

ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ
ИНЖЕНЕРНЫЙ ИНСТИТУТ

МЕХАНИКА

Ч.2. Прикладная механика

Задания и методические указания по выполнению контрольной работы

по направлению подготовки:

20.03.02 Природообустройство и водопользование

Новосибирск 2022

Кафедра теоретической и прикладной механики

Составитель: Л.Н. Ишутина

Рецензент:

Механика. Ч.2 «Прикладная механика»: Задания и методические указания по выполнению контрольной работы/ Новосиб. гос. аграр. ун-т; сост. Л.Н. Ишутина. – Новосибирск, 2022. – 38 с.

Содержатся задания, необходимые формулы для расчётов и справочные данные для выполнения контрольной работы. Предназначены для студентов очного отделения Агрономического факультета по направлению подготовки: 20.03.02 Природообустройство и водопользование

Утверждены и рекомендованы к изданию методическим советом Инженерного института (протокол № 11 от 28 июня 2022г.).

ВВЕДЕНИЕ

Одновременно с изучением курса механики, с целью закрепления полученных знаний и приобретения практических навыков в решении задач, использовании справочной литературы, стандартов и т.п. студент выполняет контрольную работу. Работа включает две задачи по теме «Соединения», расчёт цилиндрической зубчатой передачи и чертёж зубчатого колеса по полученным результатам расчёта.

Номера задач и исходные данные для расчёта зубчатой передачи выдаются преподавателем.

Задача №1

Сегмент режущего аппарата (рисунок 1) крепится к ножевой полосе 1 двумя заклепками. Определить диаметр заклепок, если нагрузка Q меняется по симметричному циклу, $Q_{\max} = -Q_{\min}$. Допускаемые напряжения $[\tau]_{\text{ср}} = 120 \text{ МПа}$, $[\sigma]_{\text{см}} = 240 \text{ МПа}$, $Q_{\max} = 1000 \text{ Н}$.

Задача №2

Зубчатое колесо установлено на валу с помощью цилиндрического штифта диаметром $d = 2 \text{ мм}$ (рисунок 2). Определить, какую максимальную мощность можно передать через зубчатое колесо (из условия прочности штифта) при угловой скорости $\omega = 100 \text{ 1/с}$. Допускаемое напряжение $[\tau]_{\text{ср}} = 100 \text{ МПа}$.

Задача №3

Определить диаметр и число заклепок узла «А» фермы (рисунок 3). Нагрузка $Q = 10 \text{ кН}$. Допускаемые напряжения $[\tau]_{\text{ср}} = 100 \text{ МПа}$, $[\sigma]_{\text{см}} = 200 \text{ МПа}$. Угол $\alpha = 120^\circ$.

Задача №4

Из условия прочности на кручение определить средний диаметр шлицевого вала ($[\tau]_{\text{кр}} = 100 \text{ МПа}$) и рассчитать прямоугольное шлицевое соединение для посадки зубчатого колеса (рисунок 4). Передаваемая мощность $N = 50 \text{ кВт}$, при угловой скорости $\omega = 120 \text{ с}^{-1}$. Допускаемое напряжение $[\sigma]_{\text{см}} = 100 \text{ МПа}$.

Задача №5

Шкив клиноременной передачи установлен на валу с помощью клиновой врезной шпонки (рисунок 5). Из условия прочности на кручение ($[\tau]_{\text{кр}} = 50 \text{ МПа}$) определить диаметр вала и рассчитать шпонку ($[\sigma]_{\text{см}} = 120 \text{ МПа}$, $f = 0,2$), если через шкив передается мощность $N = 5 \text{ кВт}$ при угловой скорости $\omega = 80 \text{ 1/с}$.

Задача №6

Рассчитать заклепочное соединение цилиндрического резервуара для жидкости, находящейся под давлением $P = 1$ МПа. $[\tau]_{\text{ср}} = 100$ МПа. (рисунок 6).

Задача №7

Шкив ременной передачи (рисунок 7) крепится на валу с помощью двух болтов, установленных в отверстие без зазора. Определить диаметр болтов, если окружное усилие $Q = 3$ кН, допускаемое напряжение $[\tau]_{\text{ср}} = 110$ МПа. $D = 160$ мм.

Задача №8

Рычаг установлен на валу на прямоугольных шлицах (рисунок 8). Из условия прочности на кручение ($[\tau]_{\text{кр}} = 60$ МПа) определить средний диаметр шлицевого вала и рассчитать шлицевое соединение, если допускаемое напряжение $[\sigma]_{\text{см}} = 80$ МПа. $Q = 2$ кН, $h = 100$ мм.

Задача №9

Рычаг (1) крепится к фланцу (2) (рисунок 9) двумя заклепками. Определить диаметр заклепок, если нагрузка $Q = 2$ кН меняется по симметричному циклу ($r = -1$), допускаемые напряжения $[\tau]_{\text{ср}} = 90$ МПа и $[\sigma]_{\text{см}} = 160$ МПа, $d = 40$ мм.

Задача №10

Барабан грузоподъемного механизма (рисунок 10) установлен на валу с прямоугольными шлицами. Из условия прочности на кручение ($[\tau]_{\text{кр}} = 50$ МПа) определить средний диаметр шлицевого вала и рассчитать шлицевое соединение, если нагрузка на барабане $Q = 30$ кН, допускаемое напряжение $[\sigma]_{\text{см}} = 80$ МПа.

Задача №11

Определить высоту катета сварного шва “S” (рисунок 11) составного зубчатого колеса, если окружное усилие $Q = 5$ кН, допускаемое напряжение $[\tau]_{\text{ср}} = 120$ МПа, $D = 100$ мм.

Задача №12

Шкив клиноременной передачи установлен на валу с помощью цилиндрического штифта. Определить (рисунок 12) диаметр штифта ($[\tau]_{\text{ср}} = 110 \text{ МПа}$), если окружное усилие на шкиве $Q = 2 \text{ кН}$, диаметр вала $d = 20 \text{ мм}$.

Задача №13

Составной вал (рисунок 13) сварен из двух частей. Из условия прочности сварного шва ($[\tau]_{\text{ср}} = 90 \text{ МПа}$) определить максимально возможную передаваемую через вал мощность при угловой скорости $\omega = 100 \text{ 1/с}$, $D = 50 \text{ мм}$.

Задача №14

Звездочка транспортера (рисунок 14) установлена на валу с прямоугольными шлицами. Из условия прочности на кручение ($[\tau]_{\text{кр}} = 60 \text{ МПа}$) определить средний диаметр шлицевого вала и рассчитать шлицевое соединение, если $Q = 10 \text{ кН}$, $[\sigma]_{\text{см}} = 100 \text{ МПа}$.

