сил.

Тестовые задания

1. Группа Ассура – это кинематическая цепь
 - а) с одним ведущим звеном;
 - б) с нулевой степенью подвижности;
 - в) с одним неподвижным звеном.
2. Изображение взаимного расположения звеньев, соответствующее заданному моменту времени, называется
 - а) планом кинематической цепи;
 - б) планом скоростей;
 - в) планом механизма.
3. Масштабный коэффициент определяется отношением
 - а) длины отрезка на величину параметра;
 - б) величины параметра на длину отрезка;
 - в) длины параметра на ширину параметра.
4. Планы скоростей и ускорений строятся
 - а) методом графического интегрирования;
 - б) методом решения векторных уравнений;
 - в) методом построения кинематических диаграмм.
5. Кинематический анализ механизмов состоит в изучении движения звеньев без учета
 - а) сил;
 - б) скоростей;
 - в) ускорений.
6. Плоскопараллельное движение можно разложить на
 - а) переносное поступательное и относительное вращательное;
 - б) переносное вращательное и относительное поступательное;
 - в) переносное поступательное и относительное поступательное.
7. На планах скоростей вектора всех абсолютных скоростей выходят
 - а) из разных точек;
 - б) из одной точки;
 - в) из концов векторов относительных скоростей.
8. Нормальное ускорение равно
 - а) $\alpha_n = \omega \cdot L$;
 - б) $\alpha_n = \omega \cdot L^2$;
 - в) $\alpha_n = \omega^2 \cdot L$.

9. Тангенциальное ускорение равно

а) $\alpha^t = \varepsilon \cdot L$;

б) $\alpha^t = \omega/L$;

в) $\alpha^t = L/\varepsilon$.

10. Угловая скорость равна

а) $\omega = V \cdot L$;

б) $\omega = V/L$;

в) $\omega = V \cdot L^2$.

11. Согласно теореме подобия, точки на плане механизма и на плане скоростей образуют

а) замкнутые фигуры и пропорциональные отрезки;

б) подобные фигуры и пропорциональные отрезки;

в) перпендикулярные фигуры и параллельные отрезки.

12. На механизм действуют силы, подразделяемые на

а) силы веса, трения, движущие силы и силы сопротивления;

б) движущие силы, силы инерции, силы веса, реакции в кинематических парах;

в) движущие силы, силы сопротивления, силы инерции, реакции в кинематических парах.

13. Движущие силы – это силы, совершающие

а) положительную работу, замедляя движение звеньев;

б) отрицательную работу, ускоряя движение звеньев;

в) положительную работу, ускоряя движение звеньев.

14. Согласно принципу Даламбера, задача динамики сводится к статическому расчету, если к ускоренно движущейся системе приложить:

а) внешние силы, силы трения и реакции связей;

б) силы реакции, силы трения и внешние силы;

в) внешние силы, силы инерции и реакции связей.

15. При графоаналитическом методе силового расчета механизма он разбивается:

а) на отдельные звенья, при этом расчет начинается с входного звена и заканчивается расчетом выходного звена;

б) на отдельные структурные группы, при этом расчет начинается с последней структурной группы и заканчивается расчетом входного звена;

в) на отдельные структурные группы, при этом расчет начинается с входного звена и заканчивается последней структурной группой.

16. Ускоренно движущееся тело можно условно рассматривать в равновесии, если к нему приложить внешние силы, реакции связей и

а) силы веса;

б) силы инерции;

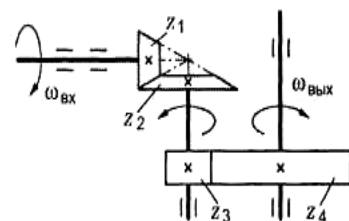
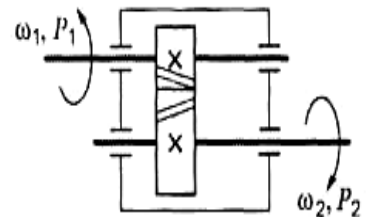
в) силы сопротивления.

Тема 3. Механические передачи. Фрикционные и ременные передачи

Содержание темы: Общие сведения о передачах вращения. Механика фрикционных передач и вариаторов. Критерии работоспособности и расчет катков передач. Классификация ременных передач. Геометрические, кинематические и силовые зависимости в ременных передачах. Расчет ремней на тяговую способность и долговечность.

Тестовые задания

1. Механизмы, служащие для передачи механической энергии на расстояние с преобразованием скоростей и моментов называются ...
2. Механизм с передаточным отношением 0,5 – это
 - а) редуктор;
 - б) мультипликатор;
 - в) вариатор.
3. Вариатор – это механизм, обеспечивающий
 - а) ступенчатое преобразование скоростей;
 - б) бесступенчатое преобразование скоростей;
 - в) ступенчатое преобразование крутящего момента.
4. Какое из приведенных отношений называется передаточным отношением одноступенчатой передачи?
 - а) ω_2 / ω_1 ;
 - б) d_1 / d_2 ;
 - в) ω_1 / ω_2 ;
 - г) z_1 / z_2 .
5. Механизм, служащий для понижения угловых скоростей и увеличения крутящих моментов называется ...
6. 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:
 - а) 440 Н·м;
 - б) 110 Н·м;
 - в) 1760 Н·м;
 - г) 115 Н·м.
7. Определить передаточное отношение второй ступени двухступенчатой передачи, если $\omega_{вх} = 155$ рад/с; $\omega_{вых} = 20,5$ рад/с; $z_1 = 18$; $z_2 = 54$:

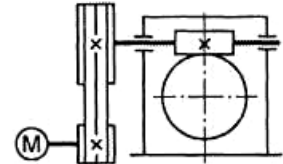


- а) 7,51;
- б) 3;
- в) 2,52;
- г) 5,5.

8. Как изменится мощность на выходном валу передачи (см. рисунок к заданию 7), если число зубьев второго колеса z_2 увеличится в 2 раза?
- увеличится в 2 раза;
 - уменьшится в 2 раза;
 - не изменится;
 - увеличится в 4 раза.

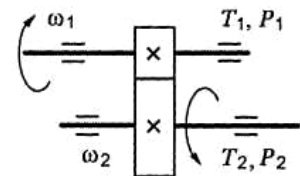
9. Определить требуемую мощность электродвигателя, если мощность на выходном валу червячного редуктора 12,5 кВт; КПД ременной передачи 0,96; КПД червячного редуктора 0,82:

- 12 кВт;
- 9,84 кВт;
- 15,24 кВт;
- 15,88 кВт.



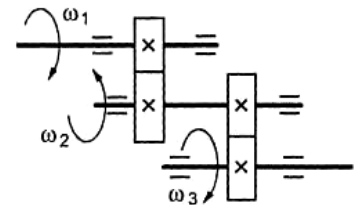
10. Для изображенной передачи определить момент на ведомом валу, если мощность на входе $P_1 = 5$ кВт; $\omega_1 = 157$ рад/с; $\omega_2 = 62,8$ рад/с; $\eta = 0,97$

- 31,87 Н·м;
- 47,8 Н·м;
- 77,2 Н·м;
- 79,7 Н·м.



11. 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;
- 4,5;
- 5;
- 5,5.



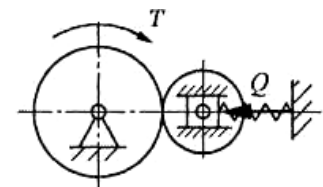
12. Преимуществом фрикционных передач является:

- постоянство передаточного отношения;
- возможность бесступенчатого регулирования скоростей;
- возможность передачи больших крутящих моментов.

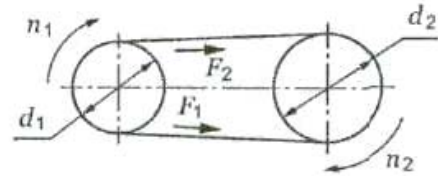
13. Определить минимальное потребное усилие пружины, если вращающий момент на ведомом валу фрикционной передачи 15 Н·м; диаметр ведомого катка 350 мм; материал катков – сталь; передача работает со смазкой, коэффициент трения

$f = 0,01$:

- 8571 Н;
- 877 Н;
- 4285 Н;
- 85,7 Н.



14. Основным критерием работоспособности ременной передачи является:
- тяговая способность передачи;
 - прочность ремня;
 - износостойкость ремня.
15. При расчете ременных передач полезная окружная сила равна
- разности сил натяжения в набегающей и сбегающей ветвях ремня;
 - сумме сил натяжения в набегающей и сбегающей ветвях ремня;
 - полусумме сил натяжения в набегающей и сбегающей ветвях ремня.
16. 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:
- 0,04;
 - 0,025;
 - 0,25;
 - 0,015.



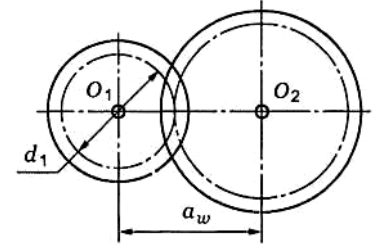
Тема 4. Зубчатые передачи

Содержание темы: Классификация зубчатых передач. Геометрия эвольвентного зацепления. Основные параметры зубчатых колёс. Расчет прямозубых цилиндрических передач на прочность. Особенности геометрии и расчета косозубых, конических и червячных передач.

Тестовые задания

- Начальные окружности это окружности:
 - которые перекатываются друг по другу без скольжения;
 - стандартного модуля;
 - по которым толщина зуба равна ширине впадины.
- Эвольвента - это траектория точки, лежащей:
 - на окружности, называемой делительной, которая перекатывается по прямой;
 - на прямой, которая перекатывается по окружности, называемой начальной;
 - на прямой, которая перекатывается по окружности, называемой основной.
- Отношение шага зубьев зубчатого колеса по делительной окружности к числу π называется
 - коэффициентом коррекции;
 - модулем;
 - коэффициентом перекрытия.

