

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра технологии машиностроения, металлообрабатывающих станков и
комплексов

И.П. НИКИТИНА

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЕ

Факультет

Дистанционных

Рекомендовано к изданию Редакционно – издательским советом
государственного образовательного учреждения высшего профессионального
образования «Оренбургский государственный университет»

Оренбург 2006

© Факультет Дистанционных Образовательных Технологий ОГУ



УДК 621.81.001.66 (075.8)

ББК 34.42я73

Н 62

Рецензент

Директор ИПК ГОУ ОГУ Вольнов С.В.

Никитина И.П.
Н 62 Детали машин и основы конструирования:
Методические указания к контрольной работе/ И.П. Никитина
- Оренбург: ГОУ ОГУ, 2006. – 68с.

Методические указания к контрольной работе, предназначены для студентов специальности 151002.65 - "Металлообрабатывающие станки и комплексы" факультета дистанционных образовательных технологий по дисциплине «Детали машин и основы и конструирования».



**Факультет
Дистанционных
Образовательных
Технологий**

ББК 34.42я73

© Никитина И.П., 2006

© ГОУ ОГУ, 2006



Содержание

Общие указания	4
1 Контрольная работа № 1 «Соединения»	6
1.1 Заклепочные соединения	6
1.2 Шпоночные соединения	9
2 Контрольная работа № 2 «Передачи»	11
2.1 Передачи коническими зубчатыми колесами	11
2.2 Цепные передачи	17
2.3 Ременные передачи	23
3 Контрольная работа № 3 «Валы и оси»	27
4 Контрольная работа № 4 «Подшипники»	31
5 Контрольная работа № 5 «Пружины и рессоры»	34
6 Контрольная работа № 6 «Муфты»	37
7 Контрольная работа № 7 «Корпусные детали»	40
Список использованной литературы	45
Приложение А	46



Факультет
Дистанционных
Образовательных
Технологий

Общие указания

По курсу «Детали машин и основы конструирования» студент должен выполнить 7 контрольных работ:

- Контрольная работа № 1 по разделу «Соединения», состоящую из двух заданий (заклепочные соединения и шпоночные соединения);
- Контрольная работа № 2 по разделу «Передачи», состоящую из трех заданий (передачи коническими зубчатыми колесами, цепные передачи и ременные передачи);
- Контрольная работа № 3 по разделу «Валы и оси»;
- Контрольная работа № 4 по разделу «Подшипники»;
- Контрольная работа № 5 по разделу «Пружины и рессоры»;
- Контрольная работа № 6 по разделу «Муфты»;
- Контрольная работа № 7 по разделу «Корпусные детали».

Каждый студент выполняет **все семь контрольных работ** по своему варианту. Номер варианта определяется буквой, с которой начинается фамилия студента. Студенты, фамилия которых начинается с букв:

А, Б	выполняют	первый вариант;
В, Г, Д	-	второй вариант;
Е, Ж, З	-	третий вариант;
И, К	-	четвертый вариант;
Л, М	-	пятый вариант;
Н, О, П	-	шестой вариант;
Р, С, Т	-	седьмой вариант;
У, Ф, Х	-	восьмой вариант;
Ц, Ч, Ш	-	девятый вариант;
Щ, Э, Ю, Я	-	десятый вариант.

При выполнении контрольных работ необходимо соблюдать следующие требования:

1. Работы следует выполнить и представить в сроки, указанные в учебном графике.
2. Работы должны быть выполнены в строгом соответствии с требованиями методических указаний.
3. Для каждого задания приведите его условие, а затем решение.
4. Задания должны быть выполнены в той последовательности, в которой они представлены в условии работы.
5. Контрольные работы другого варианта, не засчитываются.
6. В конце работы должен быть приведен список использованной литературы.



При возникновении вопросов, связанных с выполнением контрольной работы, следует обратиться за консультацией на кафедру ТММСК.

Оценка знаний студентов производится по следующим критериям:

- оценка **«отлично»** выставляется студенту, если он выполнил 10 заданий без ошибок или допустил несущественные ошибки;
- оценка **«хорошо»** выставляется студенту, если он выполнил от 6 заданий без ошибок или допустил несущественные ошибки, а в других заданиях допустил существенные ошибки;
- оценка **«удовлетворительно»** выставляется студенту, если он выполнил от 4 заданий без ошибок или допустил несущественные ошибки, а в других заданиях допустил существенные ошибки;
- оценка **«неудовлетворительно»** выставляется студенту, который выполнил все задания с существенными ошибками.

Не зачтенные контрольные работы должны быть доработаны и зачтены.

Общий зачет проставляется, если зачтены семь контрольных работы.



Факультет
Дистанционных
Образовательных
Технологий



1 Контрольная работа № 1 «Соединения»

1.1 Заклепочные соединения

В среднем из стержней, сходящихся в узле фермы, изображенном на рис.1, возникает продольное сжимающее усилие N , кН. Свободная длина стержня l , м. Определить номер профиля и число заклепок, если стержень состоит из двух равнобоких уголков. Нагрузка статическая. Отверстия сверленные. Материал стержня и заклепок и другие данные для расчета взять из таблицы 1, в соответствии с вариантом; недостающие данные выбрать самостоятельно.

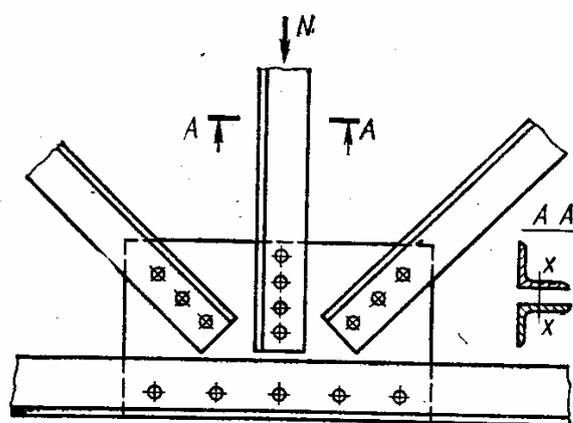


Рисунок 1

Таблица 1

№ варианта	Материал стержня и заклепок	Продольное сжимающее усилие N , кН	Свободная длина стержня l , м
1	Ст3	150	1,5
2	Ст4	200	1,7
3	Ст5	250	1,9
4	10Г2С	300	2,2
5	Ст3	100	2,5
6	Ст4	180	2,7
7	Ст5	260	2,9
8	10Г2С	350	3,0
9	Ст4	280	3,2
10	Ст5	320	3,5

Пример: В среднем из стержней, сходящихся в узле фермы, изображенном на рисунке 1, возникает продольное сжимающее усилие $N=220$ кН. Свободная длина стержня $l=2,1$ м. Число срезов одной заклепки $k=2$. Определить номер профиля и число заклепок, если стержень состоит из двух

равнобоких уголков. Материал стержня и заклепок - сталь Ст3. Нагрузка статическая. Отверстия сверленные.

Решение:

1. Определяем требуемую площадь поперечного сечения стержня из расчета на сжатие с учетом опасности продольного изгиба:

$$F_{\text{брутто}} \geq \frac{N}{\varphi[\sigma]_{\text{сж}}}$$

где $[\sigma]_{\text{сж}}$ - допускаемое напряжение на сжатие, Н/мм^2
 φ - коэффициент продольного изгиба(см. таблицу А.2)

Предварительно принимаем коэффициент продольного изгиба $\varphi = 0,7$ при этом:

$$[\sigma]_{\text{сж}} = \varphi[\sigma]_{\text{р}} = 0,7 \cdot 125 = 87,5 \text{ Н/мм}^2$$

где $[\sigma]_{\text{р}}$ - допускаемое напряжение при растяжении, Н/мм^2 (см. таблицу А.4): для стали Ст3 - $[\sigma]_{\text{р}} = 125 \text{ Н/мм}^2$.

$$F_{\text{брутто}} \geq \frac{220 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 87,5} = 35,92 \cdot 10^2 \text{ мм}^2 = 35,92 \text{ см}^2$$

Требуемая минимальная площадь одного уголка:

$$F_1 = \frac{F_{\text{брутто}}}{2} = \frac{35,92}{2} = 17,96 \text{ см}^2$$

По ГОСТ 8509—93 (см. таблицу А.3) выбираем уголок **100x100x10**, для которого $F_1 = 19,2 \text{ см}^2$ ($F_1 = S$ по ГОСТ 8509—93). Очевидно, минимальным главным центральным моментом инерции сечения является момент инерции J_x ; соответствующий радиус инерции $r_x = r_{\text{min}} = 3,04 \text{ см}$ по таблице А.3 (радиус инерции сечения относительно оси x равен радиусу инерции одного уголка относительно той же оси).

Гибкость стержня:

$$\lambda = \frac{\mu l}{r_{\text{min}}} = \frac{1 \cdot 210}{3,04} = 69,1$$

где μ - коэффициент приведения длины стержня, зависящий от способа закрепления концов стержня: для рисунка 1 - $\mu = 1$.



Соответствующее табличное значение коэффициента продольного изгиба (см. таблицу А.2) $\varphi=0,815$, что отличается от предварительно принятого $\varphi=0,7$, поэтому делаем *новый расчет*:

$$F_{\text{брутто}} \geq \frac{220 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 93,75} = 31,29 \cdot 10^2 \text{ мм}^2 = 31,29 \text{ см}^2$$

$$F_1 = \frac{F_{\text{брутто}}}{2} = \frac{31,29}{2} = 15,645 \text{ см}^2$$

По ГОСТ 8509—93 (см. таблицу А.3) выбираем уголок с ближайшей большей по сравнению с требуемой площадью сечения – уголок **90x90x10**, для которого $F_1=17,1 \text{ см}^2$ ($F_1=S$ по ГОСТ 8509—93) и радиус инерции $r_x=2,72 \text{ см}$.

$$\lambda = \frac{\mu l}{r_{\min}} = \frac{1 \cdot 210}{2,72} = 77,21$$

Соответствующее табличное значение коэффициента продольного изгиба (см. таблицу А.2) $\varphi=0,77$, что не значительно отличается от предварительно принятого $\varphi=0,75$, поэтому новый расчет *не делаем*.

2. Принимаем диаметр заклепок $d=2 \cdot t=2 \cdot 10=20 \text{ мм}$, где t -толщина уголка, мм (см. таблицу А.3).

По таблице А.1 определяем диаметр отверстий под заклепки для машиностроения : $d_0=21 \text{ мм}$.

3. Проверяем стержень на прочность по сечению нетто (учитывая ослабление сечения заклепочными отверстиями):

$$F_{\text{нетто}} = F_{\text{брутто}} - 2d_0 t = 2 \cdot 17,1 - 2 \cdot 21 \cdot 1,0 = 30 \text{ см}^2$$

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{N}{F_{\text{нетто}}} = \frac{220 \cdot 10^3}{30 \cdot 10^2} = 73,33 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{\text{сж}}$$

Пересчитаем $[\sigma]_{\text{сж}}$ с учетом $\varphi=0,77$:

$$[\sigma]_{\text{сж}} = \varphi [\sigma]_p = 0,77 \cdot 125 = 96,25$$

Условие $\sigma_{\text{сж}} < [\sigma]_{\text{сж}}$ выполнено

4. Определяем требуемое число заклепок из условия прочности на срез (при $[\tau]_{\text{ср}}=75 \text{ Н/мм}^2$ см. таблицу А.4):



$$z = \frac{N}{\frac{\pi}{4} d_0^2 k [\tau]_{cp}} = \frac{220 \cdot 10^3}{\frac{3,14}{4} 21^2 \cdot 2 \cdot 75} = 4,24$$

Принимаем число заклепок $z=5$

5. Проверяем соединение на смятие (при $[\sigma]_{cm} = 190 \text{ Н/мм}^2$ см. таблицу А.4):

$$\sigma_{cm} = \frac{N}{z d_0 t_k} = \frac{220 \cdot 10^3}{5 \cdot 21 \cdot 20} = 104,76 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{cm}$$

где t_k - толщина косынки, равная удвоенной толщине уголка: $t_k=2t=20 \text{ мм}$

Условие $\sigma_{cm} < [\sigma]_{cm}$ выполнено

1.2 Шпоночные соединения

Для соединения шестерни с валом (см. рисунок 2) подобрать по ГОСТ 8788-68 призматическую шпонку и определить, какой момент может передать эта шпонка. Диаметр вала d , ширина шестерни $b_{ш}$, материал шестерни и вала и другие данные для расчета взять из таблицы 2, в соответствии с вариантом; недостающие данные выбрать самостоятельно.

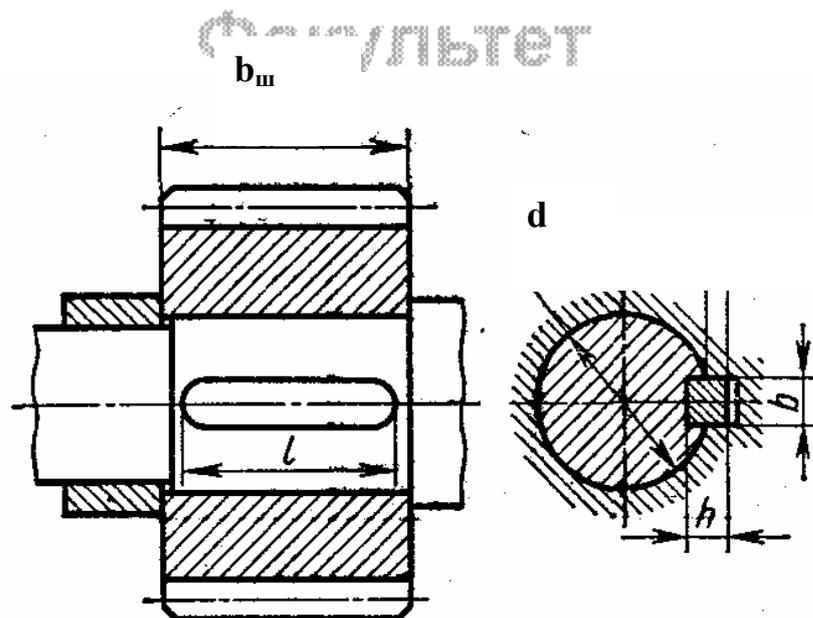


Рисунок 2



Таблица 2

№ вари-анта	Материал вала	Материал шестерни	Диаметр вала, d мм	Ширина шестерни, b _ш мм	Вид соединения	Характер нагрузки
1	Ст 5	Ст6	15	20	неподвижные	Спокойная
2	Ст 5	Ст6	20	25	неподвижные	Спокойная
3	Сталь 50	Чугун СЧ 18-36	36	30	неподвижные	Спокойная
4	Сталь 50	Чугун СЧ 18-36	40	35	неподвижные	Со слабыми толчками
5	Сталь 45	Сталь 50	45	40	неподвижные	Со слабыми толчками
6	Сталь 45	Сталь 50	55	45	неподвижные	Со слабыми толчками
7	Сталь 55	Сталь 40Х	60	50	неподвижные	ударная
8	Сталь 50	Сталь 40Х	80	55	неподвижные	ударная
9	Сталь 50	Сталь 40Х	90	60	неподвижные	ударная
10	Сталь 45	Сталь 40	100	65	неподвижные	ударная

Пример:

Для соединения шестерни с валом (см. рисунок 2) подобрать по ГОСТ 8788-68 призматическую шпонку и определить, какой момент может передать эта шпонка. Диаметр вала $d=35$ мм, ширина шестерни $b_{ш}=50$ мм, материал шестерни – чугун СЧ 12-28, вала – сталь 45. Соединение неподвижное. Передача спокойная. Недостающие данные выбрать самостоятельно.

Решение:

- По ГОСТ 8788-68 (см. таблицу А.6) выбираем призматическую шпонку размерами $b=10$ мм и $h=8$ мм. Длину шпонки l выбираем из ряда приведенного в таблице А.6 так, чтобы она была меньше ширины шестерни; принимаем $l=40$ мм.
- Условие прочности на смятие:

$$\sigma = \frac{P}{F_{см}} \leq [\sigma]_{см}$$

где P - окружная сила, действующая на шпонку, Н: $P = \frac{2M}{d}$

$F_{см}$ - расчетная площадь смятия шпонки, мм²:

$$F_{см} = 0,45hl_p = 0,45h(l - b)$$

$[\sigma]_{\text{см}}$ – допускаемое напряжение смятия, Н/мм². По таблице А.5 $[\sigma]_{\text{см}} = 80$ Н/мм²

Откуда допускаемая величина передаваемого момента:

$$[M] \leq 0.225 d h l_p [\sigma]_{\text{см}} = 0,225 \cdot 35 \cdot 8 \cdot (40 - 10) \cdot 80 = 151,2 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 151,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

3. Определяем напряжение среза:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2M}{dbl} = \frac{2 \cdot 151,2 \cdot 10^3}{35 \cdot 10 \cdot 40} = 21,6 \text{ Н/мм}^2$$

что значительно меньше $[\tau]_{\text{ср}} = 90$ Н/мм²

Допускаемые напряжения на срез для призматических шпонок $[\tau]_{\text{ср}} = 60 \div 90$ Н/мм². Нижний предел принимают при неравномерной нагрузке, верхний – при спокойной.

2 Контрольная работа № 2 «Передачи»

2.1 Передачи коническими зубчатыми колесами

Рассчитать прямозубую зубчатую передачу конического редуктора (рисунок 3), если мощность на валу шестерни N_1 (кВт) при угловой скорости ω_1 (рад/с) и передаточном числе i . Срок службы передачи T , ч. Данные для расчета взять из таблицы 3, в соответствии с вариантом; недостающие данные выбрать самостоятельно.

