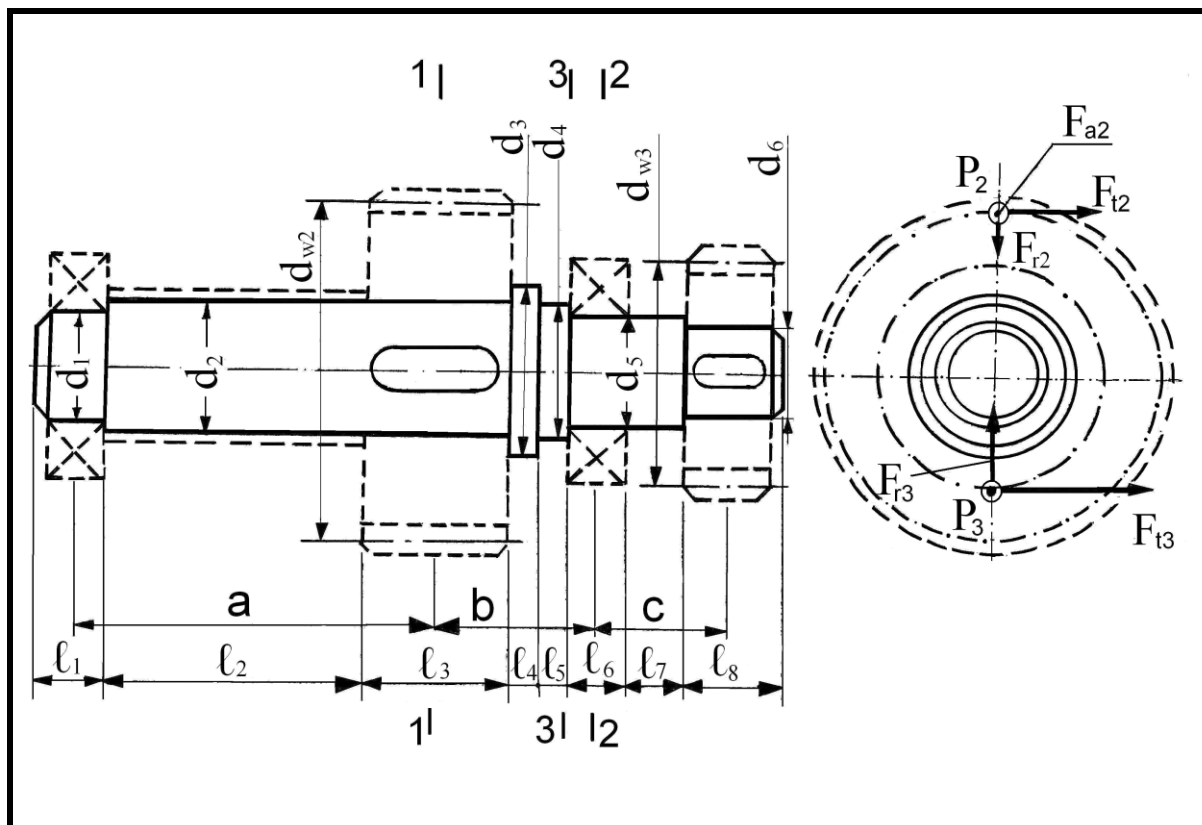


В.В. ЧУМИЧЕВ, Э.В. ШЕМЯКИН

РАСЧЕТ ВАЛОВ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ



Санкт-Петербург

2008

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
“Санкт-Петербургский государственный технологический
университет растительных полимеров”

В.В. Чумичев

Э.В. Шемякин

РАСЧЕТ ВАЛОВ

Учебное пособие

2-издание

Санкт-Петербург

2008

ББК 30.121
Р 248
УДК 531 (0.7 0.7)

Чумичев В.В., Шемякин Э.В. Расчет валов: учебное пособие -2-е издание / ГОУВПО СПбГТУРП. СПб., 2008. 49 с.

Целью настоящего учебного пособия является развитие навыков конструирования и самостоятельного расчета валов на прочность под действием переменных напряжений. Учебное пособие содержит краткие сведения по курсу “Сопротивление материалов” и варианты задания для выполнения курсовой работы.

Учебное пособие предназначается для студентов специальности 100700 дневной формы обучения, выполняющих курсовую работу по курсу “Сопротивление материалов”, в том числе для самостоятельной работы.

Табл. 16. Ил. 18.

Рецензенты: доцент кафедры сопротивления материалов Санкт-Петербургского государственного Технического Университета, канд. техн. наук Ю.Э. Хангу;

доцент кафедры материаловедения и технологии машиностроения Санкт - Петербургского государственного технологического университета растительных полимеров, канд. техн. наук А.М. Пейсахов

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом университета в качестве учебного пособия.

Редактор и корректор Н. П. Новикова

Техн. редактор Л.Я. Титова

Темплан 2008 г., поз. 29.

Подп. к печати 3.03.08. Формат 60×84/16. Бумага тип №1. Печать офсетная. Уч.-изд.л. 3,0. Усл. печ. л. 2,79. Тираж 200 экз. Изд. № 29.
Цена “С” . Заказ

Ризограф ГОУВПО Санкт-Петербургского технологического университета растительных полимеров, СПб., 198095, ул. Ивана Черных, 4.

© ГОУВПО Санкт-Петербургский государственный
технологический университет растительных полимеров, 2008

Введение

Одной из основных задач, решаемых при проектировании, является обеспечение необходимой работоспособности машин, их прочности и жесткости. Для этого проводят расчет элементов машин, учитывающий влияние на их работоспособность большого числа различных факторов.

В настоящем учебном пособии рассматривается прочность прямого ступенчатого вала под действием переменных напряжений.

Основная цель выполнения расчетных и курсовых работ заключается в развитии навыков самостоятельного решения практических задач с одновременным закреплением теоретических знаний.

1. Общие сведения

Вращающиеся детали машин устанавливают на валах или осях, обеспечивающих постоянное положение оси вращения этих деталей.

Валы – детали, предназначенные для передачи крутящего момента вокруг своей оси и для поддержания вращающихся деталей. Валы вращаются в подшипниках. Так как передача крутящих моментов связана с возникновением сил, например, сил на зубьях зубчатых колес, сил натяжения ремней и так далее, то валы обычно подвержены действию не только крутящих моментов, но также поперечных сил и изгибающих моментов.

Валы относятся к числу наиболее ответственных деталей машин. Нарушение формы вала, а тем более разрушение вала влечет за собой выход из строя всей конструкции.

Основными нагрузками на вал являются силы от механических передач. Силы на валы передаются через насаженные на них детали: зубчатые колеса, шкивы, полумуфты. При расчетах принимают, что насаженные на вал детали передают силы и моменты валу по середине своей ширины.

Для обеспечения работоспособности валы должны, в первую очередь, удовлетворять условиям прочности.

Расчет на прочность является основным для валов приводов, поэтому его выполняют в три этапа.

На первом этапе осуществляют предварительный (проектный) расчет.

На втором этапе разрабатывают конструкцию вала.

На третьем этапе производят проверочный расчет по коэффициенту запаса прочности, а для неответственных деталей ограничиваются приближенным расчетом на прочность, учитывая совместное действие изгиба и кручения.

2. Расчет валов на прочность

Вал рассчитывают на усталость при совместном действии изгиба и кручения. Однако, приступая к проектированию вала, конструктор в большинстве случаев не имеет всех данных для выполнения расчета. Так, необходимо знать конструкцию вала, тип и расположение опор, места приложения внешних нагрузок.

Поэтому расчет валов осуществляется в несколько этапов.

В начале выполняется предварительный или проектный расчет.

2.1. Проектный расчет валов

Проектный расчет производится только на кручение, причем для компенсации напряжений изгиба и других неучтенных факторов принимают значительно пониженные значения допускаемых напряжений кручения. Так, например, для выходных участков валов редукторов допускаемое напряжение $[\tau]$ рассчитывают по формуле [1]

$$[\tau] = (0,025 \div 0,03) \sigma_B, \quad (1)$$

где σ_B - временное сопротивление материала вала.

Тогда из условия прочности

$$\tau_{\max} \leq [\tau], \text{ или } \frac{T_{\max}}{W_p} \leq [\tau], \text{ или } \frac{T_{\max}}{0,2d_{\min}^3} \leq [\tau]$$

минимальный диаметр $d_{\min}$ (диаметр выходного участка) вала может быть найден в виде

$$d_{\min} \geq \sqrt[3]{\frac{T_{\max}}{0,2[\tau]}}.$$

Полученное значение диаметра округляется до ближайшего стандартного размера согласно [2].

2.2. Приближенный расчет

После предварительного расчета выполняют эскизное проектирование вала: устанавливают диаметры шеек под подшипники качения, диаметры участков валов под зубчатыми колесами, шкивами и т.п., расстояния между опорами и до точек приложения сил.

Затем приступают к приближенному расчету на прочность при сложном сопротивлении, учитывая совместное действие изгиба и кручения [3].

Пусть в данном сечении вала действуют крутящий момент T , изгибающий момент M_z и поперечная сила Q_y (рис. 1). В этом случае

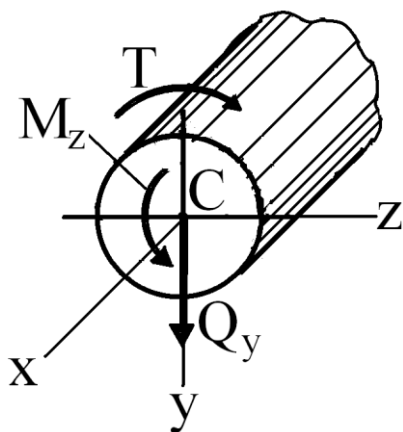


Рис. 1

$$N=0, M_y=0, Q_z=0 \text{ и } \sigma = \sigma(M_z) = \sigma_{\text{и}}, \\ \bar{\tau} = \bar{\tau}(Q_y) + \bar{\tau}(T) = \bar{\tau}_{\text{и}} + \bar{\tau}_{\text{кр}},$$

$$\tau_{\text{и}} = \frac{Q_y \cdot S_z^{\text{отс}}}{I \cdot b_y}, \quad \sigma_{\text{и}} = \frac{M_z}{I} y, \quad \tau_{\text{кр}} = \frac{T}{I_p} \rho,$$

$$\text{где } \rho = \sqrt{y^2 + z^2}.$$

Эпюры нормальных и касательных напряжений от поперечного изгиба и кручения вала показаны на рис. 2.

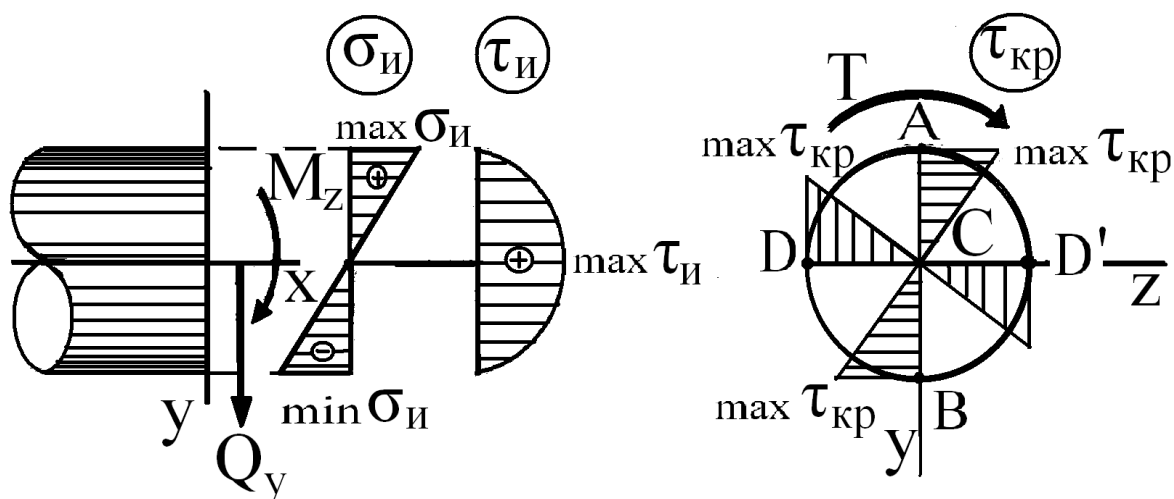


Рис. 2

Материал вала работает в условиях плоского напряженного состояния (радиальные и окружные напряжения равны нулю, так как предполагается, что волокна друг на друга не давят).