4. Рассчитать передаточное отношение передачи, если $a_w = 160$ мм;
 $d_1 = 80$ мм:



- а) 2;
 б) 2,5;
 в) 3;
 г) 4.
5. Определить модуль зуба колеса, если окружной шаг 12,56 мм:
 а) 12,5 мм;
 б) 6 мм;
 в) 2,5 мм;
 г) 4 мм.
6. Коэффициент перекрытия зубчатой передачи должен быть:
 а) $\varepsilon_\alpha > 1$;
 б) $\varepsilon_\alpha < 1$;
 в) $\varepsilon_\alpha = 1$.
7. В косозубом колесе стандартное значение имеет
 а) нормальный модуль;
 б) осевой модуль;
 в) торцевой модуль.
8. Червячные передачи являются передачами:
 а) с параллельными осями;
 б) со скрещивающимися осями;
 в) с пересекающимися осями.
9. Общее передаточное отношение многоступенчатого зубчатого механизма равно
 а) сумме передаточных отношений отдельных ступеней;
 б) произведению передаточных отношений отдельных ступеней;
 в) разности передаточных отношений отдельных ступеней.
10. Траектория точек контакта зубьев в процессе зацепления двух зубчатых колес называется
 а) эвольвентой;
 б) эволютой;
 в) линией зацепления.
11. Диаметр делительной окружности прямозубого колеса определяется по формуле
 а) $d = m \cdot z$;
 б) $d = m(z + 2h_a)$;
 в) $d = m(z + 2h_a + 2x)$;
 г) $d = (mz)/2$.
12. На зубья прямозубых колес действуют
 а) окружная и осевая силы;
 б) окружная и радиальная силы;

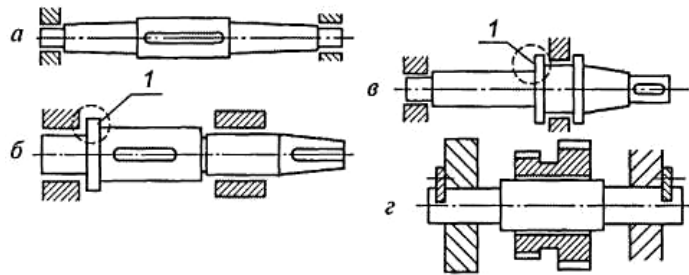
- в) радиальная и осевая силы.
13. Излом ножки зуба начинается
- на растянутой стороне зуба;
 - на сжатой стороне зуба;
 - на той стороне зуба, где больше абсолютная величина напряжения.
14. Коэффициент формы зуба при расчете на изгиб прямозубых колес зависит от
- модуля зуба;
 - числа зубьев и коэффициента коррекции;
 - толщины ножки зуба.
15. Формула Герца при проверочном расчете зубчатых колес применяется для определения напряжений:
- контактных;
 - изгиба;
 - кручения;
 - допустимых.
16. Как влияет повышение твердости поверхности на контактную прочность зубчатых колес?
- не влияет;
 - увеличивается a_w ;
 - повышается $[\sigma_H]$;
 - понижается $[\sigma_H]$.
17. Какая основная причина ограничения величины угла наклона зуба в цилиндрической косозубой передаче?
- увеличение коэффициента перекрытия;
 - увеличение концентрации напряжений в зацеплении;
 - увеличение осевой нагрузки на подшипники;
 - увеличение габаритных размеров.
18. Бронзовый венец на червячное колесо ставится с целью
- уменьшить трение;
 - уменьшить опасность заедания;
 - уменьшить износ.
19. Достоинством червячной передачи является
- возможность получения больших передаточных чисел;
 - высокий КПД;
 - дешевизна антифрикционных материалов.

Тема 5. Валы, подшипники, муфты

Содержание темы: Назначение, конструкция валов и осей. Расчет валов на прочность и жесткость. Общая характеристика подшипников скольжения и качения. Расчет подшипников качения на долговечность. Классификация и основные типы муфт.

Тестовые задания

- ... – это деталь, предназначенная для передачи крутящего момента вдоль своей оси и для поддержания вращающихся деталей машин.
- Среди изображенных деталей определить вал:



- Какой момент учитывается при проектировочном (предварительном) расчете вала?
 - изгибающий момент $M_{из}$;
 - крутящий момент $M_{к}$;
 - эквивалентный момент $\sqrt{M_{из}^2 + M_{к}^2}$;
 - суммарный момент $M_{из} + M_{к}$.
- Определить диаметр вала для передачи мощности 5,5 кВт при частоте вращения вала 750 мин^{-1} , если материал вала – сталь; допускаемое напряжение кручения 16 МПа:
 - 25 мм;
 - 28 мм;
 - 36 мм;
 - 42 мм.
- Указать основной критерий работоспособности валов:
 - статическая прочность при изгибе;
 - сопротивление усталости;
 - статическая прочность при совместном действии $M_{из}$ и $M_{к}$;
 - устойчивость.
- Участок оси или вала, которым они опираются на подшипник называется:
 - пята;
 - подпятник;
 - опора;
 - буртик;
 - цапфа.
- Валы в основном рассчитывают
 - на кручение и изгиб;
 - на кручение;
 - на изгиб.
- Оси в основном рассчитывают
 - на кручение и изгиб;
 - на кручение;
 - на изгиб.

9. Валы

- а) всегда вращаются;
- б) могут быть неподвижны;
- в) вращаются или неподвижны.

10. Оси

- а) всегда неподвижны;
- б) всегда вращаются;
- в) вращаются или неподвижны.

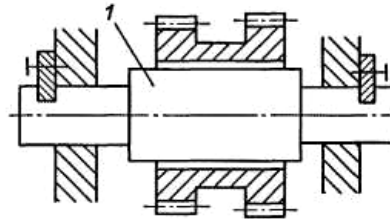
11. Выбрать формулу для расчета на прочность детали 1:

а) $\tau = \frac{M_k}{W_p} \leq [\tau_k];$

б) $\tau = \frac{Q}{A} \leq [\tau];$

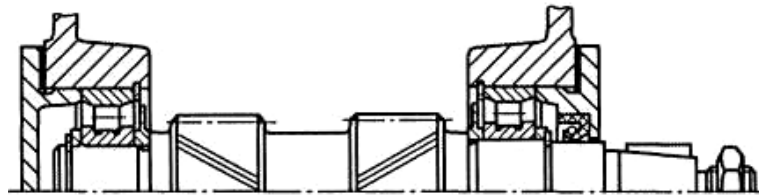
в) $\sigma = \frac{M_u}{W_u} \leq \sigma_u;$

г) $\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma].$



12. ... – это опора, вращающихся деталей машин.

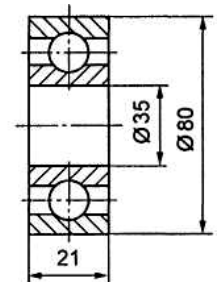
13. Какой из подшипников изображенного вала воспринимает осевую нагрузку?



- а) левый подшипник;
- б) правый подшипник;
- в) оба подшипника;
- г) ни один не воспринимает.

14. Выбрать обозначение изображенного подшипника:

- а) 105;
- б) 7107;
- в) 307;
- г) 208.



15. Динамическая грузоподъемность подшипника качения – это

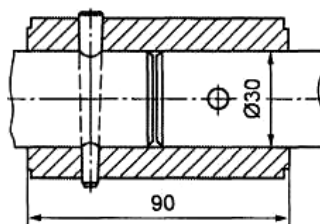
- а) максимальная нагрузка, которую может выдержать подшипник;
- б) максимальная нагрузка, которую может выдержать подшипник в течение одного миллиона оборотов без признаков усталостного разрушения с вероятностью не менее 0,9;
- в) максимальная нагрузка, которую может выдержать подшипник без признаков появления остаточных деформаций.

16. Каково назначение муфт?

- а) передача вращающего момента с изменением направления вращения;
- б) соединение концов валов без изменения величины и направления вращающего момента;
- в) изменение значения вращающего момента;
- г) создание дополнительной опоры для длинных валов.

17. Определить потребный диаметр штифта для жесткой втулочной муфты, если передаваемый момент 90 Н·м; нагрузка постоянная с кратковременными перегрузками, $K = 1,2$; допускаемые напряжения для материала штифтов $[\sigma] = 160$ МПа; $[\tau_c] = 75$ МПа; $[\sigma_{см}] = 200$ МПа:

- а) 6 мм;
- б) 8 мм;
- в) 12 мм;
- г) 16 мм.



Тема 6. Соединения деталей. Сварные и резьбовые соединения

Содержание темы: Классификация соединений. Сварные соединения электродуговой сваркой. Типы сварных швов и их расчет на прочность. Основные типы и параметры резьбы. Типы резьбовых соединений. Момент завинчивания, условие самоторможения и КПД винтовой пары. Расчет одиночных и групповых резьбовых соединений при различных случаях нагружения.

Тестовые задания

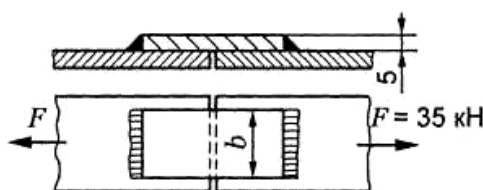
1. ... – процесс формирования межатомных связей между соединяемыми деталями за счет их нагрева или пластической деформации, или комбинацией нагрева и деформации.

2. Соединение, при котором боковые поверхности соединяемых элементов частично перекрывают одна другую называют:

- а) стыковое;
- б) тавровое;
- в) нахлесточное;
- г) угловое;

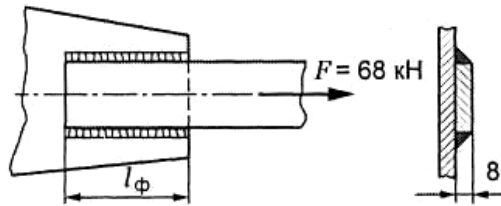
3. Из расчета на прочность сварного шва определить ширину накладки b , если внешняя нагрузка на соединение 35 кН; допускаемое напряжение для металла шва на растяжение 100 МПа, на срез – 65 МПа:

- а) 154 мм;
- б) 77 мм;
- в) 108 мм;
- г) 54 мм.



