

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ



ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БАШКИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Валеев В.Ш.

П Р А К Т И К У М
ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН И
ОСНОВАМ КОНСТРУИРОВАНИЯ
(учебное пособие)

Предназначено для бакалавров и (или) специалистов, в учебной программе которых предусмотрена дисциплина «Детали машин и основы конструирования»

У ф а - 2 0 0 8

УДК 621.8 (07)
ББК 34.44 (Я7)
В15

Печатается по решению Методической комиссии факультета механи-
зации сельского хозяйства БАУ (протокол № 54 от 19 июня 2008 г.)

Автор: Валеев В.Ш.

Рецензент: доктор технических наук, профессор кафедры деталей ма-
шин и ТММ Уфимского авиационно-технического университета Шустер
Л.Ш.

В15 Практикум по деталям машин и основам конструирования. Учеб-
ное пособие / Валеев В.Ш. – Уфа: БашГАУ, 2008. – 79 с.

ISBN 5-7456-0067-5

Практикум содержит задачи по основным разделам дисциплины «Де-
тали машин и основы конструирования», вопросы для самоподготовки, при-
меры решения задач и приложения. Пособие может быть использовано сту-
дентами во время практических занятий, коллоквиумов, зачётов и экзаменов,
а также в качестве задания по РГР.

УДК 621.8 (07)
ББК 34.44 (Я7)

ISBN 5-7456-0067-5

© Валеев В.Ш.
© Башкирский государственный
аграрный университет

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1 Соединения	5
1.1 Вопросы для самоподготовки по разделу «Соединения»	5
1.2 Резьбовые соединения	6
1.3 Сварные соединения	20
2 Ремённые передачи	34
3. Зубчатые передачи (цилиндрические, конические, червячные)	46
4. Валы и подшипники качения	58
Библиографический список	76
Приложения	76

ВВЕДЕНИЕ

Для закрепления теоретических разделов курса «Детали машин и основы конструирования», приобретения навыков в использовании технической литературы, справочников, государственных и отраслевых стандартов необходимы практические занятия по решению задач.

В пособии подобраны, в основном, такие задачи, которые по затратам времени на их решение можно использовать во время практических занятий, коллоквиумов, зачётов и экзаменов, а набор из нескольких задач вполне подойдёт в качестве расчётно-графического задания на дом. Для удобства в приложении приведены наиболее часто употребляемые справочные таблицы. Приводятся также примеры решения некоторых задач.

Естественно, для решения задач студенту необходимо проработать соответствующий материал по рекомендуемым учебникам и пособиям, список которых приведён ниже. Если задачи включены в расчётно-графические задания в рамках самостоятельной работы с последующим их оформлением, то при использовании справочных данных необходимо делать ссылку на источник. При использовании ГОСТа достаточно указать его номер. Все расчётные формулы должны записываться в общем виде, затем вместо букв и символов в том же порядке следует проставить их числовые значения, приведённые к соответствующей размерности без её указания, и запись окончательного результата с указанием размерности полученной величины. Если расчёты повторяются, то их результаты необходимо свести в таблицу.

Числовые значения исходных данных к расчёту каждой задачи имеют 10 вариантов. Это сделано с целью охвата большего контингента студентов, осваивающих один и тот же теоретический материал.

Пособие будет полезно и студентам заочного обучения, так как самостоятельное решение задач будет способствовать более успешному усвоению материала.

1 С О Е Д И Н Е Н И Я

1.1 Вопросы для самоподготовки по разделу «Соединения»

Приведём минимальный перечень вопросов, ответы на которые помогут студентам при подготовке к самостоятельным работам, коллоквиумам, зачётам и экзаменам по разделу «Соединения».

- 1) Геометрические параметры резьбы.
- 2) Силовые соотношения в резьбе. Момент заворачивания гайки.
- 3) Распределение нагрузки по виткам резьбы и его учёт при расчёте на прочность.
- 4) Расчёт резьбы на прочность.
- 5) Приведённый угол трения в резьбе прямоугольного, трапецеидального и треугольного профиля.
- 6) Самоторможение в резьбе. КПД винтовой пары.
- 7) Высота стандартной гайки. Глубина резьбы под шпильки. Дать теоретическое обоснование.
- 8) Выбор типа крепёжной резьбы. Дать теоретическое обоснование.
- 9) Выбор типа ходовой резьбы. Дать теоретическое обоснование.
- 10) Расчёт стержня болта, нагруженного только внешней растягивающей нагрузкой.
- 11) Расчёт стержня болта, нагруженного только силой затяжки. Внешняя нагрузка отсутствует.
- 12) Обосновать применение зависимости $F_p = 1,3 F_{зат}$, (где F_p - расчётная нагрузка, $F_{зат}$ - сила затяжки болта) при расчёте затянутых болтов с метрической резьбой.
- 13) Расчёт болтового соединения, нагруженного сдвигающей силой.
- 14) Расчёт стержня болта, предварительно затянутого и нагруженного внешней силой, раскрывающей стык.
- 15) Влияние податливости болта и деталей на коэффициент внешней нагрузки. Расчётная нагрузка болта при различных материалах прокладки.
- 16) Расчёт стержня бота при эксцентричном приложении нагрузки.
- 17) Расчёт групповых болтовых соединений, нагруженных сдвигающей силой. Определение суммарной силы на наиболее нагруженный болт.
- 18) Определение допускаемых напряжений при расчёте резьбовых соединений на прочность.
- 19) Расчёт фундаментных болтов крепления корпусных деталей к бетонному или кирпичному основанию.
- 20) Расчёт фундаментных болтов крепления корпусных деталей к стальной раме (плите).

- 21) Винтовые передачи. Критерии работоспособности и расчёта. Расчётные и проектные формулы.
- 22) Расчёт стержня винтового домкрата с последующей проверкой прочности на сжатие с устойчивостью.
- 23) Расчёт параметров гайки винтового домкрата.
- 24) Расчёт рукоятки винтового домкрата.
- 25) Расчёт клеммовых болтовых соединений при нагружении осевой силой.
- 26) Расчёт клеммовых болтовых соединений при нагружении крутящим моментом.
- 27) Расчёт клеммовых болтовых соединений при совместном нагружении осевой силой и крутящим моментом.
- 28) Сварные соединения. Основные способы сварки. Конструкция сварных швов и соединений. Коэффициент прочности сварного шва и сварного соединения. Выбор рациональных способов сварки.
- 29) Расчёт стыковых сварных соединений (со сплошным проваром) при различных случаях нагружения. Учёт переменности нагрузки.
- 30) Расчёт нахлесточных лобовых сварных соединений при различных случаях нагружения.
- 31) Расчёт нахлесточных фланговых сварных швов при различных случаях нагружения.
- 32) Расчёт нахлесточных комбинированных сварных швов при различных случаях нагружения.
- 33) Расчёт тавровых сварных соединений (сварка встык со сплошным проваром и угловыми швами) при различных случаях нагружения.
- 34) Предельная длина флангового шва $l_{\phi} \leq 50 K$ (K – катет шва). Дать теоретическое обоснование. Расчёт фланговых сварных швов при асимметричном приложении нагрузки.
- 35) Определение допускаемых напряжений при расчёте сварных соединений.

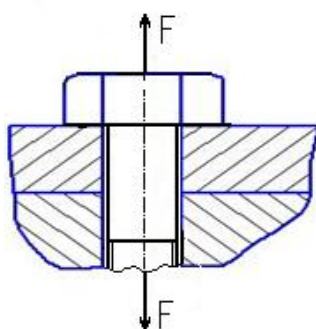


Рисунок 1.2

1.2 Резьбовые соединения

Пример. Проверить прочность болта М12 ($d_1 = 10,106$ мм), нагруженного силой затяжки $F_{\text{зат}} = 3$ кН и внешней силой $F_{\text{вн}} = 2$ кН, раскрывающей стык. Материал болта – сталь 35.

Решение

Запишем условие прочности стержня болта:

$$\sigma = 4F_p / (\pi d_1^2) \leq [\sigma], \quad (1.1)$$

где F_p – расчётная нагрузка, Н;

$\pi d_1^2 / 4$ – площадь поперечного сечения, мм².

Определим величину допускаемого напряжения материала болта при растяжении [1]:

$$[\sigma] = \sigma_T / s, \quad (1.2)$$

где $\sigma_T = 320$ МПа – предел текучести стали 35;

s – коэффициент безопасности (запас прочности). Принимаем $s = 4,5$.

$$[\sigma] = 320 / 4,5 = 70 \text{ МПа.}$$

$$F_p = 1,3 F_{\text{зат}} + \chi F_{\text{вн}}, \quad (1.3)$$

где 1,3 – коэффициент, учитывающий кручение стержня болта при затяжке вследствие момента трения в резьбе;

$F_{\text{зат}} = 3000$ Н (дано по условию);

$\chi = 0,2 \dots 0,3$ – коэффициент внешней нагрузки. Примем $\chi = 0,25$;

$F_{\text{вн}} = 2000$ Н (дано по условию).

$$F_p = 1,3 \cdot 3000 + 0,25 \cdot 2000 = 4400 \text{ Н.}$$

Подставляя в (1), находим:

$$\sigma = 4 \cdot 4400 / (\pi \cdot 10,106^2) = 54,85 \text{ МПа.}$$

$\sigma = 54,85 \text{ МПа} < 70 \text{ МПа} = [\sigma]$, следовательно, прочность болта обеспечена.

Задача 1.2.1

Определить напряжение в стержне болта, которое возникает при затягивании гайки нормальным ключом с длиной рукоятки $L \approx 15 d$. Коэффициент трения в резьбе и на торце гайки $f = 0,15$. Размер гайки под ключ D_1 . Болт поставлен с зазором с диаметром отверстия под болт d_o . Рабочее усилие, приложенное к ключу F_p .

Таблица 1.2.1. Исходные данные к задаче 1.2.1

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размер болта	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27
D_1 , мм	14	17	19	22	24	27	30	32	36	41
d_o , мм	9	11	13	15	17	19	21	23	25	28
F_p , Н	100	120	140	150	160	170	180	190	200	210

Задача 1.2.2

Болт нагружен силой затяжки, создавшей в стержне напряжение $\sigma = 160$ МПа. Высота гайки H . Определить напряжения среза и смятия в резьбе.

Таблица 1.2.2. Исходные данные к задаче 1.2.2

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размер болта	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27
H , мм	7	8	10	11	13	15	16	18	20	22

Задача 1.2.3

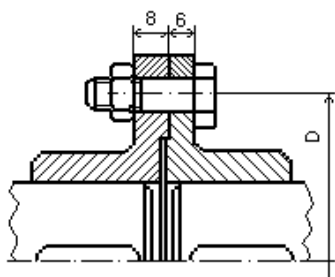


Рисунок 1.2.3

Фланцевая муфта передает крутящий момент T , имеющей диаметр по осям болтов D , число болтов Z . Материал болтов и дисков муфты – сталь Ст3. Определить размер болтов, поставленных в отверстия:

- без зазора;
- с зазором.

Таблица 1.2.3. Исходные данные к задаче 1.2.3

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , Н·мм	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300
D , мм	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
Z	3	3	3	4	4	4	6	6	6	6

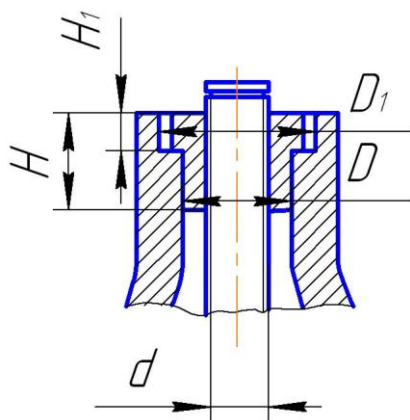


Рисунок 1.2.4

Задача 1.2.4

Определить параметры гайки винтового домкрата D , D_1 , H , H_1 . Домкрат имеет однозаходную трапецеидальную резьбу с параметрами d , d_1 , d_2 , p , грузоподъемность F , допускаемое напряжение смятия в сопряжении винт-гайка $[\sigma_{см}]$. Для материала гайки допускаемые напряжения: на растяжение $[\sigma_p] = 30$ МПа, на смятие $[\sigma_{см}] = 120$ МПа.

Таблица 1.2.4. Исходные данные к задаче 1.2.4

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
d, мм	40	42	46	52	50	52	55	50	55	55
d ₁ , мм	34	36	38	44	42	44	47	42	47	47
d ₂ , мм	37	39	42	48	46	48	51	46	51	51
p, мм	6	6	8	8	8	8	8	8	8	8
[σ _{см}], МПа	5	5	5	5	6	6	6	8	8	8

Задача 1.2.5

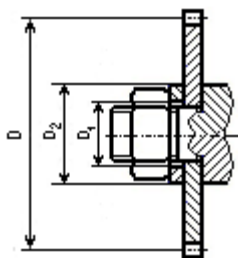


Рисунок 1.2.5

Окружная сила резания дисковой пилы F_t , диаметр по зубьям D , наружный диаметр зажимной шайбы D_1 , диаметр отверстия пилы D_2 . Рассчитать резьбу из стали 40 для крепления пилы. Принять: коэффициент трения в зажиме $f = 0,15$, коэффициент надёжности соединения $K = 5$.

Таблица 1.2.5. Исходные данные к задаче 1.2.5

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , Н	300	300	300	300	250	250	250	200	200	200
D , мм	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
D_1 , мм	50	50	60	60	60	70	70	80	80	80
D_2 , мм	30	30	35	35	35	40	40	40	40	40

Задача 1.2.6

Рабочий затягивает гайку ключом с длиной рукоятки $L = 15d$ до появления в стержне болта напряжений, равных $\sigma = 200$ МПа. Размер гайки под ключ D_1 , коэффициент трения в резьбе и на торце гайки $f = 0,15$. Определить рабочее усилие F_p , приложенное к ключу.

Таблица 1.2.6. Исходные данные к задаче 1.2.6

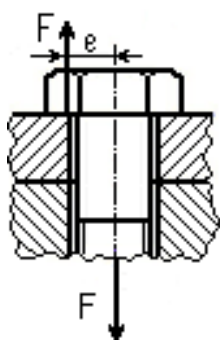
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размер болта	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27
D_1 , мм	14	17	19	22	24	27	30	32	36	41

Задача 1.2.7

Вычислить момент трения в резьбе болта, возникающий при затяжке гайки ключом. Коэффициент трения в резьбе $f = 0,15$.

Таблица 1.2.7. Исходные данные к задаче 1.2.7

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размер болта	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27
D_1 , мм	14	17	19	22	24	27	30	32	36	41



Задача 1.2.8

Болт из стали Ст3 нагружен силой F . В результате неточности изготовления сила F на опорной поверхности смещена от оси болта на величину e . На сколько процентов наибольшие нормальные напряжения в стержне болта оказались больше, чем у болта, изготовленного точно?

Рисунок 1.2.8

Таблица 1.2.8. Исходные данные к задаче 1.2.8

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размер болта	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30
e , мм	8	9	10	11	12	14	15	16	17	18

Задача 1.2.9

Клеммовый рычаг длиной l неподвижно соединён с валом диаметром $d = 40$ мм и нагружен силой F . Коэффициент трения в соединении $f = 0,18$. Определить размер стяжного болта из стали 40. Коэффициент надёжности соединения принять $K = 1,5$.

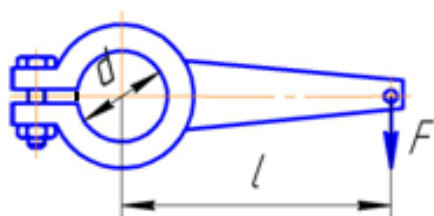


Рисунок 1.2.9

Таблица 1.2.9. Исходные данные к задаче 1.2.9

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,6	2,8
l , мм	400	390	380	370	360	350	340	330	320	310

Задача 1.2.10

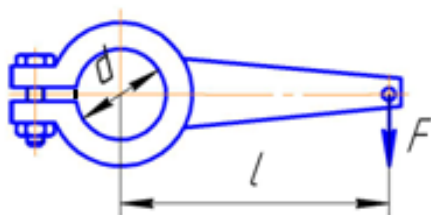


Рисунок 1.2.10

Клеммовое соединение затянуто одним болтом из стали 40 и нагружено крутящим моментом $T = Fl$ при коэффициенте надёжности соединения $K = 1,5$. Диаметр вала $d = 40$ мм, коэффициент трения $f = 0,18$. Проверить прочность болта.

Таблица 1.2.10. Исходные данные к задаче 1.2.10

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размер болта	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36	M39
$T=Fl$, Н·м	100	150	200	250	300	400	480	550	650	800

Задача 1.2.11

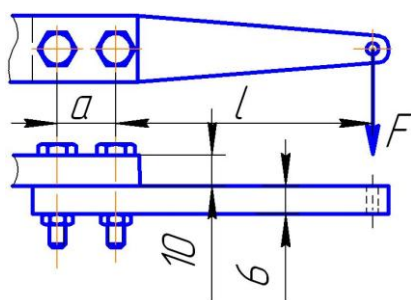


Рисунок 1.2.11

Рычаг прикреплен к пластине двумя болтами. Материал болтов и пластин – сталь Ст3, коэффициент трения $f = 0,15$. Произвести расчёт болтов, поставленных в отверстия:

- без зазора;
- с зазором.

Таблица 1.2.11. Исходные данные к задаче 1.2.11

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, Н	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
l , мм	500	400	470	460	450	440	430	420	410	400
a , мм	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80

Задача 1.2.12

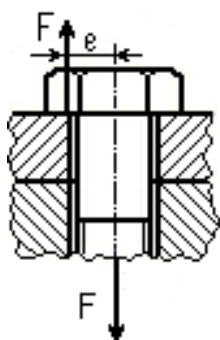


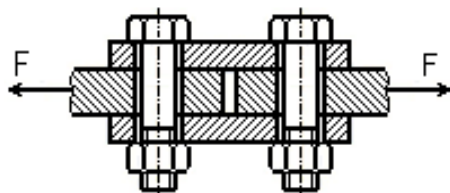
Рисунок 1.2.12

Определить при каком усилии затяжки эквивалентное напряжение в стержне болта станет равно $\sigma_{\text{эв}} = 120$ МПа. Эксцентриситет $e = 0,5d_1$.

Таблица 1.2.12. Исходные данные к задаче 1.2.12

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размер болта	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30

Задача 1.2.13



Проверить прочность болтового соединения. Болты поставлены с зазором, коэффициент трения $f = 0,15$, коэффициент надёжности соединения $K = 1,5$.

Рисунок 1.2.13

Таблица 1.2.13. Исходные данные к задаче 1.2.13

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размер болта	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30
F, кН	0,8	1,2	1,6	2,3	2,8	3,6	4,4	5,2	6,6	8,5

Задача 1.2.14

Определить КПД винтовой пары метрической резьбы. Коэффициент трения в резьбе $f = 0,15$.

Таблица 1.2.14. Исходные данные к задаче 1.2.14

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размер болта	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30

Задача 1.2.15

Определить КПД винтовой пары однозаходной трапецеидальной резьбы с параметрами d_2 , p . Коэффициент трения в резьбе $f = 0,1$.

Таблица 1.2.15. Исходные данные к задаче 1.2.15

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d_2 , мм	37	39	42	46	48	51	56	60	65	70
p , мм	6	6	8	8	8	8	8	10	10	10

Задача 1.2.16

Определить КПД винтовой пары двухзаходной трапецеидальной резьбы с параметрами: средний диаметр d_2 , шаг p . Коэффициент трения в резьбе $f = 0,1$.

Таблица 1.2.16. Исходные данные к задаче 1.2.16

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d_2 , мм	25	28	32	36	40	44	50	50	55	60
p , мм	5	5	6	6	6	8	8	12	8	8

Задача 1.2.17

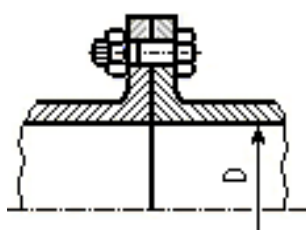


Рисунок 1.2.17

Рассчитать болты фланцевого соединения водонапорных труб дождевальной установки при давлении воды p . Материал болтов – сталь Ст3, прокладка паронитовая ($\chi = 0,6$), число болтов Z .

Таблица 1.2.17. Исходные данные к задаче 1.2.17

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
p , МПа	0,6	0,55	0,5	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5
D , мм	100	100	120	160	160	150	160	180	180	180
Z	6	6	6	8	8	8	8	10	10	10

Задача 1.2.18

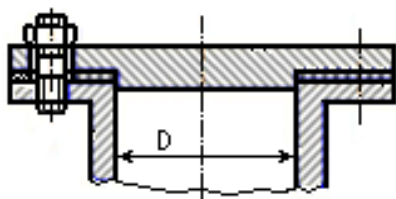


Рисунок 1.2.18

Рассчитать шпильки, которыми крышка крепится к паровому цилиндру. Давление пара переменное от $p_{\min} = 0$ до p_{\max} . Материал шпилек – сталь Ст3, прокладка паронитовая ($\chi = 0,6$), число болтов Z .