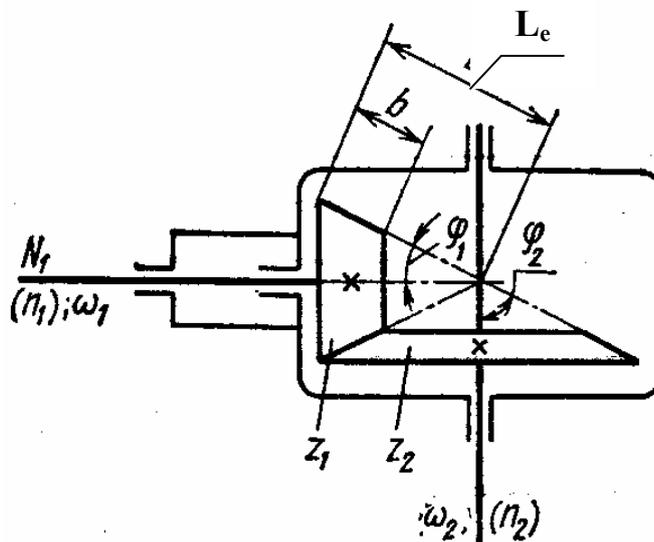




Рисунок 3

Таблица 3

№ варианта	Мощность на валу шестерни N_1 , кВт	Угловая скорость на валу шестерни ω_1 , рад/с	Передаточное число i	Срок службы передачи T , ч	Род заготовки	Вид смазки
1	4,5	8	4	6000	отливка	жидкая
2	3	14	4,5	7000	отливка	жидкая
3	2	10	5	8000	отливка	жидкая
4	1	7,3	2	9000	отливка	жидкая
5	2,5	9,6	3,15	10000	отливка	жидкая
6	3,5	7,2	6,3	15000	поковка	пластичная
7	4	15	4	20000	поковка	пластичная
8	1	12	4,5	25000	поковка	пластичная
9	2	11	5	30000	поковка	пластичная
10	3	14,6	3,15	35000	поковка	пластичная

Пример:

Рассчитать прямозубую зубчатую передачу конического редуктора (рисунок 3), если мощность на валу шестерни $N_1=1$ кВт при угловой скорости $\omega_1=4,8$ рад/с и передаточном числе $i=3,15$. Срок службы передачи $T=5000$ ч. Род заготовки для зубчатых колес – поковка. Смазка – пластичная. Недостающие данные выбрать самостоятельно.

Решение:

1. Выбор материалов шестерни и колеса (см. таблицу А.7):

Для обеспечения малых габаритов передачи выбираем материалы с повышенными механическими характеристиками (см. таблицу А.21):

- для шестерни — сталь 40ХН ($\sigma_b = 880$ Н/мм²; HB 265; термообработка — улучшение) предварительно для диаметра заготовки 150 мм;
- для колеса — сталь 40Х ($\sigma_b = 740$ Н/мм²; HB 200; термообработка — нормализация) предварительно для диаметра заготовки 200-300 мм.

2. Допускаемое контактное напряжение для зубьев:

$$[\sigma]_k = 2,75 \cdot HB \cdot k_{pk}$$

- для зубьев колеса:

$$[\sigma]_{\text{кк}} = 2,75 \cdot \text{HB} \cdot k_{\text{рк}} = 2,75 \cdot 200 \cdot 1,15 = 632,5 \text{ Н/мм}^2$$

где $k_{\text{рк}}$ - коэффициент режима колеса:

$$k_{\text{рк}} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_{\text{цк}}}} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{0,437 \cdot 10^7}} = 1,15$$

где $N_{\text{цк}}$ - число циклов нагружения каждого зуба колеса z_2 за весь срок службы передачи:

$$N_{\text{цк}} = T n_2 \cdot 60 = 5000 \cdot 14,56 \cdot 60 = 0,437 \cdot 10^7$$

где n_2 – частота вращения колеса:

$$n_2 = \frac{30\omega_2}{\pi} = \frac{30\omega_1}{\pi i} = \frac{30 \cdot 4,8}{3,14 \cdot 3,15} = 14,56 \text{ об/мин}$$

- для зубьев шестерни:

$$[\sigma]_{\text{кш}} = 2,75 \cdot \text{HB} \cdot k_{\text{рш}} = 2,75 \cdot 265 \cdot 1,05 = 765,2 \text{ Н/мм}^2$$

где $k_{\text{рш}}$ - коэффициент режима шестерни:

$$k_{\text{рш}} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_{\text{цш}}}} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{1,376 \cdot 10^7}} = 1,05$$

где $N_{\text{цш}}$ - число циклов нагружения каждого зуба шестерни z_1 за весь срок службы передачи:

$$N_{\text{цш}} = T n_1 \cdot 60 = 5000 \cdot 45,86 \cdot 60 = 1,376 \cdot 10^7$$

где n_1 – частота вращения шестерни:

$$n_1 = \frac{30\omega_1}{\pi} = \frac{30 \cdot 4,8}{3,14} = 45,86 \text{ об/мин}$$

3. Момент на валу:

- шестерни:



$$M_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{1 \cdot 10^3}{4,8} = 208,33 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

- колеса:

$$M_2 = \frac{N_2}{\omega_2} = \frac{N_1 \cdot \eta}{\omega_2} = \frac{1 \cdot 10^3 \cdot 0,94}{1,51} = 622,52 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

где ω_2 - угловая скорость колеса: $\omega_2 = \frac{\omega_1}{i} = \frac{4,80}{3,15} = 1,52 \text{ рад/с}$

η - КПД конической зубчатой передачи (см.таблицу А.16)

4. Принимаем коэффициент нагрузки $K=1,5$ при консольном расположении шестерни и колеса относительно опор (см. таблицу А.8).

5. Задаемся числом зубьев шестерни $z_1=22$ из диапазона $z_1=18\div 24$; тогда:

$$z_2 = z_1 \cdot i = 22 \cdot 3,15 = 69,3$$

Округляем $z_2=70$; уточняем:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{70}{22} = 3,18$$

Отклонение передаточного числа от стандартного (см.таблицу А.9):

$$\Delta i = [(3,18 - 3,15) / 3,15] \cdot 100\% = 0,95\% < 2,5\%$$

6. Диаметр внешней делительной окружности колеса:

$$d_{e2} = 2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{340}{[\sigma]_{\text{ккк}}}\right)^2 \cdot \left(\frac{M_1 K i^2}{\psi_b (1 - 0,5\psi_b)^2}\right)}$$

Принимаем коэффициент ширины зубчатого венца $\psi_b = b/L_e = 0,25$ (см. таблицу А.10).

После подстановки числовых значений получаем:

$$d_{e2} = 2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{340}{632,5}\right)^2 \cdot \left(\frac{208,33 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 3,18^2}{0,25(1 - 0,5 \cdot 0,25)^2}\right)} = 337,08 \text{ мм}$$

По ГОСТ 12289-76 (см. таблицу А.11) принимаем $d_{e2}=355$ мм.

7. Модуль внешний окружной для колеса:

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{355}{70} = 5,071 \text{ мм}$$

Принимаем $m_e=5$ (см. таблицу А.12).

Точность вычисления модуля – до третьего знака после запятой. Принимать внешний окружной модуль меньшим 1,5 мм нежелательно.

8. Внешнее конусное расстояние:

$$L_e = \frac{mz_1}{2} \sqrt{i^2 + 1} = \frac{5 \cdot 22}{2} \sqrt{3,18^2 + 1} = 183,15 \text{ мм}$$

9. Ширина зубчатого венца:

$$b = \psi_b \cdot L_e = 0,25 \cdot 183,15 = 45,79 \approx 46 \text{ мм}$$

10. Углы начальных конусов:

- колеса: $\delta_2 = \arctg(i) = \arctg 3,18 = 72^\circ 32' 30''$

- шестерни: $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 72^\circ 32' 30'' = 17^\circ 27' 30''$

11. Уточняем диаметры внешней делительной окружности зубчатых колес:

$$d_{e1} = m \cdot z_1 = 5 \cdot 22 = 88 \text{ мм}$$

$$d_{e2} = m \cdot z_2 = 5 \cdot 70 = 350 \text{ мм}$$

12. Расчетное контактное напряжение:

$$\begin{aligned} \sigma_{\kappa} &= 680 \sqrt{\frac{M_1 K_i^2}{b(d_{e2} - b \cdot \sin \delta_2)^2 \sin \delta_2}} = 680 \sqrt{\frac{208,33 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 3,18^2}{46(350 - 46 \cdot \sin 72^\circ 32' 30'')^2 \cdot \sin 72^\circ 32' 30''}} = \\ &= 596,07 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{\kappa\kappa} = 632,5 \text{ Н/мм}^2 \end{aligned}$$



Условие $\sigma_k < [\sigma]_{kk}$ выполнено.

Если $\sigma_k > [\sigma]_{kk}$, то необходимо установить необходимую твердость материала колеса после термообработки. Полагая $\sigma_k = [\sigma]_{kk} = 2,75 \cdot HB \cdot k_{pk}$, определим требуемую твердость **HB**:

$$HB = \sigma_k / 2,75 \cdot k_{pk}$$

и тогда по таблице А.21 при диаметре заготовки (в нашем случае) $d_{e2} = 350$ мм определяем марку стали и термообработку, обеспечивающие получение данной твердости.

13. Напряжение изгиба в зубьях:

$$\sigma_{и} = \frac{2 \cdot M_1 \cdot K}{y \cdot m_{cp}^2 \cdot bz}$$

- напряжение изгиба в зубьях **шестерни**:

$$\sigma_{иш} = \frac{2 \cdot M_1 \cdot K}{y \cdot m_{cp}^2 \cdot bz_1} = \frac{2 \cdot 208,33 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{0,389 \cdot 4,375^2 \cdot 46 \cdot 22} = 82,94 \text{ Н/мм}^2$$

где $m_{cp} = m(1 - 0,5\psi_b) = 5(1 - 0,5 \cdot 0,25) = 4,375$ мм;

$y = 0,389$ (см. таблицу А.13) для эквивалентного числа зубьев $z_{1Э}$:

$$z_{1Э} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{22}{\cos 17^\circ 27' 30''} = \frac{22}{0,954} = 23$$

- напряжение изгиба в зубьях **колеса**:

$$\sigma_{ик} = \frac{2 \cdot M_2 \cdot K}{y \cdot m_{cp}^2 \cdot bz_2} = \frac{2 \cdot 622,52 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{0,493 \cdot 4,375^2 \cdot 46 \cdot 70} = 61,46 \text{ Н/мм}^2$$

где $y = 0,493$ (см. таблицу А.13) для эквивалентного числа зубьев $z_{2Э}$:

$$z_{2Э} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{70}{\cos 72^\circ 32' 30''} = \frac{70}{0,300} = 234$$

14. Допускаемое напряжение изгиба:



$$[\sigma]_H = \frac{1,5\sigma_{-1}}{[n]k_\sigma} k_{pH}$$

где σ_{-1} - предел выносливости при изгибе: $\sigma_{-1}=0,4\sigma_B$, Н/мм²;

$[n]$ - допускаемый коэффициент запаса прочности: $[n]=1,5$ (см. таблица А14);

k_σ - коэффициент концентрации напряжений в корне зуба: $k_\sigma=1,5$ (см. таблица А15);

k_{pH} – коэффициент режима при расчете на изгиб:

$$k_{pH} = \sqrt[9]{\frac{5 \cdot 10^6}{N_{цк}}}$$

причем если $N_{цк} > 5 \cdot 10^6$, то в формулу подставляют $N_{цк} = 5 \cdot 10^6$.

В нашем случае:

- для колеса $N_{цк} = 4,37 \cdot 10^6 < 5 \cdot 10^6$ следовательно:

$$k_{pH} = \sqrt[9]{\frac{5 \cdot 10^6}{4,37 \cdot 10^6}} = 1,01$$

- для шестерни $N_{цк} = 13,76 \cdot 10^6 > 5 \cdot 10^6$ следовательно:

$$k_{pH} = \sqrt[9]{\frac{5 \cdot 10^6}{5 \cdot 10^6}} = 1$$

Допускаемое напряжение изгиба **шестерни**:

$$[\sigma]_{шш} = \frac{1,5\sigma_{-1}}{[n]k_\sigma} k_{pH} = \frac{1,5 \cdot 0,4 \cdot 880}{1,5 \cdot 1,5} \cdot 1 = 234,67 \text{ Н/мм}^2 > \sigma_{шш} = 82,94 \text{ Н/мм}^2$$

Допускаемое напряжение изгиба **колеса**:

$$[\sigma]_{цк} = \frac{1,5\sigma_{-1}}{[n]k_\sigma} k_{pH} = \frac{1,5 \cdot 0,4 \cdot 740}{1,5 \cdot 1,5} \cdot 1,01 = 197,33 \text{ Н/мм}^2 > \sigma_{цк} = 61,46 \text{ Н/мм}^2$$

Условие $\sigma_H < [\sigma]_H$ выполнено.

2.2 Цепные передачи



Рассчитать горизонтальную цепную передачу роликовой однорядной цепью, расположенной между редуктором и валом транспортера (см. рисунок 4); мощность электродвигателя N (кВт), частота вращения вала электродвигателя n_d (об/мин), частота вращения вала транспортера n_2 (об/мин), передаточное число редуктора $i_{ред}$. Данные для расчета взять из таблицы 4, в соответствии с вариантом; недостающие данные выбрать самостоятельно.

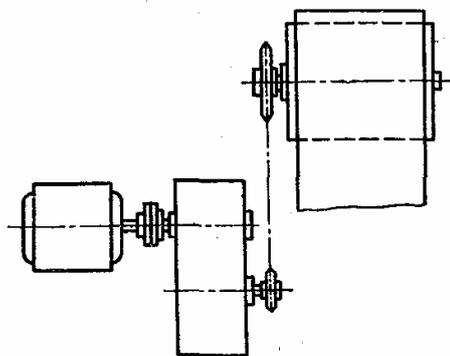


Рисунок 4

Таблица 4

№ варианта	Мощность электродвигателя, N (кВт)	Частота вращения вала электродвигателя n_d (об/мин)	Частота вращения вала транспортера n_2 (об/мин)	Передаточное число редуктора $i_{ред}$	Вид смазки редуктора	Вид смазки цепной передачи	Колебания нагрузки	Режим работы передачи (количество смен)	Способ регулировки натяжения цепи
1	7,5	1465	75	6,3	жидкая	непрерывная	спокойная	одна	с нерегулируемыми осями звездочек
2	4	1440	70	5	жидкая	непрерывная	спокойная	одна	с нерегулируемыми осями звездочек
3	7	990	65	4	жидкая	непрерывная	спокойная	одна	с нерегулируемыми осями звездочек
4	5,5	770	60	3,15	жидкая	периодическая	с толчками	одна	с оттяжными звездочками
5	5,2	730	55	2,8	жидкая	периодическая	с толчками	две	с оттяжными звездочками
6	3	650	50	2,5	пластичная	периодическая	с толчками	две	с нажимными роликами
7	3,5	600	45	2,24	пластичная	капельная	с толчками	две	с нажимными роликами
8	2	550	40	2	пластичная	капельная	с сильными ударами	три	с регулируемыми осями звездочек
9	1,5	500	35	1,8	пластичная	капельная	с сильными ударами	три	с регулируемыми осями звездочек
10	2,5	450	30	4,5	пластичная	капельная	с сильными ударами	три	с регулируемыми осями звездочек

Пример:

Рассчитать горизонтальную цепную передачу роликовой однорядной цепью, расположенной между редуктором и валом транспортера (см. рисунок 4); мощность электродвигателя $N=10$ кВт, частота вращения вала электродвигателя $n_d=960$ об/мин, частота вращения вала транспортера $n_2=50$

об/мин, передаточное число редуктора $i_{ред}=6$; работа в одну смену, колебания нагрузки с толчками, смазка редуктора - жидкая, смазка цепной передачи – капельная, натяжение цепи регулируется нажимным роликом. Недостающие данные выбрать самостоятельно.

Решение:

1. Определяем частоту вращения ведущей звездочки:

$$n_1 = \frac{n_d}{i_{ред}} = \frac{960}{6} = 160 \text{ об/мин}$$

2. Находим передаточное число цепной передачи:

$$i_{ц} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{160}{50} = 3,2$$

3. Принимаем число зубьев ведущей звездочки на основании таблицы ПЗ5:

$$z_1=25$$

Тогда число зубьев ведомой звездочки:

$$z_2 = 25 \cdot 3,2 = 80$$

4. Определяем мощность, передаваемую цепью, приняв КПД редуктора (см. таблицу А.16) $\eta=0,96$:

$$N_{ц} = N_d \cdot \eta = 10 \cdot 0,96 = 9,6 \text{ кВт.}$$

5. Оцениваем значение коэффициента эксплуатации:

$$k_o = k_{дин} \cdot k_A \cdot k_{накл} \cdot k_{рег} \cdot k_{см} \cdot k_{реж} = 1,3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,43$$

где $k_{дин}$ — коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки:

- при спокойной нагрузке — 1;
- при нагрузке с толчками — $1,2 \div 1,5$;
- при сильных ударах — 1,8;

k_A —коэффициент, учитывающий длину цепи (межосевое расстояние); очевидно, что чем длиннее цепь, тем реже при прочих равных условиях каждое звено входит в зацепление со звездочкой и тем меньше износ в шарнирах:

- при $A=(30 \div 50)t$ — 1;
- при $A < 25 \cdot t$ — 1,25;
- при $A=(60 \div 80)t$ — 0,9



$k_{\text{накл}}$ — коэффициент, учитывающий наклон передачи; чем больше наклон передачи к горизонту, тем меньше допустимый суммарный износ цепи:

- при наклоне линии центров звездочек под углом к горизонту до 60° - 1;
- при наклоне под углом более 60° — до 1,25

$k_{\text{рег}}$ — коэффициент, учитывающий регулировку передачи:

- для передач с регулировкой положения оси одной из звездочек — 1;
- для передач с оттяжными звездочками или нажимными роликами - 1,1;
- для передач с нерегулируемыми осями звездочек — 1,25

$k_{\text{см}}$ — коэффициент, учитывающий характер смазки:

- при непрерывной смазке в масляной ванне или от насоса — 0,8;
- при регулярной капельной или внутришарнирной смазке — 1;
- при периодической смазке — 1,5

$k_{\text{реж}}$ — коэффициент, учитывающий режим работы передачи:

- при односменной работе — 1;
- при двухсменной, учитывая удвоенный путь трения — 1,25;
- при трехсменной — 1,45

6. Определяем шаг цепи:

$$t = 60 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_u k_s}{z_1 n_1 [p]}} = 60 \cdot \sqrt[3]{\frac{9,6 \cdot 10^3 \cdot 1,43}{25 \cdot 160 \cdot 29,4}} = 29,32 \text{ мм}$$

где $[p]$ – допускаемое давление в шарнирах скольжения цепей: по таблице А.37 принимаем ориентировочно $[p]=29,4 \text{ Н/мм}^2$.