Задача №15

Зубчатое колесо установлено на валу (рисунок 15) на призматической шпонке. Из условия прочности на кручение ($[\tau]_{\text{кр}} = 100 \text{ МПа}$) определить диаметр вала и рассчитать шпонку, если через зубчатое колесо передается мощность $N = 20 \text{ кВт}$ с частотой вращения $n = 600 \text{ об/мин}$. Допускаемое напряжение для шпонки $[\sigma]_{\text{см}} = 180 \text{ МПа}$.

Задача №16

Из условия прочности сварного шва (рисунок 16) определить толщину S крышки резервуара компрессора, если избыточное давление внутри $p = 2 \text{ МПа}$, допускаемое напряжения для материала шва $[\tau]_{\text{ср}} = 120 \text{ МПа}$.

Задача №17

Шкив клиноременной передачи (рисунок 17) установлен на валу с прямоугольными шлицами. Из условия прочности на кручение определить ($[\tau]_{\text{кр}} = 80 \text{ МПа}$) средний диаметр шлицевого вала и рассчитать соединение ($[\sigma]_{\text{см}} = 100 \text{ МПа}$), если окружное усилие на шкиве $Q = 2 \text{ кН}$.

Задача №18

Из условия прочности сварного шва определить допускаемое значение нагрузки Q . Допускаемое напряжение $[\tau]_{\text{ср}} = 130 \text{ МПа}$, $a = 50 \text{ мм}$. Коэффициент асимметрии нагрузки $r = -0,8$, коэффициент концентрации напряжения $K = 2$ (рисунок 18).

Задача №19

Зубчатое колесо установлено на валу с прямоугольными шлицами (рисунок 19). Из условия прочности на кручение ($[\tau]_{\text{кр}} = 70 \text{ МПа}$) определить средний диаметр шлицевого вала и рассчитать шлицевое соединение ($[\sigma]_{\text{см}} = 100 \text{ МПа}$), если через зубчатое колесо передается мощность $N = 10 \text{ кВт}$ при угловой скорости $\omega = 60 \text{ 1/с}$.

Задача №20

Составная звездочка грузового механизма (рисунок 20) склепана двумя заклепками. Определить диаметр заклепок, если окружное усилие на звездочке $Q = 2 \text{ кН}$. Допускаемые напряжения $[\tau]_{\text{ср}} = 100 \text{ МПа}$, $[\sigma]_{\text{см}} = 200 \text{ МПа}$, $D = 200 \text{ мм}$.

Задача №21

Планка (1) (рисунок 21) удерживается между двумя пластинами за счет сил трения (коэффициент трения $f = 0,2$), создаваемых затяжкой двух болтов. Определить диаметр болтов, если нагрузка $Q = 2 \text{ кН}$, допускаемое напряжение $[\sigma]_{\text{р}} = 180 \text{ МПа}$.

Задача №22

Жёсткая пластина (1) (рисунок 22) приварена на конце валиковым швом. Определить длину сварного шва ($[\tau]_{\text{ср}} = 110 \text{ МПа}$), если нагрузка $Q = 3 \text{ кН}$, $a = 50 \text{ мм}$.

Задача №23

Фланцы двух труб соединены 6 болтами (рисунок 23). Определить диаметр болтов ($[\sigma]_{\text{р}} = 160 \text{ МПа}$), если избыточное давление внутри труб $P = 2 \text{ МПа}$, коэффициент остаточного натяга $\gamma = 1,8$.

Задача №24

Шкив плоскоременной передачи установлен на валу с помощью клиновой врезной шпонки (рисунок 24). Из условия прочности на кручение ($[\tau]_{кр} = 70$ МПа) определить диаметр вала и рассчитать шпонку ($[\sigma]_{см} = 130$ МПа), если окружное усилие на шкиве $Q = 2$ кН, диаметр шкива $D = 200$ мм.

Задача №25

Пруток (1) приварен к трубе вокруг по контуру (рисунок 25). К нему приложена сила $Q = 5$ кН. Определить наружный диаметр трубы D , если допускаемое напряжение $[\tau]_{ср} = 100$ МПа.

Задача №26

Жесткая пластина (1) приварена между двумя другими (рисунок 26). Из условия прочности сварного шва ($[\tau]_{ср} = 120$ МПа) определить допустимое значение нагрузки Q , меняющейся по пульсирующему циклу ($r = 0$), если $a = 50$ мм, длина сварного шва $l = 60$ мм, коэффициент концентрации напряжений $K = 2$.

Задача №27

Шкив плоскоременной передачи установлен на валу на сегментной шпонке (рисунок 27). Из условия прочности на кручение ($[\tau]_{кр} = 60$ МПа) определить диаметр вала и рассчитать шпонку ($[\sigma]_{см} = 120$ МПа), если через шкив передается мощность $N = 5$ кВт с частотой вращения $n = 800$ об/мин.

Задача №28

Пластина 1 фермы приварена к стойке торцом с двух сторон (рисунок 28). Определить высоту катета сварных швов ($[\tau]_{ср} = 120$ МПа), если нагрузка $Q = 2$ кН.

Задача №29

Зубчатое колесо установлено на валу на клиновой врезной шпонке (рисунок 29). Из условия прочности на кручение ($[\tau]_{кр} = 70$ МПа) определить диаметр вала и рассчитать шпонку ($[\sigma]_{см} = 160$ МПа), если окружное усилие на колесе $Q = 3$ кН.

Задача №30

Определить диаметр заклёпок крепления сегментов ножа режущего аппарата (рисунок 30) зерноуборочного комбайна, если расчётная нагрузка $Q_{\max} = -Q_{\min} = 2 \text{ кН}$, $[\tau]_{\text{ср}} = 100 \text{ МПа}$, $[\sigma]_{\text{см}} = 200 \text{ МПа}$.

Задача №31

Пластина 1 крепится к поперечине 2 (рисунок 31) двумя заклёпками диаметром $d = 5 \text{ мм}$. Из условия прочности заклёпок ($[\tau]_{\text{ср}} = 100 \text{ МПа}$, $[\sigma]_{\text{см}} = 200 \text{ МПа}$) определить допускаемое значение Q , если $a = 120 \text{ мм}$.