Таблица 1.2.18. Исходные данные к задаче 1.2.18

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
p , МПа	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65
D , мм	500	500	480	460	460	450	450	440	430	420
Z	20	20	18	18	18	18	18	16	16	16

Задача 1.2.19

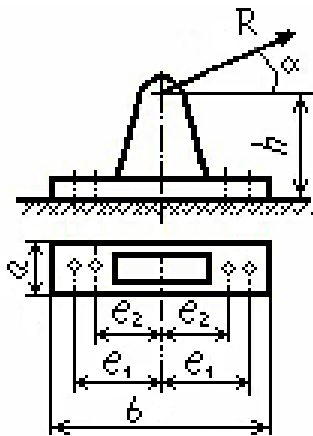


Рисунок 1.2.19

Кронштейн прикреплен к бетонному фундаменту 4-мя анкерными болтами (заделанными в бетон) из стали Ст3. Коэффициент трения в стыке $f = 0,35$. Произвести расчёт болтов, соблюдая условия нераскрытия и неподвижности стыка, а также прочности бетона на смятие при его допускаемом напряжении на смятие $[\sigma_{см}] = 1,8$ МПа.

Таблица 1.2.19. Исходные данные к задаче 1.2.19

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
R, кН	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
α в градусах	30	35	40	45	25	30	35	40	45	35
h, мм	500	500	500	480	480	450	450	420	400	400
a, мм	100	100	100	100	110	110	120	120	120	120
b, мм	500	500	500	500	550	550	560	560	560	580
e_1 , мм	200	200	200	200	250	250	260	260	260	265
e_2 , мм	175	175	175	175	220	220	230	230	230	235

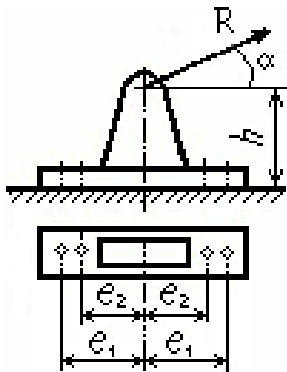


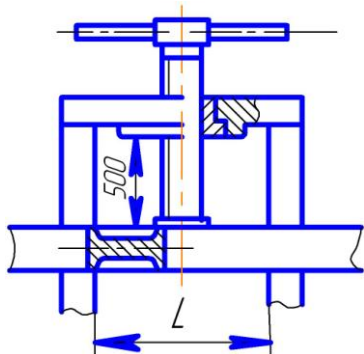
Рисунок 1.2.20

Задача 1.2.20

Кронштейн прикреплен к стальной плите 4-мя болтами из стали Ст3. Коэффициент трения в стыке $f = 0,15$. Произвести расчёт болтов, соблюдая условия нераскрытия и неподвижности стыка.

Таблица 1.2.20. Исходные данные к задаче 1.2.20

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
R, кН	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
α в градусах	30	30	30	30	30	45	45	45	45	45
h, мм	500	500	500	500	500	450	450	450	400	400
e_1 , мм	250	250	250	250	250	225	225	225	240	240
e_2 , мм	220	220	220	220	220	200	200	200	210	210



Задача 1.2.21

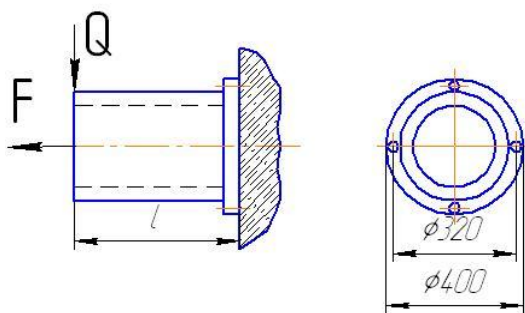
Рассчитать винт и гайку пресса для сгибания двутавровых балок в изображённом на рисунке положении. Расстояние между опорными лапами пресса L .

Рисунок 1.2.21

Таблица 1.2.21. Исходные данные к задаче 1.2.21

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ двутавра	10	12	14	16	18	18а	20	20а	22	24
L , м	0,8	0,8	0,8	1	1	1	1,2	1,2	1,4	1,4

Задача 1.2.22

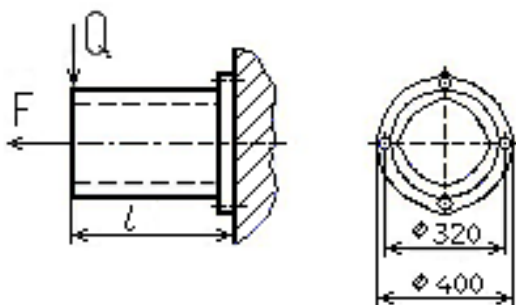


Рассчитать болты крепления трубы к бетонной стене, соблюдая условия нераскрытия и неподвижности стыка, а также прочности бетона на смятие при его допустимом напряжении $[\sigma_{см}] = 2$ МПа. Коэффициент трения сталь-бетон $f = 0,35$, материал болтов – сталь 40.

Рисунок 1.2.22

Таблица 1.2.22. Исходные данные к задаче 1.2.22

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	10	12	14	16	18	20	22	24	25	26
Q , кН	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
l , мм	500	500	500	500	500	400	400	400	400	400



Задача 1.2.23

Рассчитать болты крепления трубы к стальной плите, соблюдая условия нераскрытия и неподвижности стыка. Коэффициент трения принять $f = 0,15$, материал болтов – сталь 40.

Рисунок 1.2.23

Таблица 1.2.23. Исходные данные к задаче 1.2.23

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	10	12	14	16	18	20	22	24	25	26
Q, кН	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
l, мм	500	500	500	500	500	400	400	400	400	400

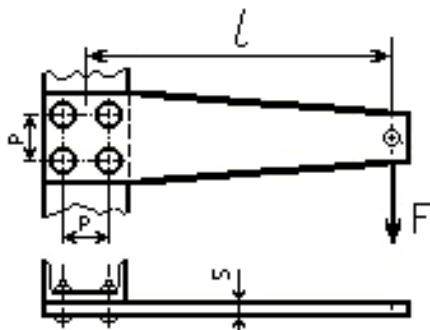


Рисунок 1.2.24

Задача 1.2.24

Косынка крепится к швеллеру четырьмя болтами. Материалы всех деталей сталь Ст3. Определить размеры болтов, поставленных без зазора.

Таблица 1.2.24. Исходные данные к задаче 1.2.24

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	10	12	14	16	18	20	22	24	25	26
p, мм	100	100	100	100	120	120	120	120	120	120
l, мм	500	500	500	500	500	400	400	400	400	400

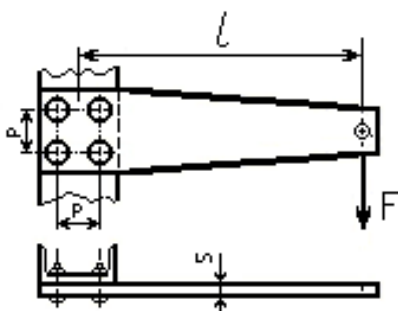


Рисунок 1.2.25

Задача 1.2.5

Косынка крепится к швеллеру четырьмя болтами. Материалы всех деталей сталь Ст3. Определить размеры болтов, поставленных с зазором.

Таблица 1.2.25. Исходные данные к задаче 1.2.25

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	10	12	14	16	18	20	22	24	25	26
p, мм	100	100	100	100	120	120	120	120	120	120
l, мм	500	500	500	500	500	400	400	400	400	400

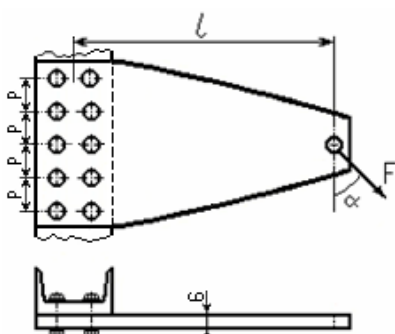


Рисунок 1.2.26

Задача 1.2.26

Произвести расчёт болтов крепления косынки к швеллеру. Материал деталей сталь Ст3. нагрузка статическая, болты поставлены без зазора с шагом $p = 100$ мм.

Таблица 1.2.26. Исходные данные к задаче 1.2.26

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5
l, мм	1000	950	900	850	800	750	700	650	600	550
α (в градусах)	30	25	20	15	10	35	40	45	50	55

Задача 1.2.27

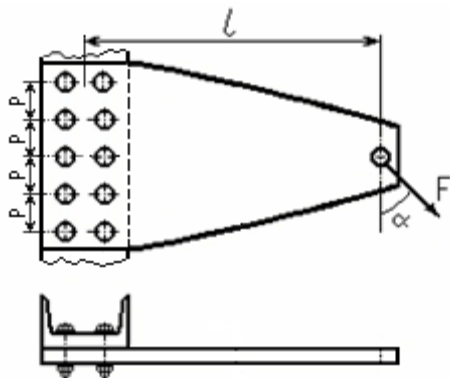


Рисунок 1.2.27

Произвести расчёт болтов крепления косынки к швеллеру. Материал деталей сталь Ст3. нагрузка статическая, болты поставлены с зазором с шагом $p = 100$ мм. Коэффициент трения в стыке $f = 0,15$.

Таблица 1.2.27. Исходные данные к задаче 1.2.27

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
l, мм	1000	950	900	850	800	750	700	650	600	550
α (в градусах)	30	25	20	15	10	35	40	45	50	55

Задача 1.2.28

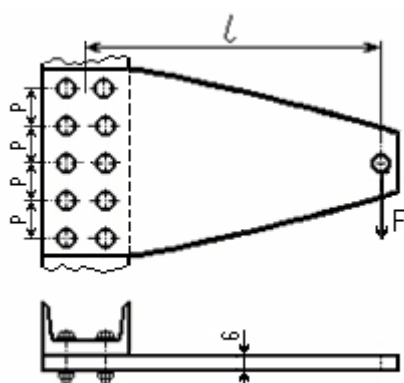


Рисунок 1.2.28

Произвести расчёт болтов крепления косынки к швеллеру. Материал деталей сталь Ст3. Нагрузка статическая, болты поставлены без зазора с шагом $p = 100$ мм.

Таблица 1.2.28. Исходные данные к задаче 1.2.28

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5
l, мм	1000	950	900	850	800	750	700	650	600	550

Задача 1.2.29

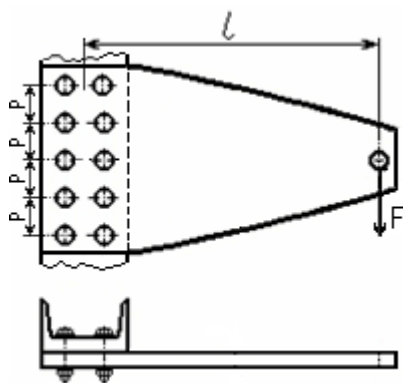


Рисунок 1.2.29

Произвести расчёт болтов крепления косынки к швеллеру. Материал деталей сталь Ст3. Нагрузка статическая, болты поставлены с зазором с шагом $p = 100$ мм. Коэффициент трения в стыке $f = 0,15$.

Таблица 1.2.29. Исходные данные к задаче 1.2.29

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	2	2,2	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3	3,1
l, мм	1000	950	900	850	800	750	700	650	600	550

Задача 1.2.30

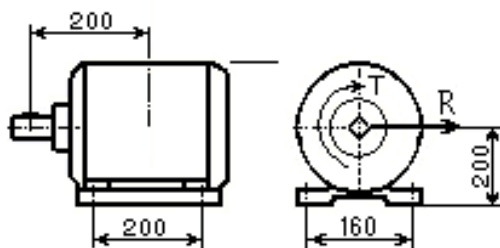


Рисунок 1.2.30

Рассчитать болты крепления электродвигателя к стальной раме. Коэффициент трения $f = 0,15$, болты из стали Ст3. Крутящий момент двигателя T, давление на вал R.

Таблица 1.2.30. Исходные данные к задаче 1.2.30

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Н·м	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45
R, Н	500	600	700	800	900	500	600	700	800	900

Задача 1.2.31

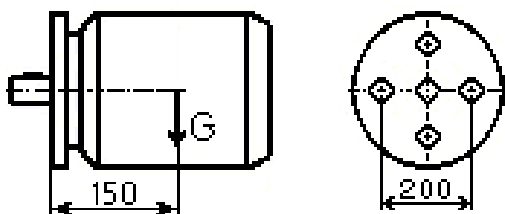


Рисунок 1.2.31

Рассчитать болты крепления фланцевого электродвигателя к редуктору. Мощность двигателя P, частота вращения вала n, вес G, коэффициент трения в стыке $f = 0,15$.

Таблица 1.2.31. Исходные данные к задаче 1.2.31

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P, кВт	2,2	2,2	3	3	3	3	4	4	4	4
n, мин ⁻¹	950	700	2840	1435	955	700	2880	1430	950	720
G, кг	44	44	32	38	60	60	38	44	60	60

Задача 1.2.32

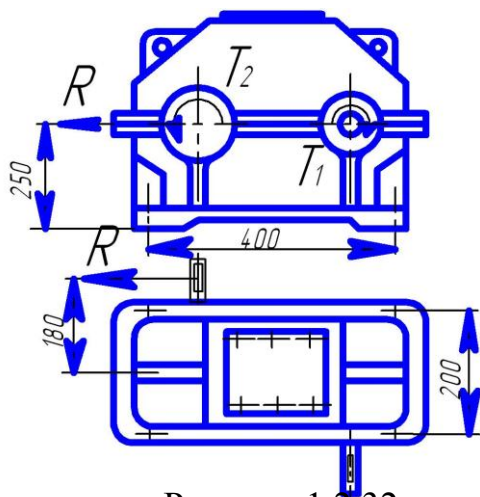


Рисунок 1.2.32

Рассчитать болты крепления редуктора к стальной раме. Коэффициент трения $f = 0,15$, материал болтов – сталь Ст3. Нагрузки: на входном валу T_1 , на выходном валу T_2 , давление на выходной вал R .

Таблица 1.2.32. Исходные данные к задаче 1.2.32

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_1 , Н·м	50	55	60	65	70	75	80	85	90	100
T_2 , Н·м	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250
R , Н	600	600	600	600	700	700	700	700	800	800

Задача 1.2.33

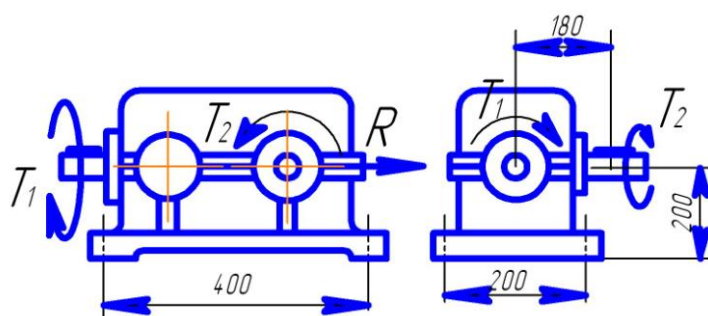


Рисунок 1.2.33

Рассчитать болты крепления редуктора к стальной раме. Коэффициент трения $f = 0,15$, материал болтов – сталь Ст3. Нагрузки: на входном валу T_1 , на выходном валу T_2 , давление на выходной вал R .

Таблица 1.2.33. Исходные данные к задаче 1.2.33

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_1 , Н·м	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
T_2 , Н·м	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1200
R , Н	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300

Задача 1.2.34

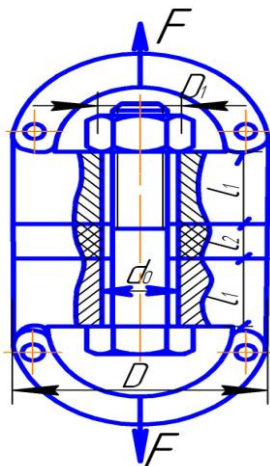


Рисунок 1.2.34

Проверить прочность болта, соединяющего два одинаковых стальных фланца через упругую прокладку. После затяжки болта фланцы растягиваются внешней силой F . Модуль упругости болта и фланцев $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, модуль упругости прокладки $E_2 = 400$ МПа. D_1 – размер под гаечный ключ. Допускаемое напряжение на растяжение для болта $[\sigma] = 130$ МПа.

Таблица 1.2.34 - Исходные данные к задаче 1.2.34

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	2	3	4	5	7	8	10	12	16	20
Размер болта	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30
D_1 , мм	17	19	22	24	27	30	32	36	41	46
d_0 , мм	11	13	15	17	19	21	23	25	28	31
D , мм	50	50	50	60	65	70	70	80	80	80
l_1 , мм	30	35	35	40	40	40	40	45	45	45
l_2 , мм	5	6	6	8	8	8	8	8	8	8

1.3 Сварные соединения

Пример. Кронштейн из листовой стали Ст3 ($\sigma_t = 220$ МПа) толщиной $\delta = 10$ мм приварен к плите нахлесточным комбинированным швом. Кронштейн нагружен силой $F = 20$ кН с плечом $l = 1000$ мм и растягивающей силой $N = 30$ кН. Сварка ручная электродуговая, нагрузка статическая. Определить длину фланговых швов l_{ϕ} из условия равнопрочности материала кронштейна и сварного соединения. Длину лобового шва $l_{\text{л}}$ принять равным ширине кронштейна b .

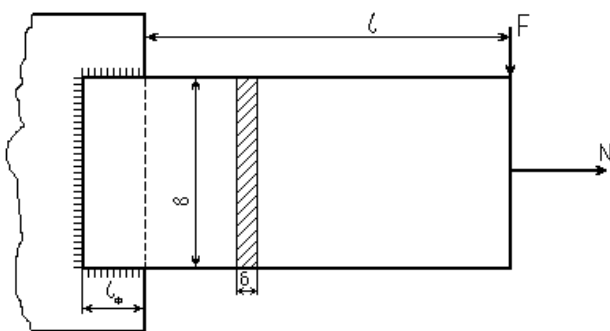


Рисунок 1.3

Решение

Напишем условие прочности кронштейна:

$$\sigma = \sigma_M + \sigma_N \leq [\sigma],$$

где $\sigma_M = 6Fl / (\delta b^2)$ – напряжения, возникающие от изгибающего момента;

$\sigma_N = N / (\delta b)$ – напряжения, возникающие от растягивающей силы N ;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение, МПа.

$[\sigma] = \sigma_T / s$, где s – коэффициент безопасности, принимаемый для сварных соединений $s = 1,4 \dots 1,6$ [1].

$$[\sigma] = 220 / (1,4 \dots 1,6) = 157 \dots 137,5 \text{ МПа. Принимаем } [\sigma] = 150 \text{ МПа.}$$

Для проектного расчёта воспользуемся условием:

$$\sigma_M = 6Fl / (\delta b^2) < [\sigma], \text{ откуда}$$

$$b > \sqrt{\frac{6F\ell}{[\sigma]\delta}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 20000 \cdot 1000}{(150 \cdot 10)}} = 282,8 \text{ мм.}$$

С учётом действия силы N , принимаем: $b = 300$ мм.

Произведём проверку прочности кронштейна:

$$\sigma = 6Fl / (\delta b^2) + N / (\delta b) = 6 \cdot 20000 \cdot 1000 / (10 \cdot 300^2) + 30000 / (10 \cdot 300) = 143,3 \text{ МПа.}$$

$\sigma = 143,3 \text{ МПа} < 150 \text{ МПа} = [\sigma]$, следовательно, прочность кронштейна обеспечена.

Запишем условие прочности сварного соединения:

$$\tau = \tau_M + \tau_N < [\tau],$$

где $\tau_M = F \cdot l / (0,7kl_\phi l_\perp + 0,7kl_\perp^2/6)$ – напряжения, возникающие от момента;

$\tau_N = N / [0,7k(2l_\phi + l_\perp)]$ – напряжения, возникающие от растягивающей силы N .

$[\tau]$ – допускаемое напряжение для сварного соединения.

$[\tau] = \varphi [\sigma]$, где $\varphi = 0,6$ – при ручной сварке.

$$[\tau] = 0,6 \cdot 150 = 90 \text{ МПа.}$$

Для проектного расчёта воспользуемся условием:

$$\tau_M = F \cdot l / (0,7kl_\phi l_\perp + 0,7kl_\perp^2/6) < [\tau]. \text{ Откуда}$$

$$l_\phi > \left(\frac{M}{[\tau]} - 0,7kl_\perp^2/6 \right) / (0,7kl_\perp) = \left(\frac{20000 \cdot 1000}{90} - 0,7 \cdot 10 \cdot 300^2/6 \right) / (0,7 \cdot 10 \cdot 300) = 55,8 \text{ мм.}$$

Учитывая растягивающую силу N , принимаем: $l_\phi = 70$ мм.