Выбираем по таблице А.33 цепь с шагом $t=31,75 \text{ мм}$; диаметр валика $d=9,55 \text{ мм}$; длина втулки $B=27,46 \text{ мм}$; Проекция опорной поверхности шарнира:

$$F = B \cdot d = 27,46 \cdot 9,55 = 262,24 \text{ мм}^2$$

7. Диаметры делительных окружностей звездочек:

$$D_{01} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{31,75}{\sin 7,2^\circ} = 253,32 \text{ мм}$$

$$D_{02} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{31,75}{\sin 2,25^\circ} = 808,71 \text{ мм}$$

8. Вычисляем скорость цепи:



$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 31,75 \cdot 160}{60 \cdot 10^3} = 2,12 \text{ м/с}$$

9. Определяем окружное усилие:

$$P = \frac{N}{v} = \frac{9,6 \cdot 10^3}{2,12} = 4528,3 \text{ Н}$$

10. Определяем давление в шарнирах, предварительно уточняем по таблице А.37 значение допускаемого давления для цепи с шагом $t=31,75$ мм – $[p]=29,75 \text{ Н/мм}^2$

$$p = \frac{Pk_3}{F} = \frac{4528,3 \cdot 1,43}{262,24} = 24,69 \text{ Н/мм}^2 < [p]=29,75 \text{ Н/мм}^2$$

11. Принимаем межосевое расстояние $A=40t=40 \cdot 31,75=1270$ мм, т.к. $k_A=1$ (см.п.5). Тогда межосевое расстояние, выраженное в шагах - $A_t=40$.

12. Определяем число звеньев цепи:

$$L_t = 2A_t + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{1}{A_t} = 2 \cdot 40 + \frac{25 + 80}{2} + \left(\frac{80 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{1}{40} = 134,42$$

Округляем до ближайшего четного: $L_t=134$.

13. Уточняем межосевое расстояние:

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

$$= \frac{31,75}{4} \left[134 - \frac{80 + 25}{2} + \sqrt{\left(134 - \frac{80 + 25}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{80 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 1263,17 \text{ мм}$$

14. Определяем монтажное межосевое расстояние для обеспечения провисания цепи:

$$A_m = 0,996A = 0,996 \cdot 1263,17 = 1258 \text{ мм}$$

15. Находим число ударов:

$$u = \frac{4z_1 n_1}{60L_t} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 160}{60 \cdot 134} = 1,99 \quad 1/c < [u] = 25 \quad 1/c \quad (\text{см. таблицу А.36})$$

16. Усилие от провисания цепи:

$$P_f = 9,81 k_f q A_m = 9,81 \cdot 6 \cdot 3,80 \cdot 1258 \cdot 10^{-3} = 281,37 \text{ Н}$$

где q - масса 1 м цепи: для однорядной цепи $q = 3,80$ кг/м (см. таблицу А.33);

$k_f = 1 + 5(90^\circ - \gamma)/90^\circ$ - коэффициент зависящий от положения цепи:

- $k_f = 6$ для горизонтальной передачи;
- $k_f = 4$ при наклонной передаче к горизонту до 45° ;
- $k_f = 1$ для вертикальной передачи;

17. Сила давления на вал:

$$R = P + 2P_f = 4528,3 + 2 \cdot 281,37 = 5091 \text{ Н}$$

18. Максимальное давление в шарнирах:

$$p_{\max} = \frac{Rk_s}{F} = \frac{5091 \cdot 1,43}{262,24} = 27,76 \text{ Н/мм}^2 < [p] = 29,75 \text{ Н/мм}^2$$

19. Проверяем коэффициент запаса прочности цепи:

$$n = \frac{Q}{k_{\text{дин}} P + P_{\text{ц}} + P_f} \geq [n]$$

где Q - разрушающая нагрузка: $Q = 70000$ Н (см. таблицу А.33);

$[n]$ - допустимый коэффициент запаса прочности: $[n] = 8,3$ (см. таблицу А.34);

$P_{\text{ц}}$ - нагрузка от центробежных сил:

$$P_{\text{ц}} = qv^2 = 3,8 \cdot 2,12^2 = 17,1 \text{ Н}$$

Тогда коэффициент запаса прочности:

$$n = \frac{70000}{1,3 \cdot 4528,3 + 17,1 + 281,37} = 11,32 \geq [8,3]$$

Условие $n \geq [n]$ удовлетворено.

2.3 Ременные передачи

Рассчитать клиноременную передачу, показанную в кинематической схеме привода ленточного транспортера (рисунок 5). Передаваемая мощность соответствует номинальной мощности электродвигателя N (кВт). Частота вращения вала электродвигателя n_1 (об/мин). Данные для расчета взять из таблицы 5, в соответствии с вариантом; недостающие данные выбрать самостоятельно.

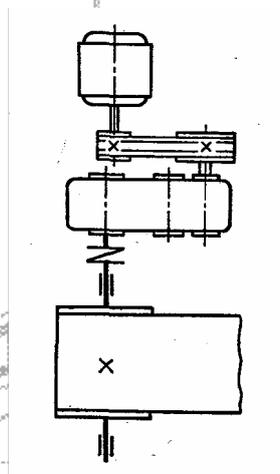


Рисунок 5

Таблица 5

№ варианта	Мощность электродвигателя, N (кВт)	Частота вращения вала электродвигателя n_1 (об/мин)	Частота вращения ведомого шкива n_2 (об/мин)	Количество смен	Характер нагрузки передачи
1	4	735	180	3	Постоянная
2	5	950	190	1	Постоянная
3	6	980	200	1	С небольшими колебаниями
4	7	1440	410	2	С небольшими колебаниями
5	8	735	150	1	Со значительными колебаниями
6	9	980	220	2	Со значительными колебаниями
7	10	1460	360	1	Ударная нагрузка
8	12	735	160	1	Ударная нагрузка
9	14	980	220	2	Постоянная
10	20	1460	420	1	С небольшими колебаниями

Пример:

Рассчитать клиноременную передачу, показанную в кинематической схеме привода ленточного транспортера (рисунок 5). Передаваемая мощность соответствует номинальной мощности электродвигателя $N=7,5$ кВт. Частота вращения вала электродвигателя $n_1=950$ об/мин. Частота вращения ведомого



шкива $n_2=330$ об/мин. Работа в одну смену. Недостающие данные выбрать самостоятельно. Рабочая нагрузка почти постоянная.

Решение:

1. Определение типа ремня:

На основании таблицы А.29 подбираем ремень типа **Б** с площадью поперечного сечения **$F=138$** мм² и размерами сечения **$a=17$** мм, **$a_0=14$** мм, **$h=10,5$** мм (см. таблицу А.28).

2. Определение допустимого диаметра ведущего шкива:

По таблице А.30 наименьший допустимый диаметр ведущего шкива для выбранного ремня **$D_1=140$** мм при $\varphi=34^\circ$.

3. Определение диаметра ведомого шкива:

$$D_2 = iD_1(1 - \varepsilon) = 2,88 \cdot 140 \cdot (1 - 0,01) = 399,17 \text{ мм}$$

где **i** - передаточное число:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{950}{330} = 2,88$$

ε - относительное скольжение ремня, учитывающий материал ремня:

- для прорезиненных, текстильных и синтетических ремней - 0,01;
- для кожаных ремней - 0,015;
- для кордтканевых клиновых ремней - 0,02;
- для кордшнуровых клиновых ремней - 0,01

Примем **$\varepsilon=0,01$** .

В соответствии с примечанием 2, таблица А.30 принимаем: **$D_2=400$** мм

4. Определение скорости ремня:

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 140 \cdot 950}{60 \cdot 10^3} = 6,96 \text{ м/с}$$

5. Определение окружного усилия:

$$P = \frac{N}{v} = \frac{7,5 \cdot 10^3}{6,96} = 1077,59 \text{ Н}$$

6. Определяем межосевое расстояние:

6.1. Определяем оптимальное межосевое расстояние по формуле:

$$A_{\text{опт}} = 0,55(D_1 + D_2) + h = 0,55(140 + 400) + 10,5 = 307,5 \text{ мм.}$$

Оптимальное межосевое расстояние в зависимости от диаметра большего шкива и передаточного отношения из условия обеспечения необходимого угла обхвата на малом шкиве:

i	1	2	3	4	5	6 и более
$A_{\text{опт}}/D_2$	1,5	1,2	1	0,95	0,9	0,85

Т.к. $i = 2,88$, то $A_{\text{опт}}/D_2 = 1$

Следовательно принимаем $A_{\text{опт}} = D_2 = 400 \text{ мм}$

6.2. Определяем наименьшее допустимое межосевое расстояние по формуле:

$$A_{\text{min}} = \frac{60(D_2 - D_1)}{180 - \alpha_{\text{min}}} = 2(D_2 - D_1) = 2(400 - 140) = 520 \text{ мм}$$

где α_{min} – минимальный угол обхвата на малом шкиве: $\alpha_{\text{min}} = 150^\circ$

Окончательно принимаем $A = 520 \text{ мм}$.

7. Вычисляем длину ремня:

$$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} = 2 \cdot 520 + \frac{3,14}{2}(140 + 400) + \frac{(400 - 140)^2}{4 \cdot 520} = 1920,3 \text{ мм}$$

Ближайшая по ГОСТ 1284—68 длина клинового ремня (приведена в таблице А.28, примечание 3) $L = 2000 \text{ мм}$.

8. Уточняем межосевое расстояние:

$$A = \frac{2L - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} = \frac{2 \cdot 2000 - 3,14(400 + 140) + \sqrt{[2 \cdot 2000 - 3,14 \cdot (400 + 140)]^2 - 8 \cdot (400 - 140)^2}}{8} = 561,04 \text{ мм}$$

10. Проверяем, выполнено ли условие ограничения числа пробегов в единицу времени:

$$u = \frac{v}{L} \leq [u]$$

где $[u]$ - допускаемое число пробегов:

- для плоских ремней $[u]=3 \div 5$ 1/с.
- для клиновых ремней $[u]=10$ 1/с.

$$u = \frac{6,96}{2,0} = 3,48 \leq 10$$

Условие $u \leq [u]$ выполнено.

10. Уточняем угол обхвата малого шкива:

$$\alpha_1 = 180 - 60 \frac{D_2 - D_1}{A} = 180 - 60 \frac{400 - 140}{561,04} = 152,2^\circ > 150^\circ$$

Условие $\alpha_1 \geq \alpha_{\min}$ выполнено.

11. Определяем необходимое число ремней:

$$z = \frac{P}{[k_n] F} = \frac{1077,59}{1,26 \cdot 138} = 6,2$$

где F – площадь ремня, мм^2 : $F=138 \text{ мм}^2$ (см. таблицу А.28);

$[k_n]$ – допускаемое полезное напряжение:

$$[k_n] = k_0 C_0 C_p C_\alpha C_v = 1,67 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,93 \cdot 0,81 = 1,26$$

где k_0 – приведенное напряжение, Н/мм^2 : $k_0=1,67 \text{ Н/мм}^2$ (см. таблицу А.31 для начального натяжения ремня $\sigma_0=1,5 \text{ Н/мм}^2$);

C_0 — коэффициент, учитывающий условия натяжения ремня и расположение передачи:

- для плоскоремennых передач:

а) для передач с периодическим перетягиванием ремня при угле наклона линии центров передачи к горизонту $0 \div 60^\circ$ — **1**;

б) при $60 \div 80^\circ$ — **0,9**;

в) при $80 \div 90^\circ$ — **0,8**.

- для клиноремennых передач: $C_0=1$ – передачи не чувствительны к расположению шкивов.

Для перекрестных передач коэффициент C_0 понижают еще на 10%, а для угловых на 20%.

C_p – коэффициент режима (см. таблицу А.26): $C_p=1$

C_α — коэффициент, учитывающий влияние угла обхва:

$$C_\alpha = 1 - c_\alpha(180 - \alpha)$$

- для плоских ремней $c_\alpha = 0,003$,
- для клиновых при $\alpha_1 = 150 \div 180^\circ$ - $c_\alpha = 0,0025$

Тогда $C_\alpha = 1 - 0,0025(180 - 152,2) = 0,93$

C_v — скоростной коэффициент, вводимый для передач без автоматического регулирования натяжения ремня пружиной или грузом и учитывающий ослабление сцепления ремня со шкивом под действием центробежной силы:

$$C_v = 1 - c_v(0,01v^2 - 1)$$

- для плоских ремней $c_v = 0,01 \div 0,04$, в зависимости от материала;
- для клиновых ремней $c_v = 0,05$

Тогда $C_v = 1,05 - 0,0005v^2 = 1,05 - 0,0005 \cdot 6,96^2 = 0,81$

Принимаем $z = 7$.

12. Сила давления на вал:

$$Q = 2 \cdot \sigma_0 \cdot F \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 1,5 \cdot 138 \cdot 7 \cdot \sin \frac{152,2}{2} = 2813,14 \text{ Н}$$

3 Контрольная работа № 3 «Валы и оси»

Проверить на прочность участок вала, изображенный на рисунке 6. Изгибающий момент, возникающий в поперечных сечениях рассматриваемого участка, пренебрежимо мал по сравнению с крутящим моментом. Последний изменяется во времени по пульсирующему циклу; при этом его максимальное значение $M_{кр}$, кН·м. Диаметральные размеры вала: D , d , r (мм). Данные для расчета взять из таблицы 6, в соответствии с вариантом; недостающие данные выбрать самостоятельно. При расчете учесть, что:

1. нагрузки, действующие на вал, известны с достаточной точностью и сведения о расчетных коэффициентах надежны;
2. материал вала однороден;
3. к рассчитываемому валу не предъявляется каких-либо особых требований.

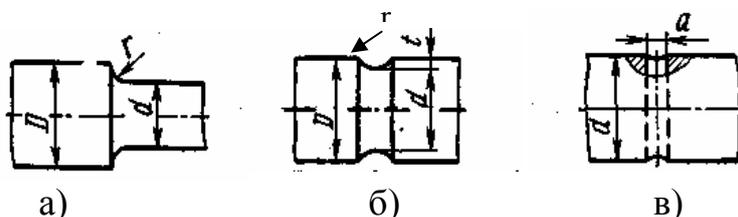




Рисунок 6

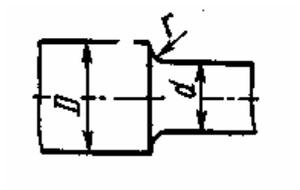
Таблица 6

№	Вид вала	D, мм	d, мм	r, мм	a, мм	Материал вала	Термо-обработка	Состояние поверхности	Максимальное значение крутящего момента, $M_{кр}$, кН·м
1	Рис.6,б	30	29	1	-	35	Нормализация	полированная	3,0
2	Рис.6,б	35	32	0,75	-	45	Улучшение	шлифованная	3,5
3	Рис.6,б	40	37	1,5	-	50	Нормализация	чисто обточенная	4,0
4	Рис.6,а	45	41	1,5	-	50	Улучшение	грубо обточенная	4,5
5	Рис.6,а	50	40	5	-	50Г	Нормализация	полированная	5,0
6	Рис.6,а	60	40	4	-	30ХГС	Улучшение	шлифованная	5,5
7	Рис.6,а	70	67	1,5	-	35Х	Нормализация	чисто обточенная	6,0
8	Рис.6,в	-	80	-	8	40Х	Улучшение	грубо обточенная	6,5
9	Рис.6,в	-	90	-	22,5	40ХН	Нормализация	полированная	7,0
10	Рис.6,в	-	95	-	5	40ХН	Улучшение	шлифованная	7,5

Пример:

Проверить на прочность участок вала, изображенного на рисунке и изготовленного из стали 40ХН улучшенной. Изгибающий момент, возникающий в поперечных сечениях рассматриваемого участка, пренебрежимо мал по сравнению с крутящим моментом. Последний изменяется во времени по пульсирующему циклу; при этом его максимальное значение $M_{кр,max}=5,5$ кН·м. Диаметральные размеры вала: $D=70$ мм, $d=60$ мм, $r=5$ мм. Поверхность вала шлифованная. При расчете учесть, что:

1. применяются достаточно точные методы расчета и нагрузки, действующие на вал, известны с достаточной точностью и сведения о расчетных коэффициентах надежны;
2. материал вала ограниченной однородности;
3. к рассчитываемому валу не предъявляется каких-либо особых требований.



Решение:

Механические характеристики стали 40ХН улучшенной: принимаем $\sigma_B=900 \text{ Н/мм}^2$, $\sigma_T=690 \text{ Н/мм}^2$ (см. таблицу А.21).

Условие прочности при расчете на выносливость (усталостную прочность):

$$n = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon\beta} \tau_v + \psi_\tau \tau_m} \geq [n]$$

где n – расчетный коэффициент запаса прочности;

$[n]$ – допустимый коэффициент запаса прочности;

τ_{-1} – предел выносливости при кручении с симметричным циклом изменения напряжений, Н/мм^2 : по эмпирическому соотношению

$$\tau_{-1} \approx 0,58 \cdot \sigma_T$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot (0,35\sigma_B + 100)$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot (0,35 \cdot 900 + 100) = 240,7 \text{ Н/мм}^2$$

k_τ - эффективный коэффициент концентрации напряжений при симметричном цикле изменения касательных напряжений (см. таблицу А.39): $k_\tau = 1,27$;

ε - значение масштабного фактора напряжений ($\varepsilon = \varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau$) (см. таблицу А.38): $\varepsilon = 0,71$;

β - коэффициент состояния и качества поверхности:

$\beta = 1,0$ – полированная;

$\beta = 0,97$ – шлифованная;

$\beta = 0,94$ - чисто обточенная;

$\beta = 0,87$ - грубо обточенная.

Выбираем $\beta = 0,97$, т.к. поверхность вала шлифованная.

ψ_τ - коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла для касательных напряжений:

$\psi_\tau = 0,10$ – сталь при $\sigma_B = 350-590 \text{ Н/мм}^2$;

$\psi_\tau = 0,10$ - сталь при $\sigma_B = 640-800 \text{ Н/мм}^2$;

$\psi_\tau = 0,08$ - сталь при $\sigma_B = 830-1020 \text{ Н/мм}^2$.

Выбираем $\psi_\tau = 0,08$, т.к. сталь 40ХН с $\sigma_B = 900 \text{ Н/мм}^2$.