Определим расчетные величины главных напряжений.

Как видно из рис. 2, наиболее опасными точками сечения являются **A** и **B**. Здесь максимальны по абсолютной величине нормальные напряжения от изгиба и касательные напряжения от кручения, а следовательно, и главные напряжения имеют наибольшую величину.

В точках **D** и **D'** (рис.2) $\sigma_{II} = 0$, а касательные напряжения от изгиба и кручения - максимальны. Но обычно $\max|\tau_{II}|$ намного меньше $\max|\sigma_{II}|$, а поэтому напряженное состояние в точках **A** и **B** более опасно.

Рассмотрим вырезанные из вала элементы с центрами в точках **A**, **B** и гранями, ориентированными по осям **X**, **Y**, **Z** (рис. 2 и рис. 3). Заметим, что на рис. 3 для упрощения записи опущены указания “**max**” и “**min**” при σ_{II} и τ_{kp} ; так же будем поступать и в дальнейшем.

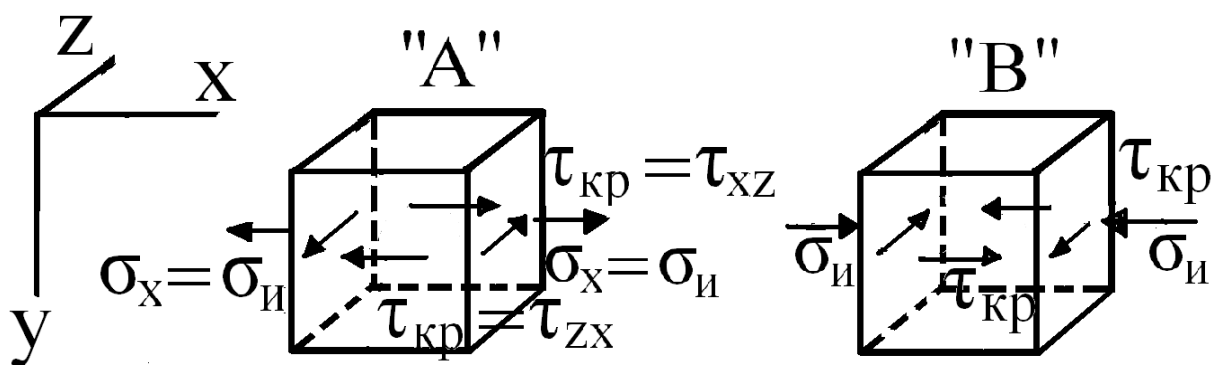


Рис. 3

В точках А и В $\sigma_y = \sigma_2 = 0$ и главные напряжения

$$\sigma_{1,3} = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_z)^2 + 4\tau_{xz}^2},$$

а при $\sigma_z = 0$, $\sigma_x = \sigma_{и}$ и $\tau_{xz} = \tau_{кр}$

$$\sigma_{1,3} = \frac{\sigma_{и}}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_{и}^2 + 4\tau_{кр}^2}. \quad (2)$$

Проверку прочности валов, выполненных из хрупких материалов, следует производить по второй теории прочности, имея в виду, что $[\sigma_p] < [\sigma_{сж}]$:

$$\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3) \leq [\sigma_p]. \quad (3)$$

В данном случае $\sigma_2 = 0$, а по (2)

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_{и}}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_{и}^2 + 4\tau_{кр}^2},$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_{и}}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_{и}^2 + 4\tau_{кр}^2}.$$

Подставляя в (3) величины главных напряжений и полагая $\mu = 0,3$, получаем

$$0,35\sigma_{и} + 0,65\sqrt{\sigma_{и}^2 + 4\tau_{кр}^2} \leq [\sigma_p]. \quad (4)$$

Проверку прочности валов, выполненных из пластичных материалов, следует производить по четвертой теории прочности

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]} \leq [\sigma]. \quad (5)$$

Подставив в (5) приведенные выше значения главных напряжений, получим

$$\sqrt{\sigma_{\text{н}}^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} \leq [\sigma] . \quad (6)$$

Неравенства (4) и (6) являются условиями прочности валов (в данном сечении) при одновременном их изгибе и кручении. Естественно, что они должны выполняться во всех сечениях вала.

Выразим условия прочности через усилия.

Для круглых поперечных сечений полярный момент сопротивления равен удвоенному моменту сопротивления относительно любой центральной оси ($W_p = 2W_z$). Учитывая это, определим максимальные модули напряжений от изгиба и кручения

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{M_z}{W_z}, \quad \tau_{\text{кр}} = \frac{T}{W_p} = \frac{T}{2W_z} .$$

Подставляя эти выражения в формулы (4) и (6), находим

$$\frac{1}{W_z} \left(0,35M_z + 0,65\sqrt{M_z^2 + T^2} \right) \leq [\sigma_p] ,$$

$$\frac{1}{W_z} \sqrt{M_z^2 + 0,75 T^2} \leq [\sigma] .$$

Если множители при $1/W_z$ рассматривать как некоторые "расчетные моменты"

$$M_p^{\text{II}} = 0,35M_z + 0,65\sqrt{M_z^2 + T^2} ,$$

$$M_p^{\text{IV}} = \sqrt{M_z^2 + 0,75 T^2} , \quad (7)$$

то условия прочности принимают вид

$$\frac{M_p^{\text{II}}}{W_z} \leq [\sigma_p] \quad (\text{хрупкий материал});$$

$$\frac{M_p^{\text{IV}}}{W_z} \leq [\sigma] \quad (\text{пластичный материал}). \quad (8)$$

Напомним, что выведенные выше формулы справедливы при комбинированном действии плоского поперечного изгиба с кручением (рис. 1 и рис. 2). Если же предположить сложный изгиб вала с кручением, то в общем случае результирующая поперечная сила $Q = \sqrt{Q_y^2 + Q_z^2}$ не будет лежать в плоскости результирующего изгибающего момента $M_H = \sqrt{M_z^2 + M_y^2}$. Это означает, что в расчетных точках А и В поперечного сечения вала (рис. 2 и рис. 3) касательные напряжения от изгиба не равны нулю и суммируются с $\tau_{кр}$. Если данным обстоятельством пренебречь, то условия прочности (8) обобщаются на случай сложного изгиба с кручением, но в формулах расчетных моментов (7) вместо M_z следует подставлять $M_H = \sqrt{M_z^2 + M_y^2}$, т.е.

$$\begin{aligned} M_p^{\Pi} &= 0,35\sqrt{M_z^2 + M_y^2} + 0,65\sqrt{M_z^2 + M_y^2 + T^2} , \\ M_p^{IV} &= \sqrt{M_z^2 + M_y^2 + 0,75T^2} . \end{aligned} \quad (9)$$

В общем случае M_z , M_y и T , а следовательно, и расчетные моменты (9) изменяются по длине вала. Для проверки прочности необходимо знать максимальную величину M_p .

Часто по виду эпюр M_z , M_y и T удастся сразу установить наиболее опасное сечение, т.е. сечение, где M_p максимален. В некоторых случаях приходится рассмотреть два - три сечения, определить в них M_p и таким путем найти $\max M_p$. В сложных случаях строится эпюра M_p и по ней устанавливается $\max M_p$.

Перейдем к вопросу о подборе сечений.

По (8) условия прочности для валов

$$\frac{\max M_p^{\Pi}}{W_z} \leq [\sigma_p] \quad (\text{хрупкий материал});$$

$$\frac{\max M_p^{IV}}{W_z} \leq [\sigma] \quad (\text{пластичный материал}). \quad (10)$$

Для круглых поперечных сечений

$$W_z = \frac{\pi r^3}{4} = \frac{\pi d^3}{32}.$$

Подставляя в (10) выражение момента сопротивления, находим

$$d^{II} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \max M_p^{II}}{\pi [\sigma_p]}},$$

$$d^{IV} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \max M_p^{IV}}{\pi [\sigma]}}.$$

Это формулы для подбора диаметров валов (по прочности), выполненных, соответственно, из хрупких и пластичных материалов, при нагрузках, вызывающих изгиб с кручением.

2.3. Проверочный расчет

Для валов основным видом разрушения является усталостное, и поэтому расчет на сопротивление усталости является одним из ведущих. Усталостную прочность валов обеспечивает требуемый запас прочности по отношению к пределу выносливости.

Опасные или расчетные сечения вала обычно устанавливают, исходя из эпюр моментов, размеров сечения, наличия концентраторов напряжений. Для опасных сечений характерны максимумы изгибающих моментов и эффективных концентраторов напряжений, минимумы диаметра вала.

При расчетах на выносливость учитывают влияние вида и характера изменения напряжений, механические характеристики материала, размеры, форму и состояние поверхности (микрogeометрию и структуру) [4].

Расчет производится в форме проверки выполнения условия сопротивления усталости для каждого из предположительно установленных опасных сечений. В заданных сечениях определяют коэффициенты запаса сопротивления усталости S и сравнивают их

с допускаемым значением $[S]$. Минимальные величины допускаемого коэффициента запаса принимают в диапазоне $[S]=1,5 \div 2,5$ в зависимости от ответственности конструкции и последствий разрушения вала, точности определения нагрузок и напряжений, уровня технологии изготовления и контроля.

Прочность соблюдается при $S \geq [S]$.

Условие сопротивления усталости имеет вид

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

где S - коэффициент запаса усталостной прочности;

$[S]$ - допускаемое значение коэффициента запаса усталостной прочности, принимают $[S]=1,5 \div 2,5$;

S_{σ}, S_{τ} - коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям, определяемые по зависимостям

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a + \psi_{\sigma D} \cdot \sigma_m}, \quad S_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a + \psi_{\tau D} \cdot \tau_m},$$

где σ_a и τ_a - амплитудные напряжения цикла;

σ_m и τ_m - средние напряжения цикла;

$\psi_{\sigma D}$ и $\psi_{\tau D}$ - коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений для рассматриваемого сечения.

В расчетах валов принимают, что нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу (при отсутствии продольных деформаций растяжения-сжатия):

$\sigma_a = \sigma_n$ и $\sigma_m = 0$, а касательные напряжения по отнулевому циклу,

тогда $\tau_a = \frac{\tau_{кр}}{2}$ и $\tau_m = \frac{\tau_{кр}}{2}$.

При этих допущениях

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a}.$$

Напряжения в опасных сечениях вычисляют по формулам

$$\sigma_a = \sigma_H = \frac{10^6 \cdot M_{\text{сум}}}{W_Z}; \quad \tau_a = \frac{\tau_{\text{кр}}}{2} = \frac{10^6 \cdot T}{2W_P},$$

где $M_{\text{сум}} = \sqrt{M_Y^2 + M_Z^2}$ - суммарный изгибающий момент в опасном сечении, кНм;

T - крутящий момент в опасном сечении, кНм;

W_Z, W_P - осевой и полярный моменты сопротивления опасного сечения, мм³.

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}}; \quad \tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}},$$

где σ_{-1}, τ_{-1} - пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения (табл. 4);

$K_{\sigma D}, K_{\tau D}$ - коэффициенты снижения предела выносливости деталей.

Значения $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ вычисляют по зависимостям

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V};$$

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V},$$

где K_{σ}, K_{τ} - эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

$K_{d\sigma}, K_{d\tau}$ - коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения (табл. 5);

$K_{F\sigma}, K_{F\tau}$ - коэффициенты влияния качества поверхности (табл. 6);

K_V - коэффициент влияния поверхностного упрочнения (табл. 7).

Значения коэффициентов K_{σ} и K_{τ} выбирают из таблиц: для ступенчатого перехода с галтелью (рис. 4) - табл. 8, для шпоночного паза - табл. 9, для шлицев и резьбы - табл. 10. Для

оценки концентрации напряжений в местах установки на валу деталей с натягом используют отношения $\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}}$ и $\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}}$ (табл. 11).

При действии в расчетном сечении нескольких источников концентрации напряжений учитывают наиболее опасный из них (с наибольшим значением $K_{\sigma D}$ или $K_{\tau D}$).