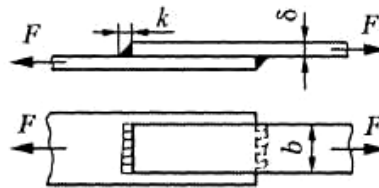
4. Определить требуемую длину фланговых швов для соединения полосы толщиной 8 мм к косынке из расчета сварного соединения на прочность, если допускаемое напряжение для металла шва 75 МПа:

- а) 162 мм;
- б) 81 мм;
- в) 58 мм;
- г) 114 мм.



5. Для изображенного сварного соединения выбрать формулу для расчетной площади шва:

- а) $2kb$;
- б) $2 \cdot 0,7kb$;
- в) δb ;
- г) $0,7kb$.



6. Указать основные недостатки сварных швов:

- а) трудоемкость изготовления;
- б) низкая технологичность;
- в) невозможность соединения различных материалов;
- г) неоднородность структуры и свойств, остаточные напряжения.

7. Метрическая резьба имеет угол профиля:

- а) 60° ;
- б) 45° ;
- в) 30° .

8. Наименьшее трение возникает в резьбе

- а) прямоугольной;
- б) треугольной;
- в) трапецеидальной.

9. В крепежных резьбах наиболее рационален профиль

- а) треугольный;
- б) прямоугольный;
- в) трапецеидальный.

10. Если резьбовое соединение нагружено силами в плоскости стыка, и винта поставлены с зазором, винты рассчитывают

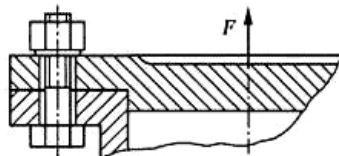
- а) на растяжение;
- б) на срез;
- в) на изгиб.

11. Основное отличие болта от винта:

- а) крупный шаг резьбы;
- б) большая длина резьбовой части;
- в) наличие головки;
- г) наличие гайки.

12. Минимальное значение предела прочности материала болта с условным обозначением: $M20 \times 60.58$ равно ... МПа.

13. Расчет затянутого и дополнительного нагруженного внешней осевой силой болта проводится с учетом силы $F_{\sigma} = F_{\sigma} + \chi F$. Что учитывает коэффициент χ ?



- а) скручивание стержня за счет трения;
- б) повышение нагрузки на болт для обеспечения плотности стыка;
- в) часть внешней силы, воспринимаемой болтом;
- г) часть внешней силы, воспринимаемой стыком.

2. Практическое задание. Расчет резьбового соединения

В настоящих методических указаниях по расчету резьбового соединения представлены 16 типов заданий в 10 вариантах.

Приступая к выполнению задания, необходимо изучить тему «Резьбовые соединения» по учебникам [1, 2], а также повторить тему «Резьбы, резьбовые изделия и соединения» по учебному пособию [5] и справочнику [4].

Указания к выполнению задания по резьбовым соединениям

Расчет резьбовых соединений производится с учетом способа установки болтов и характера их нагружения.

1. Болты установлены в отверстия соединяемых деталей с зазором

В этом случае соединение выполняется с предварительной затяжкой болтов.

На первом этапе расчета определяется необходимая сила начальной затяжки болтов $F_{зат}$ с учетом специфики нагружения соединения (см. в литературе [1, 2]).

При действии отрывающих сил и опрокидывающих моментов $F_{зат}$ находится из условия нераскрытия стыка. Для болтов крепления крышек, нагруженных давлением жидкости или газа расчет $F_{зат}$ производят по условию герметичности соединения с уплотнительной прокладкой.

При действии сил и моментов в плоскости стыка требуемую силу затяжки болтов определяют из условия несдвигаемости деталей в стыке.

При одновременном действии отрывающих и сдвигающих нагрузок сила начальной затяжки должна удовлетворять каждому условию.

На втором этапе оценивается прочность наиболее нагруженного болта.

В проектном расчете, предварительно задавшись классом прочности и материалом болта, из условия прочности находят диаметр его в опасном сечении, по которому подбирается стандартная резьба. Если размеры болтов известны, то из условия прочности определяют требуемое допускаемое напряжение растяжения в болте, необходимый предел текучести, по нему принимается класс прочности.

2. Болты установлены в отверстия соединяемых деталей без зазора (под развертку)

Этот вариант установки болтов применяется при нагружении соединения силами и моментами в плоскости стыка. Болты, поставленные без зазора, не требуют затяжки. Затяжкой обеспечивается только сборка соединения. При расчете не учитываются силы трения в стыке.

В начале решения по условиям равновесия определяют силу, сдвигающую наиболее нагруженный болт. Затем из условий прочности на срез и смятие находится требуемый диаметр стержня болта или устанавливается его класс прочности. Окончательные размеры болтов назначаются по стандарту.

При действии сил и моментов в плоскости стыка резьбового соединения необходимо рассмотреть два вышеназванных варианта установки болтов (с зазором и без зазора).

В ходе решения задачи должны быть показаны расчетная схема группового резьбового соединения и эскиз места установки болта.

Эскиз установки болта или шпильки следует выполнять в масштабе 1:1. При вычерчивании резьбового соединения следует показывать зазоры между стержнем болта и отверстиями деталей, запасы резьбы и запасы глубины сверления, на эскизе указывается условное обозначение крепежных деталей.

В источнике [6] приведены численные примеры расчета резьбовых соединений.

К расчету резьбовых соединений (из [6])

В крепежных деталях (болтах, винтах, шпильках и гайках) применяется однозаходная треугольная метрическая резьба по ГОСТ 9150–2002 (рис. 2.1).

Основные геометрические параметры метрической резьбы:

d – наружный диаметр наружной резьбы;

d_1 – внутренний диаметр наружной резьбы (по точке перехода боковой стороны к впадине);

d_2 – средний диаметр наружной резьбы (ширина впадины равна толщине выступа);

d_3 – внутренний диаметр по дну впадины наружной резьбы;

D, D_1 и D_3 – соответственно наружный, внутренний и средний диаметры внутренней резьбы;

α – угол профиля: $\alpha = 60^\circ$;

P – шаг резьбы;

H – высота исходного треугольника: $H = 0,5\sqrt{3} P$;

H_1 – рабочая высота профиля: $H_1 = 5 H / 8$;

R – радиус впадины наружной резьбы: $R = H / 6 = 0,144 P$.

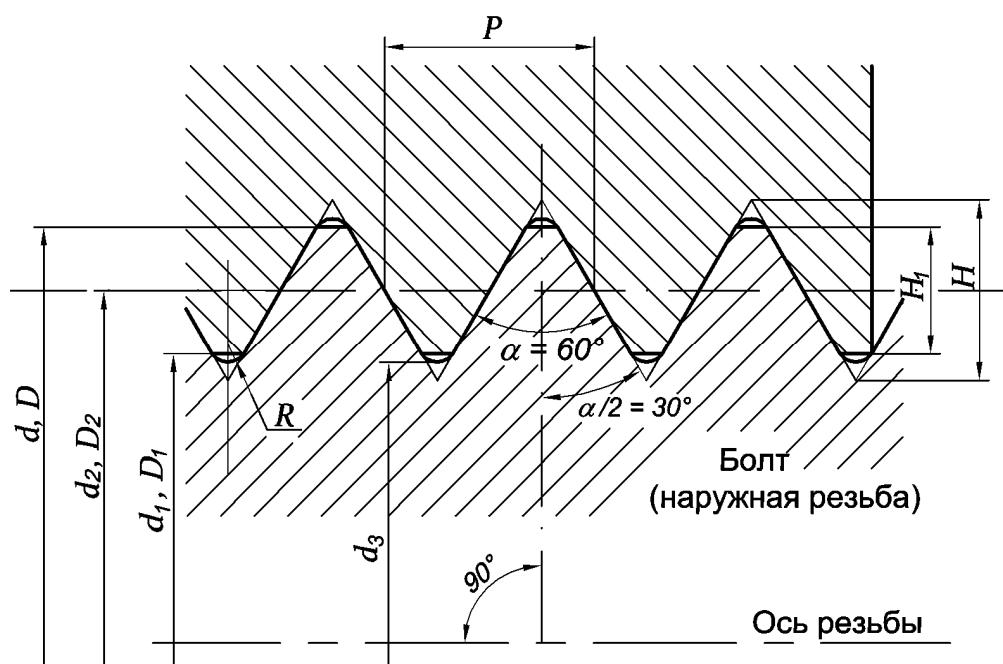


Рис. 2.1. Профиль метрической резьбы общего назначения

Стандартами предусмотрено производство крепежных деталей с крупным шагом резьбы (табл. 2.1). В качестве основной принята резьба с крупным шагом. Резьба с мелким шагом применяется при необходимости облегчения затяжки и стопорения соединения.

Согласно стандартам площадь поперечного сечения резьбового стержня (рис. 2.2) болтов винтов и шпилек выражают через площадь круга с расчетным диаметром

$$d_p = 0,5(d_2 + d_3),$$

где d_2 – средний диаметр; d_3 – внутренний диаметр по дну впадины.