τ_v - амплитуда цикла нормальных напряжений;

τ_m – среднее напряжение цикла касательных напряжений, Н/мм^2 :



$$\tau_v = \tau_m = \frac{1}{2} \tau$$

где τ - касательное напряжение (напряжение кручения) в точках контура, рассматриваемого сечения, Н/мм²:

- для валов с галтелями и выточками (см. рисунок 6 а, б)
$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{M_{кр}}{\frac{\pi}{16} d^3}$$

- для валов с поперечными отверстиями (см. рис.6,в):
$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{M_{кр}}{\frac{\pi}{16} d^3 \left(1 - \frac{a}{d}\right)}$$

$$\tau = \frac{5,5 \cdot 10^6}{\frac{\pi}{16} 60^3} \approx 130, \text{ Н/мм}^2$$

Тогда

$$\tau_v = \frac{1}{2} \cdot 130 = 65, \text{ Н/мм}^2$$

Следовательно расчетный коэффициент запаса прочности:

$$n = \frac{240,7}{\frac{1,27}{0,71 \cdot 0,97} 65 + 0,08 \cdot 65} = 1,92$$

Для суждения о прочности вала надо установить допустимость полученной величины n , т.е., пользуясь рекомендациями, приведенными в таблице А.40, выбрать значение $[n]$:

$$[n] = [n_1] \cdot [n_2] \cdot [n_3]$$

где $[n_1] = 1,5$ – т.к. методы расчета достаточно точны (нагрузки, действующие на вал, известны с достаточной точностью и сведения о расчетных коэффициентах надежны);

$[n_2] = 1,9$ – т.к. $\sigma_r : \sigma_b = 690 : 900 = 0,77$ (см. таблицу А.40) и материал вала пластичен и ограниченной однородности:

при достаточной однородности материала и повышенном качестве технологии изготовления	$[n_2] = [n_{-1}] = 1,3 \div 1,5;$
для умеренного уровня технологии производства и ограниченной однородности материала	$[n_2] = [n_{-1}] = 1,5 \div 1,7;$
для пониженной однородности материала (особенно для литья и деталей больших размеров)	$[n_2] = [n_{-1}] = 1,7 \div 3,0.$



$[n_3]=1,0$ – т.к. к рассчитываемому валу не предъявляется каких-либо особых требований.

Таким образом допустимый коэффициент запаса прочности:

$$[n]=1,5 \cdot 1,9 \cdot 1,0=2,85$$

и следовательно, $n < [n]$, т. е. *прочность не достаточна*.

4 Контрольная работа № 4 «Подшипники»

Определить теоретическую (расчетную) долговечность подшипника, установленного в узле, показанном на рисунок 7.1. Подшипник нагружен радиальной силой R (кН) и осевой силой A (кН). Частота вращения вала n , об/мин. Данные для расчета взять из таблицы 7, в соответствии с вариантом; недостающие данные выбрать самостоятельно.



Рисунок 7.1

Таблица 7

№	Тип подшипника	Частота вращения вала n , об/мин	Диаметр вала под подшипник d , мм	Характер нагрузки	Радиальная нагрузка R (кН)	Осевая нагрузка A (кН)	Рабочая температура подшипника t, C°
1	Радиальный однорядный шарикоподшипник	1460	20	Спокойная	1,2	0,6	50
2	Радиальный однорядный шарикоподшипник	1600	55	Спокойная	1,9	0,5	95
3	Радиальный двухрядный шарикоподшипник	300	60	Легкие толчки	1,5	0,4	125
4	Радиальный двухрядный шарикоподшипник	960	80	Легкие толчки	1,7	0,3	150
5	Радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами	730	25	Умеренные толчки	3,9	0	175
6	Радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами	1430	40	Умеренные толчки	1,4	0	200
7	Радиально-упорный однорядный шарикоподшипник	730	35	Значительные толчки	0,64	2,45	225
8	Радиально-упорный однорядный	500	70	Значительные толчки	1,2	1,7	250



	шарикоподшипник						
9	Упорный шарикоподшипник	600	30	С сильными ударами	0	5,9	300
10	Упорный шарикоподшипник	800	50	С сильными ударами	0	2,2	350

Пример: Определить теоретическую (расчетную) долговечность однорядного радиального подшипника, установленного в узле, показанном на рисунок 7.2. Частота вращения вала $n=730$ об/мин; узел работает с умеренными толчками; вращающимся является внутреннее кольцо; рабочая температура подшипника $t=90C^{\circ}$. Недостающие данные выбрать самостоятельно.

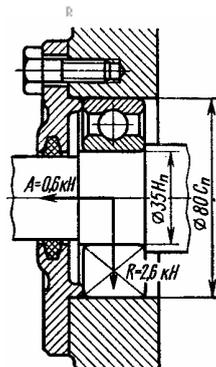


Рисунок 7.2

Решение:

- По таблице П48 (см. таблицы А.48-А.53 для соответствующего типа подшипника) для диаметра $d=35$ мм выбираем однорядный радиальный подшипник **средней серии 307**.

Определяем теоретическую долговечность подшипника по формуле:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{Q} \right)^\alpha, \text{ час}$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника: $C = 25,7$ кН (см. таблица П48);

Q - приведенная нагрузка подшипника, т. е. такая условная постоянная радиальная нагрузка (для радиальных и радиально-упорных подшипников), которая при приложении ее к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом обеспечивает такую же долговечность, какую подшипник будет иметь в действительных условиях нагружения и вращения. Для упорных подшипников определение приведенной нагрузки аналогично, но под приведенной понимают постоянную осевую нагрузку.

Приведенную нагрузку определяют по одной из следующих формул:

- для радиальных и радиально-упорных подшипников:

$$Q = (XK_k R + YA)K_6 K_T$$

- для подшипников с короткими цилиндрическими роликами и для игольчатых подшипников:

$$Q = RK_k K_6 K_T$$

- для упорных подшипников:

$$Q = AK_6 K_T$$

где R — радиальная нагрузка, действующая на подшипник;

A — осевая нагрузка, действующая на подшипник;

X — коэффициент радиальной нагрузки;

Y — коэффициент осевой нагрузки;

K_k — коэффициент вращения, принимаемый при вращающемся внутреннем кольце $K_k=1,0$ и при вращающемся наружном кольце $K_k=1,2$;

K_6 — коэффициент безопасности, значения которого указаны в таблица П54;

K_T — температурный коэффициент (таблица А.55).

α - величина, зависящая от кривой контактной усталости:

- для шариковых подшипников $\alpha=3$;

- для роликовых подшипников $\alpha=10/3$

В нашем случае приведенную нагрузку определяют по следующей формуле:

$$Q = (XK_k R + YA)K_6 K_T$$

Предварительно вычисляем отношения осевой нагрузки к радиальной:

$$\frac{A}{K_k R} = \frac{0,6}{1,0 \cdot 2,6} = 0,231$$

и осевой нагрузки к статической грузоподъемности (см. таблицу А.48):

$$\frac{A}{C_0} = \frac{0,6}{17,6} = 0,034$$

При этом $e = 0,23$ (см. таблица П48), пользуясь линейной интерполяцией.

Так как $\frac{A}{K_k R} > e$, то принимаем: $X=0,56$; $Y=1,92$ (см. таблицу А.48).

Принимаем $K_6=1,3$; $K_T=1,0$ (при температуре подшипникового узла до 100 °С).

Подставив числовые данные, найдем:

$$Q = (0,56 \cdot 1,0 \cdot 2,6 + 1,92 \cdot 0,6)1,3 \cdot 1,0 = 3,4 \text{ кН}$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 730} \left(\frac{25,7}{3,4} \right)^3 = 9,92 \cdot 10^3 \text{ час}$$

5 Контрольная работа № 5 «Пружины и рессоры»

На рисунке 8 показан амортизатор, применяемый для подвески грузов. Определить из условия прочности пружины допускаемую массу поднимаемого груза. Выяснить, достаточны ли зазоры между витками пружины при действии на нее расчетной нагрузки. Шаг витков в свободном состоянии t , мм; рабочее число витков i . Пружина изготовлена из проволоки по ГОСТ 9389—60. Учтеь, что в начале подъема груза его движение происходит равноускоренно a , м/с². Данные для расчета взять из таблицы 8, в соответствии с вариантом; недостающие данные выбрать самостоятельно.

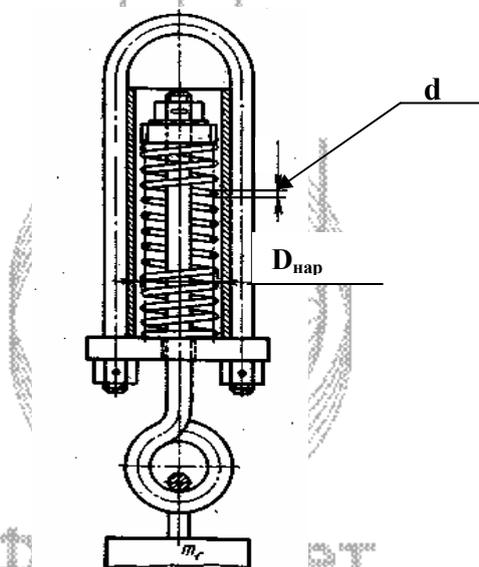


Рисунок 8

Таблица 8

№	Наружный диаметр пружины $D_{нар}$, мм	Диаметр проволоки d , мм	Ускорение подъема груза a , м/с ²	Шаг витков t , мм	Материал проволоки	Термообработка	Число витков i
1	8	1,0	0,5	2,5	35	Нормализация	21
2	10	1,2	0,5	3,5	45	Улучшение	12
3	12	1,6	1,0	4,5	50	Нормализация	12
4	14	1,6	1,0	4,5	50	Улучшение	12,5
5	16	1,6	1,5	6,0	50Г	Нормализация	13
6	16	2,0	1,5	5,0	30ХГС	Улучшение	17

7	18	2,5	2,0	5,0	35X	Нормализация	19
8	22	2,0	2,0	8,5	40X	Улучшение	22
9	28	2,5	2,5	10,5	40ХН	Нормализация	29
10	10	1,0	0,75	3,5	40ХН	Улучшение	14

Пример: На рисунке 8 показан амортизатор, применяемый для подвески грузов. Определить из условия прочности пружины допускаемую массу поднимаемого груза. Выяснить, достаточны ли зазоры между витками пружины при действии на нее расчетной нагрузки. Шаг витков в свободном состоянии $t=12,5$ мм; рабочее число витков $i=12$, наружный диаметр пружины $D_{нар}=44$ мм, диаметр проволоки $d=6$ мм. Пружина изготовлена из проволоки II класса (ГОСТ 9389—60), из стали 50Г (улучшение). Учесть, что в начале подъема груза его движение происходит равноускоренно и $a = 2,7$ м/с². Недостающие данные выбрать самостоятельно.

Решение:

Расчетная величина силы P , действующей на пружину амортизатора при ускоренном движении груза массой m_r :

$$P = m_r g + m_r a = m_r (g + a), \text{ Н}$$

Отсюда допускаемая величина массы груза:

$$[m_r] = \frac{[P]}{g + a}, \text{ кг}$$

где $g=9,81$ – ускорение свободного падения, м/с²;

a – ускорение, м/с²;

$[P]$ – допускаемое значение расчетной нагрузки, Н

Из условия прочности пружины:

$$\tau = k \frac{8PD_{cp}}{\pi d^3} \leq [\tau]$$

получаем

$$[P] = \frac{[\tau] \pi d^3}{8kD_{cp}}$$

где $[\tau]$ – допускаемое касательное напряжение, Н/мм²:

$$[\tau] = 0,4\sigma_b = 0,4 \cdot 140 = 56 \text{ Н/мм}^2$$

где $\sigma_b=140$ - предел прочности, Н/мм² (см. таблицу А.21)

k – поправочный коэффициент:



$$k \approx \frac{4c_n + 2}{4c_n - 3} = \frac{4 \cdot \frac{38}{6} + 2}{4 \cdot \frac{38}{6} - 3} = 1,22$$

где c_n – индекс пружины:

$$c_n = \frac{D_{cp}}{d} = \frac{D_{нар} - d}{d}$$

где D_{cp} – средний диаметр пружины, мм
 d – диаметр проволоки, мм

Тогда допускаемое значение расчетной нагрузки:

$$[P] = \frac{56 \cdot 3,14 \cdot 6^3}{8 \cdot 1,22 \cdot 38} = 102,4 \text{ Н}$$

Допускаемая величина массы груза:

$$[m_r] = \frac{102,4}{9,81 + 2,7} = 8,185 \text{ кг}$$

Зазоры между витками:

$$s_p = t - d - \frac{\lambda}{i}$$

где t – шаг витков, мм;

i – число витков;

λ – осадка пружины под рабочей нагрузкой:

$$\lambda = \frac{8PD_{cp}^3 i}{Gd^4} = \frac{8 \cdot 102,4 \cdot 38^3 \cdot 12}{8 \cdot 10^4 \cdot 6^4} = 5,2 \text{ мм}$$

где G – модуль сдвига: $G=8 \cdot 10^4 \text{ Н/мм}^2$

Тогда:

$$s_p = 12,5 - 6 - \frac{5,2}{12} = 6,07$$

Между витками пружины в рабочем состоянии (при расчетной нагрузке) должны оставаться зазоры:



$$[s_p] = 0,1d = 0,1 \cdot 6 = 0,6 \text{ мм}$$

$$s_p = 6,07 > [s_p] = 0,6$$

Условие выполнено.

6 Контрольная работа № 6 «Муфты»

Рассчитать коническую фрикционную сцепную муфту (рисунок 9) и определить усилие для ее включения. Муфта, устанавливаемая в приводе, должна передавать мощность N (кВт), ω (рад/с), диаметры соединяемых валов d (мм). Данные для расчета взять из таблицы 8, в соответствии с вариантом; недостающие данные выбрать самостоятельно.

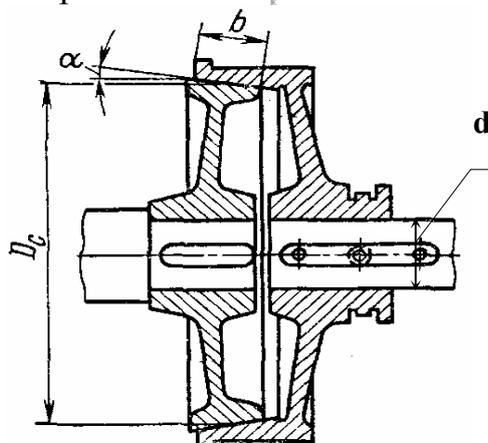


Рисунок 9

Таблица 9

№	Передаваемая мощность N (кВт),	Угловая скорость муфты ω (рад/с)	Диаметры соединяемых валов d (мм)	Материал муфты	Смазка	Наименование машины, в приводе к которой установлена муфта
1	1,5	35	30	Сталь по стали	Со смазкой	Металлорежущие станки
2	2	40	35	Чугун по чугуну	Со смазкой	Автомобили
3	2,5	45	40	Чугун по стали	Со смазкой	Тракторы
4	3	50	45	Бронза по стали	Со смазкой	Компрессоры
5	3,5	55	50	Сталь по текстолиту	Со смазкой	Насосы
6	4	60	55	Асбестовые обкладки по стали	Без смазки	Деревообделочные станки
7	11	65	60	Асбестовые обкладки по чугуну	Без смазки	Подъемно-транспортные машины (без нагрузки)
8	5	70	65	Чугун по чугуну	Без смазки	Подъемно-транспортные машины (под нагрузкой)
9	5,5	75	70	Чугун по стали	Без смазки	Металлорежущие станки



10	6	80	25	Чугун по стали	Со смазкой	Автомобили
----	---	----	----	----------------	------------	------------

Пример:

Рассчитать коническую фрикционную сцепную муфту (рисунок 9), определить усилие для ее включения и проверить на износостойкость. Муфта, устанавливаемая в приводе к транспортеру, должна передавать мощность $N=3$ кВт, $\omega=30$ рад/с, материал—чугун СЧ 21-40, работа со смазкой; диаметры соединяемых валов $d=50$ мм; для подъемно-транспортных машин (под нагрузкой).

Решение:

1. Определяем номинальный передаваемый вращающий момент:

$$M = \frac{N}{\omega} = \frac{3 \cdot 10^3}{30} = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

2. Определяем угол наклона образующей конуса α .

Угол α следует выбирать так, чтобы избежать заклинивания муфты, т.е. должно быть соблюдено условие:

$$\alpha > \rho$$

где ρ —угол трения.

Для чугунной муфты (чугун по чугуну) при работе со смазкой по таблице А.47 имеем $f=0,08$:

Т.к.

$$f = \operatorname{tg} \rho$$

Отсюда

$$\rho = \operatorname{arctg} f = \operatorname{arctg} 0,08 = 4,57^\circ$$

Принимаем $\alpha = 5^\circ$.

3. Определяем средний диаметр конической части муфты.

Выбираем из соотношения:

$$\frac{D_c}{d} = 3 \div 5$$

Предварительно принимаем: $D_c = 3d = 3 \cdot 50 = 150$ мм

4. Определяем окружную скорость на среднем диаметре:



$$v_c = \omega R_c = 30 \cdot 0,075 = 2,25 \text{ м/с}$$

где $R_c = D_c/2$

5. Вычисляем допускаемое удельное давление:

$$[p] = k[p_0] = 1,0 \cdot 0,8 = 0,8 \text{ Н/мм}^2$$

где $[p_0]$ – допускаемое удельное давление : $[p_0] = 0,8 \text{ Н/мм}^2$ (см. таблицу А.47);

k – коэффициент, учитывающий влияние на допускаемое давление $[p]$ окружной скорости v_c фрикционного диска на среднем диаметре: $k=1,0$ (см. Примечание таблицы А.47)

6. Находим длину образующей конуса муфты:

$$b = \frac{2M\beta}{\pi D_c^2 [p] f} = \frac{2 \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{3,14 \cdot 150^2 \cdot 0,8 \cdot 0,08} = 66,35 \text{ мм}$$

где β - коэффициент запаса сцепления (см. таблицу А.45): для подъемно-транспортных машин (под нагрузкой) - $\beta=1,5$

Принимаем $b=67$ мм.

Проверяем отношение $\frac{b}{D_c} = \frac{67}{150} = 0,45$ - допустимо, т.к. $\frac{b}{D_c} = 0,3 \div 0,5$

Если условие не выполнено, то вернуться к пункту 3 и пересчитать.

7. Определяем усилие для включения муфты (сила нажатия):

$$Q = \frac{2M\beta}{D_c f} (\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha) = \frac{2 \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{150 \cdot 0,08} (\sin 5 + 0,08 \cdot \cos 5) = 4167,4 \text{ Н}$$

8. Проверяем условие износостойкости муфты по величине удельного давления:

$$p = \frac{Q}{\pi \cdot D_c \cdot b \cdot \sin \alpha} \leq [p], \text{ Н/мм}^2$$

$$p = \frac{4167,4}{\pi \cdot 150 \cdot 67 \cdot \sin 5} = 1,5 > [p] = 0,8, \text{ Н/мм}^2$$



Условие не выполнено, т.е. **износостойкость не достаточна.**

С учетом предлагаемых диапазонов подберите муфту с достаточной износостойкостью.