Производим проверочный расчёт.

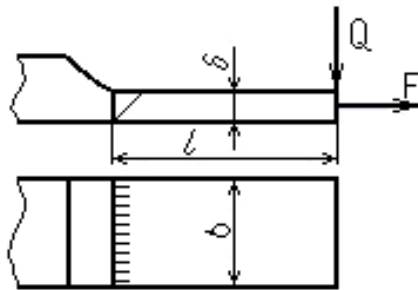
$$\tau_M = Fl / (0,7kl_\phi l_\perp + 0,7kl_\perp^2/6) = 20000 \cdot 1000 / (0,7 \cdot 10 \cdot 70 \cdot 300 + 0,7 \cdot 10 \cdot 300^2/6) = 79,4 \text{ МПа.}$$

$$\tau_N = N / [0,7k(2l_\phi + l_\perp)] = 30000 / [0,7 \cdot 10(2 \cdot 70 + 300)] = 9,7 \text{ МПа.}$$

$$\tau = 79,4 + 9,7 = 89,1 \text{ МПа.}$$

$\tau = 89,1 \text{ МПа} < 90 \text{ МПа} = [\tau]$, следовательно, прочность сварного соединения обеспечена.

Задача 1.3.1

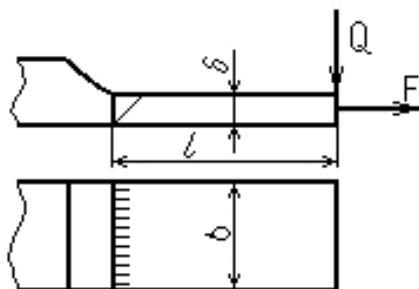


Проверить прочность изображённого на рисунке сварного соединения. Материал – сталь Ст3, сварка ручная со сплошным проваром встык, нагрузка статическая.

Рисунок 1.3.1

Таблица 1.3.1. Исходные данные к задаче 1.3.1

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	2	2,5	3	3,5	4	4,5	6	5,5	6	6,5
Q, Н	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
l, мм	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500
b, мм	200	220	250	280	200	200	220	230	240	250
delta, мм	6	6	6	6	8	8	8	8	8	8



Задача 1.3.2

Лист из стали Ст3 приварен к кронштейну стыковым швом со сплошным проваром. Сварка ручная, нагрузка статическая. Определить ширину b привариваемого листа.

Рисунок 1.3.2

Таблица 1.3.2. Исходные данные к задаче 1.3.2

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Q, Н	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650
l, мм	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500
delta, мм	8	8	8	8	8	10	10	10	10	10

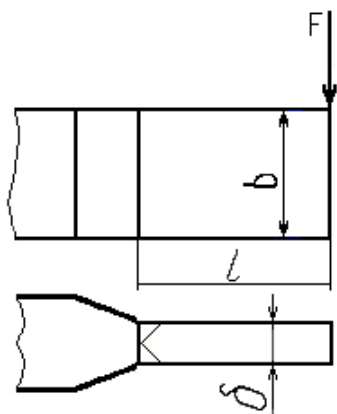


Рисунок 1.3.3

Задача 1.3.3

Определить толщину δ привариваемого листа к кронштейну. Материал кронштейна и листа – сталь Ст3, сварка ручная со сплошным проваром встык, нагрузка переменная, изменяется от F_{\min} до F_{\max} .

Таблица 1.3.3. Исходные данные к задаче 1.3.3

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_{\max} , кН	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
F_{\min} , кН	1	2	0,5	0	-2	-2	-3	-4	3	4
b , мм	200	180	180	180	200	210	210	220	200	200
l , мм	500	500	500	450	450	420	400	380	350	300

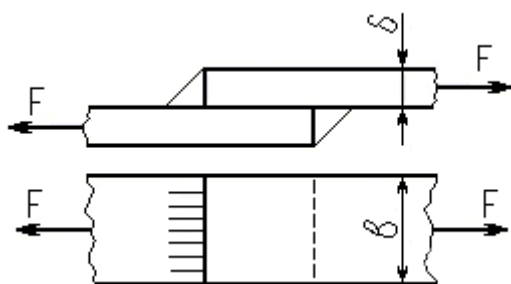


Рисунок 1.3.4

Задача 1.3.4

Проверить прочность сварного соединения двух листов из стали Ст3 внахлестку. Нагрузка переменная: $F_{\min} \dots F_{\max}$, сварка ручная.

Таблица 1.3.4. Исходные данные к задаче 1.3.4

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_{\max} , кН	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
F_{\min} , кН	0	2	5	-5	-8	-10	-12	-15	-20	-30
b , мм	150	150	150	160	180	180	180	180	220	200
δ , мм	5	5	5	6	6	8	8	8	8	10

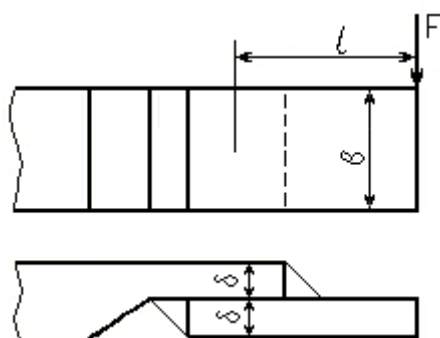


Рисунок 1.3.5

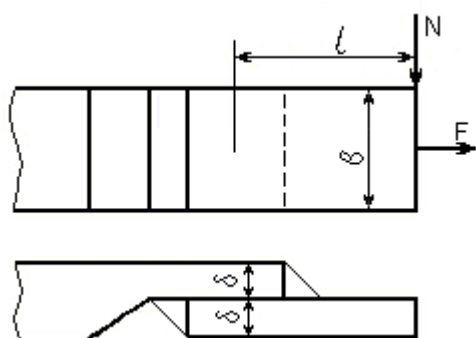
Задача 1.3.5

Проверить прочность сварного соединения, выполненного внахлестку. Сварка ручная, нагрузка статическая. Материал листов – сталь Ст3.

Таблица 1.3.5. Исходные данные к задаче 1.3.5

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	7	9	10	11	12	13	15	17	19	20
l, мм	500	480	480	470	460	450	440	420	400	400
b, мм	200	200	200	210	220	220	200	210	220	220
δ , мм	5	6	6	6	6	6	8	8	8	8

Задача 1.3.6



Проверить прочность сварного соединения, выполненного внахлестку. Материал – сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая.

Рисунок 1.3.6

Таблица 1.3.6. Исходные данные к задаче 1.3.6

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
N, кН	4	5	5	6	6	7	7	8	8	9
l, мм	500	500	500	480	450	450	420	400	400	400
b, мм	160	170	180	170	170	180	180	190	190	200
δ , мм	5	5	5	6	6	6	6	6	6	6

Задача 1.3.7

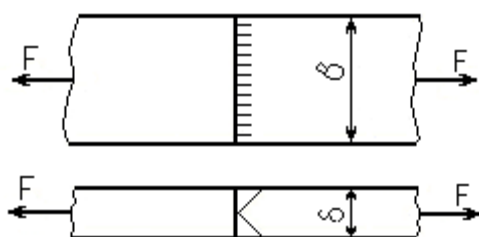


Рисунок 1.3.7

Стальные полосы из стали Ст3 сварены вручную стыковым швом со сплошным проваром. Нагрузка переменная. Определить допустимое значение силы F_{\max} .

Таблица 1.3.7. Исходные данные к задаче 1.3.7

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_{\min} / F_{\max}	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	-0,1	-0,2	-0,3	-0,4	-0,5
b, мм	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
δ , мм	8	8	8	8	8	10	10	10	10	10

Задача 1.3.8

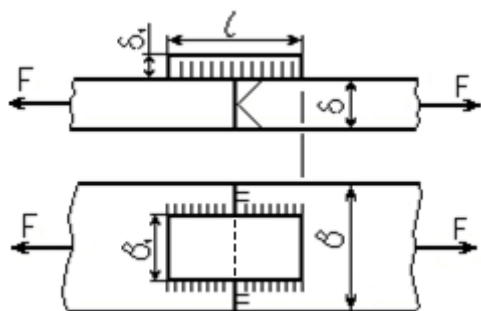


Рисунок 1.3.8

Два листа соединены стыковым швом, усиленным накладкой, приваренной с двух сторон фланговыми угловыми швами. Определить длину накладки l из условия, что прочность сварного соединения в 1,5 раза больше прочности сваренных листов. Материал листов и накладки сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая.

Таблица 1.3.8. Исходные данные к задаче 1.3.8

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
b , мм	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240
b_1 , мм	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
δ , мм	6	6	6	6	6	8	8	8	8	8
δ_1 , мм	5	5	5	5	5	6	6	6	6	6

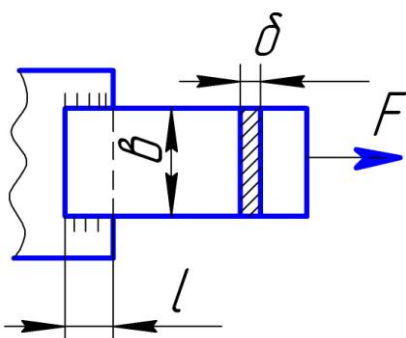


Рисунок 1.3.9

Задача 1.3.9

Полоса приварена к плите угловыми фланговыми швами. Материал полосы и плиты сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Определить длину фланговых швов l из условия равнопрочности сварного соединения и приваренной полосы.

Таблица 1.3.9. Исходные данные к задаче 1.3.9

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
b , мм	100	110	120	130	140	150	160	170	180	490
δ , мм	5	5	5	5	5	6	6	6	6	6

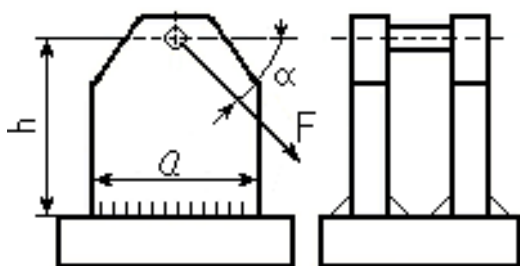


Рисунок 1.3.10

Задача 1.3.10

Стойки кронштейна приварены к основанию угловыми швами, катет шва $k = 5$ мм. Материал стоек и основания сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Проверить прочность сварного соединения.

Таблица 1.3.10. Исходные данные к задаче 1.3.10

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
α , в градусах	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
h, мм	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400
a, мм	100	110	115	120	120	120	120	120	120	120

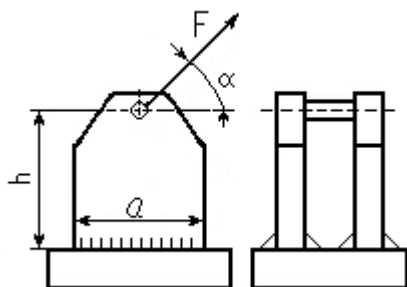


Рисунок 1.3.11

Задача 1.3.11

Стойки кронштейна приварены к основанию угловыми швами, катет шва $k = 5$ мм. Материал стоек и основания сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Проверить прочность сварного соединения.

Таблица 1.3.11. Исходные данные к задаче 1.3.11

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	3	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10
α , в градусах	0	15	20	25	30	35	40	45	50	55
h, мм	500	500	480	480	470	470	460	460	450	450
a, мм	100	110	115	120	125	130	135	140	145	150

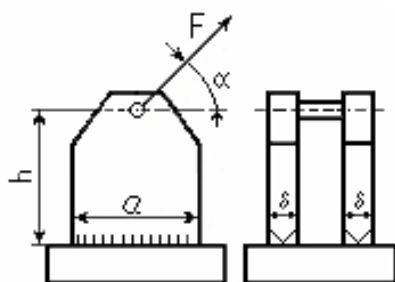


Рисунок 1.3.12

Задача 1.3.12

Стойки кронштейна приварены к основанию стыковым швом со сплошным проваром. Толщина стоек $\delta = 10$ мм. Материал стоек и основания сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Проверить прочность сварного соединения.

Таблица 1.3.12. Исходные данные к задаче 1.3.12

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
α , в градусах	20	25	30	35	40	45	0	15	20	30
h, мм	500	500	480	470	460	450	440	440	440	440
a, мм	100	110	115	120	125	130	135	140	145	150

Задача 1.3.13

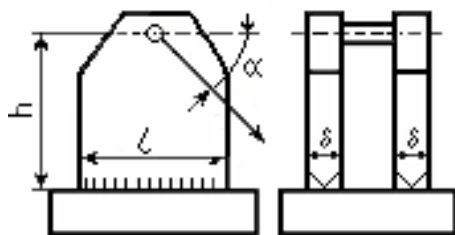


Рисунок 1.3.13

Стойки кронштейна приварены к основанию стыковым швом со сплошным проваром. Толщина стоек $\delta = 10$ мм. Материал стоек и основания сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Проверить прочность сварного соединения.

Таблица 1.3.13. Исходные данные к задаче 1.3.13

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
α , в градусах	0	20	25	30	35	40	45	50	40	35
h, мм	500	500	500	500	480	480	480	470	460	450
a, мм	100	110	115	120	120	125	125	130	135	140

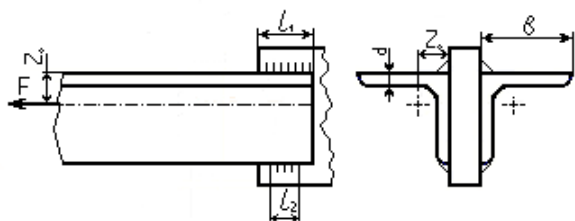


Рисунок 1.3.14

Задача 1.3.14

Раскос фермы, состоящий из двух равнополочных уголков, крепится к косынке угловыми сварными швами. Материал уголков и косынки сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Определить длины фланговых швов l_1 и l_2 из условия равнопрочности сварного соединения и уголков при растяжении силой F.

Таблица 1.3.14. Исходные данные к задаче 1.3.14

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ уголка	5	5,6	6,3	6,3	7	7	7,5	7,5	8	8
A, мм ²	480	541	613	728	686	815	739	878	863	938
b, мм	80	56	63	63	70	70	75	75	80	80
δ , мм	5	5	5	6	5	6	5	6	5,5	6
z_0 , мм	14,2	15,7	17,4	17,8	19,0	19,4	20,2	20,6	21,7	21,9

Задача 1.3.15

Рычаг приварен к клемме угловым швом с двух сторон. Материал рычага и клеммы сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Катет шва k. Проверить прочность сварного соединения.

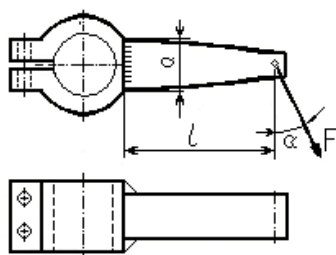


Рисунок 1.3.15

Таблица 1.3.15. Исходные данные к задаче 1.3.15

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, Н	300	350	400	500	600	700	900	1200	1400	1600
α , в градусах	20	30	30	35	40	45	50	55	60	65
l , мм	280	300	300	300	300	350	350	350	350	350
a , мм	30	32	35	38	40	42	45	48	50	55
k , мм	5	5	5	5	5	6	6	6	6	6

Задача 1.3.16

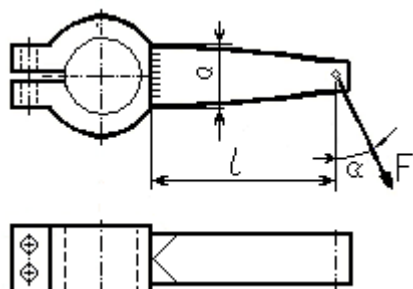


Рисунок 1.3.16

Рычаг, толщиной $\delta = 10$ мм, приварен к клемме стыковым швом со сплошным проваром. Материалы – сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Определить допускаемую нагрузку F на рычаг клеммы.

Таблица 1.3.16. Исходные данные к задаче 1.3.16

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
l , мм	200	220	240	250	260	270	280	290	300	310
α , в градусах	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
a , мм	30	35	40	42	45	48	50	52	55	58

Задача 1.3.17

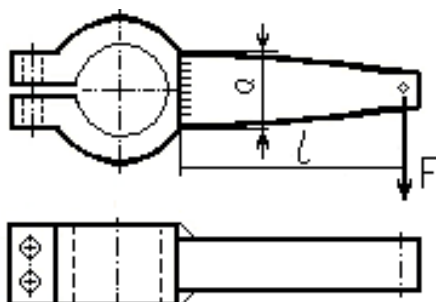


Рисунок 1.3.17

Рычаг приварен к клемме угловым швом с двух сторон. Материал рычага и клеммы сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Катет шва k . Определить допускаемую нагрузку F на рычаг клеммы.

Таблица 1.3.17. Исходные данные к задаче 1.3.17

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
l , мм	200	220	240	230	240	250	260	270	280	290
a , мм	30	35	40	42	45	48	50	52	55	58
k , мм	5	5	5	5	5	6	6	6	6	6

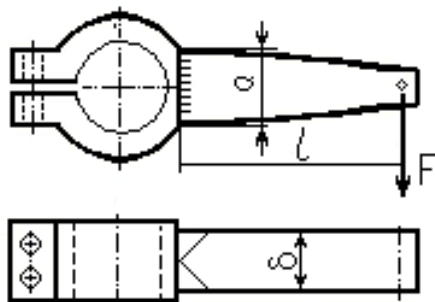


Рисунок 1.3.18

Задача 1.3.18

Рычаг, толщиной $\delta = 10$ мм, приварен к клемме стыковым швом со сплошным проваром. Материалы – сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Проверить прочность сварного соединения.

Таблица 1.3.18. Исходные данные к задаче 1.3.18

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	1	1,2	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	2	2,1	2,3
l, мм	300	310	320	330	340	350	360	370	380	390
a, мм	40	45	48	50	52	55	58	60	62	65

Задача 1.3.19

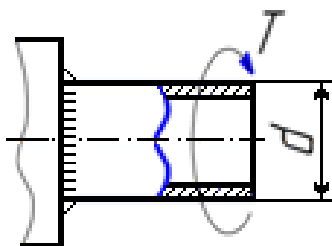


Рисунок 1.3.19

Труба диаметром d приварена к плите угловым швом и нагружена крутящим моментом T . Материал трубы и плиты сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка переменная, изменяется от T_{\min} до T_{\max} . Проверить прочность соединения. Катет шва принять $k = 5$ мм.

Таблица 1.3.19. Исходные данные к задаче 1.3.19

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_{\max} , кН·м	2	2,5	2,7	2,8	3	3,2	3,4	3,6	3,8	4
T_{\min} , кН·м	0,5	0,4	0	-0,1	-0,2	-0,4	-0,5	-0,6	-0,8	-1
d, мм	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200

Задача 1.3.20

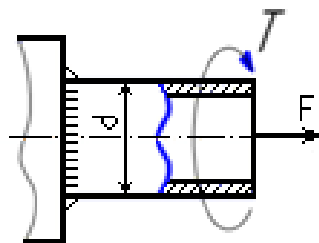


Рисунок 1.3.20

Труба диаметром d приварена к плите угловым швом и нагружена крутящим моментом T и растягивающей силой F . Материал трубы и плиты сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Катет шва k . Проверить прочность сварного соединения.

Таблица 1.3.20. Исходные данные к задаче 1.3.20

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, кН·м	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
F, кН	70	60	90	100	110	120	130	140	150	160
d, мм	150	160	170	180	170	180	190	200	210	220
k, мм	5	5	5	5	6	6	6	6	6	6

Задача 1.3.21

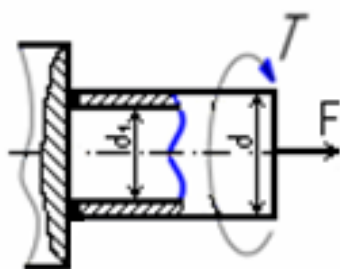


Рисунок 1.3.21

Труба приварена к плите стыковым швом и нагружена крутящим моментом T и растягивающей силой F . Материал трубы и плиты сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Проверить прочность сварного соединения.

Таблица 1.3.21. Исходные данные к задаче 1.3.21

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, кН·м	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
F, кН	350	400	450	460	480	500	520	550	580	600
d, мм	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240
d ₁ , мм	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220

Задача 1.3.22

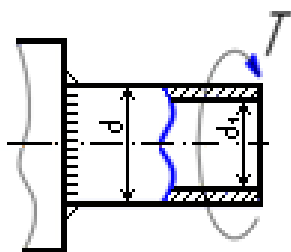


Рисунок 1.3.22

Труба приварена к неподвижной плите по контуру валиковым швом. Материал трубы и плиты сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Определить допустимое значение крутящего момента T и процент использования прочности материала трубы.