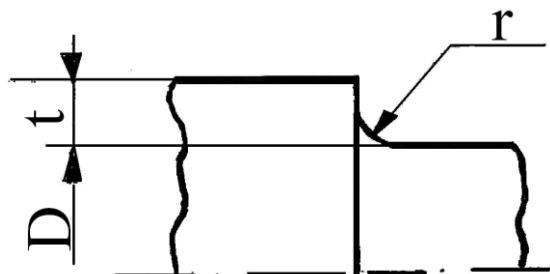


Рис. 4

Коэффициент влияния асимметрии цикла для рассматриваемого сечения вала

$$\Psi_{\tau D} = \frac{\Psi_{\tau}}{K_{\tau D}},$$

где Ψ_{τ} - коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений (табл. 4).

3. Варианты заданий

В учебном пособии приведены 3 задачи, представляющие собой схемы 3 валов, предназначенных для расчета на прочность.

Основные данные для расчета взять из табл. 1, 2, 3 в соответствии с заданным вариантом. Недостающие данные принять самостоятельно.

Задача № 1

Рассчитать промежуточный вал двухступенчатого цилиндрического косозубого редуктора (рис. 5).

Исходные данные для расчета представлены ниже и в табл. 1.

1. Вал установлен на двух подшипниках шариковых радиальных однорядных.

2. Диаметры начальных окружностей шестерни d_{w1} и колеса d_{w2} .
3. Мощность, передаваемая валом, P .
4. Частота вращения вала n .
5. Длины участков вала a , b , c .
6. Угол наклона зубьев колеса β .
7. Положение полюсов зацепления P_1 и P_2 , направление усилий, действующих на зубчатые колеса, показаны на рис. 5,б.
8. Нормальный модуль в зацеплении шестерни m_n , шест и колеса m_n , кол.
9. Зубчатое колесо и подшипники насажены на вал с натягом.

Задача № 2

Рассчитать ведущий вал одноступенчатого цилиндрического косозубого редуктора (рис. 6).

Исходные данные для расчета представлены ниже и в табл. 2.

1. Вал установлен на двух подшипниках шариковых радиальных однорядных.
2. Диаметр начальной окружности шестерни d_{w1} .
3. Мощность, передаваемая валом, P .
4. Частота вращения вала n .
5. Длины участков вала a , b , c .
6. Угол наклона зубьев шестерни β .
7. Положение полюса зацепления P , направление усилий, действующих на шестерню, показаны на рис. 6,б.

8. Нормальный модуль в зацеплении m_n .
9. Подшипники насажены на вал с натягом.
10. Длина присоединительного конца вала l_m определяется длиной ступицы муфты.

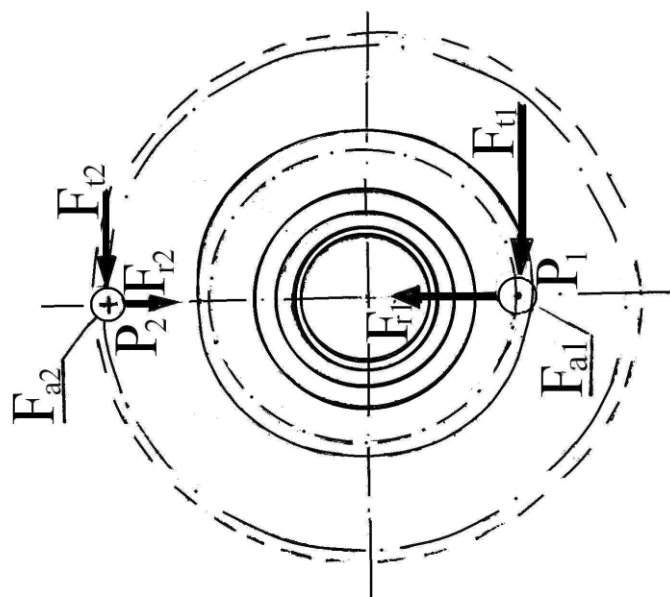
Задача № 3

Рассчитать вал с двумя зубчатыми колесами (рис. 7).

Исходные данные для расчета представлены ниже и в табл. 3.

1. Вал установлен на двух подшипниках шариковых радиальных однорядных.
2. Диаметры начальных окружностей шестерни d_{w1} и колеса d_{w2} .
3. Мощность, передаваемая валом, P .
4. Частота вращения вала n .
5. Длины участков вала a, b, c .
6. Угол наклона зубьев колеса β .
7. Положение полюсов зацепления P_1 и P_2 , направление усилий, действующих на зубчатые колеса, показаны на рис. 7,б.
8. Нормальный модуль в зацеплении шестерни m_n , шест и колеса m_n , кол.
9. Зубчатое колесо и подшипники насажены на вал с натягом.