7 Контрольная работа № 7 «Корпусные детали»

Проверить на прочность станину пресса (рисунок 10.1), отлитую из чугуна. Требуемый коэффициент запаса прочности $[n]$. Данные для расчета взять из таблицы 10, в соответствии с вариантом; недостающие данные выбрать самостоятельно.

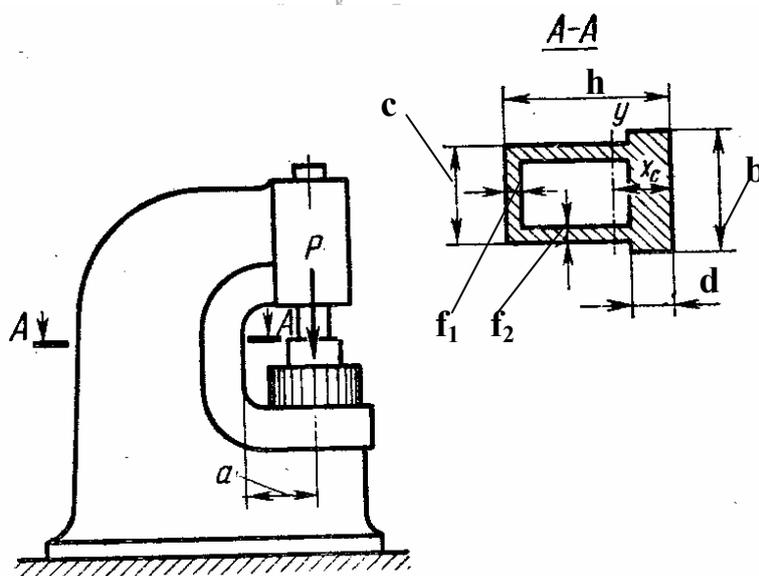


Рисунок 10.1

Таблица 10

№	Материал станины	Коэффициент запаса прочности $[n]$	a, мм	b, мм	c, мм	d, мм	h, мм	f ₁ , мм	f ₂ , мм	Усилие прессы Р, кН
1	СЧ12-28	3	200	250	200	100	400	30	25	500
2	СЧ12-28	4	220	280	220	120	450	30	30	600
3	СЧ15-32	4,5	250	300	250	150	500	35	30	700
4	СЧ15-32	5	255	320	260	170	550	35	35	800
5	СЧ18-36	6	300	350	280	200	600	40	35	900
6	СЧ18-36	7	320	360	300	220	650	40	40	1000
7	СЧ24-44	3	350	400	340	250	700	45	40	1100
8	СЧ24-44	4	380	420	360	280	750	45	45	1200



9	СЧ28-48	5	400	480	400	300	800	50	45	1300
10	СЧ28-48	6	450	540	450	320	900	55	50	1400

Пример: Проверить на прочность станину пресса (рисунок 10.2), отлитую из чугуна СЧ 21-40. Требуемый коэффициент запаса прочности [6].

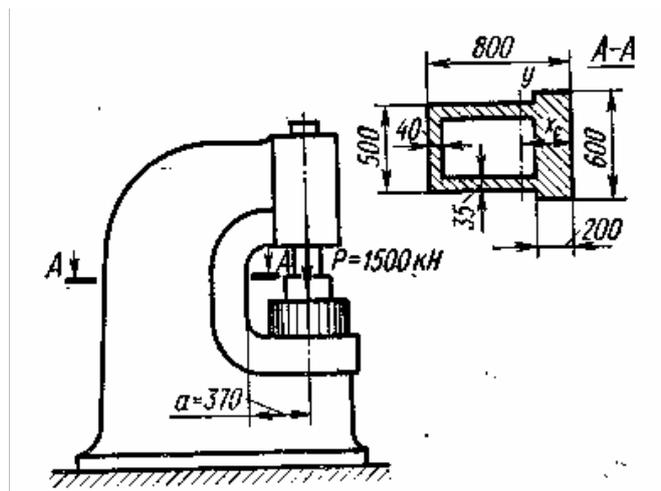


Рисунок 10.2

Решение:

На рисунок 10.3, а показана расчетная схема станины— брус, жестко зашпеленный одним концом и напруженный силой, параллельной его оси. На рисунок 10.3, б показано применение метода сечений для определения внутренних силовых факторов, возникающих в поперечном сечении рассчитываемого бруса. Из условия равновесия части бруса, оставленной после проведения сечения, следует, что в поперечном сечении возникают продольная сила $N=P$ и изгибающий момент $M_y=P \cdot e$. Для определения величины эксцентриситета e необходимо найти положение центра тяжести сечения.

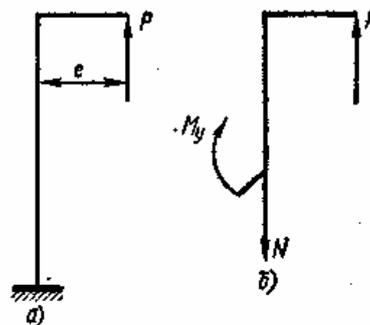


Рисунок 10.3



Определяем расстояние от центра тяжести сечения, до оси y_1 (рисунок 10.4):

$$x_c = \frac{S_{y1}}{F} = \frac{F_1 \bar{x}_1 + F_2 \bar{x}_2 + F_3 \bar{x}_3}{F_1 + F_2 + F_3}$$

где S_{y1} – статический момент, мм^3 ;

F – площадь поперечного сечения станины, мм^2 ;

F_1, F_2, F_3 – площади отдельных частей сложной фигуры:

$$F_1 = b \cdot d = 600 \cdot 200 = 120000$$

$$F_2 = (h - d) \cdot c = (800 - 200) \cdot 500 = 300000$$

$$F_3 = (h - d - f_1) \cdot (c - 2f_2) = (800 - 200 - 40) \cdot (500 - 2 \cdot 35) = 560 \cdot 430 = 240800$$

$\bar{x}_1, \bar{x}_2, \bar{x}_3$ – расстояния их центров тяжести (которые находятся в точке пересечения диагоналей) от оси y_1 (см. рисунок 10.4) в мм:

$$\bar{x}_1 = \frac{d}{2} = \frac{200}{2} = 100$$

$$\bar{x}_2 = \frac{h - d}{2} + d = \frac{(800 - 200)}{2} + 200 = 500$$

$$\bar{x}_3 = \frac{h - d - f_1}{2} + d = \frac{(800 - 200 - 40)}{2} + 200 = 480$$

$$x_c = \frac{120000 \cdot 100 + 300000 \cdot 500 - 240800 \cdot 480}{120000 + 300000 - 240800} = \frac{46416000}{179200} \approx 260 \text{ мм}$$

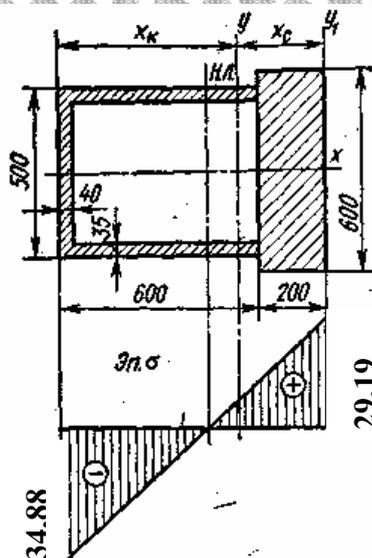




Рисунок 10.4

Следовательно, эксцентриситет:

$$e = a + x_c = 370 + 260 = 630 \text{ мм}$$

Для определения нормальных напряжений, возникающих в поперечном сечении станины, определяем главный центральный момент инерции J_y относительно оси y :

$$\begin{aligned} J_y = J_{y1} + F \cdot a^2 &= \left(\frac{b \cdot d^3}{12} + F_1 \cdot \left(x_c - \frac{d}{2} \right)^2 \right) + \left(\frac{c \cdot (h-d)^3}{12} + F_2 \cdot \left(\frac{(h-d)}{2} - (x_c - d) \right)^2 \right) - \\ &- \left(\frac{(c-2f_2) \cdot (h-d-f_1)^3}{12} + F_3 \cdot \left(\frac{(h-d-f_1)}{2} - (x_c - d) \right)^2 \right) = \left(\frac{600 \cdot 200^3}{12} + 120000 \cdot 160^2 \right) + \\ &+ \left(\frac{560 \cdot 600^3}{12} + 300000 \cdot 240^2 \right) - \left(\frac{430 \cdot 560^3}{12} + 240800 \cdot 220^2 \right) = \\ &= (4 + 30.72 + 90 + 172.8 - 62.93 - 116.55) \cdot 10^8 \approx 118 \cdot 10^8 \text{ мм}^4 \end{aligned}$$

где J_{y1} - момент инерции относительно оси y_1 ;

a - расстояния центров тяжести отдельных частей сложной фигуры от оси y

Наибольшие растягивающие напряжения σ_p (Н/мм²) возникают в точках, расположенных на правой кромке сечения:

$$\begin{aligned} \sigma_p &= \frac{N}{F} + \frac{M_y}{J_y} x_c = \frac{N}{F_1 + F_2 - F_3} + \frac{P \cdot e}{J_y} x_c = \\ &= \frac{1500 \cdot 10^3}{179200} + \frac{1500 \cdot 10^3 \cdot 630}{118 \cdot 10^8} \cdot 260 = 8,37 + 20,82 = 29,19 \end{aligned}$$

Наибольшие сжимающие напряжения σ_c (Н/мм²) возникают в точках левой кромки сечения:

$$\sigma_c = \frac{N}{F} - \frac{M_y}{J_y} x_k = \frac{1500 \cdot 10^3}{179200} - \frac{1500 \cdot 10^3 \cdot 630}{118 \cdot 10^8} \cdot (800 - 260) =$$

$$= 8,37 - 43,25 = -34,88$$

где $x_k = h - x_c$ – расстояние до оси y (см. рисунок 10.4), мм

Эпюра нормальных напряжений показана на рисунок 10.4.

Опасными являются точки, в которых возникают наибольшие *растягивающие напряжения* (для чугуна предел прочности при сжатии примерно в 4 раза выше, чем при растяжении, а расчетные напряжения растяжения незначительно отличаются от расчетных напряжений сжатия).

Коэффициент запаса прочности:

$$n = \frac{\sigma_{вр}}{\sigma_p} = \frac{206}{29,19} \approx 7 > [n]$$

где $\sigma_{вр} = 206 \text{ Н/мм}^2$ для чугуна СЧ 21-40 (см. таблицу А.22)

Условие $n > [n]$ выполнено.



Факультет
Дистанционных
Образовательных
Технологий



Список использованной литературы

- 1 **Анурьев, В.И.** Справочник конструктора машиностроителя. Т. I и II. / В.И. Анурьев. -М., 1979.
- 2 **Биргер, И.А.** Расчет на прочность деталей машин/ И.А.Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. -М., 1979.
- 3 **Гузенков, П. Г.** Детали машин/ П. Г. Гузенков.- М., 1986.
- 4 Детали машин: Справочник/Под ред. Н. С. Ачеркана. -М., 1968. Т. I, II и III.
- 5 Детали машин: Атлас/Под ред. Д. Н. Решетова. -М., 1992.
- 6 **Дьяченко, С.К.** Детали машин (атлас)/ С.К Дьяченко, С.З. Столбовой. - Киев, 1964.
- 7 Детали машин /В.А. Добровольский, К.И. Заблонский, С.Л. Зак и др. -М., 1972.
- 8 **Дмитриев, В. А.** Детали машин/ В.А. Дмитриев. -М., 1970.
- 9 Трение, изнашивание и смазка. Справочник / Под ред. И. В. Крагельского и В. В. Алисина. -М., 1978. Т. I и II.
- 10 **Иванов, М.Н.** Детали машин: Курсовое проектирование/ М.Н. Иванов, В.Н. Иванов. - М., 1975.
- 11 **Кудрявцев, В.Н.** Детали машин / В.Н. Кудрявцев. - М., 1980.
- 12 **Орлов, П.И.** Основы конструирования Т. I, II и III./ П.И. Орлов.- М., 1977.
- 13 Подшипники качения: Справочник / Под ред. В.Н.Нарышкина и Р.В. Коросташевского. - М., 1984.
- 14 **Решетов, Д.Н.** Детали машин/ Д.Н. Решетов.- М., 1989г
- 15 **Феодосьев, В.И.** Сопротивление материалов/ В.И. Феодосьев.- М., 1981.
- 16 **Якушев, А.И.** Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / Якушев А.И.- М., 1974.



Приложение А

(справочное)

Таблица А.1 - Заклепки с полукруглой головкой (нормальной точности)

Диаметр заклепки d , мм (по ГОСТ 10299—68)	Диаметр сверления под заклепки d_0 , мм			Диаметр заклепки d , мм (по ГОСТ 10299—68)	Диаметры сверления под заклепки d_0 , мм		
	Элементы точной механики и приборостроения	Машиностроение и станкостроение	Грубая сборка		Элементы точной механики и приборостроения	Машиностроение и станкостроение	Грубая сборка
3	3,1	3,3	3,5	(14)	14,5	15	15
(3,5)	3,6	3,8	4,0	16	16,5	16,5	17,0
4	4,1	4,3	4,5	(18)	18,5	18,5	19,0
5	5,1	5,5	5,7	20	21	21	21
6	6,2	6,5	6,7	22	23	23	24
8	8,2	8,5	8,7	24	25	25	26
10	10,5	11,0	11,0	(27)	28	28	29
12	12,5	13,0	13,0	30	31	31	32

Таблица А.2 - Коэффициенты φ продольного изгиба центрально сжатых стержней

Факультет
Дистанционных
Образовательных
Технологий



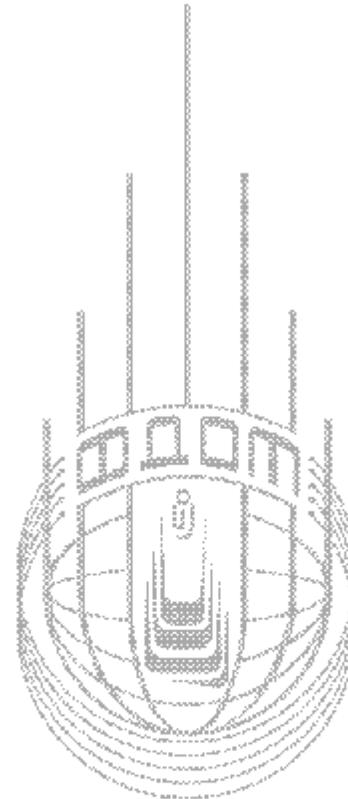
Гибкость стержня λ	Ст3, Ст4	Ст5	14Г2, 15ГС, 10Г2С, 10Г2СД, 15ХСНД	Гибкость стержня λ	Ст3, Ст4	Ст5	14Г2, 15ГС, 10Г2С, 10Г2СД, 15ХСНД
0	1,00	1,00	1,00	110	0,52	0,43	0,39
10	0,99	0,98	0,98	120	0,45	0,37	0,33
20	0,97	0,96	0,95	130	0,40	0,32	0,29
30	0,95	0,93	0,92	140	0,36	0,28	0,25
40	0,92	0,89	0,89	150	0,32	0,25	0,23
50	0,89	0,85	0,84	160	0,29	0,23	0,21
60	0,86	0,80	0,78	170	0,26	0,21	0,19
70	0,81	0,74	0,71	180	0,23	0,19	0,17
80	0,75	0,67	0,63	190	0,21	0,17	0,15
90	0,69	0,59	0,54	200	0,19	0,15	0,13
100	0,60	0,50	0,46	210	0,17	0,14	0,12
				220	0,16	0,13	0,11



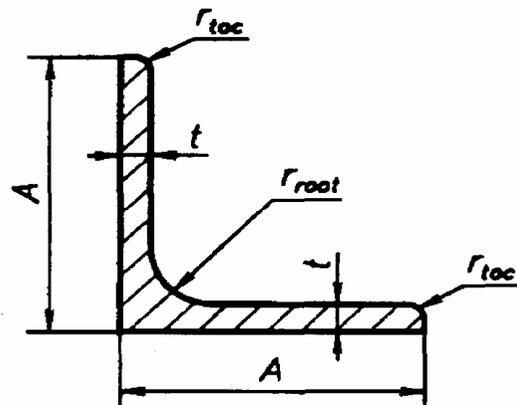
Факультет
Дистанционных
Образовательных
Технологий



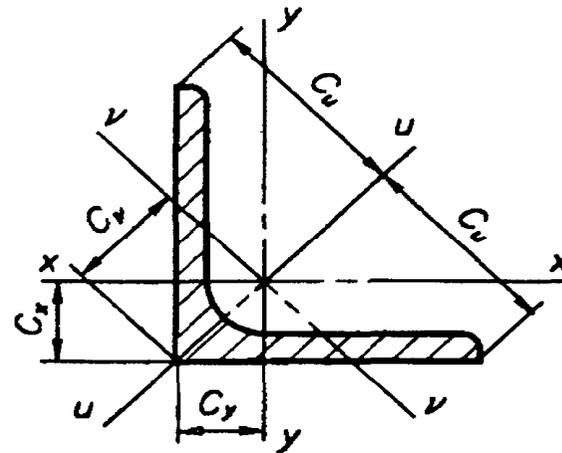
Таблица А.3 – Уголки стальные



Факультет
Дистанционных
Образовательных
Технологий



а



б

Размер	Масса кг/м	S_x, S_y см ²	Величины			Расстояние от центра тяжести			Справочные значения величин для осей							
									x-x = y-y			u-u		v-v		
			A, мм	t, мм	r _{root} , мм	C _x =C _y , см	C _u , см	C _v , см	I _x =I _y , см ⁴	r _x =r _y , см	Z _x =Z _y , см ³	I _u , см ⁴	r _u , см	I _v , см ⁴	r _v , см	Z _v , см ³
20×20×3	0,88	1,12	20	3	3,5	0,598	1,41	0,846	0,392	0,590	0,279	0,618	0,742	0,165	0,383	0,195
25×25×3	1,12	1,42	25	3	3,5	0,723	1,77	1,02	0,803	0,751	0,452	1,27	0,945	0,334	0,484	0,326
25×25×4	1,45	1,85	25	4	3,5	0,762	1,77	1,08	1,02	0,741	0,586	1,61	0,931	0,430	0,482	0,399
30×30×3	1,36	1,74	30	3	5	0,835	2,12	1,18	1,40	0,899	0,649	2,22	1,13	0,585	0,581	0,496
30×30×4	1,78	2,27	30	4	5	0,878	2,12	1,24	1,80	0,892	0,850	2,85	1,12	0,754	0,577	0,607
35×35×4	2,09	2,67	35	4	5	1,00	2,47	1,42	2,95	1,05	1,18	4,68	1,32	1,23	0,678	0,865
35×35×5	2,57	3,28	35	5	5	1,04	2,47	1,48	3,56	1,04	1,45	5,64	1,31	1,49	0,675	1,01
40 × 40 × 3	1,84	2,35	40	3	6	1,07	2,83	1,52	3,45	1,21	1,18	5,45	1,52	1,44	0,783	0,949
40 × 40 × 4	2,42	3,08	40	4	6	1,12	2,83	1,58	4,47	1,21	1,55	7,09	1,52	1,86	0,777	1,17
40 × 40 × 5	2,97	3,79	40	5	6	1,16	2,83	1,64	5,43	1,20	1,91	8,60	1,51	2,26	0,773	1,38