Таблица 1.3.22. Исходные данные к задаче 1.3.22

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d, мм	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145
d ₁ , мм	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135

Задача 1.3.23

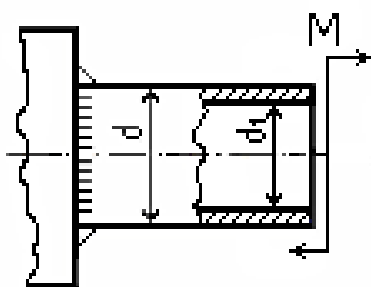


Рисунок 1.3.23

Труба приварена к неподвижной плите по контуру валиковым швом. Материал трубы и плиты сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Определить допускаемое значение изгибающего момента M и процент использования прочности материала трубы.

Таблица 1.3.23. Исходные данные к задаче 1.3.23

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d , мм	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145
d_1 , мм	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135

Задача 1.3.24

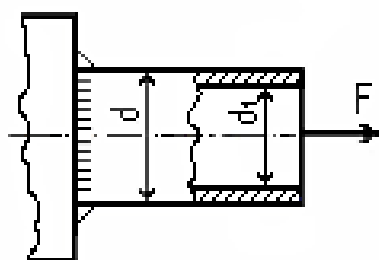


Рисунок 1.3.24

Труба приварена к неподвижной плите по контуру валиковым швом. Материал трубы и плиты сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Определить допускаемое значение растягивающей силы F и процент использования прочности материала трубы.

Таблица 1.3.24. Исходные данные к задаче 1.3.24

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d , мм	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145
d_1 , мм	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135

Задача 1.3.25

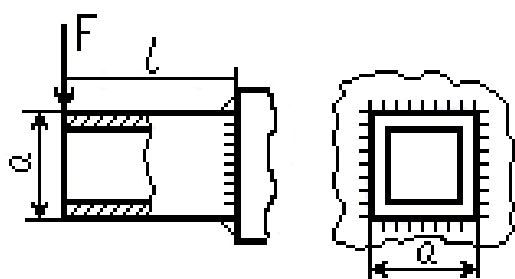


Рисунок 1.3.25

Квадратная труба приварена к неподвижной плите по контуру валиковым швом и нагружена изгибающим моментом $M = Fl$. Материал трубы и плиты сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Катет шва k . Проверить прочность сварного соединения.

Таблица 1.3.25. Исходные данные к задаче 1.3.25

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	15	16	17	18	20	20	21	22	22	24
l, мм	500	500	500	500	500	450	450	450	400	400
a, мм	200	210	220	230	240	200	210	220	200	210
k, мм	5	5	5	5	5	6	6	6	6	6

Задача 1.3.26

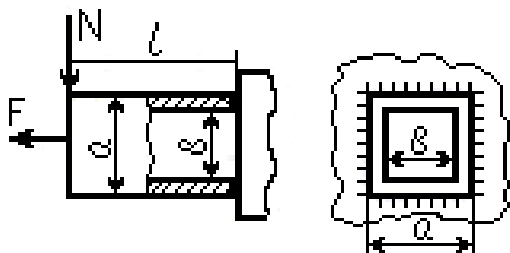


Рисунок 1.3.26

Квадратная труба приварена к неподвижной плите стыковым швом и нагружена изгибающим моментом $M = N \cdot l$ и растягивающей силой F. Материал трубы и плиты сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Проверить прочность сварного соединения. Принять $l = 500$ мм.

Таблица 1.3.26. Исходные данные к задаче 1.3.26

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
N, кН	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
F, кН	300	320	350	400	420	450	480	500	520	550
a, мм	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240
b, мм	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220

Задача 1.3.27

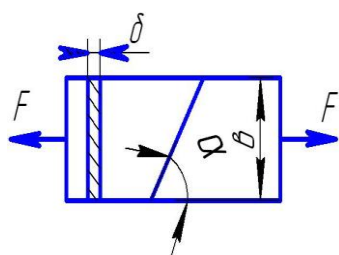


Рисунок 1.3.27

Два листа из стали Ст3 необходимо сварить стыковым швом со сплошным проваром. Под каким углом α необходимо расположить сварной шов, чтобы полностью использовать прочность материала листов. Сварка ручная, нагрузка переменная от F_{\min} до F_{\max} .

Таблица 1.3.27. Исходные данные к задаче 1.3.27

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_{\min} / F_{\max}	0,8	0,6	0,4	0,2	0,1	-0,1	-0,2	-0,3	-0,4	-0,5

Задача 1.3.28

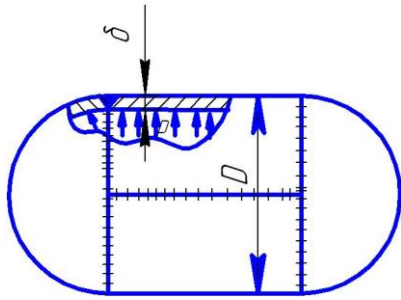


Рисунок 1.3.28

Рассчитать толщину стенки δ сварного цилиндрического резервуара, в котором давление пара поднимается до значения p . Сварка стыковая автоматическая, материал сталь Ст3. Допускаемое напряжение основного материала принять $[\sigma] = \sigma_B/4$.

Таблица 1.3.28. Исходные данные к задаче 1.3.28

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
D, мм	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400
p, МПа	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9

Задача 1.3.29

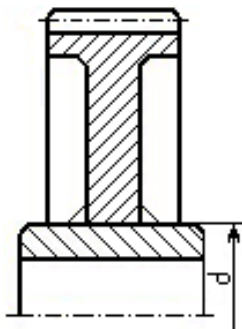


Рисунок 1.3.29

Диск колеса приварен с двух сторон угловым швом к ступице диаметром d . Определить мощность, которую можно передавать зубчатым колесом при частоте вращения n , исходя из условия прочности сварного шва. Материалы – сталь 40, сварка автоматическая, нагрузка статическая. Катет шва принять $k = 5$ мм.

Таблица 1.3.29. Исходные данные к задаче 1.3.29

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d, мм	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105
n, мин ⁻¹	50	48	46	40	35	30	25	20	18	15

Задача 1.3.30

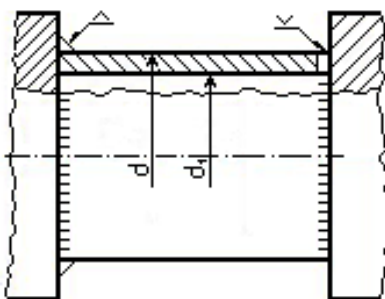


Рисунок 1.3.30

Труба приварена к неподвижным весьма жёстким плитам: с одной стороны валиковым швом с катетом $k = 5$ мм, с другой – стыковым швом со сплошным проваром. Определить напряжения в сварных швах при понижении температуры окружающей среды на Δt °С. Температурный коэффициент длины $\alpha = 1,2 \cdot 10^{-5}$.

Таблица 1.3.30. Исходные данные к задаче 1.3.30

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d, мм	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
d ₁ , мм	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
Δt°С	60	55	50	45	40	35	30	25	20	20

Задача 1.3.31

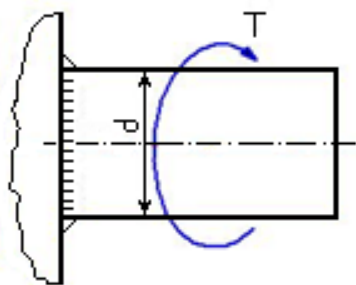


Рисунок 1.3.31

Вал диаметром d приварен к неподвижной плите по контуру валиковым швом. В результате действия крутящего момента T максимальные касательные напряжения в сечении вала достигли значения τ . Материал вала и плиты сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Проверить прочность сварного соединения.

Таблица 1.3.31. Исходные данные к задаче 1.3.31

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
τ , МПа	50	45	40	35	30	40	35	30	28	26
d, мм	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
k (катет шва), мм	5	5	5	5	5	6	6	6	6	6

2 РЕМЁННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Вопросы для самоподготовки по разделу «Ремённые передачи»

- 1) Ремённые передачи, достоинства и недостатки. Геометрические и кинематические параметры ремённой передачи.
- 2) Силы, действующие в ремённой передаче, и зависимости между ними.
- 3) Напряжения в ветвях ремённой передачи. Максимальное напряжение в ремне. Влияние отдельных составляющих суммарного напряжения на тяговую способность и долговечность ремня.
- 4) Коэффициент тяги в ремённых передачах. Упругое скольжение ремня. Расчет ремней по тяговой способности. Долговечность ремней. Давление ремней на шкивы.

Пример. Определить максимальную мощность, которую может передавать ремённая передача, имеющая нижеследующие параметры: диаметр малого (ведущего) шкива $d_1 = 200$ мм, частота его вращения $n = 900$ мин⁻¹,

предварительное натяжение ветвей ремня $F_0 = 500$ Н, угол обхвата малого шкива $\alpha = 160^\circ$, коэффициент трения между ремнём и шкивом $f = 0,4$.

Решение.

Вычисляем максимально возможное значение коэффициента тяги

$$\varphi = \frac{e^{f \cdot \alpha} - 1}{e^{f \cdot \alpha} + 1},$$

где e – основание натуральных логарифмов;

f – коэффициент трения между ремнём и шкивом;

α – угол обхвата малого шкива в радианах.

$$\alpha = 160^\circ \cdot \pi / 180^\circ = 2,79 \text{ радиан.}$$

$$\varphi = \frac{e^{0,4 \cdot 2,79} - 1}{e^{0,4 \cdot 2,79} + 1} = 0,507.$$

Запишем условие тяговой способности ремённой передачи:

$$\varphi = F_t / (2F_0),$$

где F_t – полезная нагрузка в ремне, Н;

$F_0 = 500$ Н – предварительное натяжение ветвей ремня.

Тогда $F_t = 2F_0\varphi = 2 \cdot 500 \cdot 0,507 = 507$ Н.

Вычисляем скорость движения ремня

$$V = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 1000) = \pi \cdot 200 \cdot 900 / (60 \cdot 1000) = 9,42 \text{ м/с.}$$

Вычисляем передаваемую мощность

$$P_1 = F_t V = 507 \cdot 9,42 = 4,776 \text{ Вт} \approx 4,7 \text{ кВт.}$$

Ответ: $P_1 = 4,7$ кВт.

Задача 2.1

Определить диаметр малого шкива d_1 открытой ремённой передачи без натяжного ролика с параметрами: межосевое расстояние a , угол обхвата малого шкива α (в градусах), передаточное число u . Полученное значение d_1 округлить до стандартного.

Таблица 2.1. Исходные данные к задаче 2.1

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
a , мм	500	600	700	750	760	770	800	800	800	800
α	152	154	152	152	147	144	157	152	145	130
u ,	3	3,2	3,5	3,6	3,7	3,7	2,8	3	3,2	3,5

Задача 2.2

Полезная нагрузка ремённой передачи F_t , угол обхвата малого шкива α (в градусах), коэффициент трения между ремнём и шкивом f . Определить максимально возможное давление ремней F_r на шкивы.

Таблица 2.2. Исходные данные к задаче 2.2

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_t, \text{Н}$	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240
α	170	165	160	155	150	145	140	135	130	125
f	0,28	0,29	0,3	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36	0,37

Задача 2.3

В ремённой передаче коэффициент трения между ремнём и шкивом f , угол обхвата малого шкива α (в градусах). Вычислить максимально возможное значение коэффициента тяги φ_{\max} .

Таблица 2.3. Исходные данные к задаче 2.3

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
f	0,3	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36	0,37	0,38	0,39
α	170	168	166	164	162	160	155	150	145	140

Задача 2.4

Полезная нагрузка клиноремённой передачи F_t , число ремней Z , коэффициент числа ремней C_z , угол обхвата малого шкива α (в градусах), дуга упругого скольжения α_1 (в градусах), приведённый коэффициент трения между ремнём и шкивом f' . Определить давление ремней F_r на шкивы.

Таблица 2.4. Исходные данные к задаче 2.4

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_t, \text{Н}$	600	700	800	900	1000	1100	1200	1500	1600	1700
Z	2	3	3	3	4	4	4	5	5	5
C_z	0,95	0,95	0,95	0,95	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
α	150	148	146	144	142	140	138	136	134	130
α_1	130	128	126	124	122	120	118	116	114	110
f'	0,45	0,46	0,47	0,48	0,49	0,5	0,51	0,52	0,53	0,54

Задача 2.5

Клиновые ремни передают мощность P_1 , число ремней Z , коэффициент числа ремней $C_z = 0,95$, диаметр малого шкива d_1 , частота вращения n_1 , натяжение ведущей ветви одного ремня F_1 . Найти предварительное натяжение F_0 ветвей ремня.

Таблица 2.5. Исходные данные к задаче 2.5

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Z	2	2	3	3	3	3	3	3	3	3
d_1 , мм	200	200	250	250	250	250	280	280	280	280
n_1 , мин ⁻¹	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000
F_1 , Н	650	700	400	430	460	480	440	450	500	510

Задача 2.6

Передаваемая мощность ремённой передачи P_1 , диаметр малого шкива d_1 , частота вращения n_1 , предварительное натяжение ветвей ремня F_0 . Вычислить коэффициент тяги φ ремённой передачи.

Таблица 2.6. Исходные данные к задаче 2.6

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
d_1 , мм	200	200	200	250	250	250	250	280	280	280
n_1 , мин ⁻¹	400	450	500	550	600	650	750	750	800	850
F_0 , кН	2	2	1,9	1,5	1,5	1,5	1,4	1,4	1,36	1,35

Задача 2.7

Определить передаточное число открытой ремённой передачи с параметрами: диаметр малого шкива d_1 , угол обхвата малого шкива α (в градусах), межосевое расстояние a .

Таблица 2.7. Исходные данные к задаче 2.7

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d_1 , мм	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355
α	130	130	135	140	145	150	155	160	165	170
a , мм	600	480	500	540	700	770	860	1200	1840	1500

Задача 2.8

Передаваемая мощность клиноремённой передачи P_1 , число ремней Z , коэффициент числа ремней C_z , диаметр малого шкива d_1 , частота его вращения n_1 , натяжение ведомой ветви одного ремня F_2 , площадь поперечного сечения ремня $A = 138 \text{ мм}^2$. Определить предварительное натяжение ветвей ремня F_0 .

Таблица 2.8. Исходные данные к задаче 2.8

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Z	3	3	3	3	4	4	4	4	4	4
C_z	0,95	0,95	0,95	0,95	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
d_1 , мм	200	250	280	315	280	315	315	355	400	400
n_1 , мин ⁻¹	960	920	960	970	930	920	1000	980	950	1000
F_2 , Н	74	74	74	73	74	74	73	74	75	73

Задача 2.9

Определить частоту вращения малого шкива n_1 открытой плоскоремённой передачи при следующих данных: передаваемая мощность P_1 , диаметр большого шкива d_2 , передаточное число u , площадь поперечного сечения ремня A , полезное напряжение в ремне $\sigma_t = 1,8 \text{ МПа}$.

Таблица 2.9. Исходные данные к задаче 2.9

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3	3,8	4,4	5,5	6,8	7,5	8,5	10	12	14
d_2 , мм	630	630	630	630	630	710	710	710	710	710
u	4,5	4	3,5	3,15	2,84	4,5	4	3,55	3,2	2,84
A , мм ²	225	280	320	360	405	450	504	563	630	720

Задача 2.10

Определить натяжение ведущей ветви F_1 и максимальное напряжение в ремне σ_{\max} плоскоремённой передачи по следующим данным: передаваемая мощность P_1 , диаметр малого шкива d_1 , частота его вращения n_1 , площадь поперечного сечения ремня $A = b \cdot \delta = 100 \text{ мм} \cdot 4,5 \text{ мм} = 450 \text{ мм}^2$, плотность материала ремня $\rho = 1200 \text{ кг/м}^3$, модуль упругости материала ремня $E = 200 \text{ МПа}$, предварительное натяжение ветвей ремня $F_0 = 810 \text{ Н}$.

Таблица 2.10. Исходные данные к задаче 2.10

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	5,6	6	6,5	6,8	7,2	7,5	7,8	8,2	8,5	8,8
d_1 , мм	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400
n_1 , мин ⁻¹	1000	950	900	850	800	750	700	650	600	550

Задача 2.11

Определить мощность P_1 , передаваемую ремённой передачей, при следующих данных: диаметр малого шкива d_1 , частота вращения большого шкива n_2 , передаточное число u , предварительное натяжение ветвей ремня F_0 , коэффициент тяги $\varphi = 0,4$.

Таблица 2.11. Исходные данные к задаче 2.11

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d_1 , мм	140	140	160	160	180	180	200	200	224	224
n_2 , мин ⁻¹	300	400	400	450	400	450	420	470	460	530
u	4	3,6	3,5	3,15	3,5	3,15	3,55	3,15	3,2	2,8
F_0 , Н	910	810	1010	910	810	730	650	575	510	405

Задача 2.12

Найти предварительное натяжение ветвей ремня F_0 клиноремённой передачи при следующих данных: передаваемая мощность P_1 , число ремней Z , коэффициент числа ремней C_z , диаметр малого шкива d_1 , частота его вращения n_1 , коэффициент тяги $\varphi = 0,6$.

Таблица 2.12. Исходные данные к задаче 2.12

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	5,2	4,6	4,8	4,8	5,1	6,4	6,7	6,2	6,5	6,7
Z	3	3	3	3	3	4	4	4	4	4
C_z	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
d_1 , мм	125	140	160	180	200	200	224	224	250	280
n_1 , мин ⁻¹	1400	1100	1000	900	850	800	750	700	650	600

Задача 2.13

Клиноремённая передача работает при следующих условиях: передаваемая мощность P_1 , число ремней Z , коэффициент числа ремней C_z , диаметр малого шкива d_1 , частота его вращения n_1 , предварительное натяжение ветвей ремня $F_0 = 170$ Н, приведённый коэффициент трения ремней о шкивы $f^p = 0,6$. Вычислить дугу упругого скольжения на малом шкиве α_1 .

Таблица 2.13. Исходные данные к задаче 2.13

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3,4	3,5	3,5	3,6	3,5	5,8	6,2	6,3	6,2	6,3
Z	3	3	3	3	3	4	4	4	4	4
C_z	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
d_1 , мм	140	140	160	160	180	180	200	200	224	224
n_1 , мин ⁻¹	1000	960	900	860	800	1000	950	900	850	800

Задача 2.14

Клиноремённая передача работает при следующих условиях: передаваемая мощность P_1 , число ремней Z , коэффициент числа ремней C_z , диаметр малого шкива d_1 , частота его вращения n_1 , приведённый коэффициент трения ремней о шкивы $f^p = 0,6$, дуга упругого скольжения на малом шкиве α_1 (в градусах). Вычислить предварительное натяжение ветвей ремня F_0 .

Таблица 2.14. Исходные данные к задаче 2.14

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	4,4	4,3	4,1	4,5	4,2	4,2	4,8	4,8	5,2	5,1
Z	3	3	3	3	3	3	4	4	4	4
C_z	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,9	0,9	0,9	0,9
d_1 , мм	140	140	140	160	160	160	180	180	200	200
n_1 , мин ⁻¹	1400	1300	1200	1100	1000	950	900	850	800	750
α_1	90	95	100	105	110	115	90	95	100	105

Задача 2.15

Вычислить максимальную передаваемую мощность ремённой передачей при следующих данных: натяжение ведущей ветви F_1 , диаметр малого шкива d_1 , частота его вращения n_1 , угол обхвата малого шкива α (в градусах), коэффициент трения между ремнём и шкивом $f = 0,4$.

Таблица 2.15. Исходные данные к задаче 2.15

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_1 , Н	630	650	650	660	675	700	720	740	760	790
d_1 , мм	140	140	160	160	180	180	200	200	224	224
n_1 , мин ⁻¹	1000	1000	950	950	900	900	850	850	800	800
α	160	170	160	170	160	170	160	170	160	170

Задача 2.16

Вычислить напряжения изгиба $\sigma_{ил}$ в плоском ремне при следующих данных: полезная нагрузка равна F_t , полезные напряжения $\sigma_t = 1,75$ МПа, ширина ремня b , диаметр малого шкива d_1 , модуль упругости материала ремня $E = 200$ МПа. *Примечание:* толщину одного слоя ремня принять $\Delta = 1,5$ мм.