б



а

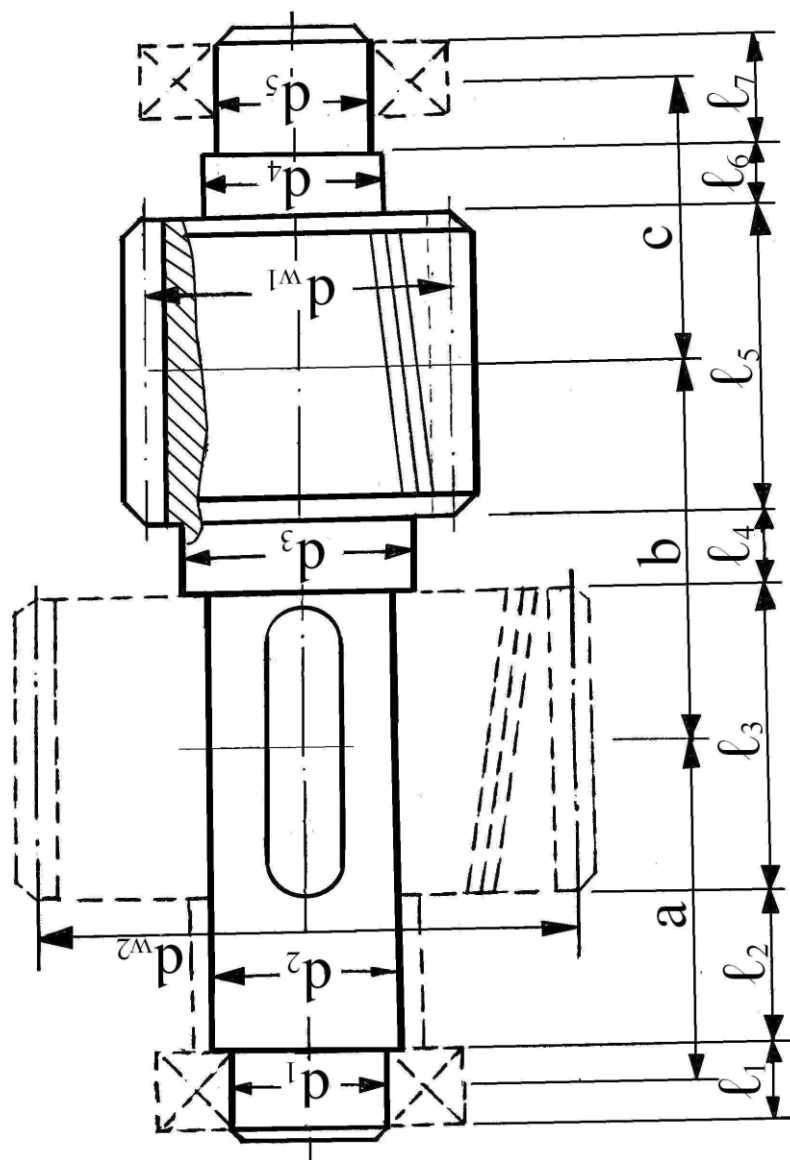


Рис.5

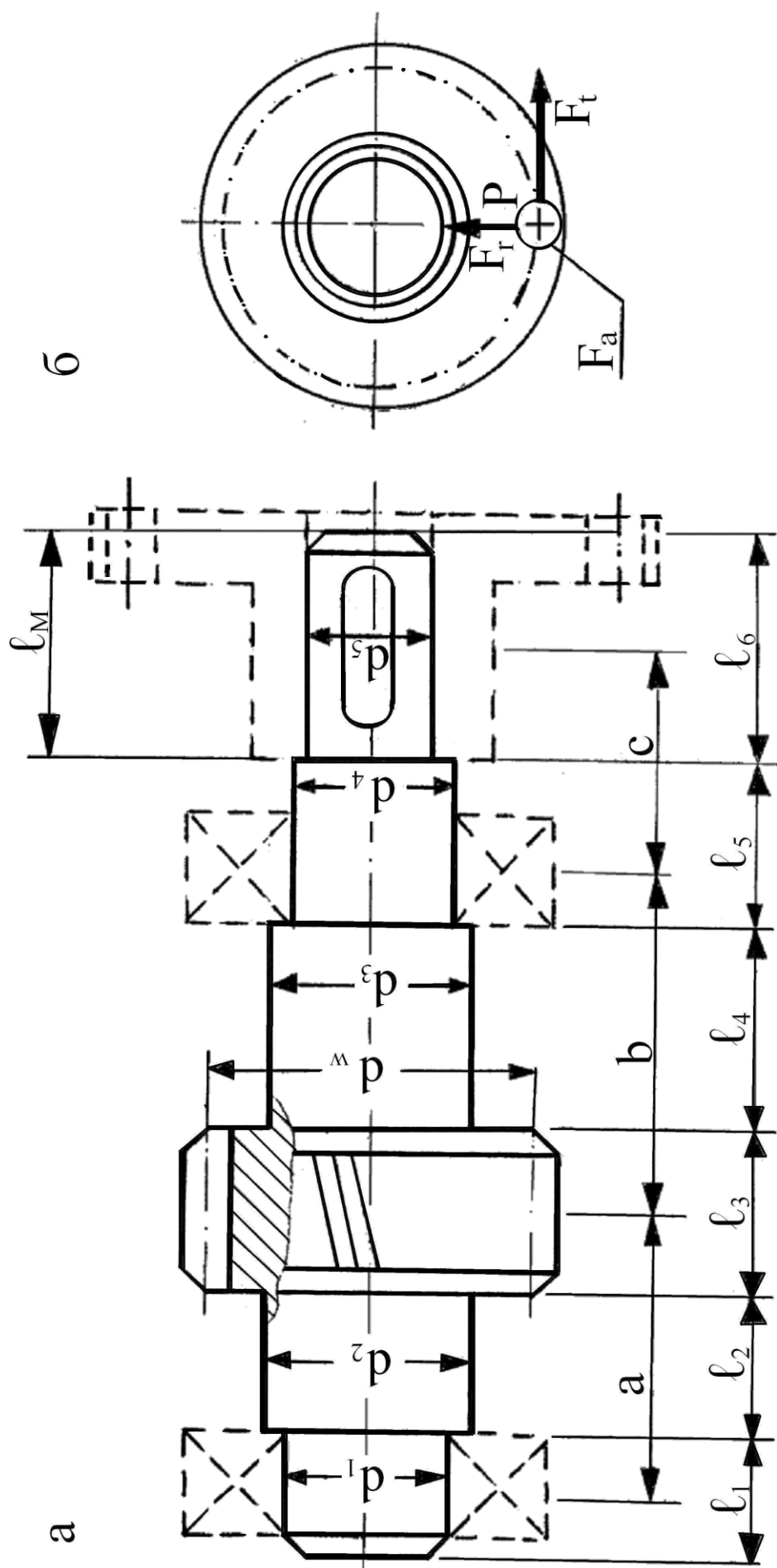


Рис. 6

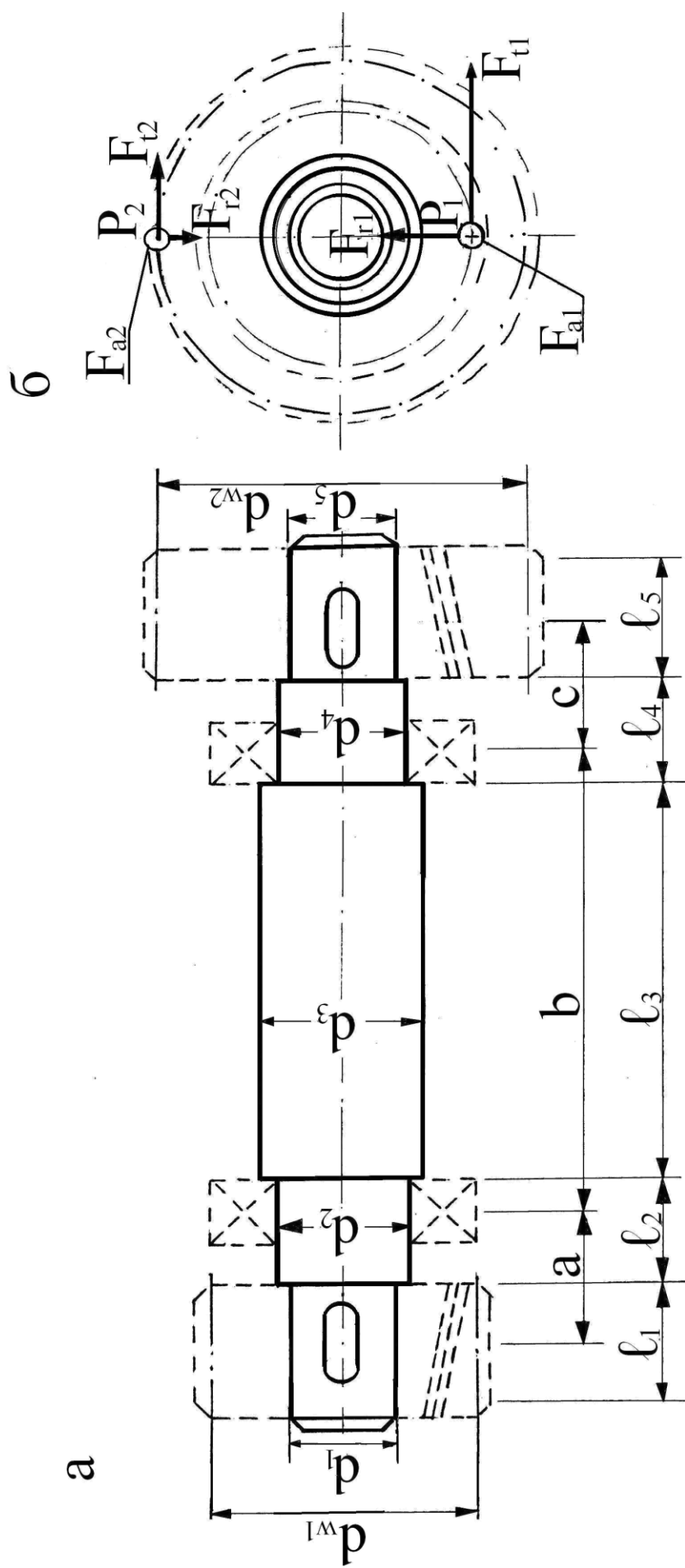


Рис. 7

Таблица 1

Таблица исходных данных к задаче № 1

№ п/п	Р	n	d _w , кол	d _w , шест	a	b	c	Материал вала- сталь	m _n , кол	m _n , шест	β
	кВт	об/мин	мм	мм	мм	мм	мм		мм	мм	град
1	16,5	300	240	60	45	140	120	45	3	5	8
2	7,5	240	220	55	67	200	95	40X	2,5	4	9
3	11	450	250	100	80	180	105	40XH	3	5	10
4	10	500	200	95	80	150	105	20X	2	5	11
5	7	500	210	90	65	120	95	12XH3A	2	4	12
6	6	900	200	105	65	120	95	45	2	4	13
7	5	800	190	60	65	120	95	40X	2	4	12
8	4	750	200	100	65	120	95	40XH	2	4	11
9	12	800	170	80	80	150	105	20X	3	5	10
10	10,5	600	190	100	80	150	105	12XH3A	3	5	9
11	8,5	1000	190	90	72	110	95	45	2,5	4	8
12	9,5	800	190	90	72	110	95	40X	2,5	4	10

Таблица 2

Таблица исходных данных к задаче № 2

№ п/п	P	n	d_w	a	b	c	Материал вала-сталь	m_n	β	ℓ_m
	кВт	об/мин	мм	мм	мм	мм		мм	град	мм
1	13	970	70	82	82	80	45	2,5	8	58
2	7,5	970	110	67	67	70	40X	2,5	9	58
3	13,5	200	100	80	80	90	40XH	4	10	100
4	4	720	60	75	75	70	20X	2	11	58
5	5	970	70	82	82	75	12XH3A	2,5	12	58
6	6	1430	80	90	90	70	45	3	13	58
7	7	730	80	100	100	75	40X	4	8	58
8	8	980	90	75	75	70	40XH	2	9	58
9	9	1450	90	82	82	75	20X	2,5	10	58
10	10	740	90	90	90	70	12XH3A	3	11	58
11	11	970	80	110	110	80	45	4	12	58
12	12	1430	90	90	90	75	20X	3	13	58

Таблица 3

Таблица исходных данных к задаче № 3

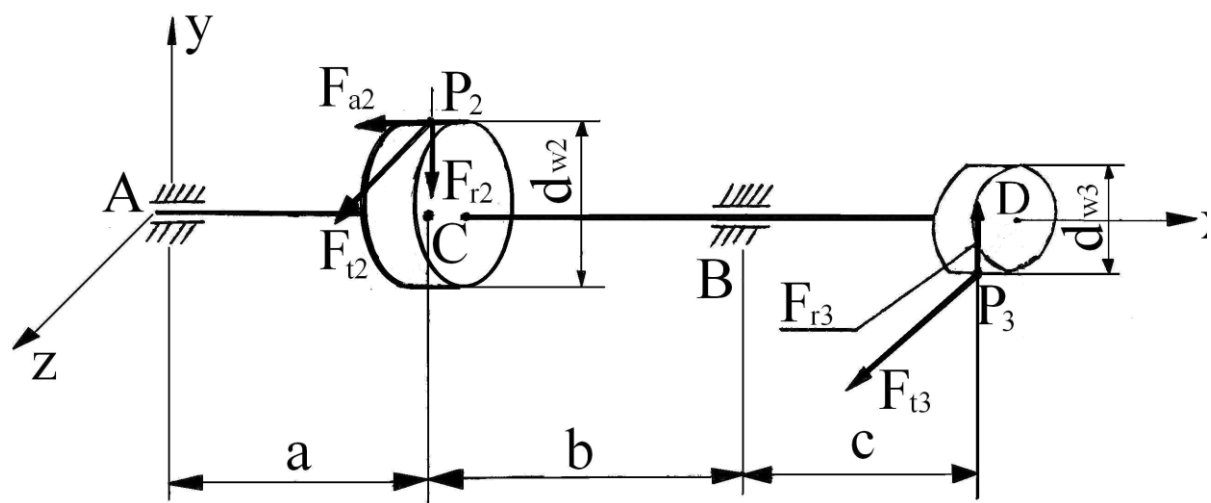
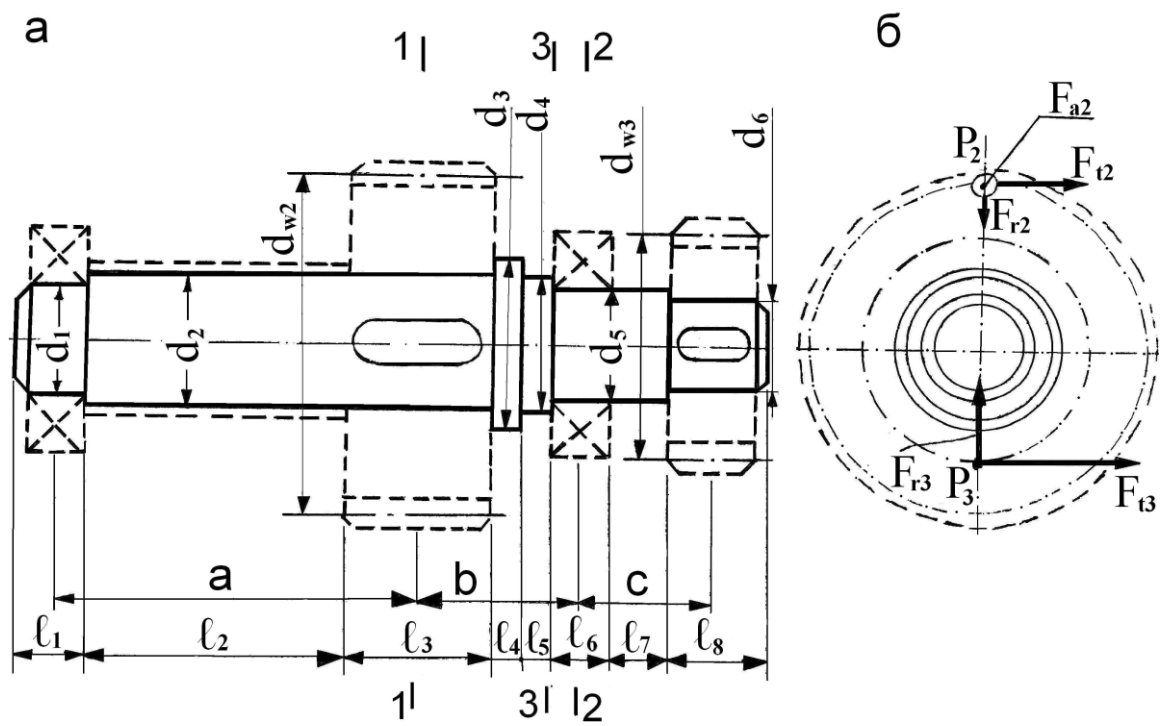
№ П/П	Р	n	d _{w, 1}	d _{w, 2}	a	b	c	Материал вала- сталь	m _{n, кол}	m _{n, шест}	β
	кВт	об/мин	мм	мм	мм	мм	мм		мм	мм	град
1	13	970	90	200	110	150	100	45	4	5	8
2	7,5	970	70	180	80	150	70	40X	2,5	3	9
3	13,5	950	90	180	110	150	100	40XH	4	5	10
4	4	730	50	180	80	150	70	20X	2,5	3	11
5	5	970	55	190	80	150	70	12XH3A	2,5	3	12
6	6	1430	60	180	80	150	70	45	2,5	3	13
7	7	730	65	180	80	150	70	40X	2,5	3	8
8	8	980	70	190	80	150	70	40XH	2,5	3	9
9	9	1440	75	190	90	150	80	20X	3	4	10
10	10	740	75	200	90	150	80	12XH3A	3	4	11
11	11	970	80	200	90	150	80	45	3	4	12
12	12	1430	85	200	90	150	80	40X	3	4	13

4. Пример расчета

Рассчитать ведомый вал одноступенчатого цилиндрического косозубого редуктора (рис. 8).

4.1. Исходные данные для расчета

1. Вал установлен на двух подшипниках шариковых радиальных однорядных.
2. На правый конец вала насажена шестерня открытой цилиндрической прямозубой передачи.
3. Диаметры начальных окружностей колеса $d_{w2}=208$ мм и шестерни $d_{w3}=110$ мм.
4. Мощность, передаваемая валом, $P=12,76$ кВт.
5. Частота вращения вала $n=301$ об/мин.
6. Длины участков вала $a=67$ мм, $b=67$ мм, $c=87$ мм.
7. Угол наклона зубьев колеса $\beta=11^\circ$.
8. Положение полюсов зацепления P_2 и P_3 , направление усилий, действующих на зубчатые колеса, показаны на рис. 8,б. При этом обозначение $\odot$ соответствует осевой силе F_{a2} , направленной перпендикулярно плоскости чертежа на нас (см. направление силы F_{a2} на рис. 8).
9. Материал вала – сталь 45.
10. Механическая обработка поверхности вала – чистовое обтачивание.
11. Нормальный модуль в косозубом зацеплении $m_n=3$ мм и в прямозубом зацеплении $m_n=5$ мм.
12. Зубчатые колеса и подшипники насажены на вал с натягом.



4.2. Последовательность проведения расчета

1. По сборочному чертежу вала (рис.8,а) составить расчетную схему, на которую нанести все внешние силы, нагружающие вал.
2. Привести силы, действующие на зубчатые колеса, к оси вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (горизонтальной XOZ и вертикальной XOY).
3. Определить реакции опор в горизонтальной и вертикальной плоскостях.
4. В этих же плоскостях построить эпюры изгибающих моментов M_y и M_z . Построить эпюру суммарного изгибающего момента $M_{\text{сум}}$.
5. Построить эпюры крутящего момента T и продольной силы N .
6. Провести предварительный расчет вала.
7. Разработать конструкцию вала.
8. В указанных опасных 1-1, 2-2, 3-3 сечениях провести проверочный расчет вала, то есть определить напряжения, рассмотреть влияние концентраторов напряжения на предел выносливости материала вала, проверить выполнение условия усталостной прочности, указать сечение, где коэффициент запаса наименьший.