Задача №32

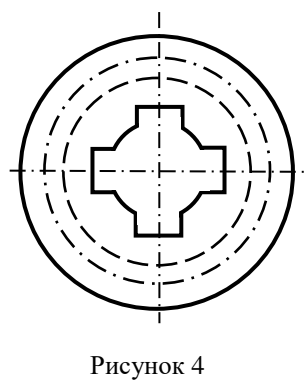
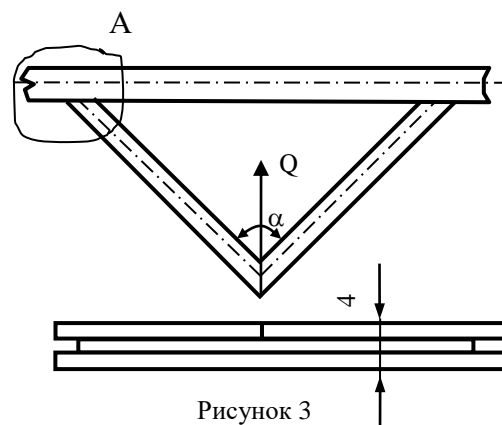
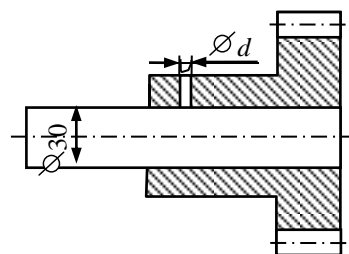
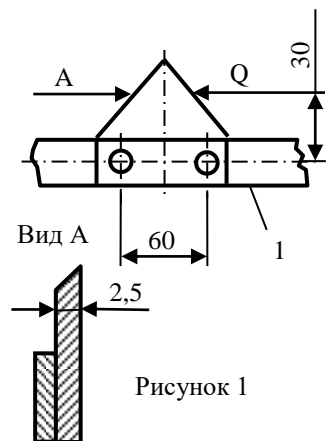
Кронштейн крепится четырьмя болтами (рисунок 32). Определить диаметр болтов ($[\sigma]_{\text{р}} = 150 \text{ МПа}$), если нагрузка $Q = 8 \text{ кН}$, коэффициент остаточного натяга $\gamma = 1,6$.

Задача №33

Круглый пруток приварен к трубе (рисунок 33) вокруг по контуру. Из условия прочности сварного шва ($[\tau]_{\text{ср}} = 120 \text{ МПа}$) определить допустимое значение нагрузки Q , если $D = 40 \text{ мм}$.

Задача №34

Шкив клиноременной передачи установлен на валу с помощью сегментной шпонки (рисунок 34). Из условия прочности на кручение ($[\tau]_{\text{кр}} = 60 \text{ МПа}$) определить диаметр вала и рассчитать шпонку, если окружное усилие на шкиве $Q = 2 \text{ кН}$. Допускаемое напряжение $[\sigma]_{\text{см}} = 200 \text{ МПа}$.