Однако расчетный диаметр резьбового стержня легче вычислить по размерам наружного диаметра d и шага P , т. е.

$$d_p = d - 0,938P.$$

Тогда расчетная площадь поперечного сечения резьбового стержня равна

$$A_p = \frac{\pi d_p^2}{4}.$$

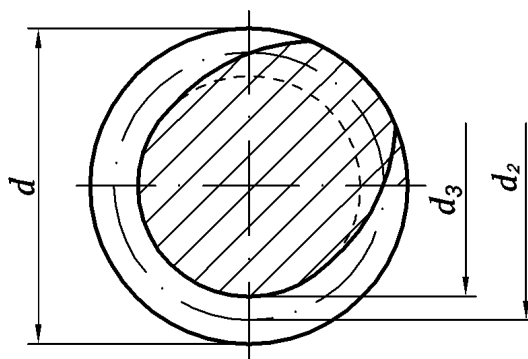


Рис. 2.2. Площадь поперечного сечения резьбового стержня

**Диаметры и шаги метрической резьбы крепежных изделий
(по ГОСТ 8724–2002), мм**

Диаметр резьбы <i>d</i>	Шаг резьбы <i>P</i>		Диаметр резьбы <i>d</i>	Шаг резьбы <i>P</i>	
	крупный	мелкий		крупный	мелкий
3	0,5	–	(18)	2,5	1,5
(3,5)	0,6	–	20	2,5	1,5
4	0,7	–	(22)	2,5	1,5
5	0,8	–	24	3	2
6	1	–	(27)	3	2
8	1,25	1	30	3,5	2
10	1,5	1,25	36	4	2
12	1,75	1,25	(39)	4	2
(14)	2	1,5	42	4,5	2
16	2	1,5	48	5	2

Примечание: Диаметры резьб, заключенные в скобки, применять не рекомендуется.

По показателям статической прочности резьбовые детали разделяют на классы прочности (табл. 2.2).

Обозначение класса прочности болта, винта и шпильки включает два числа, разделенные точкой. Первое число, умноженное на 100, представляет собой номинальное значение предела прочности на растяжение σ_B в МПа. Произведение этих двух чисел, умноженное на 10, равняется номинальному значению предела текучести на растяжение σ_T в МПа.

Минимальный предел текучести σ_{Tmin} и минимальный предел прочности на растяжение σ_{Bmin} равны соответствующим номинальным значениям или превышают их. Например, для болта класса прочности 5.8:

$$\sigma_{Bmin} = 520 \text{ МПа} > \sigma_B = 5 \cdot 100 = 500 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Tmin} = 420 \text{ МПа} > \sigma_T = 5 \cdot 8 \cdot 10 = 400 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения растяжения в резьбе болтов при постоянных нагрузках

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{S_T},$$

где σ_T – предел текучести материала, находят из табл. 2.2 в зависимости от класса прочности болтов; S_T – коэффициент безопасности при постоянной нагрузке, выбирают в зависимости от способа контроля силы затяжки, марки стали и диаметра резьбы болтов [1].

Таблица 2.2

Механические характеристики резьбовых деталей с крупной резьбой

Болты, винты и шпильки по ГОСТ Р 52627–2006 (ИСО 898-1 : 1999)				Гайки по ГОСТ Р 52628–2006 (ИСО 898-2 : 1999)			
Класс прочности	Механические свойства			Класс прочности	Диаметр резьбы d , мм		Тип
	σ_B , МПа	σ_T , МПа	ε , %		наим.	наиб.	
	не менее						
3.6	330	190	30	4	18	48	1
4.6	400	240	25		3	48	1
4.8	420	340	16		5	3	48
5.6	500	300	22				
5.8	520	420	12				
6.8	600	480	9	6	3	48	1
8.8	800	640	14	8			
9.8	900	720	12	9	3	16	2
10.9	1040	940	10	10	3	48	1
12.9	1220	1100	9	12	3	16	1
					3	48	2

Примечания: 1. Номинальный размер высоты гайки типа 1 $m \geq 0,8 d$, высоты гайки типа 2 $m \geq 0,93 d$.

2. В резьбовых соединениях допускается заменять гайки низших классов прочности на гайки более высоких классов прочности.

Класс прочности гайки обозначают числом, указывающим наибольший класс прочности болта, с которым она может свинчиваться в соединении.

Разработку конструкции резьбового соединения следует выполнять одновременно с его расчетом, так как многие размеры, необходимые для расчёта, можно определить только из чертежа (рис. 2.3).

К тому же поэтапное вычерчивание в масштабе 1:1 конструкции в процессе расчета служит проверкой этого расчета. При вычерчивании резьбового соединения обязательно следует показывать зазоры между стержнем болта и отверстиями деталей, запасы резьбы и запасы глубины сверления. Длину болта l и длину резьбы b определяют по месту соединения и округляют по ГОСТу 7798-70 [табл. П.1], обеспечив необходимый выход конца болта из гайки k_1 и запас резьбы t (см. рис. 2.3).

Размер E для размещения гайки (или головки болта) выбирают с учетом возможности поворота ее гаечным ключом.

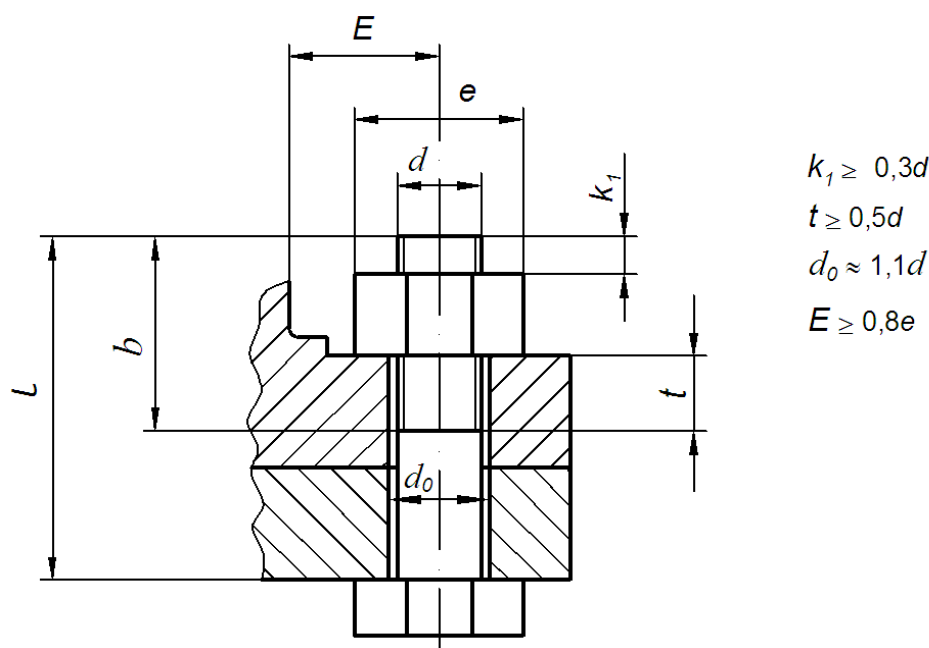


Рис. 2.3. Установка болта

Требования к оформлению отчета по практическому заданию

Отчеты выполняются в виде пояснительной записки на стандартных листах формата А4 с полями по каждому краю – 20 мм.

На титульном листе указывается:

- наименование учебного заведения;
- дисциплина, по которой выполняется задание;
- тема практического задания;
- номер контрольного задания и варианта;
- шифр учебной группы, Ф.И.О. студента и консультанта;
- год выполнения задания.

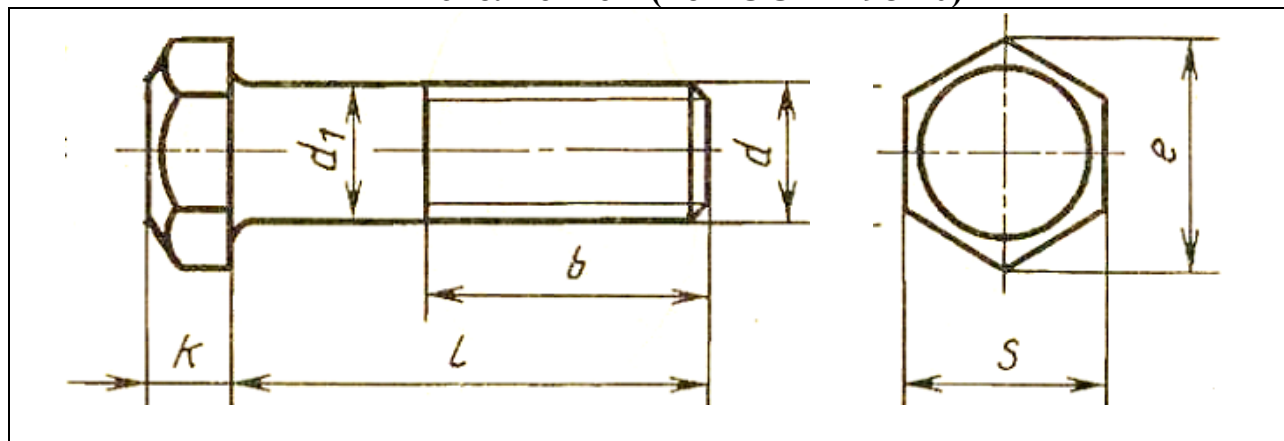
Далее в записке прикладывается бланк задания, затем следует расчетная часть, в конце указывается список используемой литературы.

В записке все расчеты должны сопровождаться краткими, ясными пояснениями, при необходимости расчетными схемами и эскизами. Расчетные формулы должны быть записаны в буквенном виде (с расшифровкой смысла каждого символа), далее – с заменой каждого символа соответствующим числовым значением. Затем приводится окончательный результат с указанием размерности. Единицы измерений и размерности проставляются в системе СИ. Справочные данные помечаются в квадратных скобках ссылками на используемую литературу.