Таблица 2.16. Исходные данные к задаче 2.16

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , Н	350	390	450	480	500	550	600	630	720	780
b , мм	50	50	63	63	71	71	80	80	100	100
d_1 , мм	140	160	160	180	200	224	250	280	315	355

Задача 2.17

Определить максимальный крутящий момент T_1 и частоту пробегов ν плоскоремённой передачи при следующих данных: предварительное натяжение ветвей ремня $F_0 = 810$ Н, диаметры шкивов d_1 и d_2 , межосевое расстояние a , частота вращения малого шкива n_1 , коэффициент трения между ремнём и шкивом $f = 0,35$.

Таблица 2.17. Исходные данные к задаче 2.17

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d_1 , мм	125	125	140	140	140	180	180	180	224	224
d_2 , мм	355	400	400	450	500	560	560	630	710	800
a , мм	1000	1100	1100	1200	1350	1500	1500	1700	1900	2100
n_1 , мин ⁻¹	1200	1100	1000	950	950	900	850	850	800	800

Задача 2.18

Плоскоремённая передача работает при следующих условиях: полезная нагрузка ремня F_t , полезное напряжение σ_t , диаметр малого шкива d_1 , дополнительное натяжение ветвей ремня от центробежных сил F_v , плотность материала ремня $\rho = 1200$ кг/м³. Вычислить частоту вращения малого шкива n_1 .

Таблица 2.18. Исходные данные к задаче 2.18

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , Н	450	550	607	666	729	788	882	967	1071	1224
σ_t , МПа	2	1,94	1,9	1,85	1,8	1,75	1,75	1,72	1,7	1,7
d_1 , мм	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355
F_v , Н	11,6	16,5	21,8	27,7	34,1	41,8	50,8	61,3	74	90,3

Задача 2.19

Плоскоремённая передача работает при следующих условиях: частота вращения малого шкива n_1 , напряжение от дополнительного натяжения ветвей ремня центробежными силами σ_v , напряжение изгиба на малом шкиве $\sigma_{и1}$, модуль упругости материала ремня $E = 200$ МПа, плотность материала ремня $\rho = 1200$ кг/м³. Вычислить толщину ремня δ (принимать кратным толщине одного слоя $\Delta = 1,5$ мм).

Таблица 2.19. Исходные данные к задаче 2.19

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
n_1 , мин ⁻¹	1395	1306	1194	1104	994	887	795	737	606	491
σ_v , МПа	0,1	0,11	0,12	0,13	0,13	0,13	0,13	0,14	0,12	0,1
$\sigma_{и1}$, МПа	7,2	6,43	5,6	5	4,46	4	3,6	3,2	2,86	2,51

Задача 2.20

Вычислить передаточное число и плоскоремённой передачи, имеющей следующие характеристики: частота вращения малого шкива n_1 , напряжение изгиба ремня на большом шкиве $\sigma_{и2}$, толщина ремня $\delta = 4,5$ мм, напряжение от дополнительного натяжения ветвей ремня центробежными силами $\sigma_v = 0,1$ МПа, модуль упругости материала ремня $E = 200$ МПа, плотность материала ремня $\rho = 1200$ кг/м³.

Примечание. В ходе расчётов значения диаметров шкивов d_1 и d_2 округлять до стандартного.

Таблица 2.20. Исходные данные к задаче 2.20

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
n_1 , мин ⁻¹	1396	1245	1245	1245	1090	1090	1090	970	970	872
$\sigma_{и2}$, МПа	2,56	2,25	2	1,8	2,56	3,25	2	1,8	1,61	1,43

Задача 2.21

Вычислить диаметр малого шкива d_1 (округлив до стандартного значения) плоскоремённой передачи, имеющей следующие характеристики: передаваемая мощность P_1 , частота вращения малого шкива n_1 , предварительное натяжение ветвей ремня F_0 , коэффициент тяги $\varphi = 0,4$.

Таблица 2.21. Исходные данные к задаче 2.21

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	2,85	3,29	3,37	2,58	3,08	3,69	3,92	2,54	3,35	3,5
n_1 , мин ⁻¹	1200	1100	1000	950	900	850	800	750	700	650
F_0 , Н	405	510	575	405	510	575	650	405	510	575

Задача 2.22

Передаваемая мощность ремённой передачи P_1 , частота вращения малого шкива n_1 , предварительное натяжение ветвей ремня F_0 , передаточное число u , угол обхвата малого шкива α (в градусах), коэффициент тяги $\varphi = 0,5$. Вычислить межосевое расстояние a .

Примечание. В ходе расчётов значения диаметров шкивов d_1 и d_2 округлять до стандартного.

Таблица 2.22. Исходные данные к задаче 2.22

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	2,64	2,53	2,42	3,52	3,35	3,98	4,24	4	4,98	4,67
n_1 , мин ⁻¹	1200	1150	1100	1050	1000	950	900	850	800	750
F_0 , Н	300	300	300	400	400	500	500	500	660	660
u	2,6	2,9	3,3	2,55	3,2	3,6	2,8	3,2	3,6	4
α	150	145	140	150	150	145	150	145	140	140

Задача 2.23

Определить мощность P_1 ремённой передачи, если известно: длина ремня l , частота пробегов ν , предварительное натяжение ветвей ремня F_0 , дуга упругого скольжения α_1 (в градусах), коэффициент трения между ремнём и шкивом $f = 0,35$.

Таблица 2.23. Исходные данные к задаче 2.23

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
l , м	3,55	3,15	2,8	2,5	2,24	2	1,8	1,6	1,4	1,25
ν , с ⁻¹	3	3,2	3,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8
F_0 , Н	580	620	670	700	750	800	850	900	950	1000
α_1	150	145	140	135	130	125	120	115	110	105

Задача 2.24

Определить натяжение ведущей ветви F_1 плоскоремённой передачи, если известно: крутящий момент на малом шкиве T_1 , диаметр малого шкива d_1 , площадь поперечного сечения ремня A , напряжение в ремне от предварительного натяжения σ_0 .

Таблица 2.24. Исходные данные к задаче 2.24

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_1 , Н*м	40	50	60	70	80	85	90	110	120	130
d_1 , мм	140	140	140	160	160	160	160	180	180	180
A , мм ²	225	284	320	360	405	450	504	560	630	720
σ_0 , МПа	1,8	1,75	1,7	1,65	1,6	1,56	1,5	1,45	1,4	1,35

Задача 2.25

Вычислить ширину плоского ремня, если известно: крутящий момент на малом шкиве T_1 , диаметр малого шкива d_1 , полезное напряжение в ремне σ_t , напряжение изгиба на малом шкиве $\sigma_{и1}$, модуль упругости материала ремня $E = 200$ МПа.

Примечание. Толщина ремня кратна толщине одного слоя $\Delta = 1,5$ мм.

Таблица 2.25. Исходные данные к задаче 2.25

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_1 , Н*м	25,2	32,7	38,5	44,7	36,5	47,2	51,1	59,4	54	62,6
d_1 , мм	140	140	160	160	180	180	200	200	224	224
σ_t , МПа	1,6	1,65	1,7	1,75	1,8	1,85	1,6	1,65	1,7	1,75
$\sigma_{и1}$, МПа	6,43	6,43	5,63	5,63	5	5	4,5	4,5	4,02	4,02

Задача 2.26

Вычислить напряжения изгиба $\sigma_{и1}$ в плоскоремённой передаче при следующих данных: передаваемая мощность P_1 , диаметр малого шкива d_1 , частота его вращения n_1 , ширина ремня b , полезное напряжение в ремне σ_t , модуль упругости материала ремня $E = 200$ МПа.

Примечание. Толщина ремня кратна толщине одного слоя $\Delta = 1,5$ мм.

Таблица 2.26. Исходные данные к задаче 2.26

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3,56	5,9	4,55	4,48	5,19	5,26	5,94	7	11,6	8,1
d_1 , мм	140	140	160	160	180	180	200	200	224	224
n_1 , мин ⁻¹	1200	1100	1000	900	850	800	750	700	650	600
b , мм	50	63	71	80	90	100	112	125	140	160
σ_t , МПа	1,8	1,75	1,7	1,65	1,6	1,55	1,5	1,7	1,65	1,6

Задача 2.27

Определить крутящий момент T_1 ремённой передачи, если известно: диаметр малого шкива d_1 , предварительное натяжение ветвей ремня F_0 , дуга упругого скольжения α_1 (в градусах), коэффициент трения между ремнём и шкивом $f = 0,5$.

Таблица 2.27. Исходные данные к задаче 2.27

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d_1 , мм	200	224	250	125	140	140	180	200	224	250
F_0 , Н	480	390	390	390	800	750	650	600	550	500
α_1	100	110	120	120	110	120	135	140	145	150

Задача 2.28

Определить крутящий момент T_1 ремённой передачи, если известно: диаметр малого шкива d_1 , давление ремней на шкивы F_r , угол обхвата малого шкива α (в градусах), коэффициент тяги $\varphi = 0,5$.

Таблица 2.28. Исходные данные к задаче 2.28

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d_1 , мм	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355
F_r , Н	1700	1600	1700	1600	1500	1400	1300	1100	1000	850
α	140	145	150	155	160	165	170	140	150	160

Задача 2.29

Вычислить частоту пробегов ν ремённой передачи при следующих данных: мощность передачи P_1 , полезная нагрузка ремня F_t , диаметр малого шкива d_1 , угол обхвата малого шкива α (в градусах), передаточное число u .

Таблица 2.29. Исходные данные к задаче 2.29

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	4	4,3	4,6	5	6	7	7,5	8	9	10
F_t , Н	400	430	460	480	500	550	600	600	700	750
d_1 , мм	125	140	160	180	200	224	250	250	315	315
α	144	144	145	144,8	146	145,6	146,2	146,7	146,7	149,9
u	4	4	3,5	3,5	3,15	3,17	3,2	2,84	2,86	2,25

Задача 2.30

Вычислить дугу упругого скольжения α_1 (в градусах) ремённой передачи при следующих данных: коэффициент тяги передачи φ , коэффициент трения между ремнём и шкивом $f = 0,35$.

Таблица 2.30. Исходные данные к задаче 2.30

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
φ	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36	0,37	0,38	0,39	0,4

З З У Б Ч А Т Ы Е П Е Р Е Д А Ч И **(цилиндрические, конические, червячные)**

Вопросы для самоподготовки по разделу «Зубчатые передачи»

1) Зубчатые передачи. Достоинства и недостатки. Коэффициент торцового перекрытия. Контактные напряжения и контактная прочность. Критерии работоспособности и расчета. Степени точности зубчатых передач.

2) Расчетная нагрузка зубчатых передач. Коэффициенты концентрации нагрузки и динамической нагрузки.

3) Прямозубые цилиндрические зубчатые передачи. Силы в зацеплении. Вывод формулы для расчета на контактную прочность.

4) Расчет зубьев прямозубой цилиндрической передачи на изгиб.

5) Материалы, применяемые для изготовления зубчатых колес. Допускаемые напряжения при расчетах зубчатых передач на контактную прочность и на изгиб.

6) Особенности расчета косозубых и шевронных цилиндрических зубчатых передач на прочность: геометрические параметры, эквивалентное колесо, многопарность зацепления и плавность хода передачи, коэффициенты торцового и осевого перекрытия.

7) Косозубые и шевронные цилиндрические зубчатые передачи. Силы в зацеплении. Расчет прочности зубьев по контактными напряжениям.

8) Расчет косозубых и шевронных цилиндрических зубчатых передач на изгиб. Выбор модуля и числа зубьев в зубчатых передачах.

9) Конические зубчатые передачи: общие сведения и характеристика, геометрические и кинематические параметры. Приведенное эквивалентное колесо. Силы в зацеплении. Расчет зубьев прямозубой конической передачи по напряжениям изгиба.

10) Расчет зубьев прямозубой конической передачи по контактными напряжениям.

11) Определение коэффициента концентрации нагрузки и динамической нагрузки при расчете конических зубчатых передач на контактную прочность и на изгиб.

12) Червячные передачи. Конструкция. Достоинства и недостатки. Силы в зацеплении. Условие самоторможения. Скорость скольжения червяка относительно зубьев колеса.

13) Основные критерии работоспособности и расчета червячных передач. Расчет на прочность по контактными напряжениям.

14) Материалы деталей червячной передачи. Допускаемые напряжения. Расчет на прочность по контактными напряжениям.

Пример. Определить силы, действующие в закрытой цилиндрической прямозубой передаче при следующих данных: межосевое расстояние $a = 125$ мм, ширина венца колеса $b_w = 50$ мм, частота вращения колеса $n_2 = 200$ мин⁻¹, передаточное число $u = 4$, допускаемое контактное напряжение зубьев $[\sigma_H] = 500$ МПа, коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1$, КПД передачи $\eta = 0,97$.

Решение

Напишем проектную формулу межосевого расстояния для прямозубой цилиндрической передачи:

$$a = 0,85(u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \Psi_{ba}}},$$

откуда вычисляем крутящий момент на валу колеса:

$$T_2 = \frac{a^3 [\sigma_H]^2 u^2 \Psi_{ba}}{0,85^3 (u + 1)^3 E_{np} K_{H\beta}} = \frac{125^3 \cdot 500^2 \cdot 4^2 \cdot 0,4}{0,85^3 (4 + 1)^3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1} = 193849 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Вычисляем крутящий момент на валу шестерни:

$$T_1 = T_2 / (u\eta) = 193849 / (4 \cdot 0,97) = 49961 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Находим делительный диаметр шестерни:

$$d_1 = 2a / (u + 1) = 2 \cdot 125 / (4 + 1) = 50 \text{ мм}.$$

Вычисляем силы, действующие в зацеплении:

- окружная сила $F_t = 2 T_1 / d_1 = 2 \cdot 49961 / 50 = 1998,5 \text{ Н};$

- радиальная сила $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha = 1998,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 727,4 \text{ Н}.$

Задача 3.1

Определить геометрические размеры зубчатых колёс закрытой цилиндрической прямозубой передачи при следующих данных: передаваемая мощность P_1 , частота вращения шестерни n_1 , передаточное число u , коэффициент ширины колеса Ψ_{ba} , число зубьев шестерни Z_1 , коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1$, допускаемое контактное напряжение зубьев $[\sigma_H] = 500$ МПа, КПД передачи $\eta = 0,97$.

Таблица 3.1. Исходные данные к задаче 3.1

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	2,5	4	5	3,35	4	3	4	4,3	3,7	3,5
n_1 , мин ⁻¹	1025	932	956	960	1032	1000	960	1000	993	991
u	5	5	4	4,8	5	4,5	4	4,25	3,8	3,6
ψ_{ba}	0,4	0,36	0,4	0,4	0,4	0,3	0,36	0,35	0,3	0,3
Z_1	18	18	20	20	21	22	24	24	25	25

Задача 3.2

Определить мощность P_1 закрытой цилиндрической прямозубой передачи при следующих данных: межосевое расстояние a , ширина венца колеса b_w , частота вращения колеса n_2 , передаточное число u , допустимое контактное напряжение зубьев $[\sigma_H] = 500$ МПа, коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1$, КПД передачи $\eta = 0,97$.

Таблица 3.2. Исходные данные к задаче 3.2

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
a , мм	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145
b_w , мм	30	32	40	45	45	50	52	50	56	51
n_2 , мин ⁻¹	350	270	300	320	280	325	355	220	200	226
u	4	5	4	4	5	4	4	5	6	4

Задача 3.3

Определить геометрические размеры зубчатых колёс закрытой цилиндрической косозубой передачи при следующих данных: передаваемая мощность P_1 , частота вращения шестерни n_1 , передаточное число u , коэффициент ширины колеса ψ_{ba} , число зубьев шестерни Z_1 , коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1$, допустимое контактное напряжение зубьев $[\sigma_H] = 500$ МПа, КПД передачи $\eta = 0,97$.

Таблица 3.3. Исходные данные к задаче 3.3

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3	3	3,6	4	4	7	8	8	10	11
n_1 , мин ⁻¹	1040	1124	1000	1064	965	986	935	918	935	985
u	4,5	4,72	4,7	4,9	4,9	3,9	3,86	4,05	4	4,18
ψ_{ba}	0,35	0,3	0,35	0,34	0,33	0,36	0,38	0,37	0,4	0,4
Z_1	18	18	19	19	20	20	21	21	22	22

Задача 3.4

Определить мощность P_1 закрытой цилиндрической косозубой передачи при следующих данных: межосевое расстояние a , ширина венца колеса b_w , частота вращения колеса n_2 , передаточное число u , допускаемое контактное напряжение зубьев $[\sigma_H] = 500$ МПа, коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1$, КПД передачи $\eta = 0,97$.

Таблица 3.4. Исходные данные к задаче 3.4

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
a , мм	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150
b_w , мм	31,5	44	46	45	50	52	50	56	51	60
n_2 , мин ⁻¹	300	350	360	370	200	210	220	230	240	250
u	4	4	4	4	5	5	5	5	5	5

Задача 3.5

Определить силы, действующие в зацеплении закрытой цилиндрической прямозубой передачи, при следующих данных: передаваемая мощность P_1 , число зубьев шестерни Z_1 , передаточное число u , частота вращения колеса n_2 , модуль зацепления m .

Таблица 3.5. Исходные данные к задаче 3.5

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	11,8	6,2	10	4,3	5,2	2,5	4,8	7,9	9,4	7,1
Z_1	17	17	18	18	19	19	20	20	21	21
u	4	5	4,5	5,5	3	4	3,5	4,5	4	5
n_2 , мин ⁻¹	300	240	250	200	400	350	400	300	300	250
m , мм	4	3	3,5	2,5	3	2	2,5	2,75	3	2,5

Задача 3.6

Определить силы, действующие в зацеплении закрытой цилиндрической косозубой передачи, при следующих данных: передаваемая мощность P_1 , число зубьев шестерни Z_1 , передаточное число u , частота вращения колеса n_2 , нормальный модуль зацепления m_n , угол наклона зубьев β (в градусах).

Таблица 3.6. Исходные данные к задаче 3.6

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	11,8	6,2	10	4,3	5,2	2,5	4,8	7,9	9,4	7,1
Z_1	17	17	18	18	19	19	20	20	21	21
u	4	5	4,5	5,5	3	4	3,5	4,5	4	5
n_2 , мин ⁻¹	300	240	250	200	400	350	400	300	300	250
m , мм	4	3	3,5	2,5	3	2	2,5	2,75	3	2,5

Задача 3.7

Определить ширину венца колеса b_w закрытой цилиндрической прямозубой передачи при следующих данных: передаваемая мощность P_1 , межосевое расстояние a , частота вращения шестерни n_1 , передаточное число u , допускаемое контактное напряжение зубьев $[\sigma_H] = 500$ МПа, коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1$, КПД передачи $\eta = 0,97$.

Таблица 3.7. Исходные данные к задаче 3.7

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3,7	3,1	3,5	5,1	5	4,9	5,1	3,8	3	4,96
a , мм	100	105	110	115	120	125	130	135	140	150
n_1 , мин ⁻¹	1400	1300	1250	1200	1150	1100	1050	1000	950	900
u	4	4,6	4,5	3,6	3,8	4	4	5	6	4

Задача 3.8

Определить ширину венца колеса b_w закрытой цилиндрической косозубой передачи при следующих данных: передаваемая мощность P_1 , межосевое расстояние a , частота вращения шестерни n_1 , передаточное число u , допускаемое контактное напряжение зубьев $[\sigma_H] = 500$ МПа, коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1$, КПД передачи $\eta = 0,97$.

Таблица 3.8. Исходные данные к задаче 3.8

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3,8	4,1	4,2	4,4	4,6	4,7	4,7	4,8	4,8	4,8
a , мм	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145
n_1 , мин ⁻¹	1400	1350	1300	1250	1200	1150	1100	1050	1000	950
u	5,1	5,2	5,3	5,4	5,5	5,6	5,7	5,8	5,9	6

Задача 3.9

Определить силы, действующие в зацеплении закрытой цилиндрической прямозубой передачи, при следующих данных: делительный диаметр шестерни d_1 , ширина венца колеса b_w , передаточное число u , контактное напряжение зубьев $\sigma_H = 450$ МПа, коэффициент расчётной нагрузки $K_H = 1,2$.

Таблица 3.9. Исходные данные к задаче 3.9

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d_1 , мм	45	45	50	50	55	55	60	60	65	65
b_w , мм	50	55	60	65	65	70	70	75	75	80
u	4	5	4,5	5,5	4	5	4,5	5,5	4	5

Задача 3.10

Определить силы, действующие в зацеплении закрытой цилиндрической косозубой передачи, при следующих данных: делительный диаметр шестерни d_1 , ширина венца колеса b_w , передаточное число u , контактное напряжение зубьев $\sigma_H = 500$ МПа, коэффициент расчётной нагрузки $K_H = 1,2$, угол наклона зубьев β , коэффициент повышения прочности $Z_{H\beta} = 0,8$.