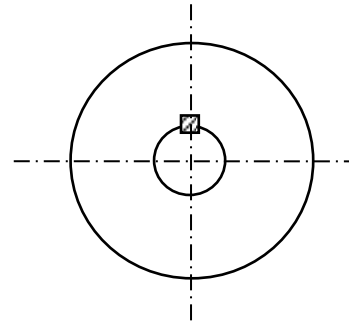


Рисунок 5

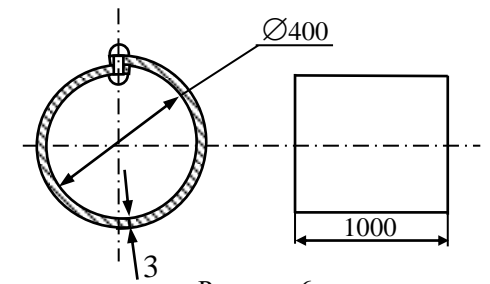


Рисунок 6

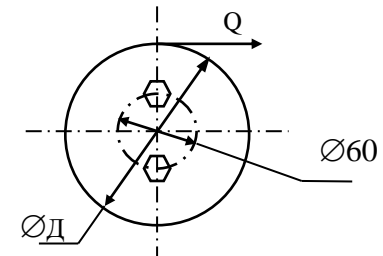


Рисунок 7

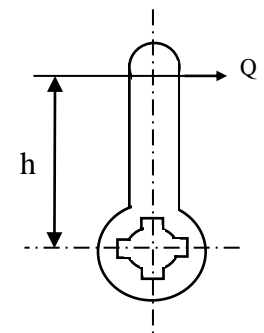


Рисунок 8

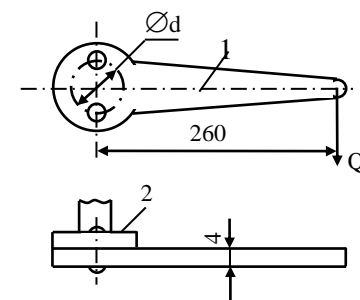


Рисунок 9

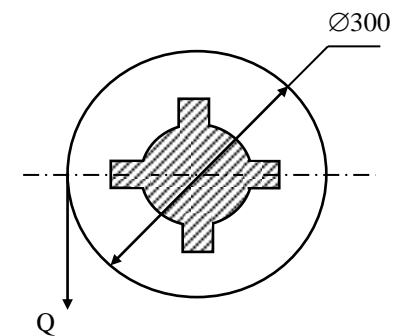


Рисунок 10

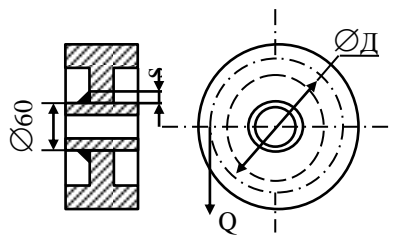


Рисунок 11

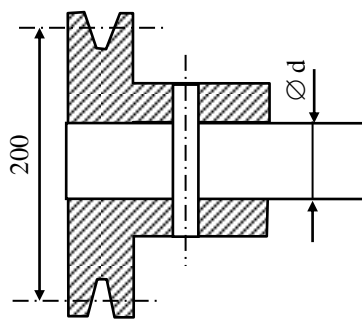


Рисунок 12

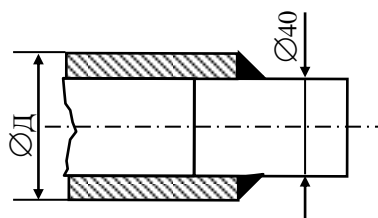


Рисунок 13

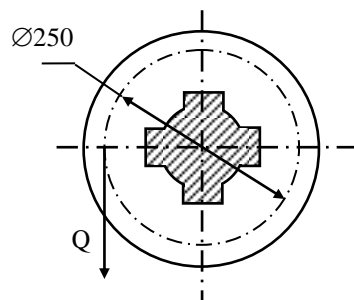


Рисунок 14

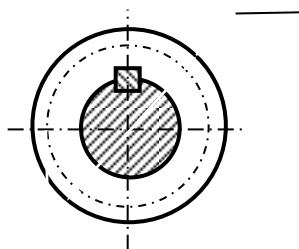


Рисунок 15

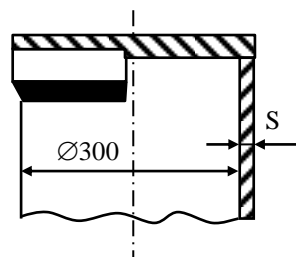


Рисунок 16

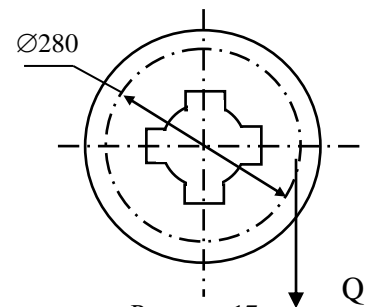


Рисунок 17

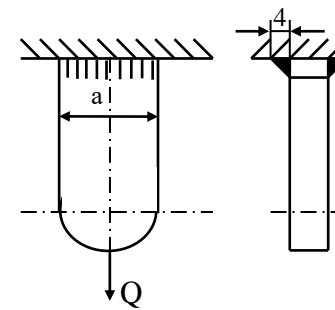


Рисунок 18

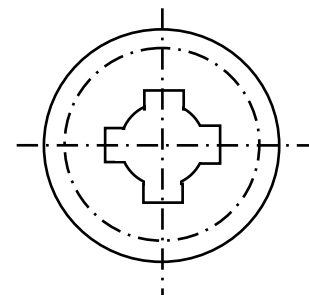


Рисунок 19

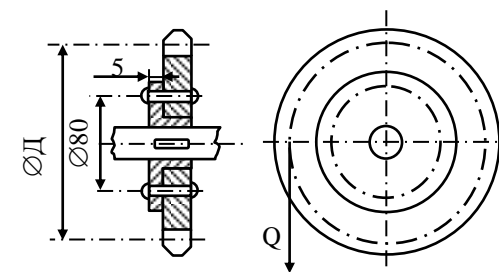


Рисунок 20

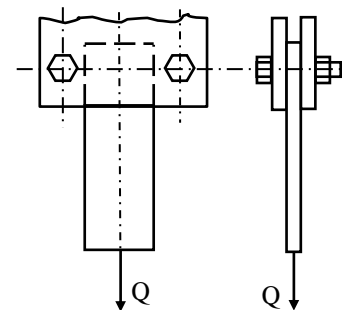


Рисунок 21

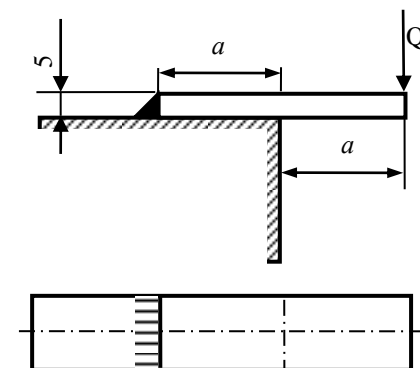


Рисунок 22

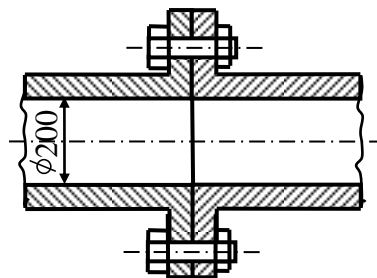


Рисунок 23

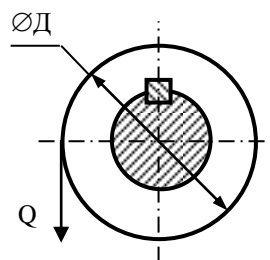


Рисунок 24

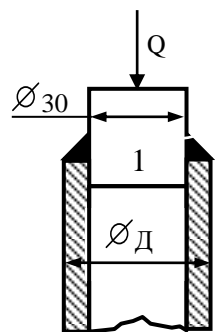


Рисунок 25

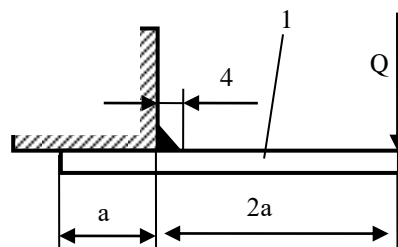


Рисунок 26

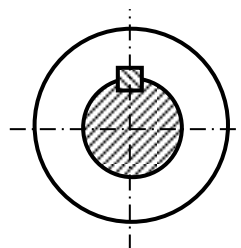


Рисунок 27

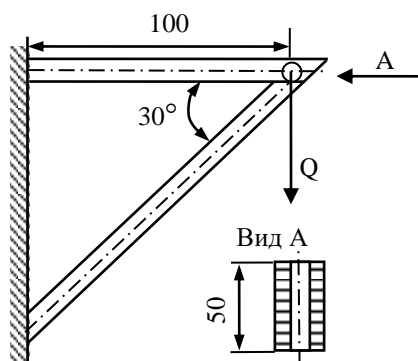


Рисунок 28

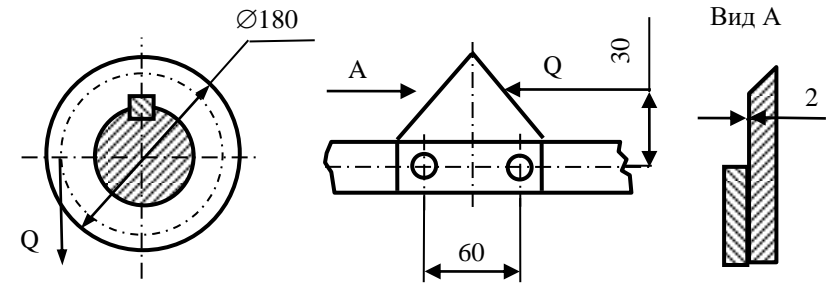


Рисунок 29

Рисунок 30

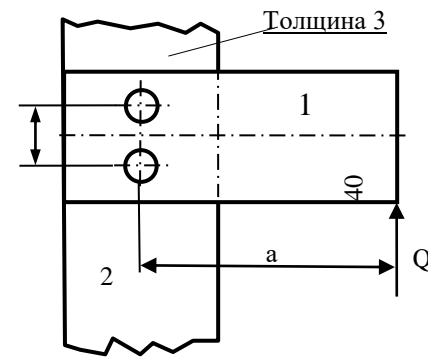


Рисунок 31

Рисунок 32

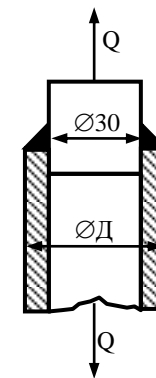


Рисунок 33

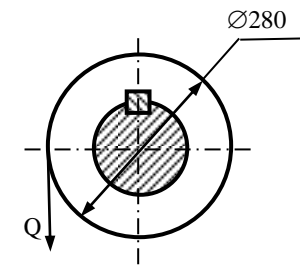


Рисунок 34

РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ

Заклёпочные соединения

По назначению делятся на прочные и плотно-прочные.

