

**ОПД.Ф.02.02 СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ
РАСЧЕТ ВАЛОВ НА СТАТИЧЕСКУЮ,
УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ**

Учебное пособие

Изложены краткие теоретические сведения, практические рекомендации и справочные данные по расчету и проектированию валов по критериям статической, усталостной прочности и жесткости. Приведены варианты заданий и требования к их оформлению.

Предназначено для студентов конструкторско-технологических специальностей университетов, изучающих дисциплины «Сопротивление материалов» и «Прикладная (техническая) механика». Направления: 651400, 657800, 651700.

Введение	4
1. Требования к оформлению курсовых и расчетно-графических работ.....	5
2. Содержание разделов работы и пояснительной записки	7
3. Указания к выполнению работы.....	8
3.1. Проектировочный расчет вала на статическую прочность	8
3.2. Расчет вала на жесткость	11
3.3. Проверочный расчет вала на усталостную прочность.....	12
4. Вопросы для подготовки к защите работы	16
5. Пример выполнения задания	17
6. Список рекомендуемой литературы	37
7. Приложения	38

Сопротивление материалов является одной из важнейших профессиональных дисциплин, изучаемых в высшей школе. Основываясь на выводах теоретической механики, физики и используя математический аппарат, а также данные лабораторных исследований, сопротивление материалов решает важнейшие вопросы прочности, жесткости, устойчивости и долговечности машин и сооружений.

Целью настоящей работы является приобретение студентами практических навыков по анализу работы конструкций в условиях сложного сопротивления, расчету их на прочность и жесткость, составлению расчетных схем при статическом нагружении, а также при переменных напряжениях.

Порядок выдачи и приема работы. Выдача, консультации и прием работы производятся преподавателем, ведущим практические занятия в группе. Шифр задания сообщается преподавателем при выдаче бланка задания.

Шифр состоит из четырех цифр. Первые две соответствуют номеру расчетной схемы (прил. II), третья цифра - силовым факторам (прил. I, табл. 1, левая часть), четвертая - геометрическим параметрам расчетной схемы (прил. I, табл. 1, правая часть).

Сроки выполнения и объем курсовой работы определяются календарным графиком учебного процесса.

К выполнению отдельных разделов работы следует приступать лишь после усвоения соответствующих теоретических разделов курса и приобретения навыков в решении достаточного числа задач, связанных с содержанием раздела.

Выполненная работа представляется преподавателю не позднее указанного в бланке срока, в противном случае задание принимается только с разрешения деканата.

При приеме задания преподаватель должен убедиться, что оно выполнено студентом самостоятельно и в соответствии с указанными ниже требованиями. Для этого в процессе защиты задания студентам могут быть предложены вопросы и задачи из соответствующего раздела курса. Если работа выполнена правильно, но объяснения неубедительны, то студенту предоставляется возможность защищать ее еще два раза.

Принятые задания подписываются преподавателем и сохраняются на кафедре до сдачи экзамена по данной дисциплине.

1

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВЫХ И РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИХ РАБОТ

Выполненная работа оформляется в виде расчетно-пояснительной записки на бумаге формата А4 в соответствии с ГОСТ 2.105 ЕСКД "Общие требования к текстовым документам". Пояснительная записка состоит из обложки, титульного листа, содержания, текстовой части и списка литературы.

1.1. Обложка изготавливается из плотной бумаги (ватмана).

1.2. Титульный лист заполняется на лицевой стороне обложки формата А4. На нем чертежным (или печатным) шрифтом по ГОСТ 2.304-81 указывается: наименование министерства, наименование университета, наименование кафедры, тип работы (расчетно-графическая, курсовая), наименование задания, шифр пояснительной записки, фамилия, инициалы студента и шифр группы, фамилия и инициалы преподавателя, дата сдачи задания преподавателю, учебный год (см. прил. III).

Шифр пояснительной записки состоит из 13 цифр и двух букв "PP":

- первая группа из четырех цифр "105X" означает шифр кафедры сопротивления материалов (105) и вид выполняемой работы (X=4 - расчетно-графическая или курсовая работа);
- вторая группа (шесть цифр) включает в себя порядковый номер расчетно-графической (курсовой) работы (01 - первая, 02 - вторая и т.д.) и шифр задания: номер расчетной схемы (01 - первая, 02 - вторая и т.д.) и вариант исходных данных, состоящий из двух цифр;
- три последующих цифры "000".

Например, для курсовой работы №2 на тему "Расчет вала на статическую, усталостную прочность и жесткость", выполненной студентом группы ОД-221 Ивановым С.П., титульный лист представлен в прил. V, вариант задания 2517.

1.3. Текстовая часть оформляется на одной стороне формата А4 по форме 2а ГОСТ 2.105-95 (прил. V) чернилами, графики - карандашом в тексте или на отдельных вкладышах.

На первой странице текстовой части приводятся только условия задач и все данные, включая расчетные схемы и другие чертежи. На второй странице - содержание работы, в котором перечисляются названия всех разделов пояснительной записки и соответствующие им номера страниц текста.

Нумерация страниц должна быть сквозной. Первой страницей является титульный лист, на котором номер страницы не проставляется. Нумерация начинается с третьей страницы.