Таблица 3.10. Исходные данные к задаче 3.10

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d_1 , мм	50	50	52	55	58	60	62	65	68	70
b_w , мм	50	55	55	60	60	65	65	70	70	75
u	4	4,5	4,8	5	5,2	4,2	4,3	4,4	4,6	4,7
β (в градусах)	16,26	16,26	15,94	17,34	18,5	16,6	14,59	15,94	17,08	13,73

Задача 3.11

Определить крутящий момент на валу шестерни T_1 закрытой цилиндрической прямозубой передачи при следующих данных: модуль зацепления m , ширина венца колеса b_w , число зубьев шестерни Z_1 , напряжение изгиба в корне зуба шестерни $\sigma_{F1} = 150$ МПа, коэффициент расчётной нагрузки $K_F = 1,4$, передача некорректирована.

Таблица 3.11. Исходные данные к задаче 3.11

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m , мм	1,5	1,75	2	2,25	2,5	2,75	3	3,5	4	4,5
b_w , мм	30	35	35	40	45	50	60	70	70	80
Z_1	20	20	18	18	18	20	20	20	18	18

Задача 3.12

Определить крутящий момент на валу колеса T_2 закрытой цилиндрической косозубой передачи при следующих данных: нормальный модуль зацепления m_n , ширина венца колеса b_w , число зубьев шестерни Z_1 , угол наклона зубьев β (в градусах), напряжение изгиба в корне зуба шестерни $\sigma_{F1} = 150$ МПа, коэффициент расчётной нагрузки $K_F = 1,3$, коэффициент повышения прочности $Z_{F\beta} = 0,75$, КПД передачи $\eta = 0,97$, передача некорректирована.

Таблица 3.12. Исходные данные к задаче 3.12

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m_n , мм	1,5	1,75	2	2,25	2,5	2,75	3	3,5	4	4,5
b_w , мм	30	35	35	40	45	50	60	70	70	80
Z_1	18	18	19	19	20	20	21	21	22	22
β	11,5	10,14	18,19	9,41	15,64	12,63	10,14	11,48	8,1	13,51
u	3,5	4	4	5	4,2	4,5	4	5	3,5	4,5

Задача 3.13

Две цилиндрические прямозубые передачи имеют равные: межосевое расстояние, ширину венцов колёс, передаточное число, но разные числа зубьев и модули зацепления. У первой передачи модуль зацепления m' , числа зубьев Z_1 и Z_2 . У второй – модуль зацепления m'' . Найти соотношение напряжений изгиба зубьев двух передач $\sigma_{F1} / \sigma_{F2}$.

Таблица 3.13. Исходные данные к задаче 3.13

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m' , мм	2	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4
Z_1	27	25	32	28	32	30	24	30	25	30
Z_2	108	100	112	98	112	114	96	120	95	96
m'' , мм	3	2,5	4	3,5	4	4,5	4	5	5	6

Задача 3.14

Две цилиндрические косозубые передачи имеют равные: межосевое расстояние, ширину венцов колёс, передаточное число, угол наклона зубьев β (в градусах), но разные числа зубьев и модули зацепления. У первой передачи модуль зацепления m_n' , числа зубьев Z_1 и Z_2 . У второй – модуль зацепления m_n'' . Найти соотношение напряжений изгиба зубьев двух передач $\sigma_{F1} / \sigma_{F2}$.

Таблица 3.14. Исходные данные к задаче 3.14

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
β	14,59	11,48	18,67	8,96	17,34	11,97	13,54	15,74	13,93	15,38
m_n' , мм	2	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4
Z_1	30	35	32	36	28	30	30	33	33	30
Z_2	120	112	112	126	112	120	120	132	132	105
m_n'' , мм	3	3,5	4	4,5	4	4,5	5	5,5	5,5	6

Задача 3.15

Определить основные геометрические размеры прямозубой конической передачи (d_{e1} , d_{e2} , R_e , d_{m1} , d_{m2} , R_m , m_e , m_m) при следующих данных: передаваемая мощность P_1 , частота вращения шестерни n_1 , передаточное число u , число зубьев шестерни $Z_1 = 20$, коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1,15$, допустимое контактное напряжение зубьев $[\sigma_H]$ 450 МПа, КПД передачи $\eta = 0,95$. Внешний торцовый модуль m_e принять стандартным.

Таблица 3.15. Исходные данные к задаче 3.15

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3	3,2	3,5	3,8	4	4,2	4,5	4,8	5	5,2
n_1 , мин ⁻¹	750	780	810	840	870	900	930	960	990	1020
u	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3	3,1	3,2	3,3	3,4

Задача 3.16

Определить мощность P_1 закрытой прямозубой конической передачи при следующих данных: передаточное число u , число зубьев шестерни $Z_1 = 20$, частота вращения колеса $n_2 = 300$ мин⁻¹, внешний торцовый модуль $m_e = 4$ мм, допускаемое контактное напряжение зубьев $[\sigma_H] = 450$ МПа, коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1,15$, КПД передачи $\eta = 0,95$.

Таблица 3.16. Исходные данные к задаче 3.16

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
u	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3	3,1	3,2	3,3

Задача 3.17

Определить силы, действующие в зацеплении прямозубой конической передачи, при следующих данных: передаваемая мощность P_1 , частота вращения шестерни n_1 , передаточное число u , ширина венца колеса b_w , число зубьев шестерни $Z_1 = 20$, допускаемое контактное напряжение зубьев $[\sigma_H] = 450$ МПа, коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1,15$, КПД передачи $\eta = 0,95$. Внешний торцовый модуль m_e принять стандартным.

Таблица 3.17. Исходные данные к задаче 3.17

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3,6	3,9	4,2	4,6	5	5,3	5,6	6	6,5	6,9
n_1 , мин ⁻¹	960	1000	1040	1080	1120	1160	1200	1240	1280	1320
u	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3	3,1	3,2	3,3
b_w , мм	30	30	32	33	34	35	36	37	38	39

Задача 18

Определить внешний торцовый модуль m_e прямозубой конической передачи, если известны: модуль в среднем сечении m_m , ширина венца колеса b_w , число зубьев шестерни Z_1 , передаточное число u . Значение m_e принять стандартным.

Таблица 3.18. Исходные данные к задаче 3.18

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m_m , мм	3,86	3,43	4,29	5,14	4,28	3,43	3,43	4,29	4,29	5,14
b_w , мм	32	37	42	60	62	42	52	54	46	72
Z_1	20	25	22	25	30	30	30	24	20	25
u	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,7	2,9	3	3,1	3,2

Задача 3.19

Определить напряжение изгиба у зубьев колеса σ_{F2} прямозубой конической передачи, если известны: напряжение изгиба зубьев шестерни $\sigma_{F1} = 150$ МПа, число зубьев шестерни Z_1 , передаточное число u .

Таблица 3.19. Исходные данные к задаче 3.19

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Z_1	18	19	20	20	20	18	22	18	20	20
u	2,5	3	3,2	3,5	2,9	3,5	3	3	2,6	2,8

Задача 3.20

Определить мощность P_1 прямозубой конической передачи при следующих данных: число зубьев шестерни Z_1 , коэффициент формы зуба Y_{F1} , средний модуль m_m , ширина венца колеса b_w , частота вращения шестерни n_1 , напряжение изгиба зубьев шестерни $\sigma_{F1} = 150$ МПа, коэффициент расчётной нагрузки $K_F = 1,4$.

Таблица 3.20. Исходные данные к задаче 3.20

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Z_1	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
Y_{F1}	4,16	4,14	4,12	4,1	4,06	4,0	3,97	3,94	3,92	3,9
m_m , мм	3	3	2,75	2,75	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5
b_w , мм	20	22	20	20	24	25	26	30	30	32
n_1 , мин ⁻¹	700	720	750	780	800	830	850	720	680	660

Задача 3.21

Определить геометрические размеры червяка (d_1 , d_{a1} , d_{f1} , b_1) и колеса (d_2 , d_{a2} , d_{aM2} , d_{f2} , b_2) при следующих данных червячной передачи: мощность на валу колеса P_2 , частота вращения колеса n_2 , передаточное число u , коэффициент диаметра червяка q , число заходов червяка $Z_1 = 2$, приведённый модуль упругости материалов червяка и колеса $E_{пр} = 1,26 \cdot 10^5$ МПа, допускаемое контактное напряжение зубьев колеса $[\sigma_H] = 180$ МПа, передача некорригирована.

Таблица 3.21. Исходные данные к задаче 3.21

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_2 , кВт	1,7	3,3	1,9	2,6	2,5	3,4	5,9	8,5	6,5	9,4
n_2 , мин ⁻¹	100	100	100	70	120	80	100	80	100	70
u	15,5	15,5	16,5	16,5	17,5	17,5	18,5	18,5	19,5	19,5
q	10	10	10	10	10	10	12,5	12,5	12,5	12,5

Задача 3.22

Определить КПД червячной передачи η при следующих данных: червяк стальной, венец зубьев колеса из оловянной бронзы, число заходов червяка Z_1 , коэффициент диаметра червяка q , относительная скорость скольжения в зацеплении V_s .

Таблица 3.22. Исходные данные к задаче 3.22

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Z_1	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
q	8	10	8	10	10	12,5	10	12,5	10	12,5
V_s , м/с	2,5	3	4	7	2,5	3	4	7	7	4

Задача 3.23

Произвести проверку контактной прочности зубьев червячного колеса при условии: мощность на валу колеса P_2 , частота вращения n_2 , модуль зацепления m , коэффициент диаметра червяка q , число заходов червяка Z_1 , передаточное число u , коэффициент расчётной нагрузки $K_H = 1,2$, $E_{пр} = 1,26 \cdot 10^5$ МПа, допускаемое контактное напряжение зубьев колеса $[\sigma_H] = 180$ МПа, передача некорректирована.

Таблица 3.23. Исходные данные к задаче 3.23

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_2 , кВт	0,6	1,5	0,8	1,3	1,8	3,2	2	6,7	4,6	7,5
n_2 , мин ⁻¹	60	100	50	80	40	70	40	60	40	60
m , мм	5	5	5	5	6,3	6,3	6,3	8	8	8
q	8	10	10	10	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5
Z_1	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
u	30	15,5	32	16,5	34	17,5	36	18,5	38	19,5

Задача 3.24

Определить силы, действующие в зацеплении червячной передачи, при условии: мощность на валу колеса P_2 , частота вращения n_2 , модуль зацепления m , коэффициент диаметра червяка q , число заходов червяка Z_1 , передаточное число u , передача некорректирована.

Таблица 3.24. Исходные данные к задаче 3.24

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_2 , кВт	2	3,2	1,4	2,4	2	3,5	2,2	5,5	2,6	4,3
n_2 , мин ⁻¹	40	70	50	80	50	80	60	70	40	60
m , мм	5	5	5	5	6,3	6,3	6,3	8	8	8
q	16	16	12,5	12,5	10	10	10	10	10	10
Z_1	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
u	45	21,5	38	19,5	36	18,5	34	17,5	32	16,5

Задача 3.25

Определить мощность на валу червяка P_1 червячной передачи при следующих данных: диаметр вершин витков червяка d_{a1} , модуль зацепления m , передаточное число u , частота вращения колеса n_2 , число заходов червяка $Z_1 = 2$, $E_{np} = 1,26 \cdot 10^5$ МПа, допускаемое контактное напряжение зубьев колеса $[\sigma_H] = 180$ МПа, КПД передачи $\eta = 0,82$, передача некорректирована.

Таблица 3.25. Исходные данные к задаче 3.25

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d_{a1} , мм	50	50	60	60	72,5	75,6	75,6	75,6	96	96
m , мм	5	5	5	5	5	6,3	6,3	6,3	8	8
u	15,5	16,5	17,5	18,5	19,5	19,5	20,5	21,5	22,5	23,5
n_2 , мин ⁻¹	100	90	80	75	70	65	60	55	50	45

Задача 3.26

Определить силы, действующие в зацеплении червячной передачи, при условии: мощность на валу червяка P_1 , частота вращения n_1 , модуль зацепления m , диаметр вершин витков червяка d_{a1} и колеса d_{a2} , КПД передачи $\eta = 0,84$, число заходов червяка $Z_1 = 2$, передача некорректирована.

Таблица 3.26. Исходные данные к задаче 3.26

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3,6	3,2	2,3	2,1	1,9	3,3	2,9	2,5	2,1	1,8
n_1 , мин ⁻¹	1800	1700	1600	1500	1400	1300	1200	1100	1000	900
m , мм	5	5	5	5	5	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3
d_{a1} , мм	72,5	72,5	60	60	60	75,6	75,6	75,6	75,6	75,6
d_{a2} , мм	255	245	235	225	215	258,3	245,7	233,1	220,5	207,9

Задача 3.27

Определить крутящий момент на валу колеса T_2 червячной передачи из условия прочности зубьев на изгиб. Модуль зацепления m , число заходов червяка Z_1 , коэффициент диаметра червяка q , число зубьев колеса Z_2 , напряжение изгиба зубьев колеса $\sigma_F = 60$ МПа, коэффициент расчётной нагрузки $K_F = 1,2$.

Таблица 3.27. Исходные данные к задаче 3.27

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m , мм	4	4	4	5	5	5	6,3	6,3	8	8
Z_1	2	2	2	1	1	1	2	2	2	2
q	16	16	16	12,5	12,5	12,5	10	10	10	10
Z_2	51	49	47	45	38	32	41	39	37	35

Задача 3.28

Червячная передача имеет следующую характеристику: передаточное число u , число заходов червяка Z_1 , коэффициент диаметра червяка q , модуль зацепления m , $E_{пр} = 1,26 \cdot 10^5$ МПа, допустимое контактное напряжение зубьев колеса $[\sigma_H] = 160$ МПа. Можно ли использовать эту передачу в приводе, потребляющем мощность P при частоте вращения n ?

Таблица 3.28. Исходные данные к задаче 3.28

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
u	52	26,5	46	22,5	44	21,5	42	19,5	36	18,5
Z_1	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
q	16	16	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	10	10	10
m , мм	5	5	6,3	6,3	8	8	8	10	10	10
P , кВт	1,5	3	2	2,5	3	5,5	2,2	8	4	5,5
n , мин ⁻¹	30	50	30	40	24	45	18	50	30	40

Задача 3.29

Определить контактное напряжение σ_H и напряжение изгиба σ_F , возникающие в зубьях колеса червячной передачи. Мощность на валу червяка P_1 , угловая скорость ω_1 , модуль зацепления m , число заходов червяка Z_1 , коэффициент диаметра червяка q , передаточное число u , $E_{пр} = 1,26 \cdot 10^5$ МПа, КПД передачи $\eta = 0,8$, коэффициенты расчётной нагрузки $K_H = K_F = 1,2$.

Таблица 3.29. Исходные данные к задаче 3.29

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3,5	6	2,5	6,5	3	5,5	4	7	6,5	10
ω_1 , с ⁻¹	290	260	210	190	180	170	160	150	140	130
m , мм	5	5	5	6,3	6,3	6,3	8	8	10	10
Z_1	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
q	16	16	16	12,5	12,5	12,5	10	10	10	10
u	54	25,5	48	23,5	46	22,5	40	19,5	38	18,5

Задача 3.30

Определить мощность на валу червяка P_1 червячной передачи по условию прочности зубьев колеса на изгиб. Модуль зацепления m , число заходов червяка Z_1 , коэффициент диаметра червяка q , передаточное число u , частота вращения червяка n_1 , напряжение изгиба зубьев колеса $\sigma_F = 15$ МПа, коэффициент расчётной нагрузки $K_F = 1,2$, КПД передачи $\eta = 0,8$.

Таблица 3.30. Исходные данные к задаче 3.30

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m , мм	5	5	5	6,3	6,3	6,3	8	8	10	10
Z_1	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
q	16	16	16	12,5	12,5	12,5	10	10	10	10
u	52	24,5	48	23,5	46	22,5	40	19,5	38	18,5
n_1 , мин ⁻¹	2800	1400	2400	1300	2200	1200	2000	1100	1900	1000

4 ВАЛЫ И ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Вопросы для самоподготовки по разделу «Валы и подшипники»

- 1) Валы и оси, конструкция, материалы. Критерии работоспособности. Проектный расчет валов. Разработка конструкции валов.
- 2) Расчетные схемы валов. Проверочный расчет валов на прочность.
- 3) Расчет валов и осей на жесткость и колебания. Критическая частота вращения вала.
- 4) Подшипники качения. Классификация и система условных обозначений. Контактные напряжения в деталях подшипников. Кинематика и динамика подшипника.
- 5) Критерии работоспособности подшипников качения. Эквивалентная нагрузка. Выбор подшипников по динамической грузоподъемности.

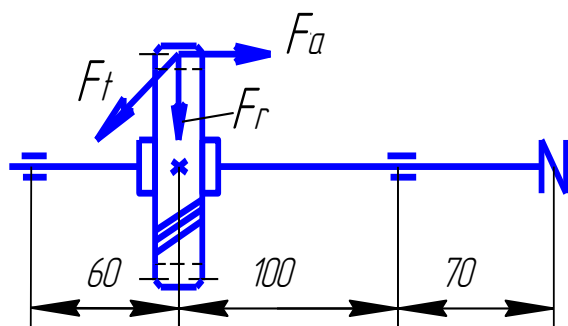


Рисунок 4а

Пример 1

Косозубое цилиндрическое зубчатое колесо (нормальный модуль $m_n = 5$ мм, число зубьев $Z = 60$, угол наклона зубьев $\beta = 12^\circ$) на валу диаметром $d = 60$ мм, передает мощность $P = 5$ кВт при частоте вращения $n = 40$ мин⁻¹. Вычислить максимальное эквивалентное напряжение изгиба с кручением в сечении вала.

Решение

Вычисляем делительный диаметр колеса:

$d = m_n z / \cos \beta = 5 \cdot 60 / \cos 12^\circ = 306,7$ мм, при этом делительный радиус будет равен $r = 0,5d = 0,5 \cdot 306,7 = 153,35$ мм.

Вычисляем передаваемый крутящий момент:

$$T = P \cdot 30 / (\pi n) = 5 \cdot 10^3 \cdot 30 / (\pi \cdot 40) = 1193,66 \text{ Н}\cdot\text{м} = 1193660 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Вычисляем силы, действующие в зацеплении:

- окружная сила: $F_t = 2T/d = 2 \cdot 1193660 / 306,7 = 7784$ Н;
- радиальная сила: $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 7784 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 12^\circ = 2897$ Н;
- осевая сила: $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 7784 \cdot \operatorname{tg} 12^\circ = 1655$ Н.

Вычисляем дополнительную силу на валу от муфты, возникающую от возможной несоосности валов. По рекомендации [1]:

$$F_M \approx 250 \sqrt{T} = 250 \sqrt{1193660} = 8637 \text{ Н}.$$

Для расчётов примем: $F_M = 8000$ Н.

Принимаем расчётную схему вала как шарнирно-неподвижную и шарнирно-подвижную балку на двух опорах. Прикладываем все действующие силы. Рассматриваем действие сил в горизонтальной и вертикальной плоскостях. В каждой плоскости определяем опорные реакции, строим эпюры изгибающих моментов. Затем строим суммарную эпюру изгибающих моментов и эпюру крутящих моментов.