В прочных соединениях при постоянной нагрузке заклепки рассчитывают на срез и смятие:

$$\tau_{cp} = \frac{F}{A_{cp}} \leq [\tau]_{cp} , \quad (1)$$

где F – нагрузка, действующая на соединение, H ;
 A_{cp} – площадь среза, $мм^2$:

$$A_{cp} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot i ,$$

где d – диаметр заклепки, $мм$;

z – число заклепок, *шт*;

i – число плоскостей среза;

$[\tau]_{cp}$ – допускаемое напряжение на срез, зависит от материала заклепки, $МПа$.

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A_{см}} \leq [\sigma]_{см} , \quad (2)$$

где $A_{см}$ – площадь смятия, $мм^2$:

$$A_{см} = d \cdot s \cdot z ;$$

s – наименьшая толщина соединяемых элементов, $мм$.

$[\sigma]_{см}$ – допускаемое напряжение на смятие, зависит от материала заклепки, $МПа$.

Плотно-прочные соединения рассчитываются только на срез.

Если в условии задачи диаметр и число заклепок неизвестны то диаметр заклепок принимают:

для прочных соединений $d = (1,8...2)s$,

для плотно-прочных соединений $d = 2\sqrt{s}$.

При знакопеременной нагрузке расчеты ведут по тем же формулам, но при пониженных допускаемых напряжениях. В формулы (1) и

(2) вместо $[\tau]_{cp}$ и $[\sigma]_{cm}$ соответственно подставляют $[\tau]'_{cp}$ и $[\sigma]'_{cm}$, которые равны:

$$[\tau]'_{cp} = [\tau]_{cp} \cdot \gamma \quad ; \quad [\sigma]'_{cm} = [\sigma]_{cm} \cdot \gamma \quad ,$$

где γ - коэффициент, учитывающий характер нагрузки:

$$\gamma = \frac{1}{1 - 0,3r} \quad , \quad (3)$$

где r – коэффициент асимметрии нагрузки:

$$r = \frac{F_{\min}}{F_{\max}} \quad .$$

Диаметры заклепок для любого заклепочного соединения принимают из ряда : 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12 мм, а их длины 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24; 26; 28; 30; 32; 34; 38; 40 мм.

Сварные соединения

Общих формул для расчета на прочность швов в сварных соединениях нет. Поэтому расчет любого сварного шва производится в последовательности:

- а) определяется вид (или виды) деформации, на которой работает сварной шов;
- б) определяется нагрузка, действующая на шов;
- в) в соответствии с видом деформации записывается уравнение прочности для шва;
- г) определяется неизвестная величина.

Допускаемые напряжения при расчетах принимаются:

$$[\sigma]_p = [\sigma]_u = [\sigma]_{p.m.} \quad ,$$

$$[\tau]_{cp} = [\tau]_{kp} = 0,7[\sigma]_{p.m.} \quad .$$

Для точечной сварки $[\tau]_{cp} = 0,4[\sigma]_{p.m.}$.

$[\sigma]_p$ – допускаемое напряжения на растяжение, МПа ;

$[\sigma]_u$ - допускаемое напряжения на изгиб, МПа ;

$[\tau]_{cp}$ - допускаемое напряжения на срез, МПа ;

$[\tau]_{кр}$ - допускаемое напряжения на кручение, *МПа* ;
 $[\sigma]_{р.м.}$ – допускаемое напряжение на растяжение для свариваемого материала, *МПа* (табл. 1).

При действии переменных нагрузок величины допускаемых напряжений для сварных швов принимаются:

$$[\sigma]_p = [\sigma]_p \cdot \gamma ; \quad [\sigma]_k = [\sigma]_b \cdot \gamma ,$$

$$[\tau]_{cp} = [\tau]_{cp} \cdot \gamma ; \quad [\tau]_{кр} = [\tau]_{кр} \cdot \gamma ,$$

где: γ – коэффициент, учитывающий характер нагрузки и вид соединения.

Таблица 1

Допускаемые напряжения на растяжение для некоторых марок стали, *МПа*

Марка стали	$[\sigma]_{р.м.}$	Марка стали	$[\sigma]_{р.м.}$
Ст.2	115	20	140
Ст.3	125	30	165
Ст.4	140	35	180
Ст.5	160	40	190
Ст.6	195	45	200
08	110	15X , 20X	240
10	110	40X	270
15	125	18ХГТ	330

$$\gamma = \frac{1}{(0,9\hat{e} + 0,3) - (0,9\hat{e} - 0,3) r} , \quad (4)$$

где κ – коэффициент концентрации напряжений (табл. 2).

$$r = \sigma_{min}/\sigma_{max} = \tau_{min}/\tau_{max} = F_{min}/F_{max} .$$

Таблица 2

Значение коэффициента концентрации напряжений

Соединение	k
Стыковое с обработкой шва	1
Стыковое без обработки шва	1,4
Внахлестку или с накладками	2
Угловое или тавровое	3

Резьбовые соединения

По условию работы делятся на **ненапряженные** и **напряженные**.

В **ненапряженных** соединениях резьбовые изделия (болты, винты, шпильки) при действии на них центральной нагрузки рассчитывают на растяжение:

$$\sigma_p = \frac{F}{A_p} \leq [\sigma]_p, \quad (5)$$

где F – нагрузка, действующая на соединение, H ;

A_p – площадь растяжения, $мм^2$;

$$A_p = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot z,$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы, $мм$;

z – число резьбовых изделий в соединении;

$[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение на растяжение для материала резьбового соединения, $МПа$.

Напряженные резьбовые соединения рассчитывают на растяжение:

$$\sigma_p = \frac{F(1 + \gamma)}{A_p} \leq [\sigma]_p, \quad (7)$$

$$\sigma_p = \frac{4F \cdot (1 + \gamma)}{\pi \cdot d_1^2 \cdot z} \leq [\sigma]_p ,$$

где γ – коэффициент остаточного натяга.