Текстовая часть делится на разделы и подразделы, которые должны иметь заголовки в строгом соответствии с содержанием работы. Разделы

должны иметь порядковые номера в пределах всего документа и обозначаться арабскими цифрами (например: 1, 2 и т.д.). Подразделы должны иметь порядковую нумерацию в пределах каждого раздела. Например, 1.1; 1.2; ... - пункты первого раздела; 1.2.1; 1.2.2;... – пункты подраздела 1.2 и т.д.

Нумерация формул производится арабскими цифрами (в скобках) и состоит из номера раздела и порядкового номера формул в разделе, разделенных точкой.

Решение задач должно сопровождаться ссылками на используемые законы, теоремы, положения и иллюстрироваться чертежами, схемами и другими пояснениями. Чертежи должны быть выполнены в масштабе, содержать исходные и расчетные данные, а также пояснять наиболее существенные элементы решения.

Расчетные формулы сначала записываются в буквенном выражении, затем, по необходимости, в общем виде делаются преобразования, далее буквенные символы заменяются их числовыми значениями и, исключая промежуточные действия, приводится конечное значение расчетной величины с обязательным указанием размерности. Например,

$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{1 \cdot 10^6}{0.5} = 2 \cdot 10^6 \text{ Па} = 2 \text{ МПа} . \quad (1.1)$$

Вычисления ограничиваются, как правило, тремя значащими цифрами.

Расчетные схемы и эскизы, поясняющие рисунки и чертежи, располагаются по тексту или на отдельных листах и выполняются в масштабе с помощью линейки и циркуля.

От начала до конца в тексте должна просматриваться логическая связь выполняемых операций.

В заключительной части задания обязательно делается анализ полученного результата с точки зрения работоспособности элементов конструкций в заданных условиях, рациональности их формы, необходимости изменения размеров, увеличения или уменьшения рабочих нагрузок и т.д.

Изложение ведется от первого лица во множественном числе, например, "вычисляем", "рассчитываем" и т.п.

1.4. Список литературы: приводится перечень книг и пособий, использованных при выполнении работы, по ГОСТ 7.1-84. Например:

1. Писаренко Г.С. и др. Сопротивление материалов. - Киев: Наукова думка, 1975.- 704 с.

1.5. Содержание: перечисляются названия всех разделов пояснительной записки и соответствующие им номера страниц текста.

Задание на выполнение работы: На вал установлены два зубчатых колеса (диска) 1, 2 диаметрами D_1 и D_2 , нагруженные усилиями от сопряженных колес (дисков) (см. прил. I, табл. 1; прил. II).

Необходимо:

- подобрать диаметр вала d из условия статической прочности по одной из теорий прочности. Величину диаметра согласовать с ГОСТ 6636-69. В опасном сечении вала построить эпюры нормальных и касательных напряжений и показать напряженное состояние тела в опасной точке;
- произвести расчет вала на жесткость по линейным перемещениям в местах установки колес (дисков) и по угловым перемещениям в опорах. Уточнить диаметр вала;
- выполнить проверочный расчет вала на усталостную прочность в опасном сечении (см. прил. II).

В соответствии с заданием пояснительная записка должна содержать следующие разделы:

1. **Проектировочный расчет вала на статическую прочность**
 - 1.1. Построение расчетной схемы вала.
 - 1.2. Построение эпюр внутренних силовых факторов.
 - 1.3. Расчет диаметра вала.
2. **Расчет вала на жесткость**
 - 2.1. Расчет прогибов вала в местах установки дисков (колес).
 - 2.2. Расчет углов поворотов в опорах (местах установки подшипников).
 - 2.3. Расчет на изгибную жесткость. Уточнение диаметра вала.
3. **Расчет вала на усталостную прочность**
 - 3.1. Выбор типа соединения в опасном сечении вала. Конструирование участка вала.
 - 3.2. Определение числа расчетных сечений и концентраторов напряжений.
 - 3.3. Расчет характеристик цикла для нормальных и касательных напряжений в расчетных сечениях.
 - 3.4. Выбор коэффициентов, учитывающих концентрацию напряжений, размеры вала, качество обработки поверхности, упрочняющую технологию.
 - 3.5. Расчет коэффициентов запаса усталостной прочности по нормальным и касательным напряжениям.
 - 3.6. Расчет коэффициента запаса усталостной прочности. Проверка прочности.
4. **Список литературы**

3.1. Проектировочный расчет вала на статическую прочность

3.1.1. Построение расчетной схемы вала. При расчете вала (рис. 3.1, а) на статическую прочность он представляется как балка (стержень) на двух опорах, нагруженная постоянными крутящими и изгибающими моментами, поперечными и продольными усилиями от деталей, установленных на валу (рис. 3.1, б).