Справочные таблицы

Таблица П. 1

**Болты с шестигранной головкой класса точности В,
исполнение 1 (по ГОСТ 7798-70)**



Размеры, мм

Диаметр резьбы, D	Шаг резьбы, P		Размер «под ключ», S	Диаметр описанной окружности, e	Высота головки, k	Длина болта, l и резьбы, b		
	крупный	мелкий				$l = b$	l	b
6	1	—	10	10,9	4	8–20	25–90	18
8	1,25	1	13	14,2	5,3	8–25	30–100	22
10	1,5	1,25	16	17,6	6,4	10–30	35–200	26
12	1,75	1,25	18	19,9	7,5	14–30	35–260	30
14	2	1,5	21	22,8	8,8	16–35	40–300	34
16	2	1,5	24	26,2	10	18–40	45–300	38
18	2,5	1,5	27	29,6	12	20–45	50–300	42
20	2,5	1,5	30	33	12,5	25–50	55–300	46
22	2,5	1,5	34	37,3	14	28–55	60–300	50
24	3	2	36	39,6	15	32–60	65–300	54
27	3	2	41	45,2	17	35–65	70–300	60
30	3,5	2	46	50,9	18,7	40–70	75–300	66
36	4	3	55	60,8	22,5	50–85	90–300	78
42	4,5	3	65	71,3	26	55–100	110–300	90
48	5	3	75	82,6	30	65–110	120–300	102

Примечания: 1. Размер l в указанных пределах брать из ряда чисел: 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 220, 240, 260, 280, 300.

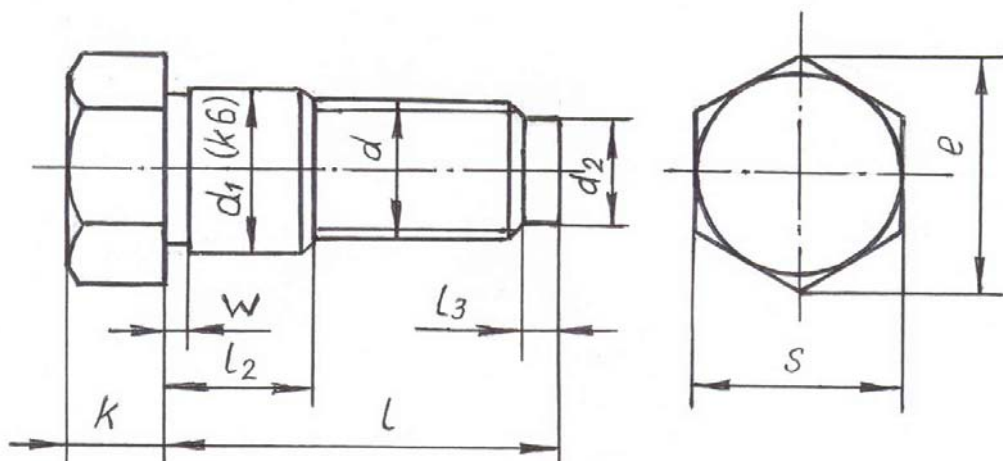
2. Пример условного обозначения болта с диаметром резьбы $d = 12$ мм, длиной $l = 60$ мм, с крупным шагом резьбы и полем допуска 6g, класса прочности 5.8, с размером «под ключ» $S = 18$ мм, без покрытия:

Болт M12–6g×60.58 (S18) ГОСТ 7798-70.

То же, с мелким шагом резьбы:

Болт M12×1,25 – 6g×60.58 (S18) ГОСТ 7798-70.

**Болты с шестигранной уменьшенной головкой
класса точности А для отверстий из под развертки,
исполнение 2а (по ГОСТ 7817-80)**



Размеры, мм

Диаметр резьбы, d	Шаг резьбы, P		Размеры стержня болта				Размеры головки болта		
	круп- ный	мел- кий	d_1	d_2	W	l_3	S	e	k
6	1	—	7	4	1	1,5	10	11	4
8	1,25	1	9	5,5	1,6	2	12	13,2	5,5
10	1,5	1,25	11	7	2	2,5	14	15,5	7
12	1,75	1,25	13	8,5	3	3	17	18,9	8
(14)	2	1,5	15	10	3	3,5	19	21,2	9
16	2	1,5	17	12	3	4	22	24,5	10
(18)	2,5	1,5	19	13	3	4,5	24	26,8	12
20	2,5	1,5	21	15	3	5	27	30,1	13
(22)	2,5	1,5	23	17	3	5,5	30	33,5	14
24	3	2	25	18	3	6	32	35,8	15
(27)	3	2	28	21	3	6,7	36	40,3	17
30	3,5	2	32	23	3	7,5	41	45,9	19
36	4	3	38	28	3	9	50	56,1	23
42	4,5	3	44	33	3	10,5	60	67,4	26
48	4,5	3	50	38	3	12	70	78,6	30

Размеры, мм															
Длина болта l	Длина гладкой части l_2 при диаметре резьбы d														
	6	8	10	12	(14)	16	(18)	20	(22)	24	(27)	30	36	42	48
(18)	6	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
20	8	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
(22)	10	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
25	13	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
28	16	13	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
30	18	15	12	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
(32)	20	17	14	10	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
35	23	20	17	13	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
(38)	23	20	18	16	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
40	25	22	20	18	15	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
(42)	27	24	22	20	17	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
45	30	27	25	23	20	17	–	–	–	–	–	–	–	–	–
(48)	33	30	28	26	23	20	–	–	–	–	–	–	–	–	–
50	35	32	30	28	25	22	–	–	–	–	–	–	–	–	–
55	40	37	35	33	30	27	26	23	20	–	–	–	–	–	–
60	45	42	40	38	35	32	30	28	25	22	–	–	–	–	–
65	50	47	45	43	40	37	35	33	30	27	–	–	–	–	–
70	55	52	50	48	45	42	40	38	35	32	28	–	–	–	–
75	60	57	55	53	50	47	45	43	37	37	33	25	–	–	–
80	–	62	60	58	55	52	50	48	45	42	38	30	–	–	–
85	–	–	65	63	60	57	55	53	50	47	43	35	–	–	–
90	–	–	70	68	65	62	60	58	55	52	48	40	35	–	–
(95)	–	–	75	73	70	67	65	63	60	57	53	45	40	–	–
100	–	–	80	78	75	72	70	68	65	62	58	50	45	–	–
(105)	–	–	85	83	80	77	75	73	70	67	63	55	50	–	–
110	–	–	85	82	80	78	75	72	70	65	62	60	55	45	–
(115)	–	–	90	87	85	83	80	77	75	70	67	65	60	50	–
120	–	–	95	92	90	88	85	82	80	75	72	70	65	55	50
130	–	–	–	102	100	98	95	92	90	85	82	80	75	65	60
140	–	–	–	112	110	108	105	102	100	95	92	90	85	75	70
150	–	–	–	122	120	118	115	112	110	105	102	100	95	85	80
160	–	–	–	142	130	128	125	122	120	115	112	110	105	95	90
170	–	–	–	152	140	138	135	132	130	125	122	120	115	105	100
180	–	–	–	–	150	148	145	142	140	135	132	130	125	115	110
190	–	–	–	–	160	158	155	152	150	145	142	140	135	125	120
200	–	–	–	–	170	168	165	162	160	155	152	150	145	135	130

Примечания: 1. Размеры длин болтов, заключенные в скобки, применять не рекомендуется.

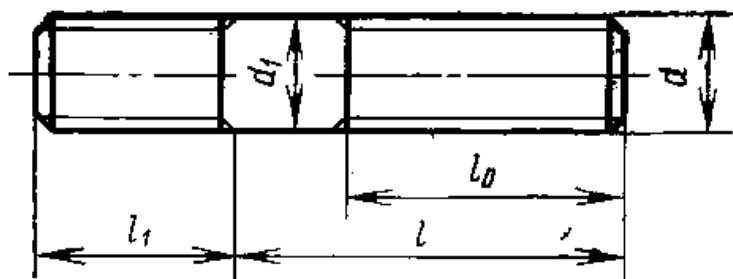
2. Пример условного обозначения болта исполнения 2а, с диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом резьбы и полем допуска 6g, длиной $l = 35$ мм, класса прочности 5.8, без покрытия:

Болт 2а М12–6g×35.58 ГОСТ 7817-80.

То же, с мелким шагом резьбы:

Болт 2а М12×1,25 – 6g×35.58 ГОСТ 7817-80.

Шпильки с ввинчиваемым концом классов точности А и В
(по ГОСТ 22032-76 – ГОСТ 22041-76)



Размеры, мм

Диаметр резьбы, d	Шаг резьбы, P		Длина ввинчиваемого конца, l_1					Длина шпильки, l
	крупный	мелкий	$1d$	$1,25d$	$1,6d$	$2d$	$2,5d$	
3	0,5	–	3	4	5	6	7,5	10–160
4	0,7	–	4	5	6,5	8	10	14–160
5	0,8	–	5	6,5	8	10	12	16–160
6	1	–	6	7,5	10	12	16	16–160
8	1,25	1	8	10	14	16	20	16–200
10	1,5	1,25	10	12	16	20	25	16–200
12	1,75	1,25	12	15	20	24	30	25–220
(14)	2	1,5	14	18	22	28	35	25–220
16	2	1,5	16	20	25	32	40	35–220
(18)	2,5	1,5	18	22	28	36	45	35–220
20	2,5	1,5	20	25	32	40	50	40–240
(22)	2,5	1,5	22	28	35	44	55	45–240
24	3	2	24	30	38	48	60	45–240
(27)	3	2	27	35	42	54	68	55–260
30	3,5	2	30	38	48	60	75	60–260
36	4	3	36	45	56	72	88	70–300
42	4,5	3	42	52	68	84	105	80–300
48	5	3	48	60	76	95	120	80–300

Диаметр резьбы d	Длина шпильки l и длина резьбы гаечного конца l_o					
	l	l_o	l	l_o	l	l_o
3	10–14	×	16–120	12	130–160	18
4	14–16	×	18–120	14	130–160	20
5	16–18	×	20–120	16	130–160	22
6	16–22	×	25–120	18	130–160	24
8	16–25	×	28–120	22	130–200	28
10	16–32	×	35–120	26	130–200	32
12	25–35	×	38–120	30	130–220	36
(14)	25–40	×	42–120	34	130–220	40
16	35–45	×	48–120	38	130–220	44
(18)	35–50	×	55–120	42	130–220	48
20	40–55	×	60–120	46	130–240	52
(22)	45–60	×	65–120	50	130–240	56
24	45–65	×	70–120	54	130–240	60
(27)	55–70	×	75–120	60	130–260	66
30	60–80	×	85–120	66	130–260	72
36	70–90	×	95–120	78	130–300	84
42	80–105	×	110–120	90	130–300	96
48	80–120	×	130–200	108	220–300	121

П р и м е ч а н и я: 1. Размеры, заключенные в скобки применять не рекомендуется.