$\gamma = 0,6 \dots 1,2$ – для соединений, от которых требуется плотность;

$\gamma = 1,2 \dots 1,8$ – для соединений, от которых требуется герметичность.

Если на резьбовые соединения действует поперечная нагрузка – F (перпендикулярно оси резьбовых изделий), возможны два варианта:

а) резьбовые изделия устанавливают в отверстие без зазора, т.е. работают на срез:

$$\tau_{cp} = \frac{F}{A_{cp}} \leq [\tau]_{cp} , \quad (8)$$

где F – нагрузка, действующая на соединение, H ;

A_{cp} – площадь среза, $мм^2$:

$$A_{cp} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot z \cdot i ,$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбового изделия, $мм$;

z – число резьбовых изделий, $шт.$;

i – число плоскостей среза;

$[\tau]_{cp}$ – допускаемое напряжение на срез для материала резьбового изделия, $МПа$;

б) резьбовые изделия устанавливают в отверстие с зазором, следовательно, соединяемые детали удерживаются за счет сил трения, создаваемых затяжкой резьбовых изделий. Поэтому их рассчитывают на растяжение от действия усилия затяжки – N .

$$\sigma_p = \frac{N}{A_p} \leq [\sigma]_p , \quad (9)$$

где N – усилие затяжки, H ;

$$N = \frac{F}{i \cdot f} ;$$

i – число плоскостей трения;

f – коэффициент трения между соединяемыми деталями;

F – нагрузка, действующая на соединение, H ;

A_p – площадь растяжения, $мм^2$:

$$A_p = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot z ,$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы, $мм$;

z – число резьбовых изделий в соединении;

$[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение на растяжение для материала резьбового соединения, $МПа$.

Таблица 3

Таблица диаметров болтов, мм

Внутренний диаметр резьбы d_1	Наружный диаметр резьбы d	Средний диаметр резьбы d_{cp}	Шаг резьбы t
4,92	6	5,35	1
6,65	8	7,19	1,25
8,38	10	9,03	1,5
10,11	12	10,86	1,75
11,84	14	12,70	2
15,29	18	16,38	2,5
17,29	20	18,38	2,5
20,75	24	22,05	3
26,21	30	27,73	3,5
31,67	36	33,4	4
37,13	42	39,08	4,5
42,75	48	44,75	5

Шпоночные соединения

Шпоночные соединения могут быть **напряженные** и **ненапряженные**.

Ненапряженные соединения образуются **призматическими** и **сегментными** шпонками. Расчет их на прочность производится в такой последовательности:

а) по диаметру вала d из стандартных таблиц выбирают ширину b и высоту h шпонки (для сегментной шпонки диаметр d_1)

б) если диаметр вала неизвестен, то его определяют из условия прочности на кручение или на кручение с изгибом;

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]_{кр}}} , \quad (10)$$

где T – крутящий момент, $H \cdot мм$;

$[\tau]_{кр}$ – допускаемое напряжение на кручение, $МПа$.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{np}}{\pi[\sigma]}} , \quad (11)$$

где M_{np} – приведенный момент, $H \cdot мм$:

$$M_{np} = \sqrt{M_u^2 + 0,75 \cdot T^2} ,$$

где M_u – изгибающий момент, $H \cdot мм$;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение на кручение с изгибом, $МПа$.

Диаметр вала округляют до стандартного значения из ряда R40:

10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26;
28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80;
85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160.

в) производят расчет на смятие боковых поверхностей шпонки:

$$\sigma_{см} = \frac{5 \cdot T}{d \cdot h \cdot l_p} \leq [\sigma]_{см}, \quad (12)$$

$$\sigma_{см} = \frac{15 \cdot T}{d \cdot d_1^2} \leq [\sigma]_{см}, \quad (13)$$

где T – крутящий момент, передаваемый через соединение, $H \cdot мм$:

$$T = 10^6 \cdot \frac{N}{\omega}$$

где N – мощность, $кВт$;

ω - угловая скорость вала, $1/с$;

$[\sigma]_{см}$ – допускаемое напряжение на смятие, $МПа$.

Из формул (12) и (13) соответственно определяются рабочая длина призматической шпонки l_p или диаметр сегментной шпонки d_1 , значения которых затем округляют до стандартного значения (табл. 4, 5).

Таблица 4

Размеры призматических и клиновых шпонок, мм.

Диаметр вала – d	b	h	Диаметр вала - d	b	h
6...8	2	2	44...50	14	9
8...10	3	3	50...58	16	10
10...12	4	4	58...65	18	11
12...17	5	5	65...75	20	12
17...22	6	6	75...85	22	14
22...30	8	7	85...95	25	14
30...38	10	8	95...100	28	16
38...44	12	8	100...130	32	18

Ряд длин: 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.

Таблица 5

Размеры сегментных шпонок, мм

Диаметр вала – d	b	Диаметр шпонки – d_f
4...6	1,5	7
6...8	2	7; 10
8...10	3	10; 13; 16
10...12	4	13; 16; 19; 22
12...17	5	16; 19; 22; 25
17...22	6	22; 25; 28; 32
22...30	8	28; 32; 38
30...38	10	32; 38; 45; 55
38...44	12	65

Напряженные шпоночные соединения образуются клиновыми шпонками. Расчет их на прочность также производят в два этапа:

а) по диаметру вала d выбирают ширину b и высоту h шпонки (см. табл. 4);

б) производят расчет на смятие горизонтальных граней шпонки:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{b \cdot l_p (d \cdot f + b/6)} \leq [\sigma]_{см}, \quad (14)$$

где f – коэффициент трения между валом и ступицей ($f = 0,15 \dots 0,2$).

Из формулы (14) определяют рабочую длину шпонки l_p и округляют до ближайшего стандартного значения.

Шлицевые соединения

Расчет шлицевых соединений производят в такой последовательности:

а) из условия прочности на кручение или на кручение с изгибом определяют средний диаметр шлицевого вала d_{cp} :

$$d_{cp} \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]_{кр}}} , \quad (15)$$

$$d_{cp} \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{np}}{\pi[\sigma]}} ; \quad (16)$$

б) по среднему диаметру из стандартной таблицы (табл. 6) определяют наружный диаметр D , внутренний диаметр d и число шлиц z

в) соединение рассчитывают на смятие боковых поверхностей шлиц по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{8T}{(D+d) \cdot (D-d) \cdot z \cdot l_p \cdot \psi} \leq [\sigma]_{см} , \quad (17)$$

где T – крутящий момент, $H \cdot мм$;

l_p – рабочая длина шлиц, $мм$;

ψ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шлицами ($\psi = 0,7$ – при центрировании по наружному или внутреннему диаметру , $\psi = 0,8$ – при центрировании по ширине шлиц);

$[\sigma]_{см}$ – допускаемое напряжение на смятие, $МПа$.