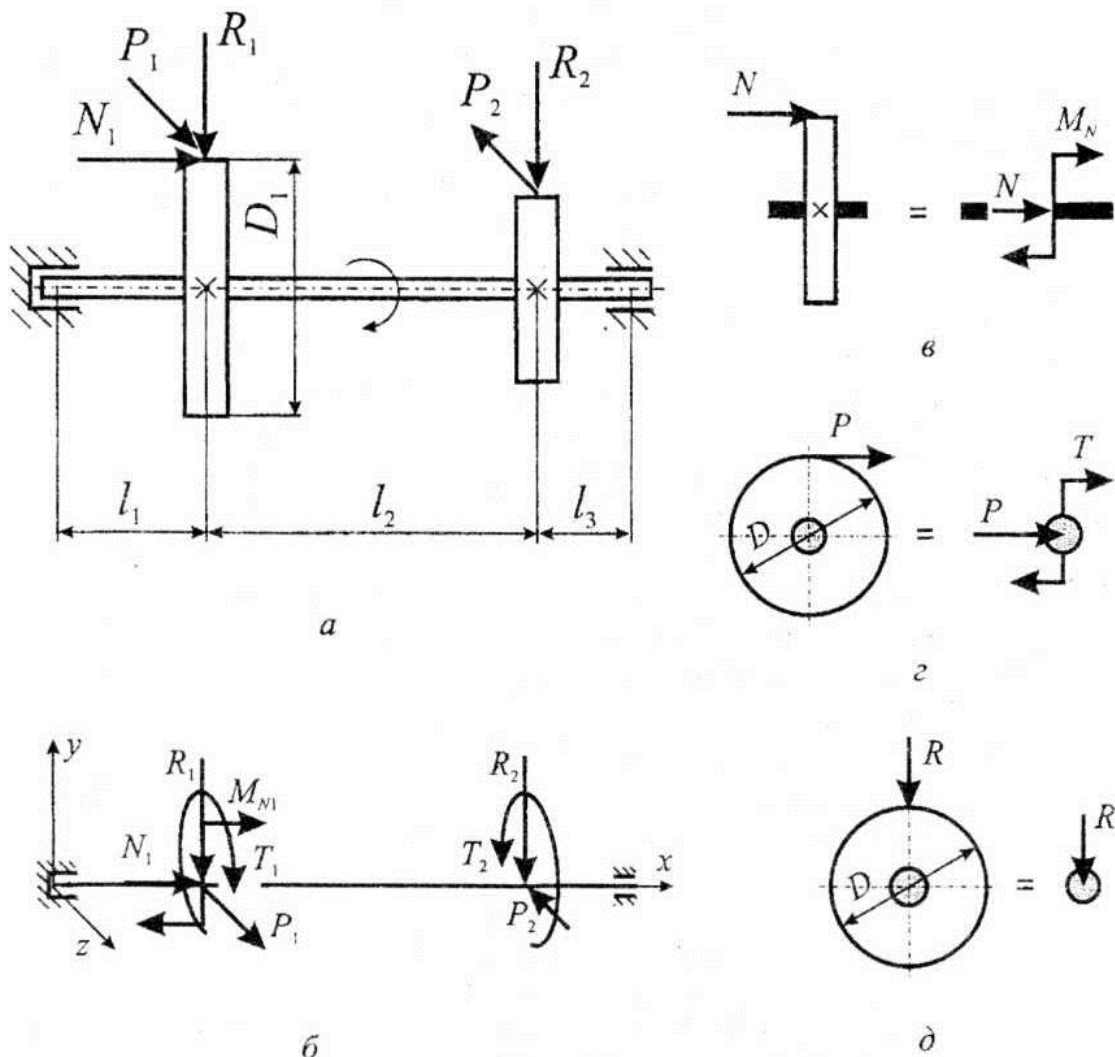


Рис. 3.1

Одна из опор выбирается шарнирно-неподвижной, другая – шарнирно-подвижной. Это обеспечивает свободную осевую деформацию вала и делает конструкцию статически определимой. В курсе деталей машин [7] рекомендуется шарнирно-подвижную опору располагать вблизи конического или косозубого колес.

При определении нагрузок, действующих на вал, установленные на нем детали (колеса) мысленно отбрасывают и их действие на вал заменяют соответствующими нагрузками, определяемыми по известным правилам теоретической механики (рис. 3.1, в, з, д).

Векторы радиальных сил R переносят на вал вдоль линии их действия; векторы окружных P и продольных N усилий – параллельно самим себе. При этом от сил P появляются крутящие $T = P \cdot D/2$, а от N – изгибающие $M_N = N \cdot D/2$ моменты (D – диаметр колеса).

Найденные нагрузки разлагаются на составляющие в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (вертикальной yx и горизонтальной zx).

Таким образом, вал работает на совместное действие растяжения (сжатия), кручения и изгиба в вертикальной (yx) и горизонтальной (zx) плоскостях.

При расчете на прочность, пользуясь принципом независимости действия сил, определяют отдельно касательные напряжения, возникающие в стержне при кручении, и отдельно нормальные напряжения, возникающие в стержне при изгибе. Касательными напряжениями при изгибе пренебрегают.

3.1.2. Построение эпюр внутренних силовых факторов. По известным правилам [1, 2] строятся эпюры:

- продольной силы $N(x)$;
- крутящего момента $T(x)$;
- изгибающих моментов $M_z(x)$ и $M_y(x)$ в вертикальной и горизонтальной плоскостях соответственно;
- суммарного изгибающего момента

$$M_{\text{и}}(x) = \sqrt{M_z^2(x) + M_y^2(x)}. \quad (3.1)$$

3.1.3. Расчет диаметра вала. Проверка прочности вала осуществляется по одной из теорий прочности [1, 2]. Для круглого поперечного сечения (сплошного или кольцевого) эквивалентные напряжения могут быть определены по формуле

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{экв}}}{W_{\text{ос}}},$$

где $W_{\text{ос}}$ – осевой момент сопротивления сечения, $M_{\text{экв}}$ – эквивалентный момент.