2. Знаком × отмечены шпильки с длиной резьбы гаечного конца $l_o = l - 0,5d - 2P$.

3. Размеры в указанных пределах брать из ряда чисел: 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 220, 240, 260, 280, 300.

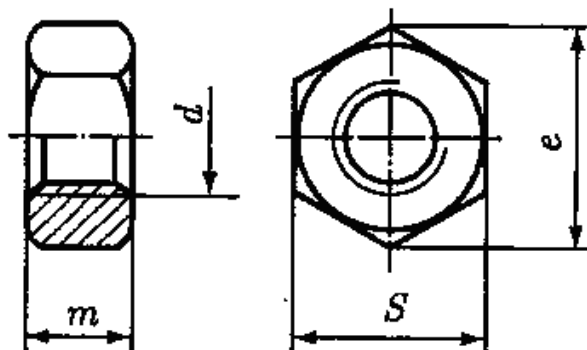
Пример условного обозначения шпильки с диаметром резьбы $d = 16$ мм, с крупным шагом $P = 2$ мм, с полем допуска 6g, длиной $l = 120$ мм, класса прочности 5.8, без покрытия:

Шпилька М16–6g×120.58 ГОСТ 22032-76.

То же, с мелким шагом $P = 1,5$ мм:

Шпилька М16×1,5 – 6g×120.58 ГОСТ 22032-76.

Гайки шестигранные класса точности В исполнение 1
(по ГОСТ 5915-70)



Размеры, мм

Диаметр резьбы, d	Шаг резьбы		Размер «под ключ», S	Диаметр описанной окружности, e	Высота, m
	крупный	мелкий			
3	0,5	—	5,5	5,9	2,4
(3,5)	0,6	—	6	6,4	2,8
4	0,7	—	7	7,5	3,2
5	0,8	—	8	8,6	4,7
6	1	—	10	10,9	5,2
8	1,25	1	13	14,2	6,8
10	1,5	1,25	16	17,6	8,4
12	1,75	1,25	18	19,9	10,8
(14)	2	1,5	21	22,8	12,8
16	2	1,5	24	26,2	14,8
(18)	2,5	1,5	27	29,6	16,4
20	2,5	1,5	30	33,0	18,0
(22)	2,5	1,5	34	37,3	19,8
24	3	2	36	39,6	21,5
(27)	3	2	41	45,2	23,6
30	3,5	2	46	50,9	25,6
36	4	3	55	60,8	31,0
42	4,5	3	65	71,3	34,0
48	5	3	75	82,6	38,0

Примечание: Размеры гаек, заключенные в скобки применять не рекомендуется.

Пример условного обозначения гайки с диаметром резьбы $d = 12$ мм, крупным шагом и полем допуска резьбы 6H, класса прочности 5, без покрытия:

Гайка M12–6H.5 ГОСТ 5915-70.

То же, с мелким шагом резьбы:

Гайка M12×1,25 – 6H.5 ГОСТ 5915-70.

Ульяновский государственный технический университет

Кафедра «ОПМ»

Контрольное задание по разделу «Резьбовые соединения»

Р1. Рассчитать крышка прикрепена к (рис. 1). Давление пара в меняющееся от 0 до значения p . давление p , внутренний наружный диаметр цилиндра D_1 приведены Недостаящими

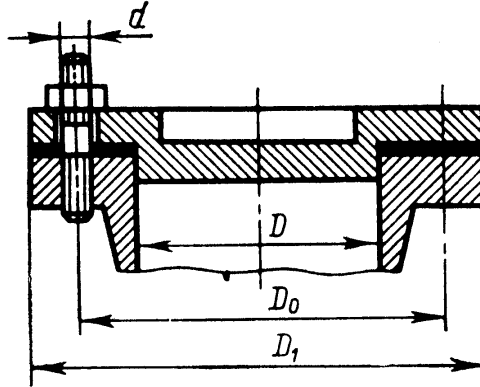


Рис. 1

шпильки, которыми паровому цилиндру цилиндре – часто максимальное рабочее диаметр цилиндра D и крышки и фланца в табл. 1. данными задаться.

Таблица 1

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
p , МПа	0,51	0,52	0,53	0,54	0,55	0,56	0,57	0,58	0,59	0,51
D , мм	310	320	330	340	350	360	370	380	390	400
D_1 , мм	410	420	430	440	450	460	470	480	490	500

Р2. Рассчитать болты, которыми стальная стойка прикрепляется к чугунной плите (рис. 2), по данным табл. 2. Недостаящими данными задаться.

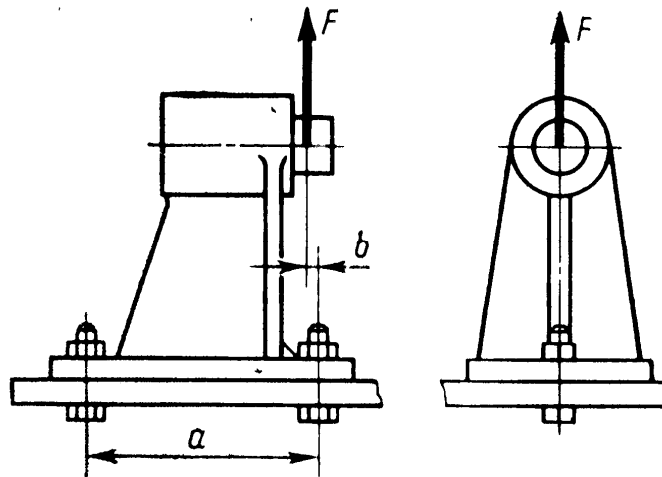


Рис. 2

Таблица 2

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	10	12	13	14	15	16	17	18	19	20
a , мм	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480
b , мм	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110

Контрольное задание по разделу «Резьбовые соединения»

Р3. Кронштейн крепится к чугунной плите четырьмя шпильками (рис.3). Определить класс прочности и диаметр шпилек. Размеры площади стыка задаться.

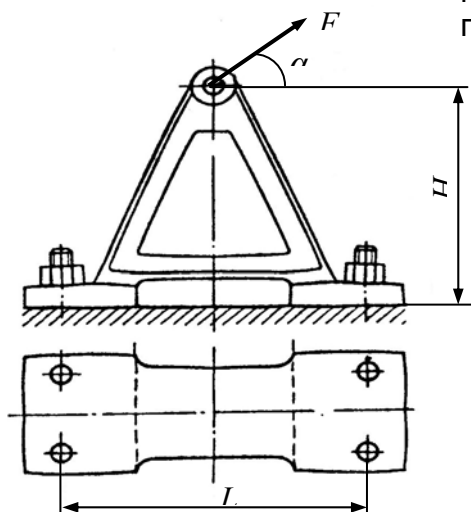


Рис. 3

Таблица 3

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	10	10	10	9	9	9	8	8	8	8
α , рад	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/4$
H , см	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50
L , см	34	36	38	40	42	34	36	38	40	42

Р4. Определить диаметр нарезной части вала дисковой пилы, которая зажата между двумя шайбами гайкой на конце вала резанию F , диаметр пилы D_1 , диаметр шайбы D_2 . Материал вала сталь

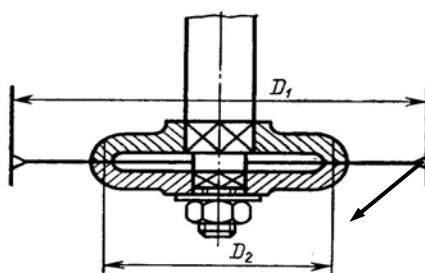


Рис. 4

Таблица 4

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,6
D_1 , мм	900	850	750	700	650	600	550	500	450	400
D_2 , мм	160	150	140	140	130	130	130	120	120	110

Контрольное задание по разделу «Резьбовые соединения»

Р5. Рассчитать болты, соединяющие крышку с цилиндрическим сосудом для сжатого воздуха (рис. 5). Давление воздуха в цилиндре по манометру p , наружный диаметр центрирующего выступа и внутренний диаметр прокладки D_1 , наружный диаметр крышки фланца цилиндра и прокладки D приведены в табл. 5. Недостающими данными задаться.

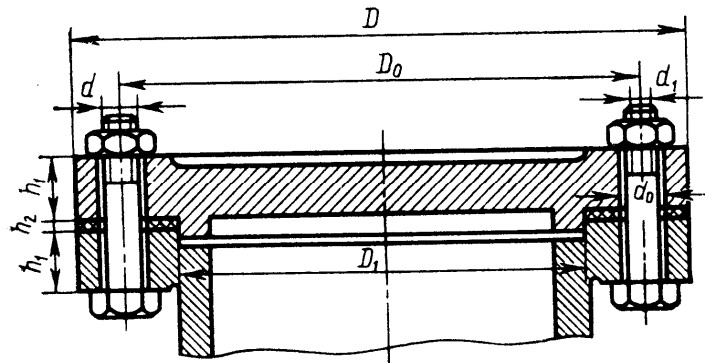


Рис. 5

Таблица 5

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
p , МПа	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
D_1 , мм	340	350	360	370	380	390	400	410	420	430
D , мм	470	480	490	500	510	520	530	540	550	560

Р6. Рассчитать шпильки крепления чугунного кронштейна с подшипником (рис. 6) к стальной раме по данным табл. 6. Недостающими данными задаться.