Таблица 6

Размеры прямоугольных шлиц (мм) средней серии
(ГОСТ 1139 - 80)

d_{cp}	D	d	z	d_{cp}	D	d	z
12,5	14	11	6	45	48	42	8
14,5	16	13	6	50	54	46	8
18	20	16	6	56	60	52	8
20	22	18	6	60,5	65	56	8
23	25	21	6	67	72	62	8
25,5	28	23	6	77	82	72	10
29	32	26	6	87	92	82	10
31	34	28	6	97	102	92	10
35	38	32	8	107	112	102	10
39	42	36	8	118,5	125	112	10

Штифты

В машиностроении применяют штифты трех видов: гладкие цилиндрические и конические, цилиндрические и конические с насечками, пружинные.

При использовании их в качестве установочного элемента размеры выбираются конструктивно по таблицам 7 – 9.

Таблица 7

**Размеры гладких цилиндрических штифтов и пружинных
(ГОСТ 3128 – 70), мм**

Диаметр d	Длина L	Диаметр d	Длина L
0,6	2,5...8	6	12...120
0,8	2,5...14	8	16...160
1	2,5...18	10	20...160
1,2	2,5...25	12	25...160
1,6	3...30	16	30...280
2	4...40	20	40...280
2,5	5...50	25	50...280
3	6...60	30	60...280
4	8...80	40	80...280
5	10...100	50	100...280

Таблица 8

**Размеры гладких конических штифтов
(ГОСТ 3129 – 70), мм**

Диаметр d	Длина L	Диаметр d	Длина L
0,6	4...12	6	20...110
0,8	4...14	8	25...140
1	5...18	10	28...180
1,2	6...22	12	32...220
1,6	6...28	16	40...280
2	8...36	20	50...280
2,5	10...45	25	60...280
3	12...55	30	80...280
4	16...70	40	100...280
5	16...90	50	120...280

Длину штифта (мм) берут из ряда: 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 36; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 120; 140; 160.

Таблица 9

Размеры штифтов с насечками, мм

Диаметр d	Длина L	Диаметр d	Длина L
1,6	4...22	6	12...80
2	4...28	8	16...100
2,5	5...32	10	20...120
3	6...40	12	25...120
4	8...50	16	30...120
5	10...60	20	36...120

При передаче нагрузок через штифты их рассчитывают на срез по формуле:

$$\tau_{cp} = \frac{F}{A_{cp}} \leq [\tau]_{cp}, \quad (18)$$

где F – нагрузка, действующая на штифт, H ;

A_{cp} – площадь среза, $мм^2$:

$$A_{cp} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot i,$$

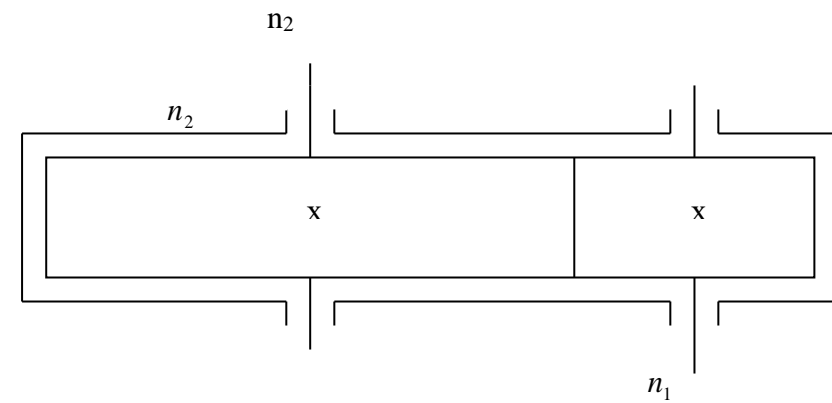
где d – диаметр штифта, $мм$;

z – число штифтов в соединении, $шт.$;

i – число плоскостей среза;

$[\tau]_{cp}$ – допускаемое напряжение на срез, $МПа$.

Рассчитать цилиндрическую зубчатую прямозубую передачу.



Исходные данные: мощность, число оборотов на ведущем валу, число оборотов на ведомом валу выдаются преподавателем.

Расчёт цилиндрической зубчатой передачи

1. Определяется передаточное отношение:

$$U = \frac{n_1}{n_2}$$

2. Выбирается материал для изготовления зубчатых колёс.

Выбираем для шестерни сталь 45 с улучшением, для колёс Сталь 45 с нормализацией.

3. Определяется крутящий момент на колесе, $H \cdot мм$:

$$T_2 = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{N}{n_2}$$

4. Определяется расчетный крутящий момент на колесе, $H \cdot мм$:

$$T_{p2} = T_2 \cdot k$$

где k - коэффициент дополнительных нагрузок, $k = 1,4 \dots 1,5$

5. Определяется межосевое расстояние из условия прочности по контактным напряжениям по формуле:

$$a \geq (U + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{310}{U \cdot [\sigma]_n} \right)^2 \cdot \frac{T_{p2}}{\psi_a}}, \text{ мм}$$

где ψ_a - коэффициент ширины (для прямозубых $\psi_a = 0,15 \dots 0,25$)

$[\sigma]_n$ - допускаемое контактное напряжение, МПа

$$[\sigma]_i = 375 \text{ МПа,}$$

6. Определяется нормальный модуль зацепления

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a, \quad \text{мм}$$

Округляется до ближайшего стандартного значения: m_n (1; 1,25; 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,55; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10)

7. Определяется ширина зубчатых колёс:

$$b = \psi_a \cdot a, \text{ мм}$$

8. Определяется число зубьев шестерни, зуб.:

$$z_1 = \frac{2 \cdot a}{m_n \cdot (U + 1)}$$

Определяется число зубьев колеса, зуб.:

$$z_2 = z_1 \cdot U$$

9. Производится проверочный расчет зубьев на изгиб

$$\sigma_F = \frac{2K_F \cdot T_{p2} \cdot Y_F}{b \cdot z_2 \cdot m_n^2} \leq [\sigma]_F$$

K_F - учитывает дополнительные нагрузки, $K_F = 1,3 \dots 1,5$
 Y_F (см. таблицу 10);