По третьей теории прочности (критерий – наибольшие касательные напряжения)

$$M_{\text{экв}}^{\text{III}}(x) = \sqrt{M_{\text{и}}^2(x) + T^2(x)}. \quad (3.2)$$

По четвертой теории прочности (критерий – энергия изменения формы)

$$M_{\text{экв}}^{\text{IV}}(x) = \sqrt{M_{\text{и}}^2(x) + 0,75T^2(x)}. \quad (3.3)$$

За опасное принимается сечение, в котором эквивалентный момент $M_{\text{экв}}$ достигает максимального значения, т. е. $M_{\text{экв max}}$.

Условия прочности запишем как

$$\sigma_{\text{экв max}} = \frac{M_{\text{экв max}}}{W_{\text{ос}}} \leq [\sigma], \quad (3.4)$$

где допускаемое напряжение

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{n}. \quad (3.5)$$

Предельное напряжение $\sigma_{\text{пред}}$ для деталей, выполненных из пластических материалов, принимается равным физическому σ_T или условному $\sigma_{0,2}$ пределам текучести; для деталей из хрупких материалов – пределу прочности $\sigma_{\text{пч}}$ на растяжение или сжатие. Значение запаса прочности n для пластичных материалов колеблется в пределах от 1,5 до 2,0; для хрупких – от 2,5 до 3,0.

Для вала круглого сплошного поперечного сечения $W_{\text{ос}} = \frac{\pi d^3}{32}$, тогда из (3.4) расчетное значение диаметра вала

$$d_{\text{расч}} \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{\text{экв max}}}{\pi[\sigma]}}. \quad (3.6)$$

Его значение уточняется до ближайшего большего $d \geq d_{\text{расч}}$ по стандартному ряду линейных размеров, ГОСТ 6636-69 (см. прил. I, табл. 3, [6]), если опасное сечение находится в месте посадки зубчатого колеса или шкива. В случае совпадения опасного сечения с опорой – по стандартному посадочному диаметру подшипников [7].

Если в опасном сечении, помимо изгибающего ($M_{\text{и}}$) и крутящего (T) моментов, действует продольная сила N (рис. 3.2, а), то проверяем условие прочности

$$\sigma_{\text{экв max}} \leq [\sigma]. \quad (3.7)$$

С этой целью для выбранного диаметра вала d на внешних волокнах вала в опасном сечении находим напряжения:

– изгиба

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{ос}}}; \quad (3.8)$$

– растяжения (сжатия)

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{N}{A}; \quad (3.9)$$

– кручения

$$\tau = \frac{T}{W_{\text{р}}}; \quad (3.10)$$

– эквивалентные:

$$\sigma_{\text{экв max}}^{\text{III}} = \sqrt{(\sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{р}})^2 + 4\tau^2} \quad (3.11)$$

или

$$\sigma_{\text{экв max}}^{\text{IV}} = \sqrt{(\sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{р}})^2 + 3\tau^2}. \quad (3.12)$$

В формулах (3.9), (3.10) $A = \frac{\pi d^2}{4}$ – площадь поперечного сечения вала,

$W_p = \frac{\pi d^3}{16}$ – полярный момент сопротивления этой площади.

Если условие (3.7) не выполняется, то для дальнейших расчетов снова уточняем диаметр вала d , как было описано выше.

Определяем недогрузку вала, учитывая, что диаметр выбирается больше расчетного ($d \geq d_{\text{расч}}$). Для этого находим недогрузку

$$\Delta_{\sigma} = \frac{[\sigma] - \sigma_{\text{экв max}}}{[\sigma]} \cdot 100\%. \quad (3.13)$$

Если Δ_{σ} не превышает предельно допустимого значения $[\Delta_{\sigma}] = 15\%$, т.е. $\Delta_{\sigma} \leq [\Delta_{\sigma}]$, то по выбранному значению диаметра d ведутся дальнейшие расчеты. В противном случае значение диаметра следует уменьшить.

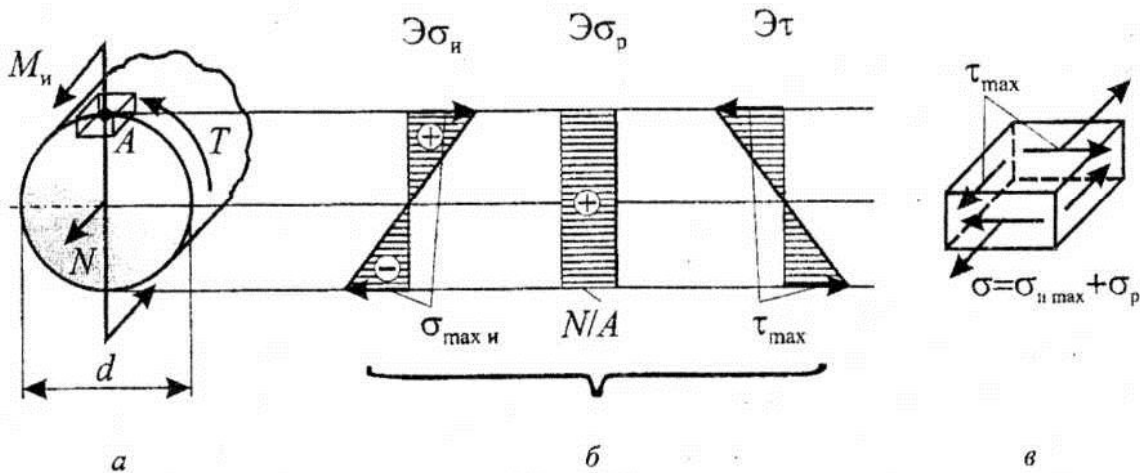


Рис. 3.2

Строим эпюры напряжений в опасном сечении вала. На рис. 3.2, б показаны эпюры нормальных ($\text{Э}\sigma_{\text{и}}$, $\text{Э}\sigma_{\text{р}}$) и касательных ($\text{Э}\tau$) напряжений по высоте сечения. Если около опасной точки A выделить элемент, то он будет находиться в условиях плоского напряженного состояния (рис. 3.2, в).