Рассмотрим основные этапы расчета.

4.2.1. Составление расчетной схемы вала

При составлении расчетной схемы (рис. 9) вал рассматривается как балка, шарнирно закрепленная в опорах, одна из которых подвижная. Нагрузки, передаваемые валу со стороны насаженных на ней деталей, полагают сосредоточенными и приложенными в середине ступицы. Радиальные реакции в шарикоподшипниках и условные опоры для них полагают расположенными в середине их ширины.

Параметры, относящиеся к колесу закрытой передачи, обозначены индексом 2, а к шестерне открытой передачи – индексом 3.

Для косозубых колес в полюсе зацепления P_2 возникают три составляющих усилия, действующего в зацеплении: окружное F_{t2} , радиальное F_{r2} и осевое F_{a2} . Для прямозубых колес в полюсе зацепления P_3 возникают две составляющих усилия: окружное F_{t3} и радиальное F_{r3} . Эти усилия рассчитываются по следующим формулам

$$\begin{aligned} F_{t2} &= \frac{2T_2}{d_{w2}}; & F_{t3} &= \frac{2T_2}{d_{w3}}; \\ F_{r2} &= F_{t2} \cdot \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}; & F_{r3} &= F_{t3} \cdot \operatorname{tg}\alpha; \\ F_{a2} &= F_{t2} \cdot \operatorname{tg}\beta; & T_2 &= 9550 \cdot \frac{P}{n}, \end{aligned}$$

где T_2 -крутящий момент, действующий на ведомом валу, Нм;

P - мощность, передаваемая валом, кВт;

n - частота вращения вала, об/мин;

α - начальный угол зацепления, $\alpha=20^\circ$;

β - угол наклона зубьев колеса, $\beta=11^\circ$.

4.2.2. Определение усилий в зацеплениях

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{12,76}{301} = 404,84 \text{ Нм},$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 404,84 \cdot 10^3}{208} = 3893 \text{ Н},$$

$$F_{r2} = \frac{3893 \cdot \operatorname{tg}20^\circ}{\cos11^\circ} = \frac{3893 \cdot 0,364}{0,982} = 1443 \text{ Н},$$

$$F_{a2} = 3893 \cdot \operatorname{tg}11^\circ = 3893 \cdot 0,194 = 755 \text{ Н},$$

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot 404,83 \cdot 10^3}{110} = 7360 \text{ Н},$$

$$F_{r3} = 7360 \cdot 0,364 = 2500 \text{ Н}.$$

Расчетная схема вала в изометрии изображена на рис. 8.

4.2.3. Приведение всех сил, действующих на зубчатые колеса, к оси вала

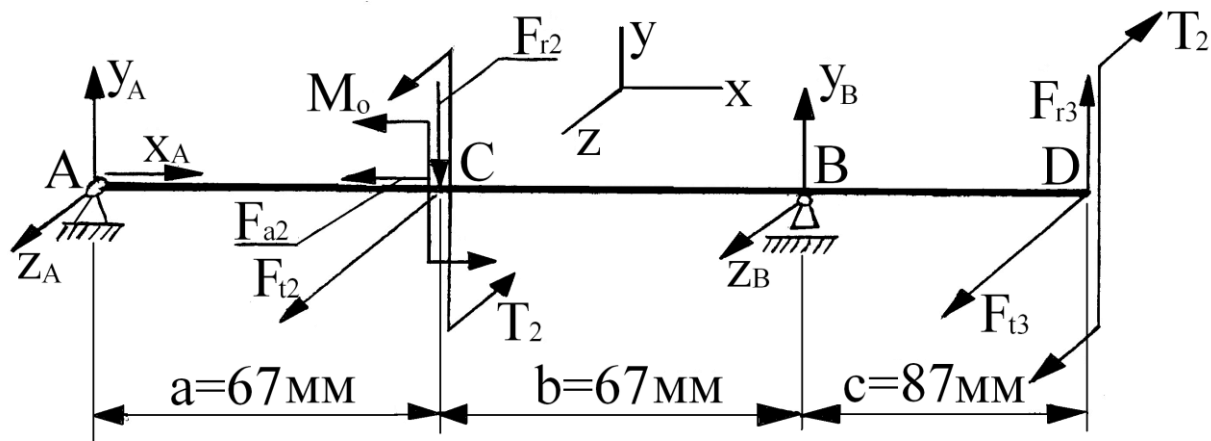


Рис.10

При приведении всех сил к оси вала, кроме сил, указанных в расчетной схеме в изометрии, следует учесть крутящий момент T_2 и изгибающий момент M_o на оси вала.

Рассчитаем изгибающий момент M_o , действующий на колесо

$$M_o = F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} = 755 \cdot \frac{208}{2} = 78520 \text{ Нмм} = 78,52 \text{ Нм.}$$

Приведение всех сил к оси вала представлено на рис. 10.

4.2.4. Определение реакций опор в горизонтальной и вертикальной плоскостях

4.2.4.1. Определение реакций опор в горизонтальной плоскости XOZ

Определяем опорные реакции Z_A, Z_B, X_A от действия F_{t2}, F_{t3} и F_{a2} из условия равновесия

$$\sum_{i=1}^n X_i = X_a - F_{a2} = 0;$$

$$\sum_{i=1}^n M_A^{rop} = -F_{t2} \cdot a - Z_b \cdot (a+b) - F_{t3} \cdot (a+b+c) = 0;$$

$$\sum_{i=1}^n M_B^{rop} = Z_A \cdot (a+b) + F_{t2} \cdot b - F_{t3} \cdot c = 0;$$

$$X_A = F_{a2} = 755 \text{ Н};$$

$$-3893 \cdot 67 - 134 \cdot Z_B - 7360 \cdot 221 = 0, \quad Z_B = -14085 \text{ Н};$$

$$134 \cdot Z_A + 3893 \cdot 67 - 7360 \cdot 87 = 0, \quad Z_A = 2832 \text{ Н.}$$

Истинное направление реакции Z_B противоположно принятому на рис. 10, то есть направлено вверх на рис. 11, а.

Проверяем правильность определения реакций

$$\sum_{i=1}^n Z_i = 0 ; Z_A - Z_B + F_{t2} + F_{t3} = 2832 - 14085 + 3893 + 7360 = 14085 - 14085 = 0.$$

Следовательно, реакции найдены правильно.

Схема действия сил и эпюра изгибающих моментов M_y показаны на рис. 11.

4.2.4.2. Определение реакций опор в вертикальной плоскости XOY

Определяем опорные реакции Y_A и Y_B от действия F_{r2} , F_{r3} и M_0 из условия равновесия

$$\sum_{i=1}^n M_A^{\text{верт}} = M_0 - F_{r2} \cdot a + Y_B \cdot (a+b) + F_{r3} \cdot (a+b+c) = 0 ;$$

$$\sum_{i=1}^n M_B^{\text{верт}} = M_0 + F_{r2} \cdot b - Y_A \cdot (a+b) + F_{r3} \cdot c = 0 ;$$

$$78520 - 1443 \cdot 67 + 134 \cdot Y_A + 2500 \cdot 221 = 0, \quad Y_B = -3987 \text{ Н};$$

$$78520 + 1443 \cdot 67 - 134 \cdot Y_B + 2500 \cdot 87 = 0, \quad Y_A = 2930 \text{ Н}.$$

Истинное направление реакции Y_B противоположно принятому на рис. 10, то есть направлено вниз на рис. 12, а.

Проверяем правильность определения реакций

$$\sum_{i=1}^n Y_i = 0 ; Y_A - F_{r2} - Y_B + F_{r3} = 2930 - 1443 - 3987 + 2500 = 5430 - 5430 = 0.$$

Следовательно, реакции найдены правильно.

Схема действия сил и эпюра изгибающих моментов M_z показаны на рис. 12,а и рис. 12,б.

4.2.5. Построение эпюр изгибающих моментов

4.2.5.1. Построение эпюры изгибающих моментов M_y в горизонтальной плоскости

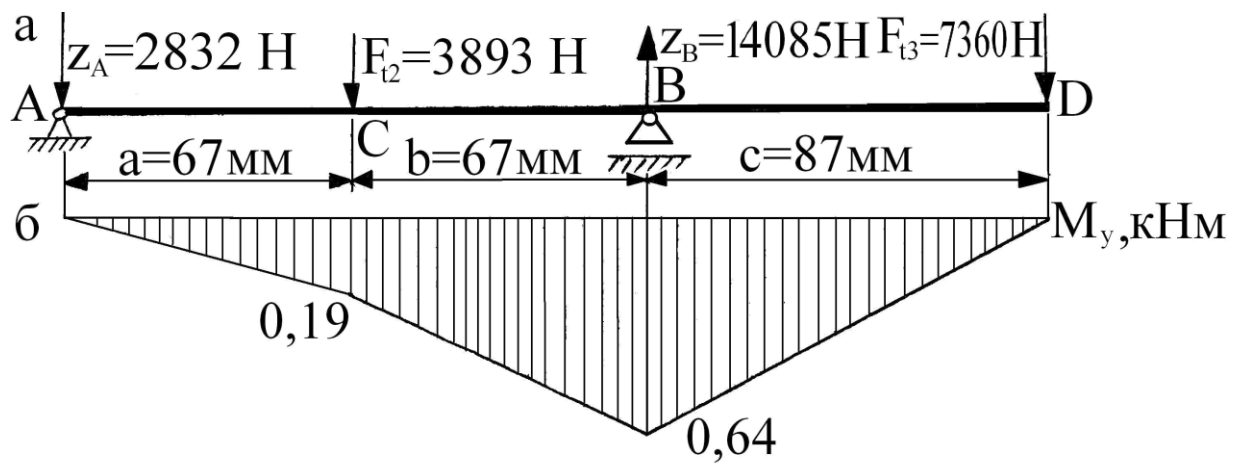


Рис. 11

4.2.5.2. Построение эпюры изгибающих моментов M_z в вертикальной плоскости

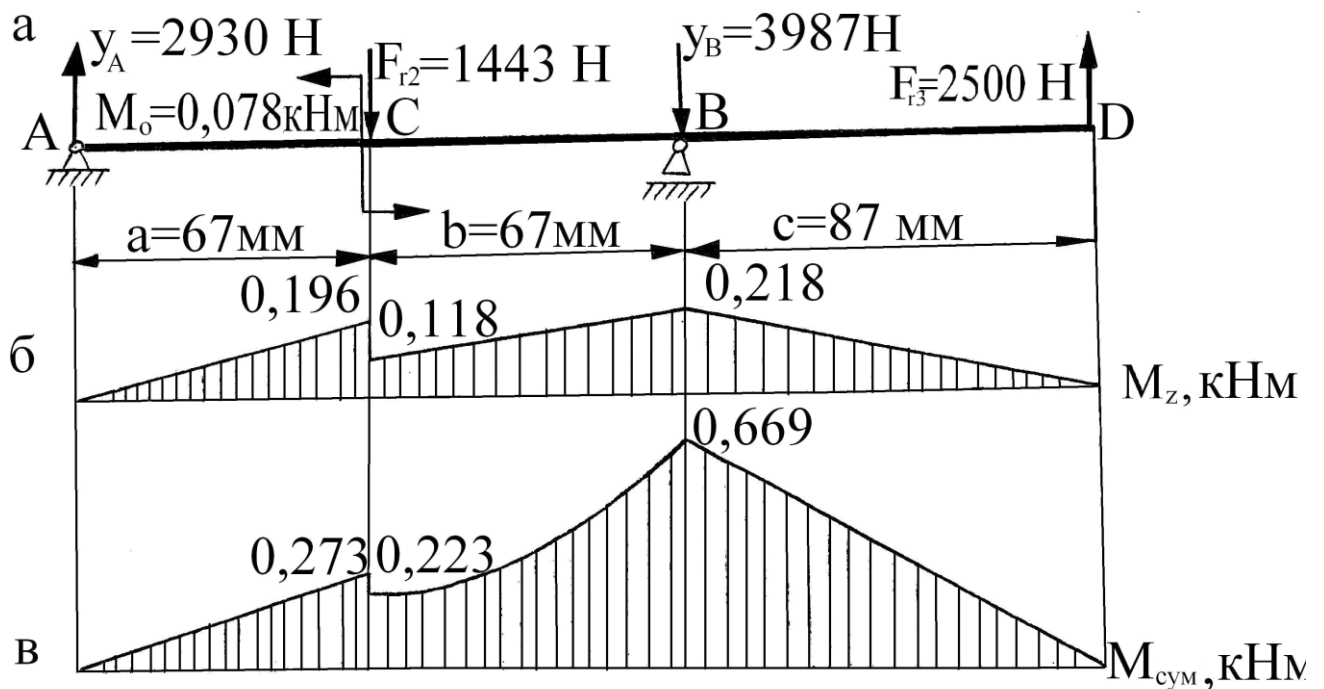


Рис. 12

4.2.6. Построение эпюры суммарного изгибающего момента $M_{\text{сум}}$

Суммарный изгибающий момент в любом сечении вала определяется по формуле

$$\mathbf{M}_{\text{cym},i} = \sqrt{\mathbf{M}_{\text{yi}}^2 + \mathbf{M}_{\text{zi}}^2} ,$$