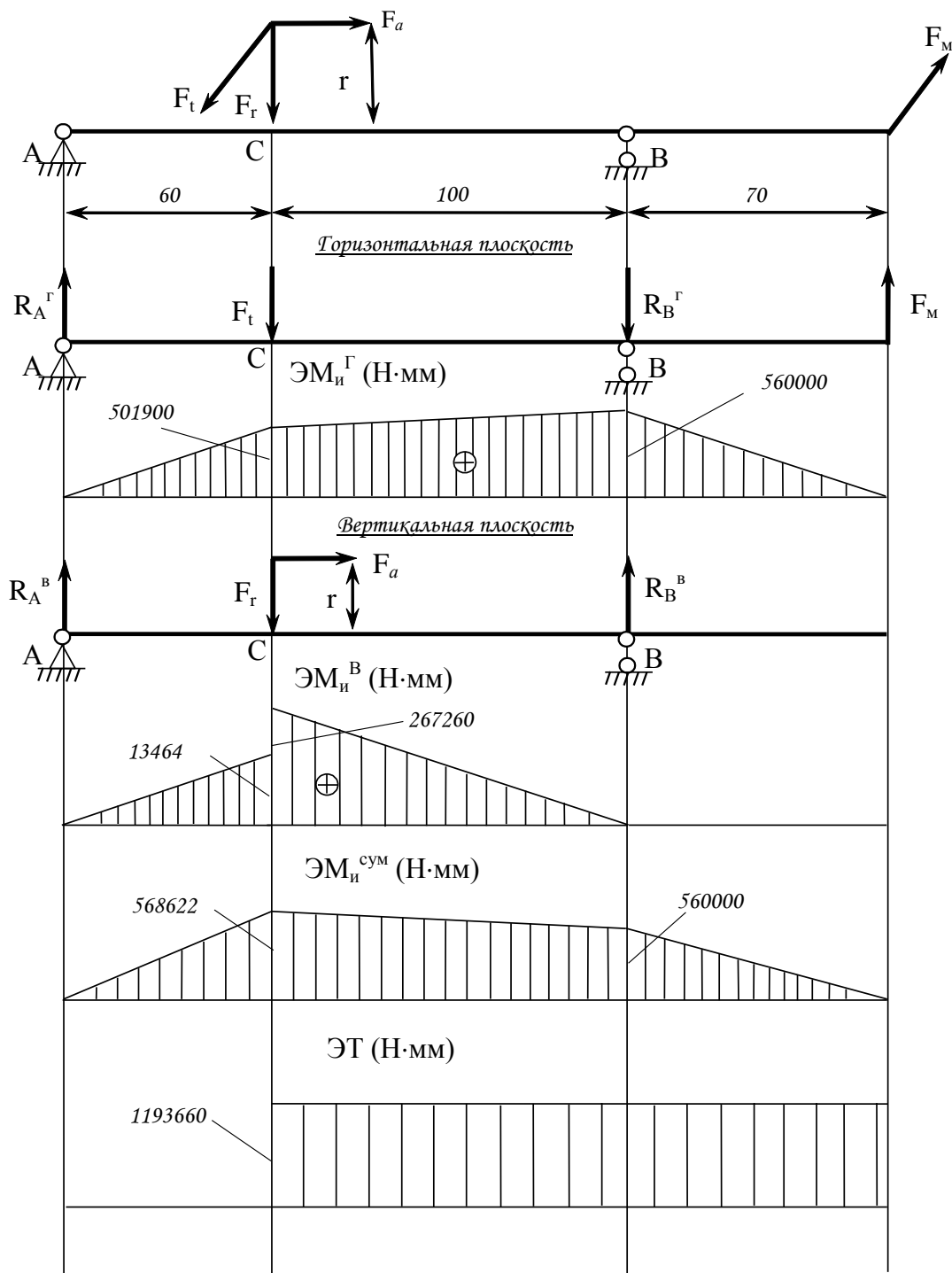


Рисунок 4б

Рассматриваем горизонтальную плоскость.

Опорные реакции: $\sum M_B = 0. R_A^r \cdot 160 - F_t \cdot 100 - F_M \cdot 70 = 0.$

$R_A^r = (F_t \cdot 100 + F_M \cdot 70) / 160 = (7784 \cdot 100 + 8000 \cdot 70) = 8365 \text{ Н.}$

$$\sum M_A = 0. \quad R_B^r \cdot 160 - F_M \cdot 230 + F_t \cdot 60 = 0.$$

$$R_B^r = (F_M \cdot 230 - F_t \cdot 60) / 160 = (8000 \cdot 230 - 7784 \cdot 60) / 160 = 8531 \text{ Н.}$$

$$\begin{aligned} \text{Проверка: } \sum Y = 0. \quad R_A^r - F_t - R_B^r + F_M &= 8365 - 7784 - 8581 + 8000 = \\ &= 16365 - 16365 = 0. \end{aligned}$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости \mathcal{M}_n^r :

$$\text{- в сечении С: } M_{n(C)}^r = R_A^r \cdot 60 = 8365 \cdot 60 = 501900 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$\text{- в сечении В: } M_{n(B)}^r = F_M \cdot 70 = 8000 \cdot 70 = 560000 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Рассматриваем вертикальную плоскость.

$$\text{Опорные реакции: } \sum M_B = 0. \quad R_A^b \cdot 160 - F_r \cdot 100 + F_a \cdot r = 0.$$

$$R_A^b = (F_r \cdot 100 - F_a \cdot r) / 160 = (2897 \cdot 100 - 1655 \cdot 153.35) / 160 = 224,4 \text{ Н.}$$

$$\sum M_A = 0. \quad R_B^b \cdot 160 - F_r \cdot 60 - F_a \cdot r = 0.$$

$$R_B^b = (F_r \cdot 60 + F_a \cdot r) / 160 = (2897 \cdot 60 + 1655 \cdot 153,35) / 160 = 2672,6 \text{ Н.}$$

$$\text{Проверка: } \sum Y = 0. \quad R_A^b - F_r + R_B^b = 224,4 - 2897 + 2672,6 = 2897 - 2897 = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости \mathcal{M}_n^b :

$$\text{- в сечении С слева: } M_{n(C)}^{b>} = R_A^b \cdot 60 = 224,4 \cdot 60 = 13464 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$\text{- в сечении С справа: } M_{n(C)}^{b>>} = R_B^b \cdot 100 = 2672,6 \cdot 100 = 267260 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Строим суммарную эпюру изгибающих моментов $\mathcal{M}_n^{\text{сум}}$:

$$\begin{aligned} \text{- в сечении С: } \quad \mathcal{M}_n^{\text{сум}}(C) &= \sqrt{(\mathcal{M}_{n(C)}^{b>})^2 + (\mathcal{M}_{n(C)}^{b>>})^2} = \\ &= \sqrt{501900^2 + 267260^2} = 568622 \text{ Н}\cdot\text{мм}; \end{aligned}$$

$$\text{- в сечении В: } \quad \mathcal{M}_n^{\text{сум}}(B) = 560000 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Строим эпюру крутящих моментов ЭТ:

$$T = 1193660 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Из построенных эпюр находим, что наиболее опасным является сечение С, где действуют максимальные нагрузки. Вычисляем значение эквивалентного напряжения в этом сечении.

$$\text{Напряжение изгиба } \sigma_n = M / W,$$

где M – изгибающий момент, Н·мм;

W – осевой момент сопротивления сечения, мм³.

$$M = 568622 \text{ Н}\cdot\text{мм}, \quad W = 0,1d^3 = 0,1 \cdot 60^3 = 21600 \text{ мм}^3.$$

$$\sigma_{\text{н}} = 568622 / 21600 = 26,3 \text{ МПа.}$$

$$\text{Напряжение кручения } \tau = T / W_p,$$

где T – крутящий момент, Нмм;

$$W_p \text{ – полярный момент сопротивления сечения, мм}^3.$$

$$T = 1193660 \text{ Н}\cdot\text{мм}, W_p = 0,2d^3 = 0,2 \cdot 60^3 = 43200 \text{ мм}^3.$$

$$\tau = 1193660 / 43200 = 27,6 \text{ МПа.}$$

По четвёртой теории прочности:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{26,3^2 + 3 \cdot 27,6^2} = 54,6 \text{ МПа.}$$

Пример 2. По данным примера 1 вычислить запас усталостной прочности в опасном сечении вала, приняв: $\sigma_{-1} = 300 \text{ МПа}$, $\tau_{-1} = 180 \text{ МПа}$, $\psi_{\sigma} = 0,1$, $\psi_{\tau} = 0,05$, $K_{\sigma} = 1,7$, $K_{\tau} = 1,4$, $K_d = 0,8$, $K_F = 0,9$.

Решение.

Запас усталостной прочности в каком-либо сечении вала вычисляется по формуле:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S] = 1,5,$$

где S_{σ} - запас усталостной прочности только по нормальным напряжениям (при изгибе);

S_{τ} - запас усталостной прочности только по касательным напряжениям (при кручении).

В свою очередь:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma} \sigma_a}{K_d K_F} + \psi_{\sigma} \sigma_m}$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau} \tau_a}{K_d K_F} + \psi_{\tau} \tau_m}.$$

В этих формулах:

σ_{-1} , τ_{-1} – пределы выносливости материала вала, соответственно при изгибе и кручении, МПа;

σ_a, τ_a – амплитуды циклов напряжений, соответственно..., МПа;
 σ_m, τ_m – постоянные составляющие циклов напряжений, МПа;
 ψ_σ, ψ_τ – коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости;

K_σ, K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

K_d – масштабный фактор;

K_F – фактор шероховатости.

Подставляя исходные данные, вычисляем:

$$S_\sigma = \frac{300}{\frac{1,7 \cdot 26,3}{0,8 \cdot 0,9} + 0,1 \cdot 0} = 4,83;$$

$$S_\tau = \frac{180}{\frac{1,4 \cdot 13,8}{0,8 \cdot 0,9} + 0,05 \cdot 13,8} = 6,54.$$

$$\text{Тогда: } S = \frac{4,83 \cdot 6,54}{\sqrt{4,83^2 + 6,54^2}} = 3,9 > 1,5 = [S],$$

следовательно, запас усталостной прочности в опасном сечении вала вполне достаточен.

Пример 3. По данным примера 1 вычислить срок службы (в часах) подшипников качения № 36211 ($C = 58400$ Н, $C_o = 34200$ Н), установленные на опорах вала. Принять $K_b = 1,2$, $K_T = 1$.

Решение

Ресурс работы шарикоподшипника вычисляется по зависимости [1]:

$$L = a_1 a_2 (C/P)^p,$$

где L – долговечность подшипника в миллионах оборотов;

a_1 – коэффициент надёжности;

a_2 – обобщённый коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации;

C – паспортная динамическая грузоподъемность подшипника, Н;

P – эквивалентная динамическая нагрузка на опоре, Н;

p – показатель степени, равный $p = 3$ для шариковых подшипников.

Принимаем: $a_1 = 1$ (при вероятности 0,9),

$$a_2 = 0,7 \text{ обычные условия применения (табл. 16.3, [1]).}$$

$$P = (XVF_r + YF_a) K_b K_T,$$

где F_r – радиальная нагрузка на опоре, Н;

F_a – осевая нагрузка на опоре, Н;

X – коэффициент радиальной нагрузки;

Y – коэффициент осевой нагрузки;

V – коэффициент вращения. При вращении внутреннего кольца $V = 1$;

K_b – коэффициент безопасности;

K_T – температурный коэффициент.

По условию примера $K_b = 1,2$, $K_T = 1$.

Вычисляем радиальные нагрузки на опорах:

$$R_A = \sqrt{(R_A^r)^2 + (R_A^e)^2} = \sqrt{8365^2 + 224,4^2} = 8368 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{(R_B^r)^2 + (R_B^e)^2} = \sqrt{8581^2 + 2672,6^2} = 8988 \text{ Н}.$$

Находим соотношение: $F_a / C_o = 1655 / 34200 = 0,048$, откуда:

параметр осевой нагрузки $e = 0,36$ (табл. 16.5, [1]).

Вычисляем осевые реакции наружных колец радиально-упорных

подшипников:

$$S_A = e R_A = 0,36 \cdot 8368 = 3012,5 \text{ Н};$$

$$S_B = e R_B = 0,36 \cdot 8988 = 3235,7 \text{ Н}.$$

Определяем осевые нагрузки на опорах.

Принимаем для опоры А - $F_{a(A)} = S_A = 3012,5$ Н. Суммируем осевую нагрузку опоры А с осевой силой на зубчатом колесе F_a , направленной в ту же сторону, что и $F_{a(A)}$: $F_{a(A)} + F_a = 3012,5 + 1655 = 4667,5$ Н, которая оказалась больше осевой реакции подшипника на опоре В. Следовательно, осевую нагрузку на опоре В принимаем равной:

$$F_{a(B)} = 4667,5 \text{ Н.}$$

Рассмотрим опору А

$$F_r = R_A = 8368 \text{ Н, } F_a = 3012,5 \text{ Н.}$$

$$F_a / (V F_r) = 3012,5 / (1 \cdot 8368) = 0,36 = e, \text{ следовательно,}$$

$$X = 1, Y = 0 \text{ (табл. 16.5, [1]).}$$

$$\text{Тогда } P = V F_r K_6 K_T = 1 \cdot 8368 \cdot 1,2 \cdot 1 = 10041,6 \text{ Н.}$$

$$L = a_1 a_2 (C/P)^p = 1 \cdot 0,7 \cdot (58400 / 10041,6)^3 = 137,7 \text{ млн. оборотов.}$$

Срок службы в часах:

$$t = L \cdot 10^6 / (60n) = 137,7 \cdot 10^6 / (60 \cdot 40) = 57370 \text{ часов.}$$

Рассмотрим опору В

$$F_r = R_B = 8988 \text{ Н, } F_a = 4667,5 \text{ Н.}$$

$$F_a / (V F_r) = 4667,5 / (1 \cdot 8988) = 0,52 > 0,36 = e, \text{ следовательно,}$$

$$X = 0,45, Y = 1,5, \text{ тогда}$$

$$P = (XV F_r + Y F_a) K_6 K_T = (0,45 \cdot 1 \cdot 8988 + 1,5 \cdot 4667,5) \cdot 1,2 \cdot 1 = 13255 \text{ Н.}$$

$$L = 1 \cdot 0,7 \cdot (58400 / 13255)^3 = 59,87 \text{ млн. оборотов.}$$

Срок службы в часах:

$$t = 59,87 \cdot 10^6 / (60 \cdot 40) = 24900 \text{ часов.}$$

Задача 4.1

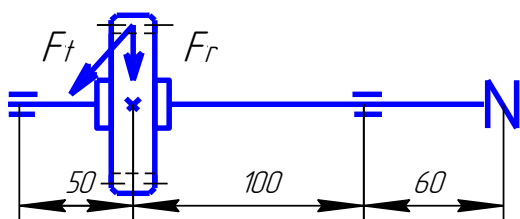


Рисунок 4.1

Прямозубое зубчатое колесо (модуль m , число зубьев z) на валу диаметром d передаёт мощность P при частоте вращения n . Вычислить максимальное эквивалентное напряжение изгиба с кручением в сечении вала.

Таблица 4.1. Исходные данные к задаче 4.1

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5
n , мин ⁻¹	100	95	90	85	80	75	70	65	60	55
d , мм	45	45	50	55	55	55	55	60	60	65
m_n , мм	4	5	4	5	5	5	5	5	5	6
z	45	40	50	42	48	50	54	60	64	50

Задача 4.2

По данным задачи 4.1 вычислить запас усталостной прочности s в опасном сечении вала, приняв: $\sigma_{-1} = 300$ МПа, $\tau_{-1} = 180$ МПа, $\psi_\sigma = 0,1$, $\psi_\tau = 0,05$, $K_\sigma = 1,7$, $K_\tau = 1,4$, $K_d = 0,8$, $K_F = 0,9$.

Задача 4.3

По данным задачи 4.1 вычислить срок службы (в часах) подшипников качения, установленные на опорах вала. Принять $K_\sigma = 1,2$, $K_\tau = 1$.

Таблица 4.3. Исходные данные подшипников к задаче 4.3

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ подш.	208	208	209	210	210	210	210	211	211	212
C , кН	32	32	33,2	35,1	35,1	35,1	35,1	43,6	43,6	52
C_0 , кН	17,8	17,8	18,6	19,8	19,8	19,8	19,8	25	25	31

Задача 4.4

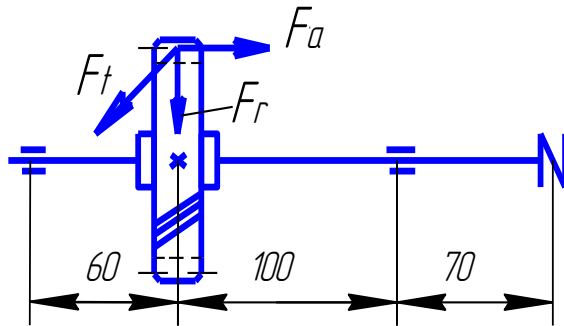


Рисунок 4.4

Косозубое цилиндрическое зубчатое колесо (нормальный модуль m_n , число зубьев Z , угол наклона зубьев β) на валу диаметром d , передает мощность P при частоте вращения n . Вычислить максимальное эквивалентное напряжение изгиба с кручением в сечении вала.

Таблица 4.4. Исходные данные к задаче 4.4

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5
n , мин ⁻¹	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
d , мм	65	60	60	60	60	60	60	60	60	60
m_n , мм	5	4	4	4	5	5	5	4	4	4
Z	50	60	70	80	60	70	80	55	65	75
β (в градусах)	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17

Задача 4.5

По данным задачи 4.4 вычислить запас усталостной прочности s в опасном сечении вала, приняв: $\sigma_{-1} = 300$ МПа, $\tau_{-1} = 180$ МПа, $\psi_\sigma = 0,1$, $\psi_\tau = 0,05$, $K_\sigma = 1,7$, $K_\tau = 1,4$, $K_d = 0,8$, $K_F = 0,9$.

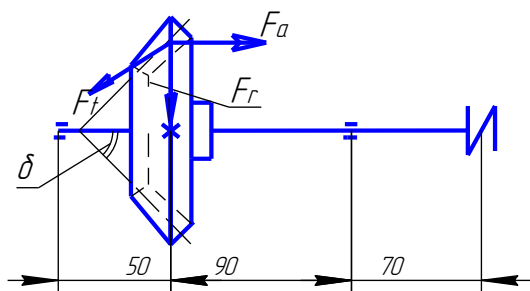
Задача 4.6

По данным задачи 4.4 вычислить срок службы (в часах) подшипников качения, установленные на опорах вала. Принять $K_6 = 1,2$, $K_T = 1$.

Таблица 4.6. Исходные данные подшипников к задаче 4.6

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ подш	36212	36211	36211	36211	36211	36211	36211	36211	36211	36211
C , кН	61,5	58,4	58,4	58,4	58,4	58,4	58,4	58,4	58,4	58,4
C_0 , кН	39,3	34,2	34,2	34,2	34,2	34,2	34,2	34,2	34,2	34,2

Задача 4.7



Коническое прямозубое колесо (средний торцовый модуль m_m , число зубьев Z , угол делительного конуса δ) на валу диаметром d передает мощность P при частоте вращения n . Вычислить максимальное эквивалентное напряжение изгиба с кручением в сечении вала.

Рисунок 4.7

Таблица 4.7. Исходные данные к задаче 4.7

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	4	4,2	4,5	4,8	5	5,2	5,5	5,8	6	6,2
n , мин ⁻¹	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
d , мм	50	50	50	50	50	45	45	45	45	45
m_m , мм	5	5	5	5	5	6	6	6	6	6
Z	40	45	50	60	70	40	50	60	70	80
δ (в градусах)	65,8	68,2	68,2	73,3	73,3	65,8	68,2	73,3	73,3	72,6

Задача 4.8

По данным задачи 4.7 вычислить запас усталостной прочности s в опасном сечении вала, приняв: $\sigma_{-1} = 300$ МПа, $\tau_{-1} = 180$ МПа, $\psi_\sigma = 0,1$, $\psi_\tau = 0,05$, $K_\sigma = 1,7$, $K_\tau = 1,4$, $K_d = 0,8$, $K_F = 0,9$.

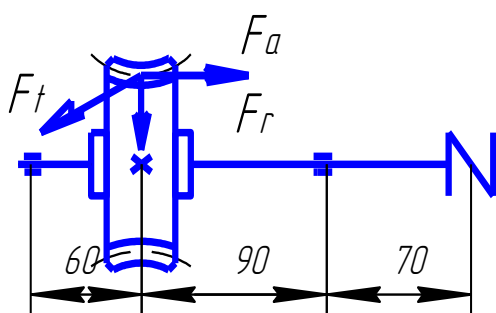
Задача 4.9

По данным задачи 4.7 вычислить срок службы (в часах) подшипников качения, установленные на опорах вала. Принять $K_6 = 1,2$, $K_T = 1$.

Таблица 4.9. Исходные данные подшипников к задаче 4.9

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ подш	7209	7209	7209	7209	7209	7208	7208	7208	7208	7208
C , кН	50	50	50	50	50	46,5	46,5	46,5	46,5	46,5
C_o , кН	33	33	33	33	33	32,5	32,5	32,5	32,5	32,5
e	0,41	0,41	0,41	0,41	0,41	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38
Y	1,45	1,45	1,45	1,45	1,45	1,56	1,56	1,56	1,56	1,56

Задача 4.10



Червячная передача (передаточное число u , модуль m , число заходов червяка $Z_1=2$, коэффициент диаметра червяка q , число зубьев колеса Z_2 , КПД $\eta=0,85$) передает мощность P_1 при частоте вращения червяка n_1 . Вычислить максимальное эквивалентное напряжение изгиба с кручением на валу колеса диаметром d .