3.2. Расчет вала на жесткость

Для исключения недопустимых больших деформаций оценивается жесткость вала по значениям прогибов f в местах установки зубчатых колес (дисков), а также углов поворота сечений θ на опорах.

Условия жесткости представляются в виде

$$f \leq [f], \quad \theta \leq [\theta], \quad (3.14)$$

где $[f]$ и $[\theta]$ – допускаемые значения линейных прогибов и углов поворота соответственно.

Допускаемый прогиб вала принимается в пределах $[f] = (1,0 \dots 5,0)10^{-4}l_0$, где l_0 – расстояние между опорами.

Допускаемый угол поворота определяется типом подшипника и принимается порядка $[\theta] = (0,0025 \dots 0,0050)$ рад.

Для определения прогибов f и углов поворота θ в сечениях предварительно любым из известных методов (начальных параметров, способом Мора, по правилу Верещагина) рассчитываются прогибы и углы поворота в вертикальной (f_y, θ_z) и горизонтальной (f_z, θ_y) плоскостях. Затем определяются их полные значения

$$f = \sqrt{f_y^2 + f_z^2}; \quad \theta = \sqrt{\theta_y^2 + \theta_z^2}. \quad (3.15)$$

Если оба условия жесткости (3.14) выполняются, то значение диаметра вала d , выбранное из условия прочности, используется для дальнейших расчетов.

При невыполнении условий жесткости (3.14) находятся новые значения диаметра

$$d' = d \sqrt[4]{\frac{f}{[f]}}, \quad d'' = d \sqrt[4]{\frac{\theta}{[\theta]}}, \quad (3.16)$$

наибольшее из которых принимается за расчетное ($d_{\text{расч}}$). Это значение округляется до ближайшего большего стандартного значения, как рекомендуется в разделе 3.1.

3.3. Проверочный расчет вала на усталостную прочность

Основные расчетные зависимости. Вследствие вращения и многократной повторяемости нагружения и разгрузки в течение срока службы вал испытывает переменные напряжения, которые могут вызвать усталостные разрушения. Поэтому после выбора диаметра из условий статической прочности и жесткости и конструирования вала необходимо проверить его на усталостную прочность.

Условие усталостной прочности имеет вид

$$n \geq [n]. \quad (3.17)$$

Допускаемое значение запаса прочности принимается в пределах $[n] = 1,3 \dots 2,0$, а эквивалентный запас прочности, соответствующий плоскому напряженному состоянию в опасной точке сечения (рис. 3.1, в), определяется по формуле

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}, \quad (3.18)$$

в которой n_σ, n_τ – запасы прочности по нормальным и касательным напряжениям соответственно. Эти запасы рассчитываются по формулам

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta_{\sigma}} + \psi_{\sigma} \sigma_m}, \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta_{\tau}} + \psi_{\tau} \tau_m}, \quad (3.19)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала при симметричных циклах изменения нормальных и касательных напряжений; σ_a , τ_a и σ_m , τ_m – соответственно амплитудные и средние значения напряжений. Кроме того, в эти формулы входят следующие коэффициенты, учитывающие влияние на прочность конструктивных и технологических факторов:

- k_{σ} , k_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;
- ε_{σ} , ε_{τ} – коэффициенты влияния абсолютных размеров;
- β_{σ} , β_{τ} – коэффициенты влияния состояния (качества) поверхностного слоя деталей;
- ψ_{σ} , ψ_{τ} – коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла.

Из формул (3.19) ясно, что расчет запасов прочности n_{σ} и n_{τ} , а затем n по зависимости (3.18) можно выполнить, лишь зная конструкцию вала, в частности в районе опасного сечения, и технологию его изготовления.

Конструирование участка вала и выбор метода обработки. В зависимости от положения опасного сечения, установленного при расчете вала на статическую прочность, выбирается фрагмент участка вала (см. прил. II), подлежащий конструированию: либо это сопряжение вала с подшипником (опора), либо – соединение с зубчатым колесом или шкивом.

Конструирование расчетного участка ведется с учетом следующих рекомендаций:

- ширина b зубчатых колес и шкивов принимается порядка $b=(0,3...0,4)d$, где d – диаметр вала;
- диаметр D упорных буртиков для посадки деталей (рис. 3.3, а, б) берется около $(1,1...1,2)d$;
- радиусы r галтельных переходов назначаются $r=(0,1...0,2)d$ (рис. 3.3, а);
- размеры канавок для посадки подшипников и шкивов (рис. 3.3, б) принимаются такими: $d_1 = (d - 0,5)$ мм; $b = (2...8)$ мм; $r = 0,5b$;
- размеры канавок для установки стопорных колец (рис. 3.3, в): $b = (0,04...0,07)d$; $t = (0,02...0,03)d$; $r = (0,005...0,010)d$;
- диаметр d_0 поперечного отверстия под штифт (рис. 3.3, г) берется около $d_0 = (0,10...0,15)d$;
- основные размеры резьбовых, шпоночных и шлицевых соединений, а также подшипников выбираются из стандартов на эти конструкции.