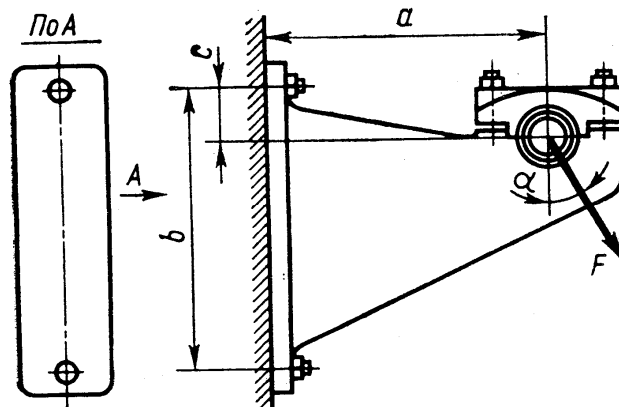


Рис. 6

Таблица 6

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	10	10	10	9	9	9	8	8	8	8
α , рад	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/4$
a , см	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50
b , см	34	36	38	40	42	34	36	38	40	42
c , см	5	7	9	5	7	9	5	7	9	5

Ульяновский государственный технический университет

Кафедра «ОПМ»

Контрольное задание по разделу «Резьбовые соединения»

Р7. Рассчитать болты фланцевого соединения водопроводных труб (рис. 7). Давление воды внутри труб по манометру p , диаметр труб D и диаметр окружности центров болтов D_1 приведены в табл. 7. Недостающими данными задаться.

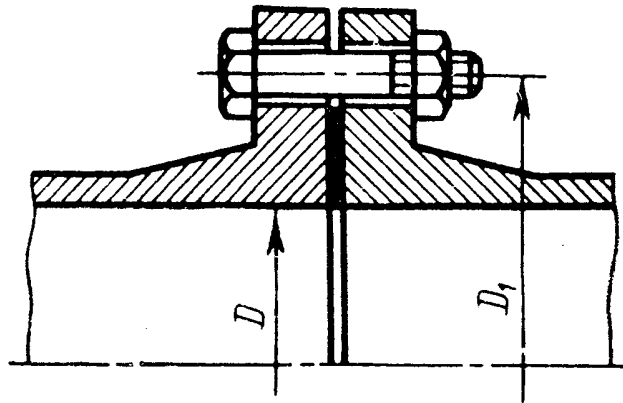


Рис. 7

Таблица 7

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
p , МПа	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
D , мм	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250
D_1 , мм	260	270	280	290	300	310	320	330	340	350

Р8. Рассчитать болты, которыми полоса А прикреплена к швеллеру (рис. 8) по данным табл. 8.

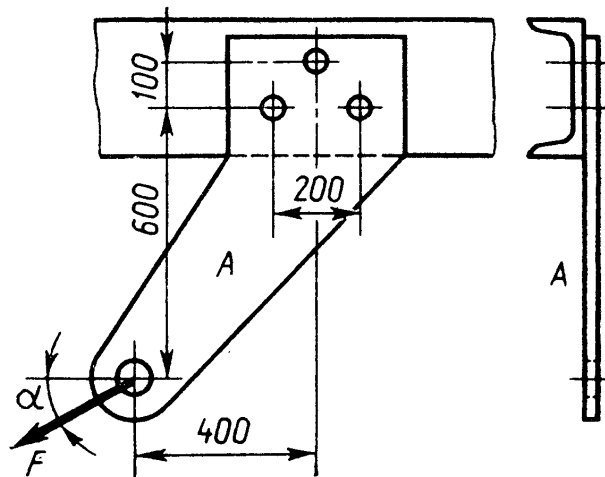


Рис. 8

Таблица 8

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
α , рад	$\pi/6$	$\pi/9$	$\pi/12$	$\pi/6$	$\pi/9$	$\pi/12$	$\pi/6$	$\pi/9$	$\pi/12$	$\pi/6$

Ульяновский государственный технический университет

Кафедра «ОПМ»

Контрольное задание по разделу «Резьбовые соединения»

Р9. Рассчитать болт клеммового соединения, посредством которого рычаг неподвижно закрепляется на валу (рис. 9). Диаметр вала D , сила, действующая на рычаг, F , радиус рычага R и расстояние от оси a приведены в табл. 9.

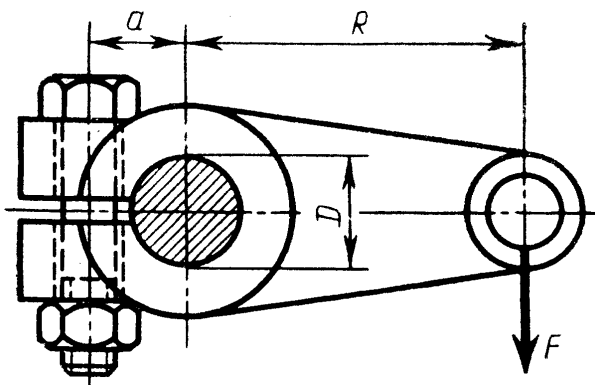


Рис. 9

Таблица 9

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
D , мм	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
F , Н	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
R , мм	400	410	420	430	440	450	460	470	480	490
a , мм	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42

Р10. Рассчитать болты крепления зубчатого колеса к барабану лебедки (рис. 10). Вес поднимаемого груза F , диаметр барабана D_1 и диаметр окружности центров болтов D_2 приведены в табл. 10.

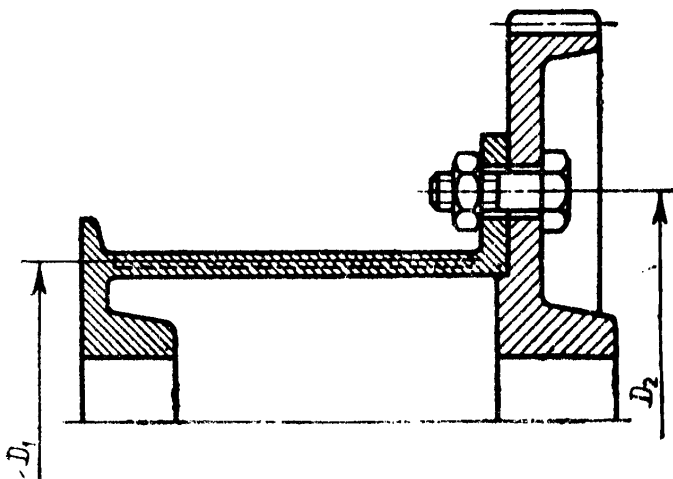


Рис. 10

Таблица 10

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40
D_1 , мм	250	250	300	300	350	350	400	400	450	450
D_2 , мм	400	400	450	450	500	500	550	550	600	600

Ульяновский государственный технический университет

Кафедра «ОПМ»

Контрольное задание по разделу «Резьбовые соединения»

Р11. Кронштейн крепится к колонне четырьмя болтами, поставленными в отверстия с зазором (рис.11). Определить класс прочности и диаметр болтов.

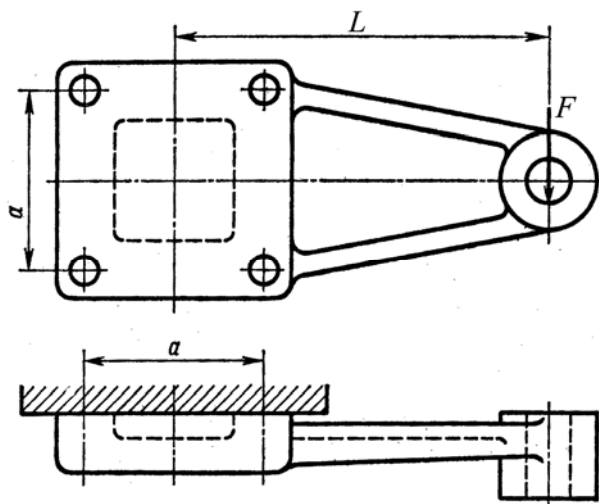


Таблица 11

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	10	12	13	14	15	16	17	18	19	20
L , мм	700	750	800	900	850	700	750	700	800	700
a , мм	300	350	400	450	360	400	380	350	450	340

Р12. Кронштейн крепится к колонне четырьмя болтами, поставленными в отверстия без зазора (рис.12). Определить класс прочности и диаметр болтов.

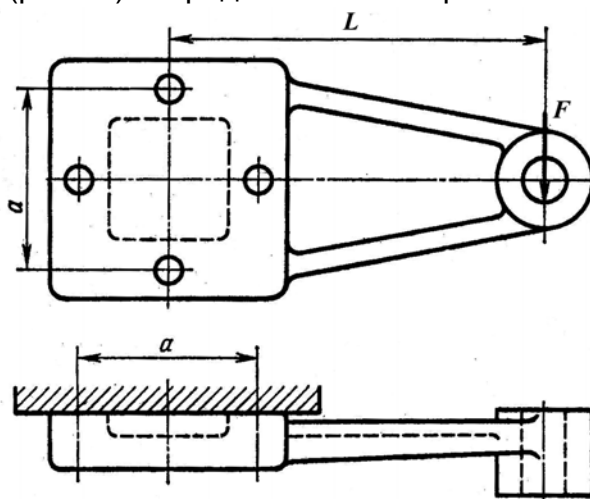


Таблица 12

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	20	18	15	13	12	10	15	16	12	10
L , мм	700	750	800	900	850	700	750	700	800	700
a , мм	300	350	400	450	360	400	380	350	450	340

Ульяновский государственный технический университет

Кафедра «ОПМ»

Контрольное задание по разделу «Резьбовые соединения»

Р13. Рассчитать болты фланцевой муфты (рис. 13). Передаваемая муфтой мощность P , угловая скорость муфты ω , диаметр окружности центров болтов D и число болтов z приведены в табл. 13. Материал половин муфты – чугун.

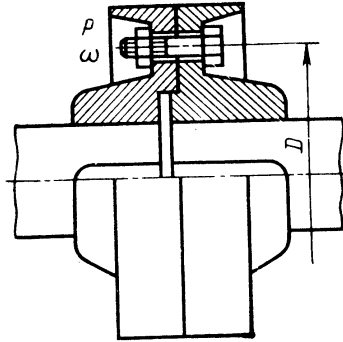


Рис. 13

Таблица 13

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
ω , рад/с	10	11	12	13	14	10	11	12	13	14
D , мм	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290
z , шт.	6	6	6	6	6	8	8	8	8	8

Р14. Определить диаметр шпильки станочного прихвата (рис. 14) по данным табл. 14. Недостающими данными задаться.