Рисунок 4.10

Таблица 4.10. Исходные данные к задаче 4.10

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
u	15,5	16,5	18,5	19,5	20,5	17,5	21,5	22,5	23,5	24,5
m , мм	8	8	8	8	8	10	10	10	10	10
q ,	8	10	10	12,5	12,5	10	10	12,5	12,5	16
Z_2	31	33	37	39	41	35	43	45	47	49
P_1 , кВт	3	4	5	5	6	7	8	9	10	11
n_1 , мин ⁻¹	650	700	750	800	850	600	520	500	480	450
d , мм	50	55	60	65	65	75	85	90	95	100

Задача 4.11

По данным задачи 4.10 вычислить запас усталостной прочности s в опасном сечении вала, приняв: $\sigma_{-1} = 300$ МПа, $\tau_{-1} = 180$ МПа, $\psi_\sigma = 0,1$, $\psi_\tau = 0,05$, $K_\sigma = 1,7$, $K_\tau = 1,4$, $K_d = 0,8$, $K_F = 0,9$.

Задача 4.12

По данным задачи 4.10 вычислить срок службы (в часах) подшипников качения, установленные на опорах вала. Принять $K_\sigma = 1,2$, $K_\tau = 1$.

Таблица 4.12. Исходные данные подшипников к задаче 4.12

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ подш	36209	36210	36211	36212	36212	36214	36216	36217	36218	36219
C , кН	41,2	43,2	58,4	61,5	61,5	80,2	93,6	101	118	134
C_o , кН	25,1	27	34,2	39,3	39,3	54,8	65	70,8	83	93

Задача 4.13

На промежуточном валу редуктора диаметром d закреплены два прямозубых колеса с делительными диаметрами d_1 и d_2 . Зацепления колес в точках 1 и 2. Передаваемая мощность P при частоте вращения n . Вычислить максимальное эквивалентное напряжение изгиба с кручением в сечении вала.

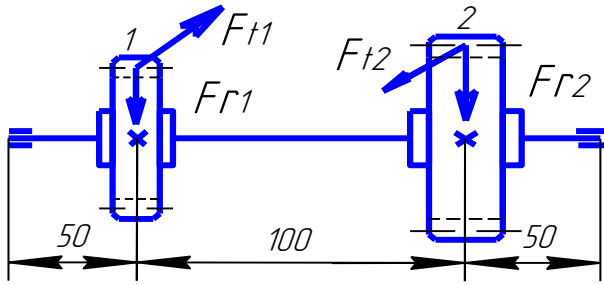


Рисунок 4.13

Таблица 4.13. Исходные данные к задаче 4.13

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	6	6,5	6,8	7	7,4	7,5	8	9	9,5	10
n , мин ⁻¹	480	470	450	420	400	380	350	320	300	270
d , мм	35	40	40	40	40	40	40	40	40	45
d_1 , мм	80	80	84	90	100	100	120	120	120	120
d_2 , мм	200	210	180	220	240	250	270	280	290	300

Задача 4.14

По данным задачи 4.13 вычислить запас усталостной прочности s в опасном сечении вала, приняв: $\sigma_{-1} = 300$ МПа, $\tau_{-1} = 180$ МПа, $\psi_{\sigma} = 0,1$, $\psi_{\tau} = 0,05$, $K_{\sigma} = 1,7$, $K_{\tau} = 1,4$, $K_d = 0,8$, $K_F = 0,9$.

Задача 4.15

По данным задачи 4.13 вычислить срок службы (в часах) подшипников качения, установленные на опорах вала. Принять $K_b = 1,2$, $K_T = 1$.

Таблица 4.15. Исходные данные подшипников к задаче 4.15

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ подш.	206	207	207	207	207	207	207	207	207	208
C , кН	19,5	25,5	25,5	25,5	25,5	26,5	25,5	25,5	25,5	32
C_0 , кН	10	13,7	13,7	13,7	13,7	13,7	13,7	13,7	13,7	17,8

Задача 4.16

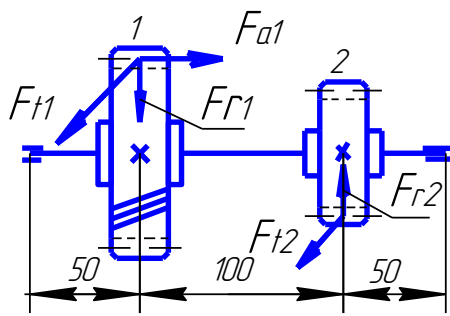


Рисунок 4.16

На промежуточном валу редуктора диаметром d закреплены два цилиндрических зубчатых колеса: косозубое (угол наклона β) и прямозубое с делительными диаметрами d_1 и d_2 . Зацепления колес в точках 1 и 2. Передаваемая мощность P при частоте вращения n . Вычислить максимальное эквивалентное напряжение изгиба с кручением в сечении вала

Таблица 4.16. Исходные данные к задаче 4.16

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	10	10,2	10,5	10,8	11	11,2	11,5	12	12,5	13
n , мин ⁻¹	500	520	540	560	580	600	620	640	660	680
d , мм	40	40	40	45	45	45	45	45	45	45
d_1 , мм	300	280	270	260	250	245	240	235	230	220
β (градус)	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
d_2 , мм	100	95	90	85	80	80	75	70	65	60

Задача 4.17

По данным задачи 4.16 вычислить запас усталостной прочности s в опасном сечении вала, приняв: $\sigma_{-1} = 300$ МПа, $\tau_{-1} = 180$ МПа, $\psi_{\sigma} = 0,1$, $\psi_{\tau} = 0,05$, $K_{\sigma} = 1,7$, $K_{\tau} = 1,4$, $K_d = 0,8$, $K_F = 0,9$.

Задача 4.18

По данным задачи 4.16 вычислить срок службы (в часах) подшипников качения, установленные на опорах вала. Принять $K_G = 1,2$, $K_T = 1$.

Таблица 4.18. Исходные данные подшипников к задаче 4.18

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№подш	36207	36207	36207	36208	36208	36208	36208	36208	36208	36208
C , кН	30,8	30,8	30,8	38,9	38,9	38,9	38,9	53,9	53,9	53,9
C_0 , кН	17,8	17,8	17,8	23,2	23,2	23,2	23,2	32,8	32,8	32,8

Задача 4.19

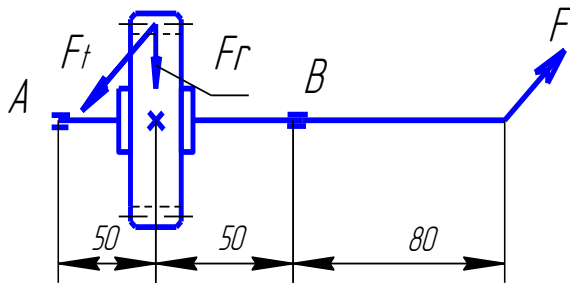


Рисунок 4.19

На выходном валу редуктора (диаметр под ступицей колеса 60 мм, под опорными подшипниками 55мм) закреплено прямозубое цилиндрическое колесо (делительный диаметр d) и звездочка цепной передачи. Давление на вал от звездочки F . Передаваемая мощность P при частоте вращения вала n . Вычислить максимальное эквивалентное напряжение изгиба с кручением в сечении вала.

Таблица 4.19. Исходные данные к задаче 4.19

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	3,2	3,5	3,8	4	4,2	4,5	4,8	5	5,2	5,5
n , мин ⁻¹	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95
d , мм	300	296	290	284	280	276	272	264	260	250
F , кН	7,5	7,4	7,3	7,2	7,2	7	6,9	6,8	6,7	6,6

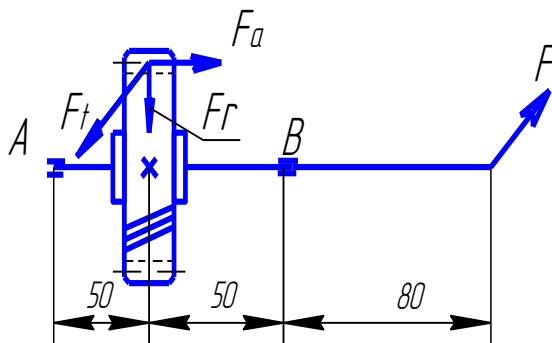
Задача 4.20

По данным задачи 4.19 вычислить запас усталостной прочности s в сечении вала под опорой B , приняв: $\sigma_{-1} = 300$ МПа, $\tau_{-1} = 180$ МПа, $\psi_{\sigma} = 0,1$, $\psi_{\tau} = 0,05$, $K_{\sigma} = 1,7$, $K_{\tau} = 1,4$, $K_d = 0,8$, $K_F = 0,9$.

Задача 4.21

По данным задачи 4.19 вычислить срок службы (в часах) подшипников качения №211 ($C=43600$ Н, $C_0=25000$ Н), установленные на опорах вала. Принять $K_6=1,2$, $K_T=1$.

Задача 4.22



На выходном валу редуктора (диаметр под ступицей колеса 65 мм, под опорными подшипниками 60мм) закреплено косозубое цилиндрическое колесо (делительный диаметр d , угол наклона зубьев β) и звездочка цепной передачи. Давление на вал от звездочки F . Передаваемая мощность P при частоте вращения вала n . Вычислить максимальное эквивалентное напряжение изгиба с кручением в сечении вала.

Рисунок 4.22

Таблица 4.22. Исходные данные к задаче 4.22

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	5	5,4	5,8	6,2	6,3	6,5	6,8	7,2	7,5	8
n , мин ⁻¹	65	70	75	80	85	85	90	95	95	100
d , мм	380	370	360	350	340	330	320	310	300	290
β (градус)	17	16,5	16	15,5	15	14,5	14	13,5	13	12,5
F , кН	8	7,9	7,8	7,7	7,6	7,5	7,4	7,3	7,2	7,1

Задача 4.23

По данным задачи 4.22 вычислить запас усталостной прочности s в сечении вала под опорой В, приняв: $\sigma_{-1} = 300$ МПа, $\tau_{-1} = 180$ МПа, $\psi_{\sigma} = 0,1$, $\psi_{\tau} = 0,05$, $K_{\sigma} = 1,7$, $K_{\tau} = 1,4$, $K_d = 0,8$, $K_F = 0,9$.

Задача 4.24

По данным задачи 4.22 вычислить срок службы (в часах) подшипников качения №36212 ($C=61500$ Н, $C_0=39300$ Н), установленные на опорах вала. Принять $K_6=1,2$, $K_T=1$.

Задача 4.25

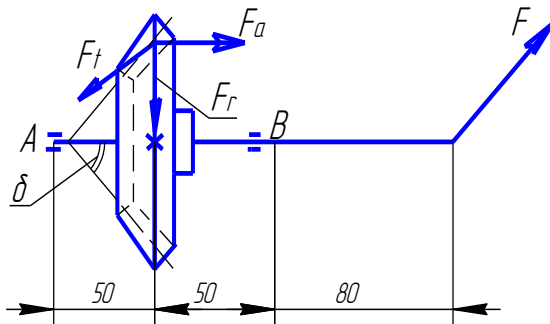


Рисунок 4.25

На выходном валу редуктора (диаметр под ступицей колеса 60 мм, под опорными подшипниками 55мм) закреплено коническое прямозубое колесо (средний делительный диаметр d_m , угол начального конуса δ) и звездочка цепной передачи. Давление на вал от звездочки F . Передаваемая мощность P при частоте вращения вала n . Вычислить максимальное эквивалентное напряжение изгиба с кручением в сечении вала.

Таблица 4.25. Исходные данные к задаче 4.25

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	4	4,4	4,8	5,2	5,4	5,6	5,8	6	6,2	6,5
n , мин ⁻¹	50	55	60	65	65	70	72	75	75	80
d_m , мм	400	380	360	350	340	320	310	300	290	280
δ (градус)	70	70,5	71	71,5	72	77,5	73	73,5	74	74,5
F , кН	7	7,1	7,2	7,3	7,4	7,5	7,6	7,7	7,8	7,9

Задача 4.26

По данным задачи 4.25 вычислить запас усталостной прочности s в сечении вала под опорой В, приняв: $\sigma_{-1} = 300$ МПа, $\tau_{-1} = 180$ МПа, $\psi_\sigma = 0,1$, $\psi_\tau = 0,05$, $K_\sigma = 1,7$, $K_\tau = 1,4$, $K_d = 0,8$, $K_F = 0,9$.

Задача 4.27

По данным задачи 4.25 вычислить срок службы (в часах) подшипников качения №211 ($C=43600$ Н, $C_0=25000$ Н), установленные на опорах вала. Принять $K_6=1,2$, $K_T=1$.

Задача 4.28

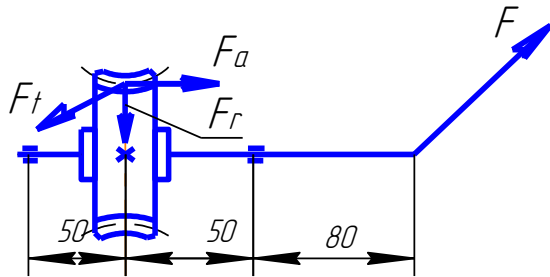


Рисунок 4.28

На выходном валу редуктора (диаметр под ступицей колеса 75 мм, под опорными подшипниками 70мм) закреплено червячное колесо (делительный диаметр d , осевая нагрузка F_a) и звездочка цепной передачи. Давление на вал от звездочки F . Передаваемая мощность P при частоте вращения вала n . Вычислить максимальное эквивалентное напряжение изгиба с кручением в сечении вала.

Таблица 4.28. Исходные данные к задаче 4.28

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	6	6,4	6,8	7,2	7,6	8	8,4	8,8	9,1	9,5
n , мин ⁻¹	50	52	55	55	58	60	64	65	65	70
d , мм	350	340	330	320	310	304	296	288	280	272
F_a , кН	1	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4	1,45
F , кН	8	7,9	7,8	7,7	7,6	7,5	7,4	7,3	7,2	7,1

Задача 4.29

По данным задачи 4.28 вычислить запас усталостной прочности s в сечении вала под опорой В, приняв: $\sigma_{-1} = 300$ МПа, $\tau_{-1} = 180$ МПа, $\psi_\sigma = 0,1$, $\psi_\tau = 0,05$, $K_\sigma = 1,7$, $K_\tau = 1,4$, $K_d = 0,8$, $K_F = 0,9$.

Задача 4.30

По данным задачи 4.28 вычислить срок службы (в часах) подшипников качения №36214 ($C = 80200$ Н, $C_0 = 54800$ Н), установленные на опорах вала. Принять $K_6 = 1,2$, $K_T = 1$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. - М.: 2007. - 408 с.
- 2 Детали машин и основы конструирования /Под ред. М.Н. Ерохина. – М.: 2004. – 462 с.
- 3 Чернилевский Д.В. Детали машин. – М.: 2001. – 412 с.
- 4 Детали машин: учеб. Для вузов/Под ред. О.А.Ряховского. – М.: 2002. – 544 с.
- 5 Колпаков А.П., Карнаухов И.Е. Проектирование и расчет механических передач. - М.: 2000. - 328 с.
- 6 Стандарт организации: Самостоятельная работа студента. СТО 0493582-003-2006. - Уфа: БГАУ, 2006.- 31 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ (справочные)

Приложение 1

Таблица П1 - Механические характеристики некоторых углеродистых сталей в состоянии поставки

Марка стали	σ_B , МПа	σ_T , МПа	σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , МПа	δ , %
08(Ст1)	340...420	210	-	-	34
10(Ст2)	360...450	220	-	-	32
15(Ст3)	400...490	240	170...220	100...130	29
20(Ст4)	440...540	260	-	-	26
30(Ст5)	520...620	300	220...300	130...180	22
12А	450...600	240	180	-	-
35	560...620	320	230...320	140...190	21
40	600...720	340	250...310	150...200	19
45	640...760	360	270...350	160...210	17
50	680...800	380	290...360	170...220	15
20Г	480...580	280	-	-	25
40Г	640...760	360	-	-	18
50Г	730...850	400	290...360	-	14
40Г2	750...870	460	310...400	180...220	13

Приложение 2

Таблица П2 - Механические характеристики некоторых легированных сталей после термообработки (закалка + отпуск)

Марка ста- ли	σ_B , МПа	σ_T , МПа	σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , Мпа	δ , %
15X	750	600	-	-	14
20X	800	650	310...380	170...230	12
40X	1000	850	350...420	210...260	10
40XC	1250	1100	-	-	12
35XГСА	1650	1400	480...700	280...400	10
40XФА	900	750	380...490	-	10
30XЮ	950	800	-	-	12
38XMЮА	100	850	-	-	15
30XH	900...1000	700	420	-	-
40XH	1000	850	460...600	-	11
12XH3A	1000	850	420...640	220...300	12
20XH3A	1400	1200	-	-	9
40XHBA	1100	950	500	-	12
40XHMA	1000	850	500...700	270...380	12
15XP	800	600	-	-	12
40XP	1000	800	-	-	12

Приложение 3

Таблица П3 - Основные параметры метрической резьбы с крупным шагом (СТ СЭВ 182-75)

Диаметр, мм			Шаг p, мм	Диаметр, мм			Шаг p, мм
d	d ₂	d ₁		d	d ₂	d ₁	
4	3.546	3.242	0.7	24	22.051	20.752	3
5	4.48	4.134	0.8	27	25.051	23.752	3
6	5.35	4.918	1	30	27.727	26.211	3.5
7	6.35	5.918	1	33	30.727	29.211	3.5
8	7.188	6.647	1.25	36	33.727	31.67	4
9	8.188	7.647	1.25	39	36.727	34.67	4
10	9.026	8.376	1.5	42	39.077	37.129	4.5
11	10.026	9.376	1.5	45	42.077	40.129	4.5
12	10.863	10.106	1.75	48	44.752	42.587	5
14	12.701	11.835	2	52	48.752	46.587	5
16	14.701	13.835	2	56	52.428	50.046	5.5
18	16.376	15.294	2.5	60	56.428	54.046	5.5
20	18.376	17.294	2.5	64	60.103	57.505	6
22	20.376	19.294	2.5	68	64.103	61.505	6

Приложение 4

Таблица П4 - Допускаемые осевые силы для затянутых болтов при неконтролируемой затяжке, кН

Резьба	Материал			Резьба	Материал		
	Ст3	Сталь 35	Сталь 45		Ст3	Сталь 35	Сталь 45
M6	0,8	1,2	1,35	M22	20	31	35
M8	1,45	2,2	2,5	M24	23,5	36	40
M10	2,55	3,9	4,4	M27	37	56	63
M12	3,7	5,7	6,4	M30	45	69	77
M14	5,75	8,8	9,9	M36	73	110	125
M16	7,9	12	13,5	M42	100	150	170
M18	9,6	14,5	16,5	M48	130	235	255
M20	14	21,5	24				

Приложение 5

Таблица П5 - Запасы прочности для резьбовых соединений при неконтролируемой затяжке и постоянной нагрузке.

Материал болта	Размер болта		
	M6...M16	M16...M30	M30 и более
Углеродистая сталь	5...4	4...2,5	2,5...1,5
Легированная сталь	6,5...5	5...3,3	3,3

Приложение 6

Таблица П6 - Значения эффективного коэффициента концентрации напряжений $K_{эф}$ при электродуговой сварке

Расчётный элемент	$K_{эф}$		Расчётный элемент	$K_{эф}$	
	Низкоуглер. сталь Ст3	Низколегир. Сталь 15ХСНА		Низкоуглер. сталь Ст3	Низколегир. Сталь 15ХСНА
Деталь в месте перехода к стыковому шву	1,5	1,9	Стыковые швы с полным проваром корня	1,2	1,4
Деталь в месте перехода к лобовому шву	2,7	3,3	Угловые лобовые швы	2,0	2,0
Деталь в месте перехода к фланговому шву	3,5	4,5	Угловые фланговые швы	3,5	4,5

Приложение 7

Таблица П7 – Значения коэффициентов радиальной (X) и осевой (Y) нагрузок при расчёте подшипников качения

Тип подшипника	α°	F_a/C_o	$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$		e
			X	Y	X	Y	
Радиальный шариковый однорядный	0	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11				1,45	0,3
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
Радиально-упорный шариковый однорядный	12	0,014	1	0	0,45	1,81	0,30
		0,029				1,62	0,34
		0,057				1,46	0,37
		0,086				1,34	0,41
		0,11				1,22	0,45
		0,17				1,14	0,48
		0,29				1,13	0,52
		0,43				1,01	0,54
Радиально-упорный шариковый однорядный	26	-	1	0	0,41	0,87	0,68
		-					
Радиально-упорный шариковый однорядный	36	-	1	0	0,37	0,66	0,95
Подшипники роликовые конические однорядные	-	-	1	0	0,4	$0,4 \operatorname{ctg} \alpha$	$1,5 \operatorname{ctg} \alpha$