Разработанный эскиз участка вала вычерчивается в масштабе в строгом соответствии с существующими правилами черчения.

При установлении вида обработки и чистоты поверхности необходимо иметь в виду следующее:

- все посадочные поверхности вала шлифуют;
- шпоночные пазы и шлицы изготавливают фрезерованием;

- отверстия под штифты получают сверлением с последующей раз-
верткой;
- резьбу, проточки под стопорные кольца, радиусные (галтельные)
переходы и свободные поверхности вала обрабатывают тонким то-
чением;
- подшипники, зубчатые колеса и шкивы монтируют на валу по по-
садкам с натягом.

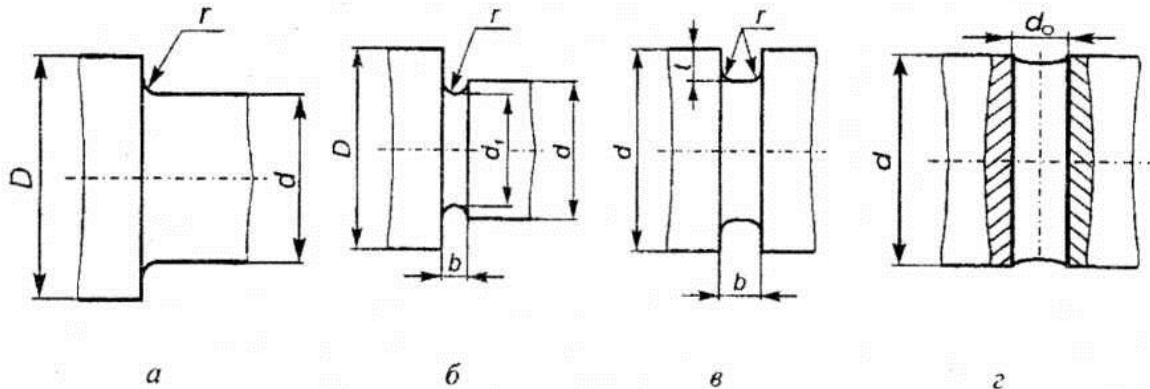


Рис. 3.3

Выбор расчетных сечений. В зависимости от конструкции опасного участка вала устанавливается тип и число концентраторов напряжений и выбираются расчетные сечения.

Расчет характеристик циклов переменных напряжений. Для каждого из выбранных расчетных сечений определяются характеристики циклов изменения напряжения.

При этом учитывается, что вследствие вращения вала напряжения изгиба σ_n меняются по симметричному циклу, а напряжения растяжения (сжатия) σ_p постоянны. Таким образом, нормальные напряжения σ в расчетных сечениях меняются по асимметричному циклу (рис. 3.4, а) с параметрами:

- амплитуда напряжений

$$\sigma_a = \sigma_n = M_n / W_{oc}, \quad (3.20)$$

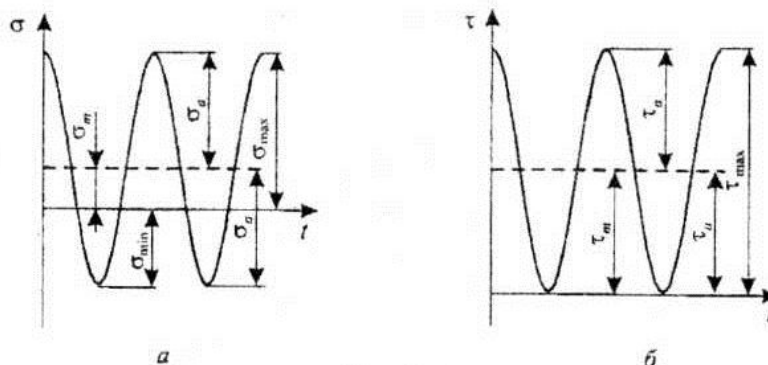


Рис.3.4

– среднее напряжение

$$\sigma_m = \sigma_p = \frac{N}{A}. \quad (3.21)$$

В течение срока службы вал испытывает многократное повторное нагружение и разгрузку, тогда касательные напряжения кручения меняются по пульсирующему циклу (рис. 3.4, б). Параметры такого цикла:

$$\tau_m = \tau_a = \tau_{\max} / 2 = T / 4W_{oc}. \quad (3.22)$$

Выбор расчетных коэффициентов. Коэффициенты $k_\sigma, k_\tau; \varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau; \beta_\sigma, \beta_\tau; \psi_\sigma, \psi_\tau$, входящие в расчетные зависимости (3.18) для расчета n_σ, n_τ , выбираются для каждого расчетного сечения по таблицам или графикам, имеющимся в справочной литературе [2-5]. При этом можно также воспользоваться приведенными ниже рекомендациями, используемыми в практических расчетах.

Если имеются справочные данные по теоретическим коэффициентам концентрации напряжений ($\alpha_\sigma = \sigma_{\max} / \sigma_{ном}$, $\alpha_\tau = \tau_{\max} / \tau_{ном}$), то эффективные коэффициенты концентрации напряжений k_σ, k_τ могут быть оценены согласно зависимости

$$k = 1 + q(\alpha - 1), \quad (3.23)$$

где q – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений. Он принимается порядка: $q = 0,1 \dots 0,2$ – для литых материалов; $q = 0,2 \dots 0,4$ – для малоуглеродистых сталей и жаропрочных деформируемых сплавов; $q = 0,6 \dots 0,8$ – для легированных сталей; $q = 0,8 \dots 0,9$ – для титановых сплавов; $q = 0,3 \dots 0,5$ – для алюминиевых сплавов.