где $M_{\text{сум},i}$ - суммарный изгибающий момент в i -ом сечении;

M_{yi}, M_{zi} - значение изгибающих моментов, действующих в i -ом сечении в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Определим значение $M_{\text{сум}}$ в сечениях А,В,С,Д и построим эпюру суммарного изгибающего момента (рис. 12,в)

$$\mathbf{M}_{\text{cym},A} = \mathbf{0} ;$$

$$M_{\text{сум,В}} = \sqrt{0.64^2 + 0,218^2} = 0,669 \text{ кНм};$$

$$M_{\text{сум,С,лев}} = \sqrt{0,19^2 + 0,196^2} = 0,273 \text{ кНм};$$

$$M_{\text{сум,с,прав}} = \sqrt{0,19^2 + 0,118^2} = 0,223 \text{ кНм};$$

$$\mathbf{M}_{\text{cym,D}} = \mathbf{0}.$$

Из эпюры видно, что опасным является сечение В, а опасное значение момента

$$M_{оп} = M_{сум, max} = 0,669 \text{ кНм.}$$

4.2.7. Построение эпюры крутящего момента Т

Крутящий момент T равен передаваемому валом вращающему моменту T_2 . Эпюра крутящего момента показана на рис. 13.

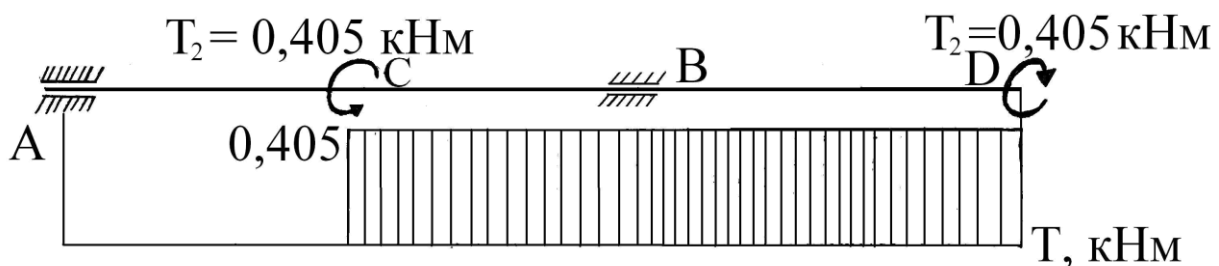


Рис. 13

4.2.8. Построение эпюры продольной силы N

Зубчатое колесо насажено на вал с натягом. Эпюра продольной силы представлена на рис. 14.

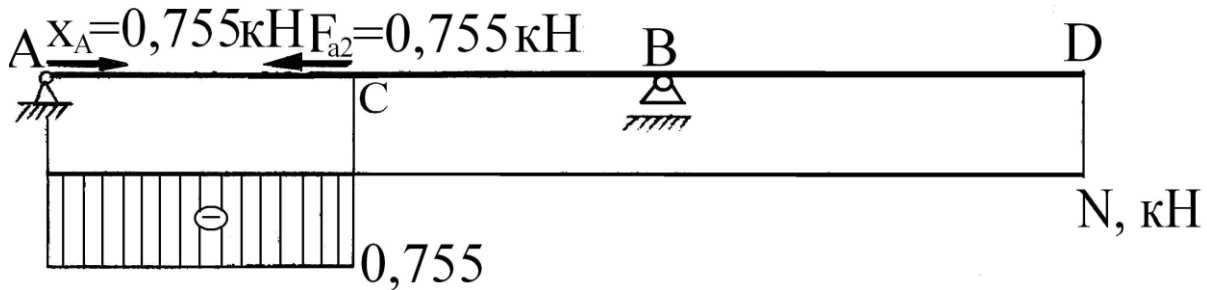


Рис.14

4.2.9. Предварительный расчет вала

Для заданной марки стали (сталь 45) из табл. 4 выписываем значения механических характеристик

$$\sigma_B = 780 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{-1} = 360 \text{ МПа},$$

$$\tau_{-1} = 200 \text{ МПа}.$$

Тогда по формуле (1) допускаемое напряжение на кручение $[\tau] = (0,025 \div 0,03) \cdot \sigma_B = (0,025 \div 0,03) \cdot 780 \approx 20 \text{ МПа}.$

Минимальный диаметр вала (диаметр выходного участка вала d_6 (см. рис. 8) будет равен

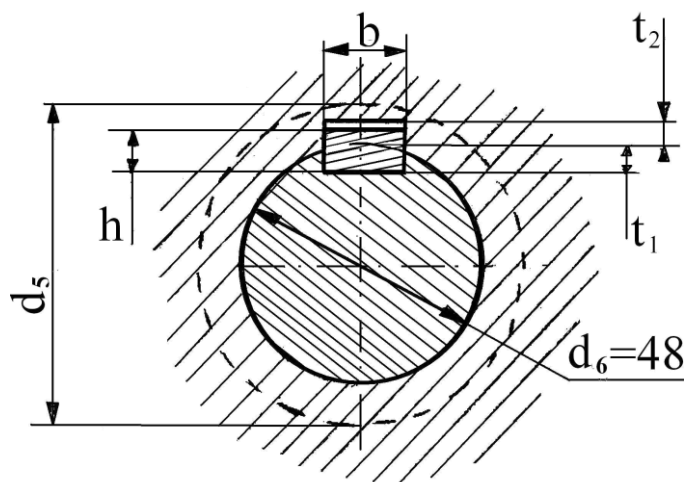
$$d_{\min} = d_6 \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{0,405 \cdot 10^6}{0,2 \cdot 20}} = 46,6 \text{ мм}.$$

Полученное значение округляем до ближайшего большего стандартного значения из ряда Ra 40 (табл. 12). Принимаем $d_6 = 48 \text{ мм}.$

4.2.10. Конструирование вала

Конструирование вала состоит в определении размеров, то есть, длин l_i и диаметров d_i цилиндрических участков вала. Размеры вала обычно назначают по конструктивным соображениям с учетом удобства посадки на вал и сборки зубчатых колес, подшипников качения и других деталей и необходимости их фиксации на валу в осевом направлении.

Для участка вала длиной ℓ_8 (см. рис. 8) и диаметром $d_6=48$ мм выбираем призматическую шпонку из табл. 16.



$b=14$ мм;
 $h=9$ мм;
 $t_1=5,5$ мм;
 $t_2=3,8$ мм.
 Длина шпонки
 $\ell_{шп}=50$ мм.

Рис. 15

На участке вала d_5 (см. рис. 8) напрессовывается стандартный шарикоподшипник и устанавливается манжетное уплотнение по ГОСТ 8752-79 (см. табл. 14).

Чтобы выступающая из вала часть шпонки не мешала монтажу и демонтажу подшипника и манжет, диаметр d_5 можно определить из соотношения

$$d_5 \geq d_6 + 2 \cdot (t_2 + 2) = 48 + 2 \cdot (3,8 + 2) = 59,6 \text{ мм.}$$

Выбираем $d_5=60$ мм, так как диаметры внутренних колец подшипников кратны 5 мм.

Из табл. 13 выбираем радиальный шарикоподшипник легкой серии 212 с габаритными размерами: $d=60$ мм; $D=110$ мм; $B=22$ мм. Для унификации подшипники обеих опор принимаем одинаковыми. Следовательно, $d_1=d_5=60$ мм. Диаметр вала d_4 принимаем равным диаметру вала d_2 в месте посадки зубчатого колеса. Из ряда Ra 40 назначаем $d_2=d_4=70$ мм. Принимаем диаметр заплеика $d_3=80$ мм.

Рассмотрим длины участков вала.

Ширину шейки вала ℓ_6 принимаем равной ширине B подшипника 212, то есть $\ell_6=B=22$ мм.

Длину левой цапфы вала с учетом обязательной фаски (табл.15) назначаем равной $\ell_1 = B + 2 = 24$ мм. На заданной длине участка вала **a** (см. рис. 8) должны расположиться: половина ширины ступицы зубчатого колеса, половина ширины подшипника **212** и упорная втулка. Ширину зубчатого венца колеса **b_{w2}** для передач редукторного типа в отдельном корпусе при **HB ≤ 350** определяем из соотношения

$$b_{w2} = \psi_m \cdot m_n,$$

где ψ_m - коэффициент ширины венца зубчатых колес по модулю, принимаем $\psi_m = 25 \div 30$;

m_n - нормальный модуль.

Величина модуля задана: $m_n = 3$ мм.

Тогда $b_w = (25 \div 30) \cdot 3 \approx 80$ мм.

Длина втулки $\ell_2 = a - \frac{B}{2} - \frac{b_{w2}}{2} = 67 - 11 - 40 = 16$ мм.

Длина участка вала **b** состоит из половины ширины зубчатого колеса $\frac{b_{w2}}{2}$, ширины заплечика ℓ_4 , длины ℓ_5 участка вала диаметром **d₄** и половины ширины подшипника $\frac{B}{2}$. Из конструктивных соображений принимаем $\ell_4 = 6$ мм. Тогда

$$\ell_5 = b - \frac{b_{w2}}{2} - \ell_4 - \frac{B}{2} = 67 - 40 - 6 - 11 = 10 \text{ мм.}$$

Длина выходного участка вала ℓ_8 определяется шириной шестерни открытой передачи **b_{w4}**. Принимаем

$$b_{w4} = 12 \cdot m_n,$$

где m_n - модуль в прямозубом зацеплении, величина модуля задана $m_n = 5$ мм.

Тогда в рассматриваемом примере с учетом обязательной фаски

$$\ell_8 = b_{w4} + 2 = 12 \cdot 5 + 2 = 62 \text{ мм.}$$

Длину участка вала ℓ_7 определим из соотношения

$$\ell_7 = c - \frac{\ell_6}{2} - \frac{b_{w4}}{2} = 87 - 11 - 30 = 46 \text{ мм.}$$

На рис. 16 показан эскиз ведомого вала, выполненный по конструктивным размерам, найденным ранее.

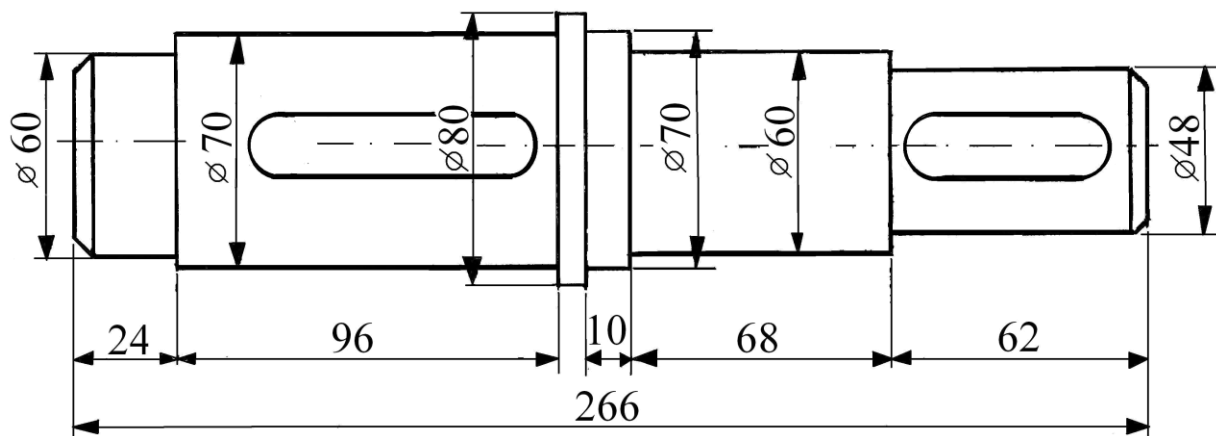


Рис. 16

4.2.11. Проверочный расчет вала

Рассчитаем значения коэффициентов запаса прочности для выделяемых сечений 1-1, 2-2, 3-3 (см. рис. 8).