$[\sigma]_F$ - допускаемое напряжение на изгиб, МПа

$[\sigma]_F = 170 \text{ МПа}$

Таблица 10 - Значения Y_F

z_1	17	20	25	30	40	50	60	80	100
Y_F	4,3	4,1	3,9	3,8	3,7	3,65	3,6	3,6	3,6

10. Определяются размеры зубчатых колёс:

а) Делительные диаметры, мм. :

$$d_1 = m_n \cdot z_1$$

$$d_2 = m_n \cdot z_2$$

б) Диаметры головок зубьев, мм. :

$$d_{a1} = m_n(z_1 + 2)$$

$$d_{a2} = m_n(z_2 + 2)$$

в) Диаметры ножек зубьев, мм. :

$$d_{f1} = m_n \cdot (z_1 - 2,5)$$

$$d_{f2} = m_n \cdot (z_2 - 2,5)$$

г) Межосевое расстояние, мм. :

$$a = \frac{m_n}{2} \cdot (z_1 + z_2)$$

11. Определяются усилия в зацеплении:

а) Окружное усилие, Н :

$$F = 2 \cdot T_2 / d_2$$

б) Радиальное усилие, Н :

$$F_r = F \cdot \tan \alpha$$

(α – угол зацепления, $\alpha=20^\circ$)

Конструктивные размеры шестерни и колеса

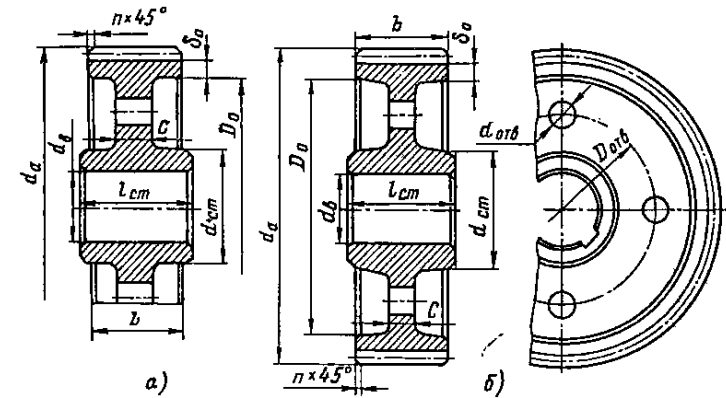


Рисунок 36 – Цилиндрические зубчатые колеса при $d_a \leq 500$ мм
а - кованные; б – штампованные

Таблица 11 - Определение размеров зубчатых металлических колес

Параметр	Формула
Диаметр ступицы стальных колес	$d_{cm} \approx 1,6 \cdot d_g$
Длина ступицы	$l_{cm} \approx (1,2-1,5) \cdot d_g$
Толщина обода цилиндрических колес	$\delta_0 = (2,5-4,0)t$, но не менее 8 мм
Толщина диска колес	$C = 0,3b$
Внутренний диаметр обода	$D_o = d_f - 2\delta_0$
Диаметр центральной окружности	$D_{omg} = 0,5(D_o + d_{cm})$
Диаметр отверстий (в шестернях малого диаметра отверстия не делают)	$d_o = \frac{(D_o - d_{cm})}{4}$
Фаска	$n \approx 0,5 \cdot t \times 45^\circ$

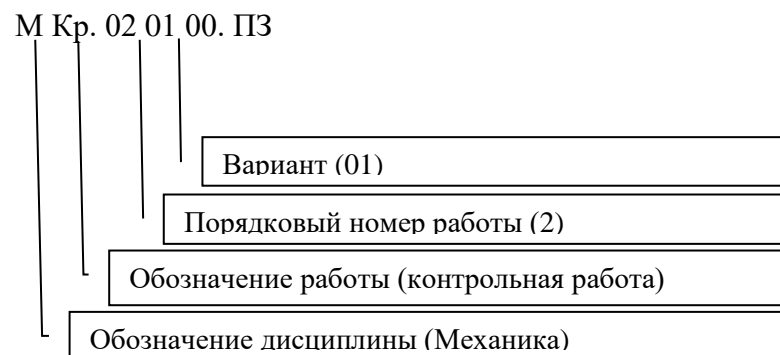
Примечание: d_v принять 30мм.

ОФОРМЛЕНИЕ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

Контрольную работу оформляют в виде пояснительной записки с соблюдением ГОСТ ЕСКД. Пояснительная записка включает: титульный лист, задание для расчета, расчетную часть, графическую часть, библиографический список.

Пример оформления титульного листа приведен на рисунок 37.

Пояснительную записку выполняют на листах белой бумаги формата А4 (210 x 297 мм). На первом листе записки помещают основную надпись формы 2 (рисунок 38), на последующих листах – формы 2а (рисунок 39) по ГОСТ 2.104-68. в графе 2 основной надписи указывают обозначение документа, выполненное по следующей схеме:



Первый лист пояснительной записки должен содержать только задание для расчета: условие задачи, данные и расчетную схему.

Расчетную часть начинают со второго листа. Решение должно сопровождаться краткими последовательными и грамотными, без сокращений слов, объяснениями, чертежами и графиками.

Графическую часть работы выполняют на листе чертежной бумаги формата А3 (297 x 420).

ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ

Кафедра теоретической и прикладной
механики

МЕХАНИКА

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА №2

Выполнил:

Группа:

Проверил:

Новосибирск 2022

Рисунок 37 - Пример оформления титульного листа

					М Кр. 02 01 00. ПЗ				
Вполн.									Листов
Проверил									

Рисунок 38
 Форма 2 основной надписи (для первого листа)

						2

Рисунок 39
 Форма 2а основной надписи (для последующих листов)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Прикладная механика : учебник для бакалавров / В. В. Джамай, Е. А. Самойлов, А. И. Станкевич, Т. Ю. Чуркина ; под ред. В. В. Джамая. — 2-е изд., испр. и доп. — М. : Издательство Юрайт, 2013. — 360 с.
2. Детали машин. Курсовое проектирование. В 2 кн.: учебник для бакалавриата и магистратуры / В. В. Гурин, В. М. Замятин, А. М. Попов. М. : Издательство Юрайт, 2016. — 295 с.
3. Детали машин: Учебник для академического бакалавриата, Иванов, В.А. Финогенов. — 15-е изд., испр. — М.: Высш. шк., 2015. — 408 с.

Составитель: Ишутина Лилия Николаевна

Механика

Ч.2. Прикладная механика

Задания и методические указания по выполнению контрольной работы

Редактор

Компьютерная вёрстка Л.Н. Ишутина

Подписано в печать

Формат 60×84 1/16. Объём 2,3 уч. – изд. л., усл. печ.л.

Тираж экз. Изд. № Заказ №