Продолжение таблицы А.3



Размер	Масса кг/м	S_x, S_y см ²	Величины			Расстояние от центра тяжести			Справочные значения величин для осей								
									x-x = y-y			u-u			v-v		
			A, мм	l, мм	r _{гол} , мм	C _x =C _y , см	C _u , см	C _v , см	I _x =I _y , см ⁴	r _x =r _y , см	Z _x =Z _y , см ³	I _u , см ⁴	r _u , см	I _v , см ⁴	r _v , см	Z _v , см ³	
45 × 45 × 4	2,74	3,49	45	4	7	1,23	3,18	1,75	6,43	1,36	1,97	10,2	1,71	2,68	0,876	1,53	
45 × 45 × 5	3,38	4,30	45	5	7	1,28	3,18	1,81	7,84	1,35	2,43	12,4	1,70	3,26	0,871	1,80	
50 × 50 × 4	3,06	3,89	50	4	7	1,36	3,54	1,92	8,97	1,52	2,46	14,2	1,91	3,73	0,979	1,94	
50 × 50 × 5	3,77	4,80	50	5	7	1,40	3,54	1,99	11,0	1,51	3,05	17,4	1,90	4,55	0,973	2,29	
50 × 50 × 6	4,47	5,69	50	6	7	1,45	3,54	2,04	12,8	1,50	3,61	20,3	1,89	5,34	0,968	2,61	
60 × 60 × 5	4,57	5,82	60	5	8	1,64	4,24	2,32	19,4	1,82	4,45	30,7	2,30	8,03	1,17	3,46	
60 × 60 × 6	5,42	6,91	60	6	8	1,69	4,24	2,39	22,8	1,82	5,29	36,1	2,29	9,44	1,17	3,96	
60 × 60 × 8	7,09	9,03	60	8	8	1,77	4,24	2,50	29,2	1,80	6,89	46,1	2,26	12,2	1,16	4,86	
65 × 65 × 6	5,91	7,53	65	6	9	1,80	4,60	2,55	29,2	1,97	6,21	46,3	2,48	12,1	1,27	4,74	
65 × 65 × 8	7,73	9,85	65	8	9	1,89	4,60	2,67	37,5	1,95	8,13	59,4	2,46	15,6	1,26	5,84	
70 × 70 × 6	6,38	8,13	70	6	9	1,93	4,95	2,73	36,9	2,13	7,27	58,5	2,68	15,3	1,37	5,60	
70 × 70 × 7	7,38	9,40	70	7	9	1,97	4,95	2,79	42,3	2,12	8,41	67,1	2,67	17,5	1,36	6,28	
75 × 75 × 6	6,85	8,73	75	6	9	2,05	5,30	2,90	45,8	2,29	8,41	72,7	2,89	18,9	1,47	6,53	
75 × 75 × 8	8,99	11,4	75	8	9	2,14	5,30	3,02	59,1	2,27	11,0	93,8	2,86	24,5	1,46	8,09	
80 × 80 × 6	7,34	9,35	80	6	10	2,17	5,66	3,07	55,8	2,44	9,57	88,5	3,08	23,1	1,57	7,55	
80 × 80 × 8	9,63	12,3	80	8	10	2,26	5,66	3,19	72,2	2,43	12,6	115	3,06	29,9	1,56	9,37	
80 × 80 × 10	11,9	15,1	80	10	10	2,34	5,66	3,30	87,5	2,41	15,4	139	3,03	36,4	1,55	11,0	
90 × 90 × 7	9,61	12,2	90	7	11	2,45	6,36	3,47	92,5	2,75	14,1	147	3,46	38,3	1,77	11,0	
90 × 90 × 8	10,9	13,9	90	8	11	2,50	6,36	3,53	104	2,74	16,1	166	3,45	43,1	1,76	12,2	
90 × 90 × 9	12,2	15,5	90	9	11	2,54	6,36	3,59	116	2,73	17,9	184	3,44	47,9	1,76	13,3	
90 × 90 × 10	15,0	17,1	90	10	11	2,58	6,36	3,65	127	2,72	19,8	201	3,42	52,6	1,75	14,4	
100 × 100 × 8	12,2	15,5	100	8	12	2,74	7,07	3,87	145	3,06	19,9	230	3,85	59,9	1,96	15,5	
100 × 100 × 10	15,0	19,2	100	10	12	2,82	7,07	3,99	177	3,04	24,6	280	3,83	73,0	1,95	18,3	
100 × 100 × 12	17,8	22,7	100	12	12	2,90	7,07	4,11	207	3,02	29,1	328	3,80	85,7	1,94	20,9	

Продолжение таблицы А.3



Размер	Масса кг/м	$S_{,2}$ см ²	Величины			Расстояние от центра тяжести			Справочные значения величин для осей								
									x-x = y-y			u-u		v-v			
			A, мм	t, мм	r _{гол} , мм	C _x =C _y , см	C _u , см	C _v , см	I _x =I _y , см ⁴	r _x =r _y , см	Z _x =Z _y , см ³	I _u , см ⁴	r _u , см	I _v , см ⁴	r _v , см	Z _v , см ³	
120 × 120 × 8	14,7	18,7	120	8	13	3,23	8,49	4,56	255	3,69	29,1	405	4,65	105	2,37	23,1	
120 × 120 × 10	18,2	23,2	120	10	13	3,31	8,49	4,69	313	3,67	36,0	497	4,63	129	2,36	27,5	
120 × 120 × 12	21,6	27,5	120	12	13	3,40	8,49	4,80	368	3,65	42,7	584	4,60	152	2,35	31,6	
125 × 125 × 8	15,3	19,5	125	8	13	3,35	8,84	4,74	290	3,85	31,7	461	4,85	120	2,47	25,3	
125 × 125 × 10	19,0	24,2	125	10	13	3,44	8,84	4,86	356	3,84	39,3	565	4,83	146	2,46	30,1	
125 × 125 × 12	22,6	28,7	125	12	13	3,52	8,84	4,98	418	3,81	46,6	664	4,81	172	2,45	34,6	
150 × 150 × 10	23,0	29,3	150	10	16	4,03	10,6	5,71	624	4,62	56,9	990	5,82	258	2,97	45,1	
150 × 150 × 12	27,3	34,8	150	12	16	4,12	10,6	5,83	737	4,60	67,7	1170	5,80	303	2,95	52,0	
150 × 150 × 15	33,8	43,0	150	15	16	4,25	10,6	6,01	898	4,57	83,5	1430	5,76	370	2,93	61,6	
180 × 180 × 15	40,9	52,1	180	15	18	4,98	12,7	7,05	1590	5,52	122	2520	6,96	653	3,54	92,7	
180 × 180 × 18	48,6	61,9	180	18	18	5,10	12,7	7,22	1870	5,49	145	2960	6,92	768	3,52	106	
200 × 200 × 16	48,5	61,8	200	16	18	5,52	14,1	7,81	2340	6,16	162	3720	7,76	960	3,94	123	
200 × 200 × 20	59,9	76,3	200	20	18	5,68	14,1	8,04	2850	6,11	199	4530	7,70	1170	3,92	146	
200 × 200 × 24	71,1	90,6	200	24	18	5,84	14,1	8,26	3330	6,06	235	5280	7,64	1380	3,90	167	
250 × 250 × 28	104	133	250	28	18	7,24	17,7	10,2	7700	7,62	433	1220	9,61	3170	4,89	309	
250 × 250 × 35	128	163	250	35	18	7,50	17,7	10,6	9260	7,54	529	1470	9,48	3860	4,87	364	

Примечания

1 Страны-члены ИСО могут включать в национальные стандарты требуемые им размеры уголков.

Из приведенного в таблице сортамента на равнополочные уголки в национальный стандарт могут быть включены те размеры уголков, которые обеспечиваются на прокатных станах.

2 Площадь поперечного сечения вычисляют по формуле

$$S = [k(2A - t) + 0,2146(r_{гол}^2 - 2r_{пол}^2)] \times \frac{1}{100},$$

где S — площадь поперечного сечения, см²;

t — толщина, мм;

$r_{гол}$ — радиус внутреннего закругления, мм;

$r_{пол}$ — радиус закругления полки, мм;

A — ширина полки, мм.

3 При вычислении массы 1 м плотность стали принята 7,85 кг/дм³.



Таблица А.4 - Допускаемые напряжения для сталей некоторых марок

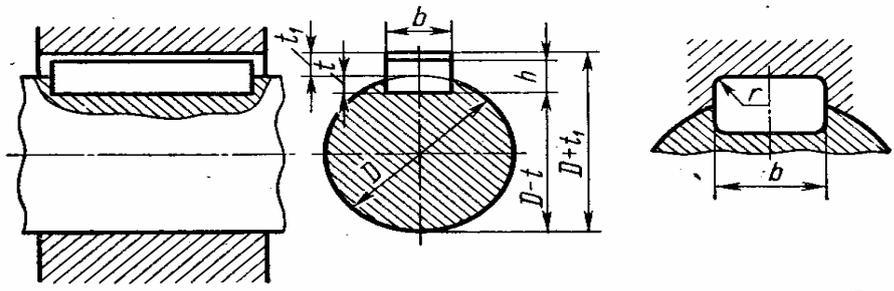
Марка стали	Допускаемые напряжения, Н/мм ²													
	при растяжении			при изгибе			при кручении			при срезе			при смятии	
	[σ_p]			[$\sigma_{из}$]			[$\tau_{кр}$]			[$\tau_{ср}$]			[$\sigma_{см}$]	
	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II
Ст3	125	90	70	150	110	85	95	65	50	75	50	40	190	135
Ст4	140	95	75	170	120	95	105	75	60	85	65	50	210	145
Ст5	165	115	90	200	140	110	125	90	70	100	65	55	250	175
10Г2С	140	110	90	170	135	110	105	75	60	85	65	50	210	165

Римскими цифрами обозначен вид нагрузки: I – статическая, II – переменная, действующая от нуля до максимума и от максимума до нуля (пульсирующая), III- знакопеременная (симметричная)

Таблица А.5 - Средние значения допускаемых напряжений смятия [σ]_{см} в Н/мм² для шпоночных соединений

Вид соединения	Материал втулки, насаженной на вал детали	Характер нагрузки		
		Спокойная	Со слабыми толчками	Ударная
Неподвижные	Сталь	150	100	50
	Чугун	80	53	27
Подвижные	Сталь	50	40	30

Таблица А.6 – Шпонки призматические



Размеры сечений шпонок и пазов в мм (по ГОСТ 8788—68)

Диаметр вала d	Сечение шпонки		Глубина паза		r	
	b	h	Вал t	Втулка t_1	наим.	наиб.
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3	0,16	0,25
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8	0,16	0,25
» 22 » 30	8	7	4,0	3,3	0,16	0,25
» 30 » 38	10	8	5,0	3,3	0,25	0,4
» 38 » 44	12	8	5	3,3	0,25	0,4
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8	0,25	0,4
» 50 » 58	16	10	6	4,3	0,25	0,4
» 58 » 65	18	11	7	4,4	0,25	0,4
» 65 » 75	20	12	7,5	4,9	0,4	0,6
» 75 » 85	22	14	9	5,4	0,4	0,6
» 85 » 95	25	14	9	5,4	0,4	0,6
» 95 » 110	28	16	10	6,4	0,4	0,6

Примечания: 1. Длины призматических шпонок выбирают из ряда (по ГОСТ 8790—68): 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250 мм.
2. Таблица приведена с сокращениями против ГОСТ 8788—68, в котором даны размеры сечений для диаметров валов от 5 до 630 мм и длины до 500 мм.
3. Примеры условного обозначения призматических шпонок (при $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $l = 100$ мм) со скругленными торцами: Шпонка 18×11×100 ГОСТ 8789—68; с плоскими торцами: Шпонка Б 18×11×100 8789—68.



Таблица А.7 - Некоторые рекомендуемые сочетания марок сталей для шестерни и колеса

Марки стали							
шестерни	колеса	шестерни	колеса	шестерни	колеса	шестерни	колеса
Твердость \leq НВ 350						Твердость: \geq НВ350	
45	35 35Л 40Л 40 45	50Г	40 45 50Л 55Л 50Г	30ХГС	35Х 40Х 40ГЛ	45, 50 55, 50Г 35Х, 40Х 40ХН	35, 40 40, 45, 50 50, 55 35Х, 40Х
				40ХН	35Х 40Х 55Л 35ГЛ	15Х, 20Х 12ХН3А, 20ХН3А, 18ХТГ	15Х, 20Х 12ХН3А, 20ХН3А, 18ХТГ
50	35 45Л	35Х или 40Х	45 50 55 55Л 35ГЛ				
55	45 55Л						
<p>Термообработка: для шестерни — нормализация или улучшение; для колес из стального литья — нормализация, для остальных — нормализация или улучшение.</p>							

Таблица А.8 – Коэффициент нагрузки **К**, в зависимости от мест расположения колес на валах

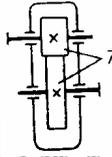
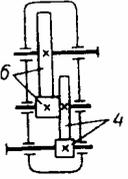
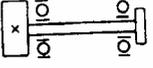
Схемы расположения колес на валах	К
<p>При симметричном (схема 7) расположении колес относительно опор:</p> 	1,2 ÷ 1,3
<p>При несимметричном (схемы 4,6) или консольном (схема 1) расположении хотя бы одного из колес относительно опор:</p>  	1,5 ÷ 1,6

Таблица А.9 - Стандартные значения передаточных чисел и закрытых зубчатых

передач

1-й ряд.....	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0
2-й ряд.....	—	1,4	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9,0	—

Примечание. 1-й ряд следует предпочитать 2-му, фактические значения, передаточных чисел u_{ϕ} не должны отличаться от номинальных более чем на 2,5 % при $u \leq 4,5$ и на 4 % при $u > 4,5$.

Таблица А.10 - Рекомендуемые значения ψ_b

Расположение зубчатых колес относительно опор (см. рис. 4.2)	Твердость зубьев	ψ_b
Симметричное (схемы 7, 8)	Любая $\leq 350 \text{ HB}$ $\geq 40 \text{ HRC}_3$	0,315; 0,4; 0,5
Несимметричное (схемы 3, 4, 5, 6)		0,315; 0,4 0,25; 0,315
Консольное (схемы 1, 2)	$\leq 350 \text{ HB}$ $\geq 40 \text{ HRC}_3$	0,25 0,2
Для шевронных передач	Любая	0,4 ... 0,63
Для передач внутреннего зацепления	«	$0,2 \left[\frac{u+1}{u-1} \right]$

Таблица А.11 - Основные параметры конических зубчатых передач (по ГОСТ 12289-76)

Внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , мм	Ширина венцов зубчатых колес b_2 , мм, для номинальных передаточных чисел										
	1,6	(1,8)	2,0	(2,24)	2,5	(2,8)	3,15	(3,55)	4,0	(4,5)	5,0
63	10,5	10	10	—	—	—	—	—	—	—	—
(71)	12	11,5	11,5	—	—	—	—	—	—	—	—
80	13	13	13	12	12	—	—	—	—	—	—
(90)	15	15	14	14	14	—	—	—	—	—	—
100	17	16	16	16	15	15	15	—	—	—	—
(112)	19	18	18	17	17	17	17	—	—	—	—
125	21	20	20	19	19	19	19	19	18	—	—
(140)	24	22	22	22	21	21	21	21	21	20	20
160	28	26	25	25	25	24	24	24	24	24	24
(180)	30	30	28	28	28	28	26	26	26	26	26
200	34	32	32	32	30	30	30	30	30	30	30
(225)	38	36	36	36	34	34	34	34	32	32	32
250	42	40	40	40	38	38	38	38	36	36	36
(280)	48	45	45	45	42	42	42	42	42	40	40
315	52	52	50	50	48	48	48	48	45	45	45
355	60	60	55	55	55	55	55	52	52	52	52
400	70	65	63	63	60	60	60	60	60	60	60
450	75	75	70	70	70	70	65	65	65	65	65
500	85	80	80	80	75	75	75	75	75	75	75

Примечания. 1. Значения d_{e2} , указанные без скобок, предпочтительнее значений, указанных в скобках; 2. Далее после 500 мм ряд повторяется 630, 710 ... и до 1600 мм



Таблица А.12 - Стандартные значения модуля для зубчатых передач.

Размеры в мм

1-й ряд	0,5	0,6	0,8	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5
2-й ряд	0,55	0,7	0,9	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75
1-й ряд	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0
2-й ряд	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11,0	14,0	18,0

Примечание. 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

Таблица А.13 - Коэффициент формы зуба y для некорригированного 20-градусного зацепления при $f_0=1,0$

Число зубьев	Зубчатые колеса и шестерни внешнего зацепления и шестерни внутреннего зацепления	Зубчатые колеса с внутренними зубьями	Число зубьев	Зубчатые колеса и шестерни внешнего зацепления и шестерни внутреннего зацепления	Зубчатые колеса с внутренними зубьями
12	0,304	—	35	0,431	0,798
14	0,324	—	40	0,442	0,763
16	0,339	—	45	0,451	0,734
18	0,354	—	50	0,457	0,713
20	0,372	—	65	0,472	0,669
22	0,383	—	80	0,478	0,636
24	0,395	—	100	0,481	0,610
26	0,404	—	150	0,490	0,576
28	0,411	—	300	0,496	0,543
30	0,416	0,846	Рейка	0,523	—

* При $f_0 = \frac{h'}{m_p} = 0,8$ величину коэффициента y следует разделить на 0,8 (h' — высота головки зуба).