Предварительно укажем значения внутренних усилий и напряжений, действующих в этих сечениях вала, размеры сечений, их геометрические характеристики, параметры концентраторов напряжений.

Сечение 1-1 (на середине ширины зубчатого колеса)

$M_{\text{сум}} = 0,273 \text{ кНм}$; $T = 0,405 \text{ кНм}$.

В сечении действуют концентраторы напряжений в виде шпоночного паза и посадки зубчатого колеса на вал с натягом.

Форма и размеры сечения вала указаны на рис. 17.

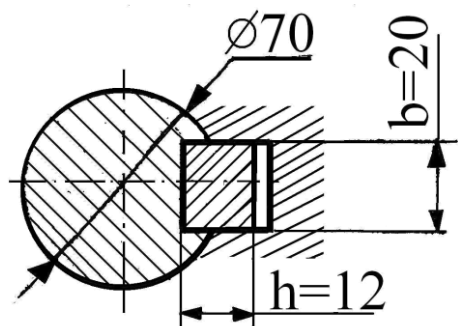


Рис. 17

Для вала диаметром $d=70 \text{ мм}$ по табл. 16 выбираем размеры сечения шпонки: ширина $b=20 \text{ мм}$, высота $h=12 \text{ мм}$. Принимаем длину шпонки $l=70 \text{ мм}$ (при ширине зубчатого венца $b_{w2}=80 \text{ мм}$).

Осевой момент сопротивления сечения вала

$$W_z = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot h \cdot (2d - h)^2}{16d} = \frac{3,14 \cdot 70^3}{32} - \frac{20 \cdot 12 \cdot (2 \cdot 70 - 12)^2}{16 \cdot 70} = 32953 \text{ мм}^3.$$

Полярный момент сопротивления сечения вала

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot h \cdot (2d - h)^2}{16d} = \frac{3,14 \cdot 70^3}{16} - \frac{20 \cdot 12 \cdot (2 \cdot 70 - 12)^2}{16 \cdot 70} = 66627 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба

$$\sigma_a = \frac{M_{\text{сум}}}{W_z} = \frac{0,273 \cdot 10^6}{32953} = 8,285 \text{ МПа}.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_p} = \frac{0,405 \cdot 10^6}{2 \cdot 66627} = 6,079 \text{ МПа}.$$

При установке на валу детали с натягом при диаметре вала $d=70$ мм и $\sigma_B = 780$ Н/мм² по табл. 11 величина отношений

$$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = 4,4 \text{ и } \frac{K_\tau}{K_{d\tau}} = 2,6. \quad (11)$$

При этом коэффициент влияния размеров поперечного сечения $K_{d\sigma}$ при изгибе вала из углеродистой стали (табл. 5) принимается $K_{d\sigma} = 0,76$. Тогда из соотношения (11) $K_\sigma = K_{d\sigma} \cdot 4,4 = 0,76 \cdot 4,4 = 3,34$.

Влияние качества поверхности вала (табл. 6) при механической обработке в виде чистового обтачивания и $\sigma_B > 700$ МПа оценивается значениями коэффициента K_F , равными $K_{F\sigma} = 0,84$ и $K_{F\tau} = 0,90$.

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения вала в случае отсутствия упрочнения при $K_\sigma > 1,8$ принимается (табл. 7) $K_V = 1$.

Значения коэффициентов снижения пределов выносливости

$$K_{\sigma D} = 4,4 + \frac{1}{0,84} - 1 = 4,59,$$

$$K_{\tau D} = 2,6 + \frac{1}{0,90} - 1 = 2,71.$$

Коэффициент влияния асимметрии цикла

$$\psi_{\tau D} = \frac{0,09}{2,71} = 0,033.$$

Рассмотрим второй концентратор в выделенном сечении-шпоночный паз. Для шпоночного паза, выполненного концевой фрезой, при $\sigma_B = 780$ МПа (табл. 9) $K_\sigma = 2,1$, $K_\tau = 1,87$.

Тогда значения коэффициента снижения предела выносливости

$$K_{\sigma D} = \frac{2,1}{0,76} + \frac{1}{0,84} - 1 = 2,95.$$

В сечении 1-1 действуют два источника концентрации напряжений. Для концентратора в виде посадки с натягом величина $K_{\sigma D} = 4,59$ и она больше, чем $K_{\sigma D} = 2,95$ для случая шпоночного паза. Следовательно, расчет на усталостную прочность в сечении 1-1 ведем для концентратора в виде посадки с натягом.

Пределы выносливости вала в сечении 1-1

$$\sigma_{-1D} = \frac{360}{4,59} = 78,43 \text{ МПа}, \quad \tau_{-1D} = \frac{200}{2,71} = 73,80 \text{ МПа}.$$

Запас сопротивления усталости при изгибе ($\sigma_m = 0$)

$$S_\sigma = \frac{78,43}{8,285} = 9,47.$$

Запас сопротивления усталости при кручении

$$S_\tau = \frac{73,80}{6,079 + 0,033 \cdot 6,079} = 11,75.$$

При этом общий коэффициент запаса

$$S = \frac{9,47 \cdot 11,75}{\sqrt{9,47^2 + 11,75^2}} = 7,37 > [S] = 2.$$

Следовательно, прочность вала на усталость в сечении 1-1 соблюдена с большим запасом.

Сечение 2-2 (по середине ширины правого подшипника)

$$M_{\text{сум}} = 0,669 \text{ кНм}; \quad T = 0,405 \text{ кНм}.$$

В сечении действуют концентраторы напряжений в виде посадки подшипника на вал с натягом.

Геометрические характеристики сечения

$$W_z = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 60^3}{32} = 21205,7 \text{ мм}^3,$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 60^3}{16} = 42411,4 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба

$$\sigma_a = \frac{M_{\text{сум}}}{W_z} = \frac{0,669 \cdot 10^6}{21205,7} = 31,55 \text{ МПа}.$$

Амплитудное и среднее напряжения цикла касательных напряжений

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_p} = \frac{0,405 \cdot 10^6}{2 \cdot 42411,4} = 4,77 \text{ МПа}.$$

При установке на валу детали с натягом при диаметре вала $d=60$ мм и $\sigma_B = 780$ МПа по табл. 11 табличные величины отношений

$$\left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} \right)_T = 4,4 \text{ и } \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} \right)_T = 2,6.$$

При посадке колец подшипников с натягом табличные величины следует умножить на 0,9, то есть

$$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} \right)_T \cdot 0,9 = 4,4 \cdot 0,9 = 3,96 \text{ и } \frac{K_\tau}{K_{d\tau}} = \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} \right)_T \cdot 0,9 = 2,6 \cdot 0,9 = 2,34.$$

По аналогии с сечением 1-1 принимаем

$$K_{F\sigma} = 0,84; K_{F\tau} = 0,90; K_v = 1.$$

Тогда значения коэффициентов снижения пределов выносливости

$$K_{\sigma D} = 3,96 + \frac{1}{0,84} - 1 = 4,15,$$

$$K_{\tau D} = 2,34 + \frac{1}{0,90} - 1 = 2,45.$$

Коэффициент влияния асимметрии цикла

$$\psi_{\tau D} = \frac{0,09}{2,45} = 0,037.$$

Пределы выносливости вала в сечении 2-2

$$\sigma_{-1D} = \frac{360}{4,15} = 86,75 \text{ МПа}, \tau_{-1D} = \frac{200}{2,45} = 81,63 \text{ МПа}.$$

Запас сопротивления усталости при изгибе ($\sigma_m = 0$)

$$S_{\sigma} = \frac{86,75}{31,55} = 2,75.$$

Запас сопротивления усталости при кручении

$$S_{\tau} = \frac{81,63}{4,77 + 0,037 \cdot 4,77} = 16,507.$$

Общий коэффициент запаса

$$S = \frac{2,75 \cdot 16,507}{\sqrt{2,75^2 + 16,507^2}} = 2,71 > [S] = 2.$$

Следовательно, прочность вала на усталость в сечении 2-2 соблюдена.

Сечение 3-3 (ступенчатый переход от $d=60$ мм к $d=70$ мм)

$M_{\text{сум}}=0,669$ кНм; $T=0,405$ кНм, то есть внутренние силовые факторы те же, что и для сечения 2-2.

В сечении действуют концентраторы напряжений в виде ступенчатого галтельного перехода. Геометрия ступенчатого перехода показана на рис. 18.

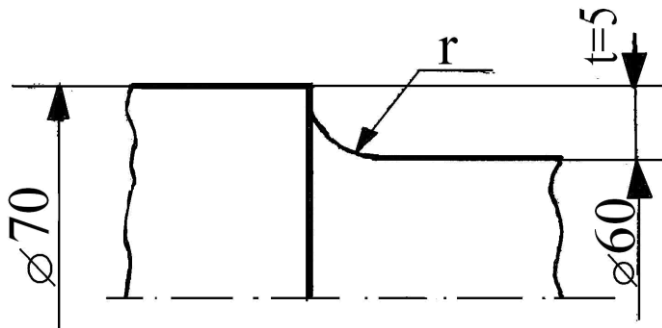


Рис. 18

Высота ступени

$$t = \frac{70 - 60}{2} = 5 \text{ мм.}$$

Геометрические характеристики сечения

$$W_z = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 60^3}{32} = 21205,7 \text{ мм}^3,$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 60^3}{16} = 42411,4 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба

$$\sigma_a = \frac{M_{\text{сум}}}{W_z} = \frac{0,669 \cdot 10^6}{21205,7} = 31,55 \text{ МПа.}$$

Амплитудное и среднее напряжения цикла касательных напряжений

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_p} = \frac{0,405 \cdot 10^6}{2 \cdot 42411,4} = 4,77 \text{ МПа.}$$

Величины эффективных концентраторов напряжений для валов с концентраторами напряжений в виде галтельного перехода определяются по табл. 8.

Принимаем радиус галтели $r=1,5$ мм. Тогда при $\frac{t}{r} = \frac{5}{1,5} = 3,3$,

$\frac{r}{d} = \frac{1,5}{60} = 0,025$ и $\sigma_B = 780$ МПа находим $K_\sigma = 2,15$ и $K_\tau = 1,73$.

Значения коэффициентов влияния абсолютных размеров сечения вала находим по табл. 5. При изгибе вала диаметром $d=60$ мм из углеродистой стали $K_{d\sigma} = K_{d\tau} = 0,76$.

По аналогии с сечениями 1-1 и 2-2 принимаем

$$K_{F\sigma} = 0,84 ; K_{F\tau} = 0,90 ; K_V = 1.$$

Тогда значения коэффициентов снижения пределов выносливости:

$$K_{\sigma D} = \frac{2,15}{0,76} + \frac{1}{0,84} - 1 = 3,02,$$

$$K_{\tau D} = \frac{1,73}{0,76} + \frac{1}{0,90} - 1 = 2,39.$$

Коэффициент влияния асимметрии цикла

$$\psi_{\tau D} = \frac{0,09}{2,39} = 0,038.$$

Пределы выносливости вала в сечении 3-3

$$\sigma_{-1D} = \frac{360}{3,02} = 119,2 \text{ МПа} , \tau_{-1D} = \frac{200}{2,39} = 83,68 \text{ МПа.}$$

Запас сопротивления усталости при изгибе ($\sigma_m = 0$)

$$S_\sigma = \frac{119,2}{31,55} = 3,78.$$

Запас сопротивления усталости при кручении

$$S_{\tau} = \frac{83,68}{4,77 + 0,038 \cdot 4,77} = 16,9.$$

Общий коэффициент запаса

$$S = \frac{3,78 \cdot 16,9}{\sqrt{3,78^2 + 16,9^2}} = 3,68 > [S] = 2.$$

Прочность вала на усталость в сечении **3-3** обеспечена.

Просчитав три предполагаемых опасных сечения, видим, что наиболее опасным является сечение **2-2**, где общий коэффициент запаса усталостной прочности наименьший и равен **S=2,71**, что больше **[S]=2**.