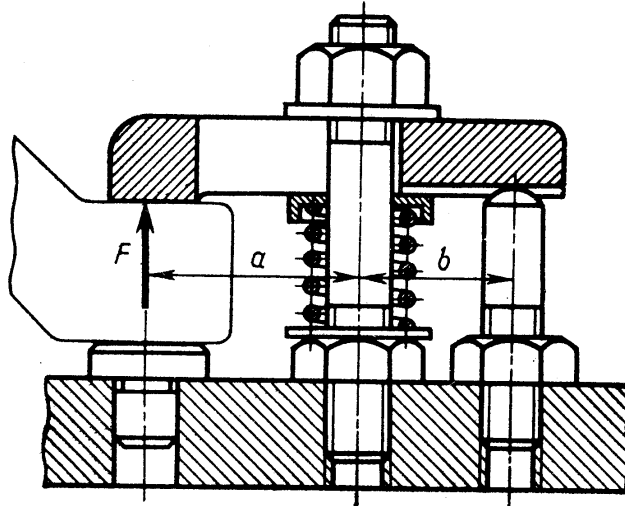


Рис. 14

Таблица 14

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	5,5	5,6	5,7	5,8	5,9	6,0	6,1	6,2	6,3	6,5
a , мм	120	120	140	150	160	120	130	140	150	160
b , мм	110	115	120	125	130	110	115	120	125	130

Контрольное задание по разделу «Резьбовые соединения»

P15. Сварной барабан ленточного конвейера соединён с фланцами болтами, поставленными в отверстия с зазором. Определить число болтов, их размеры и класс прочности. Следует принять размеры $b=8$ мм, $h=0,8d$.

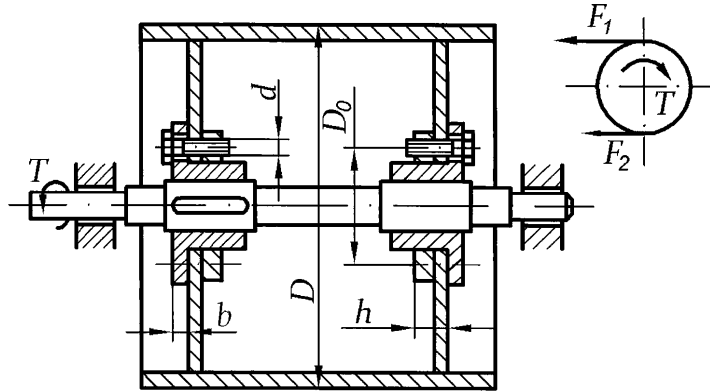


Рис. 15

Таблица 15

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_1 , кН	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22
F_2 , кН	1,5	2,5	4	3,5	4	5	6	8	9	13
D , мм	450	640	800	540	750	480	560	600	820	880
D_0 , мм	110	160	200	120	150	100	140	120	220	240

P16. Кронштейн крепят к стойке с помощью 8-и болтов, установленных с зазором, и 2-х штифтов, установленных без зазора. Требуется определить размеры и класс прочности болтов, диаметр штифтов.

Следует принять $h = 0,15D$; $h_1 = 0,7D$; $D_0 = D +$

диаметр болтов, диаметр штифтов. Следует принять $h = 0,2D$; $D_2 = 3d$; $D_1 = D + 5d$.

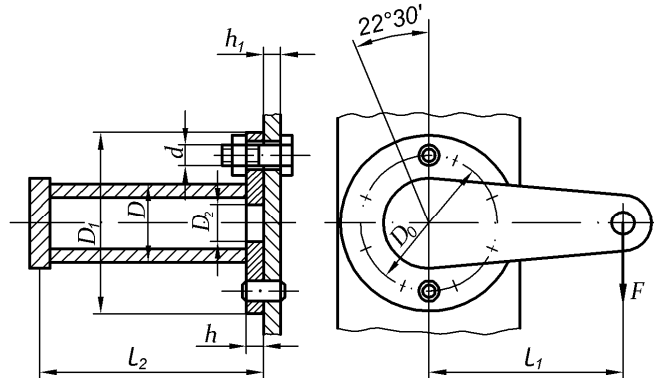


Рис. 16

Таблица 16

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	6	7	9	12	16	25	30	40	10	15
L_1 , мм	300	350	400	500	550	400	325	350	450	520
L_2 , мм	400	600	500	500	450	450	400	400	500	420
D , мм	80	100	120	140	160	170	180	200	110	130

**Вопросы итогового контроля
по дисциплине «Детали машин и механизмов»**

1. Основные понятия: деталь; узел; звено; кинематическая пара (КП); механизм; машина.
2. Структурная классификация и виды механизмов.
3. Критерии работоспособности деталей машин. Стадии проектирования машин.
4. Структурный анализ кривошипно-ползунного механизма (из каких звеньев и КП он состоит, степень подвижности механизма по формуле Чебышева).
5. Определение скоростей кривошипно-ползунного механизма методом планов.
6. Определение ускорений кривошипно-ползунного механизма методом планов.
7. Силы, действующие на механизмы, принцип Даламбера.
8. Определение реакций в кинематических парах кривошипно-ползунного механизма.
9. Передачи. Их классификация и основные характеристики.
10. Геометрия и кинематика фрикционных передач. Необходимая сила прижатия катков передачи.
11. Конструкция лобового вариатора, его основная характеристика.
12. Ременная передача. Определение сил в ветвях ременной передачи. Уравнение Эйлера.
13. Расчет ремней на тяговую способность и долговечность.
14. Основные параметры зубчатого прямозубого колеса и эвольвентного зацепления.
15. Силы, действующие в зацеплении прямозубых цилиндрических колес.
16. Критерии работоспособности и расчета зубчатых передач.
17. Особенности расчета косозубых и шевронных передач.
18. Червячная передача. Почему в червячной передаче зубчатый венец колеса изготавливают из бронзы?
19. Валы и оси, их классификация. Конструкция и расчетные схемы валов.
20. Порядок расчета валов на прочность при совместном действии изгиба и кручения.
21. Общая характеристика подшипников качения. Расчетный ресурс подшипников качения.
22. Классификация и основные типы муфт.
23. Классификация сварных соединений. Расчет соединения встык, нагруженного растягивающей силой.
24. Сварные соединения внахлестку. Особенность расчета соединения при сварке несимметричных элементов (уголок приварен к косынке).
25. Расчет комбинированного сварного соединения внахлестку при действии изгибающего момента.
26. Расчет сварного таврового соединения при действии консольной силы параллельной швам.

27. Классификация и основные параметры резьбы.
28. Зависимость между моментом на ключе и осевой силой в болте.
29. Условия самоторможения и КПД винтовой пары.
30. Расчет резьбового соединения, нагруженного осевой силой и крутящим моментом затяжки.
31. Расчет резьбового соединения, нагруженного силами в плоскости стыка.
32. Оценка плотности стыка резьбового соединения при действии отрывающих сил. Что понимается под коэффициентом основной нагрузки?
33. По каким условиям определяют требуемую силу затяжки при установке болтов с зазором, пояснить на примерах?

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполнение тестовых и практических заданий дает возможность студентам оценить свои знания по каждой теме данного курса, позволяет разобраться в следующих вопросах:

- ✓ Основные виды машин и механизмов, их конструкция, принцип работы;
- ✓ Характеристики механических передач. Геометрия, кинематика и критерии работоспособности и расчета фрикционных, ременных и зубчатых передач;
- ✓ Типовые конструкции валов, осей, подшипников и муфт, правила и нормы их проектирования;
- ✓ Методика расчета и основы конструирования резьбовых соединений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Решетов, Д. Н. Детали машин : учебник для студентов машиностроит. и механич. спец. вузов / Д. Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
2. Иосилевич, Г. Б. Прикладная механика : учеб. для вузов / Г. Б. Иосилевич, Г. Б. Строганов, Г. С. Маслов – М. : Высш. шк., 1989. – 351 с.
3. Олешкевич, А. В. Детали машин и механизмов : учебно-практическое пособие / А. В. Олешкевич ; Ульянов. гос. техн. ун-т. – Ульяновск : УлГТУ, 2007. – 102 с.
4. Анурьев, В. И. Справочник конструктора – машиностроителя : в 3 т. Т. 1 / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. – 9-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2006. – 927 с.
5. Бударин, А. М. Разъемные соединения деталей : учебное пособие для студентов машиностроительных направлений обучения / А. М. Бударин. – Ульяновск : УлГТУ, 2000. – 79 с.
6. Тарханов, В. И. Резьбовые соединения : учебное пособие / В. И. Тарханов, Р. М. Садриев. – Ульяновск : УлГТУ, 2009. – 60 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Тесты к темам дисциплины	3
Тема 1. Общие сведения о машинах и механизмах	3
Тема 2. Проектирование рычажных механизмов	5
Тема 3. Механические передачи. Фрикционные и ременные передачи.....	7
Тема 4. Зубчатые передачи	9
Тема 5. Валы, подшипники, муфты	11
Тема 6. Соединения деталей. Сварные и резьбовые соединения	14
Практическое задание	16
Приложение А	22
Приложение Б	28
Вопросы итогового контроля	36
Заключение.....	37
Библиографический список.....	37

Учебное издание

Практикум по деталям машин и механизмов

Методические указания

Составитель ОЛЕШКЕВИЧ Александр Вениаминович

Редактор М. В. Штаева

Подписано в печать 28.12.2010. Формат 60×84/16.

Усл. печ. л. 2,33. Тираж 100 экз. Заказ 216.

Ульяновский государственный технический университет
432027, г. Ульяновск, ул. Сев. Венец, д. 32.

Типография УлГТУ, 432027, г. Ульяновск, ул. Сев. Венец, д. 32.