Коэффициенты влияния состояния поверхностного слоя β_σ и β_τ могут быть приняты одинаковыми $\beta_\sigma = \beta_\tau = \beta$ и представлены в виде

$$\beta = \beta_{ш} \beta_{кор} \beta_{упр}. \quad (3.24)$$

В этом произведении коэффициент $\beta_{ш}$ учитывает влияние на усталостную прочность шероховатости поверхности детали. Он может быть принят: $\beta_{ш} = 1,0$ для полированной поверхности; $\beta_{ш} = 0,8 \dots 0,9$ – для шлифованной; $\beta_{ш} = 0,7 \dots 0,8$ – для тонкого точения и $\beta_{ш} = 0,6 \dots 0,7$ – для грубого точения и фрезерования.

Коэффициент $\beta_{кор}$, учитывающий влияние коррозии, принимается: $\beta_{кор} = 1,0$ при нормальной атмосфере; $\beta_{кор} = 0,8 \dots 0,9$ – при наличии следов коррозионного повреждения; $\beta_{кор} = 0,5 \dots 0,8$ – при эксплуатации детали в морской воде или агрессивной среде.

Коэффициент $\beta_{упр}$, характеризующий влияние на усталостную прочность технологического упрочнения поверхности, при наклепе берется порядка $\beta_{упр} = 2,0 \dots 2,5$; при химико-термической обработке – $\beta_{упр} = 2,0 \dots 2,2$.

Расчет коэффициентов запаса и оценка усталостной прочности. Для каждого из расчетных сечений по формулам (3.19), (3.18) рассчитываются коэффициенты запаса прочности $n_\sigma, n_\tau, n_{эжв}$, затем проверяется условие (3.17) усталостной прочности и делается необходимый вывод.

При недостаточной прочности вала даются рекомендации по ее повышению.

1. Какие напряжения возникают в поперечном сечении стержня при изгибе с кручением?
2. Как находятся опасные сечения стержня круглого сечения при изгибе с кручением?
3. Какие точки круглого поперечного сечения являются опасными при изгибе с кручением? Какое напряженное состояние имеет место в этих точках?
4. Как находится величина эквивалентного (приведенного) запаса прочности по различным теориям прочности при изгибе с кручением вала? Сделайте вывод соответствующих формул.
5. Как производится расчет на статическую прочность при изгибе с кручением?
6. Как оценивается жесткость вала?
7. Как находится полный прогиб вала в месте посадки дисков (колес)?
8. Как находится полный угол поворота в опоре вала?
9. Какими способами могут быть вычислены обобщенные перемещения?
10. Как устанавливаются допускаемые значения обобщенного перемещения?
11. Что такое действительное (или грузовое) и единичное (или фиктивное) состояние?
12. Как производится перемножение эпюр по правилу Верещагина?
13. Как по правилу Верещагина производится перемножение эпюр, ограниченных ломаными линиями?
14. Какими величинами характеризуется цикл изменения напряжений? Что такое симметричный и асимметричный циклы?
15. Что такое кривая усталости (кривая Велера) и как ее строят?
16. Что называют пределом усталости (выносливости)?
17. Как влияют размеры детали на величину предела усталости? Что такое масштабный фактор и от чего он зависит?
18. Что такое эффективный коэффициент концентрации напряжений и коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений? Как они связаны между собой и от каких факторов зависят?
19. Как влияет на величину предела усталости характер обработки поверхности детали? Что называется коэффициентом качества поверхности?
20. Какой вид имеет условие усталостной прочности?
21. Как определяется коэффициент запаса прочности при симметричном и асимметричном циклах в случаях растяжения, сжатия, кручения и изгиба?
22. Как определяется коэффициент запаса усталостной прочности вала, работающего на совместное действие изгиба с кручением?

5

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

ЗАДАНИЕ. На вал AB установлены два зубчатых колеса 1 и 2 диаметрами D_1 и D_2 соответственно, нагруженные усилиями от сопряженных колес (рис 5.1, a).