Таблица А.14 - Коэффициенты запасов прочности $[n]$

Материал колес	Род заготовки	Термообработка	$[n]$
Сталь и чугун	Отливка	Не производится	1,9
		Отжиг, нормализация или улучшение	1,7
Сталь	Поковка	Нормализация или улучшение	1,5
		Объемная закалка	1,8
	Поковка или отливка	Поверхностная закалка, цементация	2,2

Таблица А.15 - Коэффициент концентрации напряжений в корне зуба k_σ

Стальные колеса:	
нормализованные и улучшенные	1,4—1,6
закаленные	1,8
цементованные, азотированные, цианированные	1,2
Чугунные колеса	1,2

Таблица А.16 - Средние значения КПД (η) зубчатых передач на подшипниках качения

Вид смазки	η
С жидкой смазкой	0,96
С пластичной смазкой	0,94

Таблица А.21- Механические свойства сталей некоторых марок

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности σ_B , Н/мм ²	Предел текучести σ_T , Н/мм ²	Твердость HB	Термообработка
Ст5	До 100	530	270	140—165	—
	100—300	490	260		
	300—500	450	230		
	500—750	440	220		
Ст6	До 100	630	300	170—217	—
	100—300	590	300		
	300—500	550	280		
	500—750	530	270		
35	До 100	510	270	140—187	Нормализация
	100—300	490	260		
	300—500	470	240		
	500—700	450	230		
40	До 100	550	280	152—207	Нормализация
	100—300	530	270		
	300—500	510	260		
	500—700	490	250		
45	До 100	590	300	167—217	Нормализация
	100—300	570	290		
	300—500	550	280		
	500—700	530	270		
45	40—60	780—880	540	223—250	Улучшение
	60—90	730—830	440	207—236	
	90—120	680—780	390	194—222	
	180—250	640—740	340	180—207	
50	До 100	610	320	180—229	Нормализация
	100—300	590	300		
	300—500	570	290		
50	До 200	790	540	258—310	Улучшение
55	До 100	690	330	185—229	Нормализация
	100—300	630	320		
	300—500	610	310		
50Г	До 150	640	370	190—229	Нормализация
	150—400	610	320		
50Г	До 100	140	410	241—285	Улучшение
	100—200	690	390		
30ХГС	До 60	980	840	215—229	Нормализация
	100—160	890	690		

Продолжение таблицы А.21

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности σ_B , Н/мм ²	Предел текучести σ_T , Н/мм ²	Твердость НВ	Термообработка
30ХГС	До 140 150—300	1020 930	840 740	235—280	Улучшение
35Х	До 60 60—100 100—200	940 740 690	740 490 440	190—241	Нормализация
35Х	До 200	740	490	220—260	Улучшение
40Х	До 60 100—200 200—300 300—600	980 760 740 690	790 490 490 440	200—230	Нормализация
40Х	До 120 120—150 150—180 180—250	880—988 830—930 780—860 730—830	690 590 540 490	257—285 243—271 230—257 215—243	Улучшение
40ХН	До 60 60—100 100—300 300—500	980 840 790 740	790 590 570 550	220—250	Нормализация
40ХН	До 150 150—180 180—250	880—980 830—930 790—880	690 590 540	265—295 250—280 235—265	Улучшение
Отливки из углеродистой стали					
35Л	—	490	270	≥ 143	Нормализация
40Л	—	520	290	≥ 147	
45Л	—	540	310	≥ 153	
50Л	—	510	330	≥ 174	
55Л	—	630	340	155—217	

Образовательных
Технологий

Таблица А.22 – Механические свойства отливок из серого чугуна

Марка	$\sigma_{вр}$, Н/мм ²	$\sigma_{вн}$, Н/мм ²	НВ
	не менее		
СЧ 12-28	118	275	143—229
СЧ 15-32	147	314	163—229
СЧ 18-36	177	353	170—229
СЧ 21-40	206	392	170—241
СЧ 24-44	236	432	170—241
СЧ 28-48	275	471	170—241

Таблица А.23 - Размеры кожаных и хлопчатобумажных ремней в мм

Кожаные (по ОСТ НКЛП 5773/176)		Хлопчатобумажные по ГОСТ 6982—54	
Ширина <i>b</i>	Толщина δ	Ширина <i>b</i>	Толщина δ
20; 25; 30	3	30; 40; 50	4,5; 6,5
40; 50	3,5	60	
60; 70; 80	4	50; 75; 90; 100	4,5; 6,5; 8,5
90; 100	4,5	115; 125; 150	6,5; 8,5
125; 150	5	175	
175; 200; 225		200; 225; 250	8,5
250; 300			

Таблица А.24 - Ремни прорезиненные из бельтинга (ткани) Б-820 (по ГОСТ 101—54)

Тип	Ширина, мм					Рекомендуемая скорость ремня, м/с
	20; 25; 30 40; 45	50; 60; 70; 75	80; 85; 90; 100	125; 150; 200; 250	250 300	
	Число прокладок					
А	3—5	3—5	3—6	4—6	4—8	≥ 20
Б	2	—	—	4—6 *	4—8	≤ 20
В	3 *	3—5	3—6	4—6	4—8	≤ 15

Примечания: 1. Ремни типа А имеют резиновые прослойки между всеми прокладками. Ремни типа Б изготавливаются как с прослойками, так и без них. Ремни типа В не имеют прослоек. 2. Толщина одной прокладки без резиновой прослойки 1,25 мм, прокладки с резиновой прослойкой 1,5 мм.

* Ремни типа Б шириной 25 мм, и типа В шириной 45 мм не изготавливаются.

Таблица А.25 - Значения k_0 и отношения δ/D_{min}



Таблица А.28 - Клиновые ремни (по ГОСТ 1284-68)

	Тип ремня	Размеры сечения, мм			F , мм ²	Расчетная длина ремня L_0 , мм
		a	a_0	h		
	О	10	8,5	6	47	400—2 500
	А	13	11	8	81	560—4 000
	Б	17	14	10,5	138	800—6 300
	В	22	19	13,5	230	1 800—10 000
	Г	32	27	19	476	3 150—15 000
	Д	38	32	23,5	692	4 500—18 000
	Е	50	42	30	1170	6 300—18 000

Примечания: 1. Размер a_0 относится к нейтральному слою.
 2. Площадь поперечного сечения F в ГОСТ 1284—68 не указана. Она определена по размерам a и h при $\varphi = 40^\circ$.
 3. Ряд расчетных длин L , мм:
 400; (425); 450; (475); 500; (530); 560; (600); 630; (670); 710; (750); 800; (850); 900; (950);
 1000; (1060); 1120; (1180); 1250; (1320); 1400; (1500); 1600; (1700); 1800; (1900); 200; (2120);
 2240; (2360); 2500; (2650); 2800; (3000); 3150; (3350); 3550; (3750); 4000; (4250); 4500; (4750);
 5000; (5300); 5600; (6000) . . . до 18 000.

Таблица А.29 - Выбор типа клинового ремня по передаваемой мощности и скорости



Передаваемая мощность N , кВт	Скорость ремня v , м/с			Передаваемая мощность N , кВт	Скорость ремня v , м/с		
	до 5	св. 5 до 10	св. 10		до 5	св. 5 до 10	св. 10
	Тип ремня				Тип ремня		
До 1	О, А	О, А	О	Св. 15 до 30	—	В	В, Г
Св. 1 до 2	О, А, Б	О, А	О, А	> 30 > 60	—	Г, Д	В, Г
> 2 > 4	А, Б	О, А, Б	О, А	> 60 > 120	—	Д	Г, Д
> 4 > 7,5	Б, В	А, Б	А, Б	> 120 > 200	—	Д, Е	Г, Д
> 7,5 > 15	В	Б, В	Б, В	≥ 200	—	—	Д, Е

Таблица А.30 - Шкивы для клиновых ремней (по ГОСТ1284-68), размеры в мм

Тип ремня	c	e	t	s	k	Расчетные диаметры D шкивов при угле φ°			
						34	36	38	40
						О	2,5	10	12
А	3,5	12,5	16	10	6	90—112	125—160	180—400	450
Б	5	16	20	12,5	7,5	125—160	180—224	250—500	560
В	6	21	26	17	10	200	224—315	355—630	710
Г	8,5	28,5	37,5	24	12	—	315—450	500—900	1000
Д	10	34	44,5	29	15	—	500—560	630—1120	1250
Е	12,5	43	58	38	18	—	—	800—1400	1600

Примечания 1. Размеры c, e, s, t, k не распространяются на шкивы для вертикальных и полуперекрестных передач, а также на сварные шкивы.
 2. Расчетные диаметры D (диаметры окружностей, проходящих через центры тяжести сечений ремня, находящегося на шкиве) выбирают из ряда 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3350, 4000.

Таблица А.31 - Значения k_0 для клиновых ремней, Н/мм²



Диаметр меньшего шкива D_m , мм	Тип ремня	k_0		Диаметр меньшего шкива D_m , мм	Тип ремня	k_0	
		при $\sigma_0 = 1,2$ Н/мм ²	при $\sigma_0 = 1,50$ Н/мм ²			при $\sigma_0 = 1,2$ Н/мм ²	при $\sigma_0 = 1,50$ Н/мм ²
71 80 90	О	1,45 1,57 1,65	1,62 1,74 1,86	315 355 400 450	Г	1,51 1,42 1,91 1,92	1,67 1,93 2,16 2,24
100 112 125	А	1,51 1,61 1,70	1,67 1,80 1,91	500 560 630	Д	1,51 1,72 1,92	1,67 1,93 2,24
140 160 180	Б	1,51 1,67 1,74	1,67 1,88 2,05	800 900 1000	Е	1,51 1,73 1,92	1,67 1,95 2,24
200 224 250 280	В	1,51 1,69 1,84 1,91	1,67 1,89 2,07 2,24				

Примечание. При числе пробегов $u < 5$ в секунду можно принимать $\sigma_0 = 1,5$ Н/мм²; при u свыше 5 до 10 в секунду следует принимать $\sigma_0 = +1,2$ Н/мм².

Таблица А.33 - Цепи роликовые (по ГОСТ 10947—64)

Размеры в мм

t	D	d	b	B	s	Q_B , кН	q , кг/м
12,7	8,51	4,45	11,81	8,90	1,7	18	0,71
15,875	10,16	5,08	14,73	10,11	1,8	23	1,00
19,05	11,91	5,96	18,08	17,75	2,5	25	1,90
25,4	15,88	7,95	24,13	22,21	3,0	50	2,60



Таблица А.34 - Допустимый коэффициент запаса прочности для приводных роликовых цепей

Шаг Цепи t , мм	Частота вращения n_1 меньшей звездочки, мин ⁻¹								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
25,4	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3

Таблица А.35 - Рекомендуемое число зубьев z_1 малой звездочки

Тип цепи	Передаточное число					z_{1min}
	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	
Роликовая.....	31-27	27-25	25-23	23-21	21-17	13 (9)
Зубчатая	40-31	35-31	31-27	27-23	23-19	17 (13)

Таблица А.36 - Допускаемое число ударов [u] в секунду

Тип цепи	Шаг цепи t , мм							
	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Роликовая	60	50	35	30	25	20	15	15
Зубчатая	80	65	50	30	25	—	—	—

Таблица А.37 - Значения допускаемого давления [p], Н/мм²



а) для роликовых цепей при $z_1=15-30$;

б) для зубчатых цепей при $z_1=17-35$

Частота вращения меньшей звездочки, об/мин, не более	Шаг цепи t , мм						
	12,7—15,87		19,05—25,4		31,75—38,1		44,45—50,8
	а	б	а	б	а	б	а
50	34,3	19,6	34,3	19,6	34,3	19,6	34,3
200	30,9	17,6	29,4	16,7	28,1	16,1	25,7
400	28,1	16,1	25,7	14,7	23,7	13,7	20,6
600	25,7	14,7	22,9	12,9	20,6	11,8	17,2
800	23,7	13,7	20,6	11,8	18,1	10,3	14,7
1000	22,0	12,9	18,6	10,8	16,3	9,32	—
1200	20,6	11,8	17,2	9,81	14,7	8,43	—
1600	18,1	10,3	14,7	8,43	—	—	—
2000	16,3	9,32	—	4,12	—	—	—

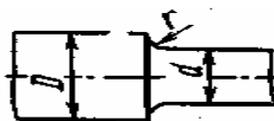


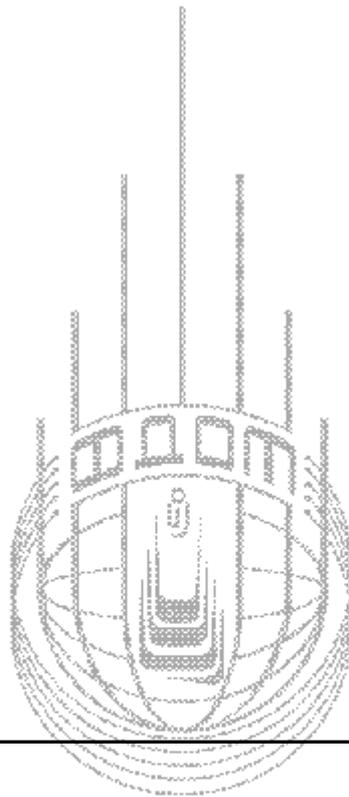
Таблица А.38 - Значения масштабного фактора ($\varepsilon=\varepsilon_\sigma=\varepsilon_\tau$) в зависимости от диаметра детали

Материал	$\varepsilon_\sigma \approx \varepsilon_\tau$ при d , мм							
	10	20	30	40	50	70	100	200
Углеродистая сталь $\sigma_B = 400 \div 500$ Н/мм ²	0,98	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,63
Углеродистая и легированная сталь $\sigma_B = 500 \div 800$ Н/мм ²	0,97	0,89	0,85	0,81	0,78	0,73	0,68	0,61
Легированная сталь $\sigma_B = 800 \div 1200$ Н/мм ²	0,95	0,86	0,81	0,77	0,74	0,69	0,65	0,59
Легированная сталь $\sigma_B = 1200 \div 1400$ Н/мм ²	0,94	0,83	0,77	0,73	0,70	0,66	0,62	0,57

Таблица А.39 - Эффективные коэффициенты концентрации напряжений

Для валов с галтелями							
$\frac{D}{d}$	$\frac{r}{d}$	Коэффициент концентрации напряжений при изгибе K_σ для валов из стали, имеющей σ_B , Н/мм ²			Коэффициент концентрации напряжений при кручении K_τ для валов из стали, имеющей σ_B , Н/мм ²		
		≤ 500	500-1000	≥ 1000	≤ 500	500-1000	≥ 1000





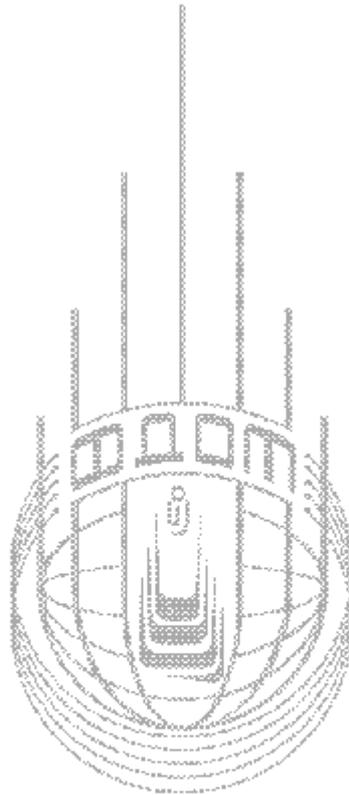
Продолжение таблицы А.39

Для валов с выточками

Плоскостные выточки



$\frac{t}{r}$	$\frac{r}{d}$	Коэффициент концентрации напряжений при изгибе k_σ для валов из стали, имеющей σ_B , Н/мм ²			Коэффициент концентрации напряжений при кручении k_τ для валов из стали, имеющей σ_B , Н/мм ²		
		≤ 500	800-1000	≥ 1000	≤ 500	800-1000	≥ 1000
0,5	0,02	1,77	2,02	2,22	1,46	1,61	1,73
	0,05	1,72	1,87	1,98	1,43	1,52	1,60
	0,10	1,59	1,69	1,77	1,36	1,42	1,46
	0,15	1,45	1,53	1,59	1,27	1,32	1,36
	0,20	1,37	1,41	1,45	1,22	1,25	1,27
1,0	0,02	1,85	2,12	2,35	1,51	1,67	1,81
	0,05	1,80	1,96	2,10	1,48	1,58	1,66
	0,10	1,65	1,76	1,85	1,39	1,47	1,51
	0,15	1,50	1,58	1,65	1,30	1,35	1,39
	0,20	1,45	1,48	1,50	1,27	1,29	1,30
	0,02	1,92	2,21	2,46	1,56	1,73	1,87
	0,05	1,86	2,03	2,18	1,51	1,63	1,71
	0,10	1,70	1,81	1,88	1,41	1,47	1,51
	0,15	1,56	1,63	1,68	1,32	1,36	1,39
	0,20	1,48	1,51	1,52	1,28	1,29	1,30



Факультет
Дистанционных
Образовательных
Технологий



Таблица А.40 - Коэффициенты запаса прочности

<p>1. Значение $[n_1]$ при применении достаточно точных методов расчета должно находиться в пределах $1 \div 1,5$. При менее достоверных методах определения напряженности, а также при повышенных требованиях к жесткости значение $[n_1]$ принимается равным $2 \div 3$, а в отдельных случаях и выше.</p> <p>2. $[n_2]$ отражает однородность материала, чувствительность его к недостаткам механической обработки, отклонения механических свойств от нормативных в результате нарушения технологии изготовления детали.</p>										
Материал	Допускаемое напряжение $[\sigma]_p$ при растяжении, $[\sigma]_c$ при сжатии	Ориентировочные значения частного коэффициента запаса $[n_2]$								
<p><i>Пластичный</i> (одинаково сопротивляющийся растяжению и сжатию при малых пластических деформациях)</p>	$[\sigma]_p = [\sigma]_c = \frac{\sigma_T}{[n]} \quad (1.6)$	<p>$[n_2] = [n_T]$ выбирают в зависимости от степени пластичности материала</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>$\sigma_T : \sigma_e$</th> <th>$[n_T]$</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0,45—0,55</td> <td>1,2—1,5</td> </tr> <tr> <td>0,55—0,70</td> <td>1,5—1,8</td> </tr> <tr> <td>0,70—0,90</td> <td>1,7—2,2</td> </tr> </tbody> </table> <p>Для литых деталей $[n_T] = 1,6 \div 2,5$; бóльшие значения для крупных деталей</p>	$\sigma_T : \sigma_e$	$[n_T]$	0,45—0,55	1,2—1,5	0,55—0,70	1,5—1,8	0,70—0,90	1,7—2,2
$\sigma_T : \sigma_e$	$[n_T]$									
0,45—0,55	1,2—1,5									
0,55—0,70	1,5—1,8									
0,70—0,90	1,7—2,2									
<p><i>Хрупко-пластичный</i> (несколько лучше сопротивляющийся сжатию, чем растяжению при малых пластических деформациях $\sigma_{Tp} < \sigma_{Tc}$)</p>	$[\sigma]_p = \frac{\sigma_{Tp}}{[n]} \quad (1.7)$ $[\sigma]_c = \frac{\sigma_{Tc}}{[n]} \quad (1.8)$	<p>Для литых деталей $[n_T] = 1,6 \div 2,5$; бóльшие значения для крупных деталей</p>								
<p><i>Хрупкий</i> (различно сопротивляющийся растяжению и сжатию: $\sigma_{ep} < \sigma_{ec}$)</p>	$[\sigma]_p = \frac{\sigma_{ep} \epsilon_e}{k_s [n]} \quad (1.9)$ $[\sigma]_c = \frac{\sigma_{ec} \epsilon_e}{k_s [n]} \quad (1.10)$	<p>$[n_2] = [n_e]$ выбирают в зависимости от характера материала</p> <p>Высокопрочная сталь при низком отпуске $[n_e] = 2 \div 3$</p> <p>Хрупкие однородные материалы $[n_e] = 3 \div 4$</p> <p>Весьма хрупкие неоднородные материалы $[n_e] = 3 \div 6$</p>								
<p>3. Коэффициент $[n_3]$ вводят для обеспечения повышенной надежности особо ответственных и дорогостоящих деталей. Величина Коэффициент $[n_3]$ принимается в пределах $1 \div 1,5$.</p>										