Следовательно, усталостная прочность вала обеспечена.

Таблица 4

Свойства материалов, применяемых для изготовления валов

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость НВ (не менее)	Механические характеристики, МПа					Коэффициент $\Psi\tau$
			σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	
Ст. 5	Любой	190	520	280	150	220	130	0,06
45	≤ 120	240	780	540	290	360	200	0,09
	≤ 80	270	900	650	390	410	230	0,10
40X	≤ 200	240	790	640	380	370	210	0,09
	≤ 120	270	900	750	450	410	240	0,10
40XH	≤ 200	270	920	750	450	420	230	0,10
20X	≤ 120	197	650	400	240	310	170	0,07
12XH3A	≤ 120	260	950	700	490	430	240	0,10
18XГТ	≤ 60	233	1150	950	660	500	280	0,12

Таблица 5

Значения коэффициентов влияния абсолютных размеров поперечного сечения вала

Напряженное состояние и материал	$K_{d\sigma}(K_{d\tau})$ при диаметре вала d , мм					
	20	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированной стали	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59
Кручение для всех сталей	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59

Таблица 6

Значения коэффициентов влияния качества поверхности вала

Вид механической обработки	Параметр шероховатости Ra , мкм	$K_{F\sigma}$ при σ_B , МПа		$K_{F\tau}$ при σ_B , МПа	
		≤ 700	>700	≤ 700	>700
Шлифование тонкое	До 0,2	1	1	1	1
Обтачивание тонкое	0,2...0,8	0,99...0,933	0,99...0,91	0,99...0,96	0,99...0,95
Шлифование чистовое	0,8...1,6	0,93...0,89	0,91...0,86	0,96...0,94	0,95...0,92
Обтачивание чистовое	1,6...3,2	0,89...0,86	0,86...0,82	0,94...0,93	0,92...0,89

Таблица 7

Значения коэффициентов влияния поверхностного упрочнения вала

Вид упрочнения поверхности вала	Значения K_V при:		
	$K_\sigma = 1,0$	$K_\sigma = 1,1...1,5$	$K_\sigma \geq 1,8$
Закалка ТВЧ	1,3...1,6	1,6...1,7	2,4...2,8
Азотирование	1,15...1,25	1,3...1,9	2,0...3,0
Накатка роликом	1,2...1,4	1,5...1,7	1,8...2,2
Дробеструйный наклеп	1,1...1,3	1,4...1,5	1,6...2,5
Без упрочнения	1,0	1,0	1,0

Таблица 8

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений для ступенчатого перехода с галтелью

t/r	r/d	K_σ при σ_B , МПа				K_τ при σ_B , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,6	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,75	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,5	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,5

Таблица 9

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений для шпоночного паза

σ_B , МПа	K_σ при выполнении паза фрезой		K_τ
	концевой	дисковой	
500	1,8	1,5	1,4
700	2,0	1,55	1,7
900	2,2	1,7	2,05
1200	2,65	1,9	2,4

Таблица 10

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений для шлицев и резьбы

σ_B , МПа	K_σ для		K_τ для шлицев		K_τ для резьбы
	шлицев	резьбы	прямобоковых	эвольвентных	
500	1,45	1,8	2,25	1,43	1,35
700	1,6	2,2	2,5	1,49	1,7
900	1,7	2,45	2,65	1,55	2,1
1200	1,75	2,9	2,8	1,6	2,35

Таблица 11

Значения $\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}$ и $\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}$, используемые для оценки концентрации напряжений

Диаметр вала d , мм	$K_\sigma / K_{d\sigma}$ при σ_B , МПа				$K_\tau / K_{d\tau}$ при σ_B , МПа			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,6	3,3	4,0	5,1	1,5	2,0	2,4	3,05
40	2,75	3,5	4,3	5,4	1,65	2,1	2,6	3,25
50	2,9	3,7	4,5	5,7	1,75	2,2	2,7	3,4
60	3,0	3,85	4,7	5,95	1,8	2,3	2,8	3,55
70	3,1	4,0	4,85	6,15	1,85	2,4	2,9	3,7
80	3,2	4,1	4,95	6,3	1,9	2,45	3,0	3,8
90	3,3	4,2	5,1	6,45	1,95	2,5	3,05	3,9
100	3,35	4,3	5,2	6,6	2,0	2,55	3,1	3,95

Примечание. При установке с натягом колец подшипников табличное значение следует умножить на 0,9.

Таблица 12

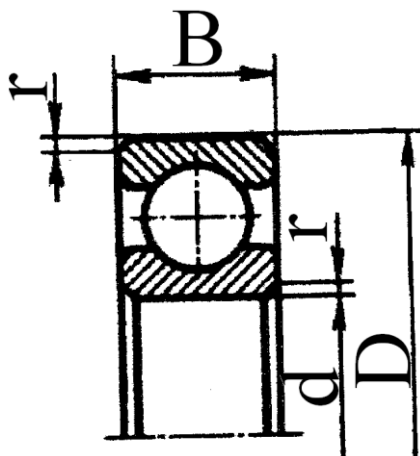
Нормальные линейные размеры, мм (из ГОСТ 6636-69)

3,2	5,6	10	18	32	56	100	180	320	560
3,4	6,0	10,5	19	34/35	60/62	105	190	340	600
3,6	6,3	11	20	36	63/65	110	200	360	630
3,8	6,7	11,5	21	38	67/70	120	210	380	670
4,0	7,1	12	22	40	71/72	125	220	400	710
4,2	7,5	13	24	42	75	130	240	420	750
4,5	8,0	14	25	45/47	80	140	250	450	800
4,8	8,5	15	26	48	85	150	260	480	850
5,0	9,0	16	28	50/52	90	160	280	500	900
5,3	9,5	17	30	53/55	95	170	300	530	950

Примечание. Под косой чертой приведены размеры посадочных мест для подшипников качения.

Таблица 13

Подшипники шариковые радиальные однородные (из ГОСТ 8338-75)

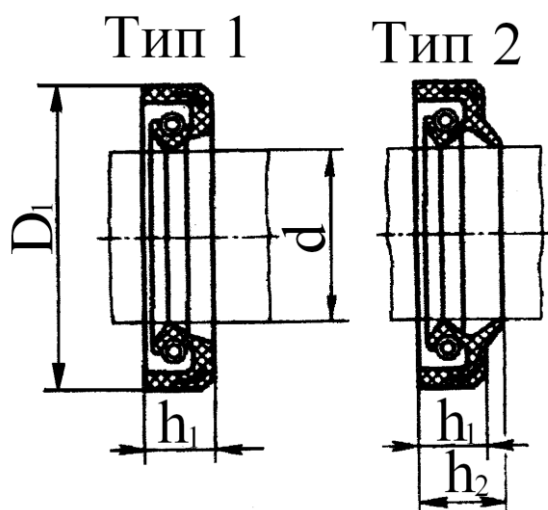


Легкая серия							Средняя серия						
Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	C	C ₀		d	D	B	r	C	C ₀
204	20	47	14	1,5	12,7	6,3	304	20	52	15	2	15,9	7,8
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95	305	25	62	17	2	22,5	11,4
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0	306	30	72	19	2	28,1	14,6
207	35	72	17	2	25,5	13,7	307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
208	40	80	18	2	32,0	17,8	308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
209	45	85	19	2	33,2	18,6	309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
210	50	90	20	2	35,1	19,8	310	50	110	27	3	61,8	36,0
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0	311	55	120	29	3	71,5	41,5
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0	312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0	313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5	314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0	315	75	160	37	3,5	112,0	72,5
216	80	140	26	3	70,2	45,0	316	80	170	39	3,5	124,0	80,0

Примечание. Пример обозначения подшипника 209: «Подшипник 209 ГОСТ 8338-75».

Таблица 14

Манжеты резиновые армированные для валов, мм (из ГОСТ 8752-79)



Диаметр вала d , мм	D₁		h₁	h₂	Диаметр вала d , мм	D₁		h₁	h₂
	1-й ряд	2-й ряд	1-й и 2-й ряды			1-й ряд	2-й ряд	1-й и 2-й ряды	
20	40	35, 37,38	8	12	42	62	65, 68	10	14
		42	10	14	44	----	62, 65		
		37	8	12	45	65	62, 70		
42		10	14						
21		35, 42	8	12	48	70	65, 72		
22		42, 45	10	14			50	72, 75	
24	40	8	12	52	75			80	12
25	45	45	10			14	72	10	14
26	45	40	8	12	55	80	80	12	16
		47	10	14			75	10	14
28	----	45, 47, 50	10	14	56		82	12	16
		58			----		10	14	
30	52	45, 47, 50			75	82	12	16	
					60	85	80, 82	10	14

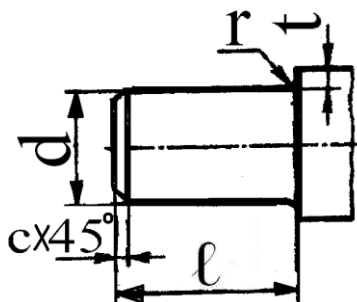
Манжеты резиновые армированные для валов, мм (из ГОСТ 8752-79)

32	58	45 50	10	14	62	----	80	10	14
35		47, 50					82		
							85		
							90	12	16
36		52, 55			63	90	----	10	14
					65		95		
38		55, 60			67	----	90	12	16
					68	----	90, 95		
	70		95	100	10	14			
40	60	55, 58	71	95			----		
			75	100			----		
					102	12	16		
		62							

Примечание. Пример обозначения манжеты типа 1 для вала диаметром $d=50$ мм с наружным диаметром $D_1=70$ мм из резины 3 группы (на основе нитрильного синтетического каучука): «Манжета 1-50×70 – 3 ГОСТ 8752-79».

Таблица 15

Размеры концевых участков валов, мм

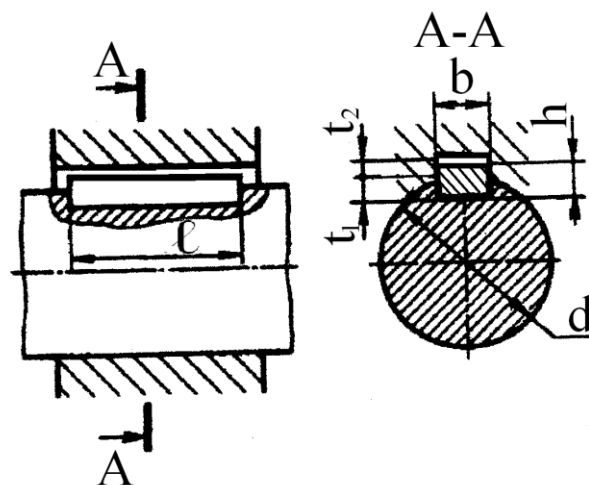


d	ℓ		r	c	d	ℓ		r	c
	Исполнение					Исполнение			
	1	2				1	2		
20,22	50	36	1,6	1,0	50,55	110	82	2,5	2,0
25,28	60	42			60,70	140	105		
32,36	80	58	2,0	1,6	80,90	170	130	3,0	2,5
40,45	110	82			100,110	210	165		

Примечания. 1. Исполнения концов валов: 1- длинные; 2- короткие.
 2. Поля допусков диаметра d: при d до 30 мм – j6, св. 30 до 50 мм – k6, св. 50 мм – m6.

Таблица 16

Шпонки призматические, мм (из ГОСТ 23360-78)



Диаметр вала, d	Сечение шпонки		Фаска у шпонки	Глубина паза		Длина l
	b	h		вала t_1	ступицы t_2	
Св. 12 до 17	5	5	0,25-0,4	3	2,3	10-56
»17»22	6	6		3,5	2,8	14-70
»22»30	8	7		4	3,3	18-90
»30»38	10	8		5	3,3	22-110
»38»44	12	8	0,4-0,6	5	3,3	28-140
»44»50	14	9		5,5	3,8	36-160
»50»58	16	10		6	4,3	45-180
»58»65	18	11		7	4,4	50-200
»65»75	20	12	0,6-0,8	7,5	4,9	56-220
»75»85	22	14		9	5,4	63-250
»85»95	25	14		9	5,4	70-280

Примечания. 1. Длину l (мм) призматической шпонки выбирают из ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280. 2. Пример обозначения шпонки с размерами $b=18$ мм, $h=11$ мм, $l=80$ мм: «Шпонка **18×11×80** ГОСТ 23360-78».