Таблица П45 - Коэффициент запаса сцепления β для сцепных муфт

Наименование машин	β
Металлорежущие станки	1,3—1,5
Автомобили	1,2—2
Тракторы	2,0—3,5
Компрессоры, вентиляторы, поршневые насосы, деревообделочные станки	1,3—1,7
Механизмы подъемно-транспортных машин:	
муфты, включаемые без нагрузки	1,25—1,35
муфты, включаемые под нагрузкой	1,35—1,50

Таблица П47 - Значения f и $[p_0]$ для фрикционных муфт

Материал и условия работы	Коэффициент трения f	$[p_0]$, Н/мм ²																		
<i>Работа со смазкой</i>																				
Закаленная сталь по закаленной стали	0,08	0,6—0,8																		
Чугун по чугуну или по закаленной стали	0,08	0,6—0,8																		
Бронза по закаленной стали	0,08	0,4—0,5																		
Сталь по текстолиту	0,15	0,4—0,6																		
<i>Работа без смазки</i>																				
Асбестовые обкладки по стали или чугуну	0,3—0,35	0,2—0,25																		
Чугун по чугуну или по закаленной стали	0,15	0,25—0,30																		
<p>Примечание. Расчетное значение $[p] = [p_0] k$, где k — коэффициент, учитывающий влияние на $[p]$ окружной скорости v_c фрикционного диска (или конуса) на среднем диаметре:</p> <table style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>при v_c, м/с</td> <td>1</td> <td>2</td> <td>2,5</td> <td>3</td> <td>4</td> <td>6</td> <td>8</td> <td>10</td> </tr> <tr> <td>k</td> <td>1,35</td> <td>1,08</td> <td>1,0</td> <td>0,94</td> <td>0,81</td> <td>0,75</td> <td>0,68</td> <td>0,63</td> </tr> </table>			при v_c , м/с	1	2	2,5	3	4	6	8	10	k	1,35	1,08	1,0	0,94	0,81	0,75	0,68	0,63
при v_c , м/с	1	2	2,5	3	4	6	8	10												
k	1,35	1,08	1,0	0,94	0,81	0,75	0,68	0,63												



Таблица А.48 - Шарикоподшипники радиальные однорядные

Условное обозначение подшипников	d	D	B	Динамическая грузоподъемность С, кН	Статическая грузоподъемность С ₀ , кН	Условное обозначение подшипников	d	D	B	Динамическая грузоподъемность С, кН	Статическая грузоподъемность С ₀ , кН
	мм						мм				
<i>Особо легкая серия 100</i>						212	60	110	22	40,3	30,9
104	20	42	12	7,21	4,45	213	65	120	23	44,0	34,0
105	25	47	12	7,75	4,92	214	70	125	24	47,9	37,4
106	30	55	13	10,2	6,88	215	75	130	25	50,9	41,1
107	35	62	14	12,2	8,46	<i>Средняя серия 300</i>					
108	40	68	15	12,9	9,26	306	30	72	19	21,6	14,8
<i>Легкая серия 200</i>						307	35	80	21	25,7	17,6
204	20	47	14	9,81	6,18	308	40	90	23	31,3	22,3
205	25	52	15	10,8	6,95	309	45	100	25	37,1	26,2
206	30	62	16	15,0	10,0	310	50	110	27	47,6	35,6
207	35	72	17	19,7	13,6	311	55	120	29	54,9	41,8
208	40	80	18	25,1	17,8	312	60	130	31	62,9	48,4
209	45	85	19	25,2	17,8	313	65	140	33	71,3	55,6
210	50	90	20	27,0	19,0	314	70	150	35	80,1	63,3
211	55	100	21	33,0	20,0	315	75	160	37	87,3	71,4
						316	80	170	39	94,6	80,1

$\frac{A}{C_0}$	Y_0	e
0,014	2,30	0,19
0,028	1,99	0,22
0,056	1,71	0,26
0,084	1,55	0,28
0,110	1,45	0,30
0,170	1,31	0,34
0,280	1,15	0,38
0,420	1,04	0,42
0,560	1,00	0,44

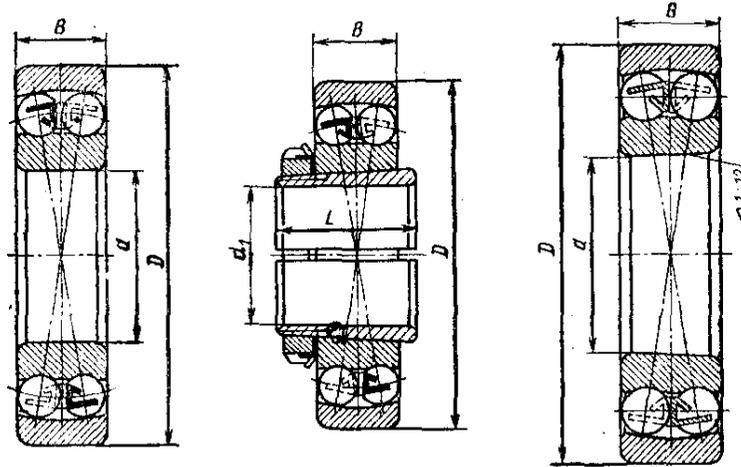
$X_0 = 0,6; Y_0 = 0,5.$

$X = 0,56; Y$ — см. табл. при $\frac{A}{K_R R} > e$

$X = 1,0, Y = 0$ при $\frac{A}{K_R R} \leq e.$



Таблица А.49 - Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные



Условное обозначение подшипника			d	d_1	D	B	L	Динамическая грузоподъемность C , кН	$\frac{A}{K_k R} \leq e$		$\frac{A}{K_k R} > e$		e	Статическая грузоподъемность C_0 , кН	Y_0
Тип 1000	Тип 11000	Тип 111000	мм						X	Y	X	Y			
<i>Легкая серия</i>															
1210	11209	111210	50	45	90	20	35	17,4		3,134		4,850	0,214	10,8	3,283
1211	11210	111211	55	50	100	21	37	20,6		3,232		5,002	0,195	13,3	3,386
1212	11211	111212	60	55	110	22	38	23,3		3,407		5,273	0,185	15,5	3,569
1213	11212	111213	65	60	120	23	40	23,9	I	3,705	0,65	5,734	0,170	17,2	3,882
1214	—	—	70	—	125	24	—	26,5		3,509		5,431	0,179	18,7	3,676
1215	11213	111215	75	65	130	25	43	29,9		3,596		5,566	0,175	21,4	3,767
1216	11214	111216	80	70	140	26	46	30,8		3,944		6,105	0,160	23,5	4,132
<i>Средняя серия</i>															
1310	11309	111310	50	45	110	27	42	33,4		2,676		4,141	0,235	17,5	2,803
1311	11310	111311	55	50	120	29	45	39,8		2,696		4,173	0,234	22,4	2,824
1312	11311	111312	60	55	130	31	47	44,9		2,800		4,334	0,225	26,6	2,934
1313	11312	111313	65	60	140	33	50	48,2		2,785		4,311	0,226	29,3	2,918
1314	—	—	70	—	150	35	—	57,5		2,813		4,354	0,224	35,2	2,947
1315	11313	111315	75	65	160	37	55	61,2		—		4,390	0,222	38,3	2,972
1316	11314	111316	80	70	170	39	59	68,5		—		4,515	0,216	42,2	3,056

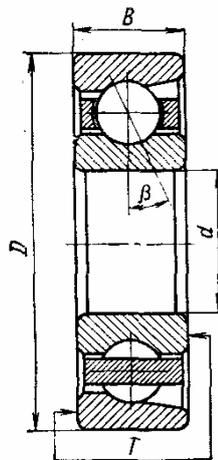


Таблица А.50 - Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами

Условное обозначение подшипника			d	D	B	Динамическая грузоподъемность C , кН	Статическая грузоподъемность C_0 , кН
Тип 2000	Тип 32000	Тип 42000	мм				
<i>Легкая узкая серия</i>							
2204	32204	42204	20	35	11	11,6	7,20
2205	—	42205	25	52	15	13,1	8,41
2206	32206	42206	30	62	16	16,9	11,12
2207	—	42207	35	72	17	25,0	17,10
2208	32208	42208	40	80	18	32,9	23,40
2209	32209	—	45	85	19	34,5	25,10
2210	32210	42210	50	90	20	37,8	28,45



Таблица А.51 - Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные



Тип 36000 $\beta = 12^\circ$. Тип 46000 $\beta = 26^\circ$

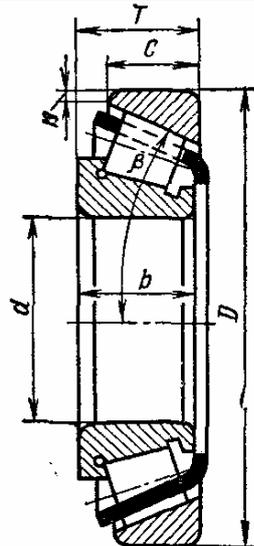
Условное обозначение подшипника		d	D	B	T	Динамическая грузоподъемность C , кН		Статическая грузоподъемность C_0 , кН	
Тип 36000	Тип 46000	мм				Тип 36000	Тип 46000	Тип 36000	Тип 46000
<i>Средняя серия</i>									
36305	46305	25	62	17	17	21,6	20,7	15,9	14,6
36306	46306	30	72	19	19	26,4	25,1	20,0	18,3
36307	46307	35	80	21	21	34,3	32,8	26,9	24,7
36308	46308	40	90	23	23	40,5	38,4	32,8	30,1
36309	46309	45	100	25	25	49,5	47,2	40,2	37,0
36310	46310	50	110	27	27	58,1	55,2	47,9	43,9
—	46311	55	120	29	29	—	67,6	—	56,3
36312	46312	60	130	31	31	81,4	77,3	71,1	65,3
36313	46313	65	140	33	33	92,3	87,3	81,6	74,9
—	46314	70	150	35	35	—	98,1	—	85,3

$\frac{A}{C_0}$	Y	e
0,014	1,81	0,30
0,29	1,62	0,34
0,051	1,46	0,37
0,086	1,34	0,41
0,110	1,22	0,45
0,170	1,13	0,48
0,290	1,04	0,52
0,430	1,01	0,54
0,570	1,00	0,54

<i>Тип 36000</i>	<i>Тип 46000</i>
$X_0 = 0,5; Y_0 = 0,47.$	$X_0 = 0,56; Y_0 = 0,37.$
$X = 1;$	$X = 1;$
Y — см. табл. при $\frac{A}{K_k R} > e.$	$Y = 0,92$ при $\frac{A}{K_k R} > 0,68$
$X = 1;$	$X = 1;$
$Y = 0$ при $\frac{A}{K_k R} \leq e.$	$Y = 0$ при $\frac{A}{K_k R} \leq 0,68$



Таблица А.52 - Роликоподшипники конические однорядные



Условное обозначение подшипников	d	D	T		b	c	Динамическая грузоподъемность C, кН	Y	e	Статическая грузоподъемность C ₀ , кН	Y ₀
			наиб.	наим.							
			мм								
<i>Легкая серия</i>											
7206	30	62	17,5	17,0	16	14	29,2	1,645	0,365	21,9	0,905
7207	35	72	18,5	18,0	17	15	34,5	1,624	0,369	25,8	0,893
7208	40	80	20,0	19,5	20	16	41,6	1,565	0,383	32,1	0,861
7209	45	85	20,5	20,0	19	16	41,9	1,450	0,414	32,8	0,798
7210	50	90	22,0	21,5	21	17	51,9	1,604	0,374	39,8	0,882
7211	55	100	23,0	22,5	21	18	56,8	1,459	0,411	45,2	0,802
7212	60	110	24,0	23,5	23	19	70,8	1,710	0,351	32,4	0,940
7214	70	125	20,5	26,0	26	21	94,0	1,124	0,309	80,5	0,893
<i>Средняя серия</i>											
7304	20	52	16,5	16,0	16	13	24,5	2,026	0,296	17,4	1,114
7305	25	62	18,5	18,0	17	15	29,0	1,666	0,360	20,5	0,916
7306	30	72	21,0	20,5	19	17	39,2	1,780	0,337	29,3	0,979
7307	35	80	23,0	22,5	21	18	47,2	1,881	0,319	34,6	1,035
7308	40	90	25,5	25,0	23	20	59,8	2,158	0,278	45,1	1,187
7309	45	100	27,5	27,0	26	22	74,6	2,090	0,287	58,2	1,150
7310	50	110	29,5	29,0	29	23	94,7	1,937	0,310	74,4	1,065
7311	55	120	32,0	31,0	29	25	100	1,804	0,332	79,9	0,992
7312	60	130	34,0	33,0	31	27	116	1,966	0,305	94,4	1,081
7313	65	140	36,5	35,5	33	28	131	1,966	0,305	109	1,081
7314	70	150	38,5	37,5	37	30	165	1,937	0,310	134	1,065
7315	75	160	40,5	39,5	37	31	174	1,829	0,328	145	1,006
<i>Средняя широкая серия</i>											
7605	25	62	25,5	25,0	24,0	21,0	44,6	2,194	0,273	35,9	1,205
7606	30	72	29,0	28,5	29,0	23,0	60,1	1,882	0,319	50,0	1,035
7607	35	80	33,0	32,5	31,0	27,0	70,2	2,026	0,296	60,3	1,114
7608	40	90	35,5	35,0	33,0	28,5	78,5	2,026	0,296	65,9	1,114
7609	45	100	38,5	38,0	36,0	31,0	102	2,058	0,291	88,8	1,131
7610	50	110	42,5	42,0	40,0	34,0	120	2,026	0,296	106	1,114

$$X_0 = 0,5; \quad X = 0,4; \quad Y - \text{см. табл. при } \frac{A}{K_R R} > e;$$

$$Y_0 = \text{см. табл.}; \quad X = 1; \quad Y = 0 \text{ при } \frac{A}{K_R R} \leq e; \quad \beta = 12 \div 16^\circ.$$



Таблица А.53 - Шарикоподшипники упорные

Условное обозначение подшипников		Размеры, мм						Динамическая грузоподъемность С, кН	Статическая грузоподъемность С ₀ , кН
Тип 8000	Тип 38000	d	d ₂	D	H	H ₁	h		
		мм							
<i>Особо легкая серия</i>									
8105	—	25	—	42	11	—	3,2	12,2	25,6
8106	—	30	—	47	11	—	3,2	13,5	28,6
8107	—	35	—	52	12	—	3,6	16,4	36,4
8108	—	40	—	60	13	—	3,6	22,4	49,8
8109	—	45	—	65	14	—	4,1	23,8	54,9
8110	—	50	—	70	14	—	4,1	25,1	59,8
<i>Легкая серия</i>									
8206	38206	30	25	52	16	29	4,8	22,5	46,2
8207	38207	35	30	62	18	34	5,0	30,8	66,5
8208	38208	40	30	68	19	36	5,2	36,6	78,0
8209	38209	45	35	73	20	37	5,7	38,6	88,5
8210	38210	50	40	78	22	39	6,3	45,0	103
8211	38211	55	45	90	25	45	7,1	55,4	126
8212	38212	60	50	95	26	46	7,3	64,4	151
<i>Средняя серия</i>									
8305	—	25	—	52	18	—	5,0	25,2	48,9
8306	—	30	—	60	21	—	6,0	32,3	66,6
8307	—	35	—	68	24	—	7,0	40,0	83,4
8308	—	40	—	78	26	—	7,6	50,3	107
8309	—	45	—	85	28	—	8,2	58,1	130
8310	—	50	—	95	31	—	9,1	69,6	161
8311	—	55	—	105	35	—	10,1	90,3	213
8312	—	60	—	110	35	—	10,1	90,3	213



Таблица А.54 - Значения коэффициента безопасности K_6

Характер нагрузки	K_6	Примеры
Спокойная (без толчков)	1	Ролики ленточных транспортеров
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125% от расчетной нагрузки	1—1,2	Прецизионные зубчатые передачи, блоки, легкие вентиляторы и воздуходувки
Умеренные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 150% от расчетной нагрузки	1,3—1,5	Редукторы всех конструкций
То же, в условиях повышенной надежности	1,5—1,8	Центрифуги и сепараторы; энергетическое оборудование
Значительные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 200% от расчетной нагрузки	1,9—2,5	Валки среднесортных прокатных станов; дробилки для руды и камней; ковочные машины; зубчатые передачи 9-й степени точности
С сильными ударами и кратковременными перегрузками, достигающими 300% от расчетной нагрузки	2,5—3,0	Тяжелые ковочные машины; валки крупносортных прокатных станов, блюмингов и слябингов; рольганги ножниц и манипуляторов; лесопильные рамы

Таблица А.55 - Значения температурного коэффициента K_T

Рабочая температура подшипника, °С	До 100	125	150	175	200	225	250	300	350
K_T	1,0	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4	1,6	2,0

Дистанционных
Образовательных
Технологий