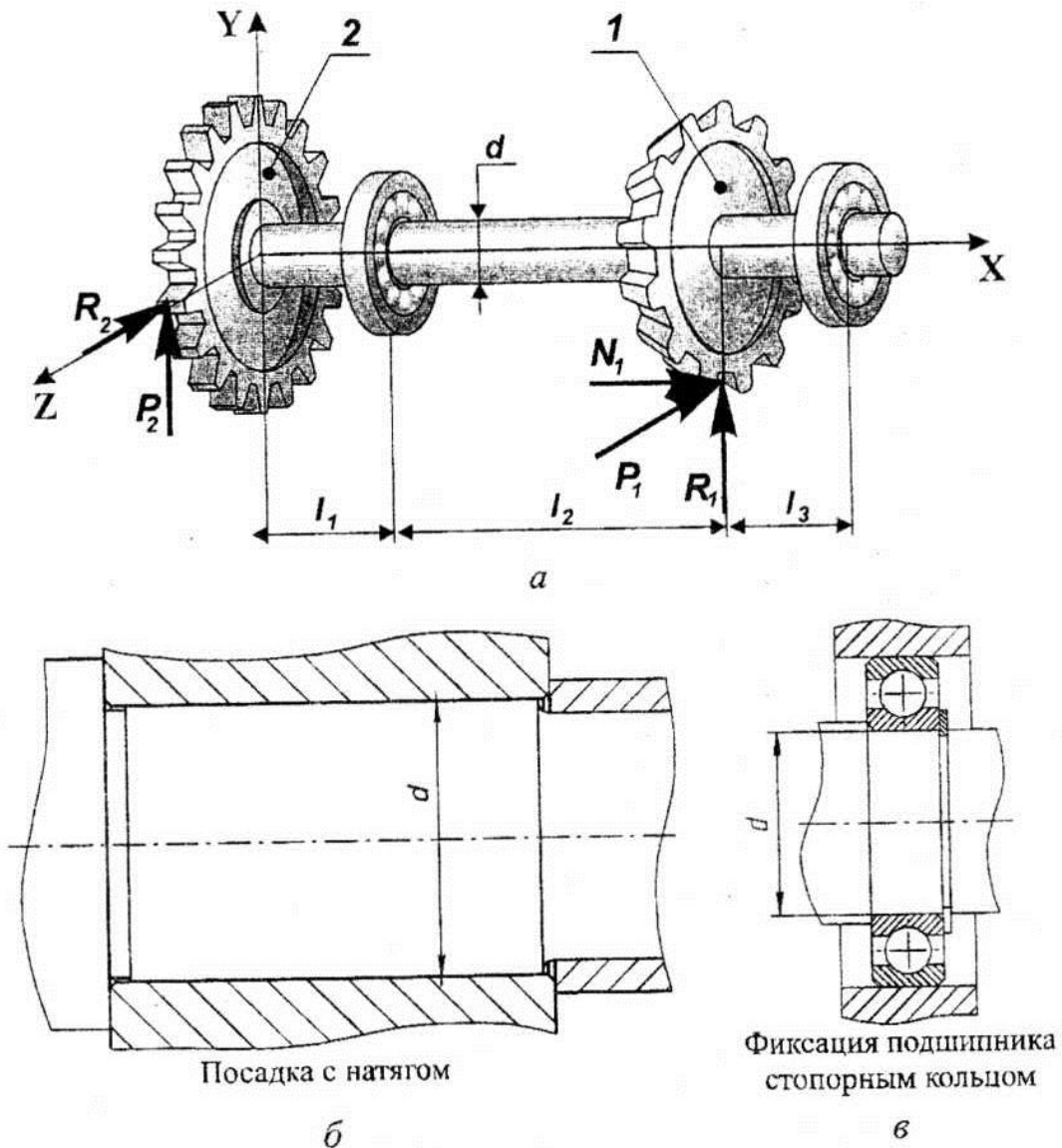


Рис. 5.1

Необходимо:

- подобрать диаметр вала d из условия статической прочности. В опасном сечении вала построить эпюры нормальных и касательных напряжений и показать напряженное состояние тела в опасной точке;

- произвести расчет вала на жесткость по линейным перемещениям в местах установки колес и по угловым перемещениям в опорах. Уточнить диаметр вала;

- выполнить проверочный расчет вала на усталостную прочность в опасном сечении (рис. 5.1, б, в).

Исходные расчетные данные

N_1 , кН	R_1 , кН	P_1 , кН	l_1 , м	l_2 , м	l_3 , м	D_1 , м	D_2 , м	Марка стали
0,88	0,51	2,80	0,24	0,36	0,18	0,30	0,40	40ХНМА

1. Проектировочный расчет вала на статическую прочность

1.1. Построение расчетной схемы вала

При расчете на статическую прочность представим вал AB в виде балки на двух опорах. Одну из опор примем шарнирно-неподвижной (сечение C), другую, как наиболее близко расположенную к коническому колесу, - шарнирно - подвижной (сечение B , рис. 5.2, а).

Заменим действие установленных на вал колес соответствующими нагрузками. Векторы радиальных сил R_1 и R_2 перенесем в центр тяжести сечения вала по линии их действия. Векторы окружных сил P_1 и P_2 - параллельно самим себе. При этом появятся два крутящих сосредоточенных момента

$$T_1 = P_1 \frac{D_1}{2} = 2800 \cdot \frac{0,3}{2} = 420 \text{ Нм};$$

$$T_2 = P_2 \frac{D_2}{2} = P_2 \frac{0,3}{2} = 0,2P_2$$

в сечениях A и D соответственно.

Для определения окружного усилия P_2 запишем уравнение статического равновесия в виде суммы моментов всех сил, действующих на вал, относительно продольной оси x

$$\sum \text{mom}_x(F_i) = T_1 - T_2 = T_1 - 0,2P_2 = 0,$$

откуда

$$P_2 = \frac{T_1}{0,2} = \frac{420}{0,2} = 2100 \text{ Н}.$$

Перенесем вектор силы N_1 на ось вала. При этом в сечении D возникнет сосредоточенный изгибающий момент

$$M_{N_1} = N_1 \frac{D_1}{2} = 880 \cdot \frac{0,3}{2} = 132 \text{ Нм}.$$

Радиальное усилие R_2 найдем по формуле

$$R_2 = 0,364P_2 = 0,364 \cdot 2100 = 764 \text{ Н}.$$

Силовые факторы, лежащие в вертикальной плоскости yx , вызовут в подшипниках реакции R_{Cy} и R_{By} , а в горизонтальной zx - R_{Cz} и R_{Bz} . Величины

этих реакций определим, как для балки, лежащей на двух опорах.

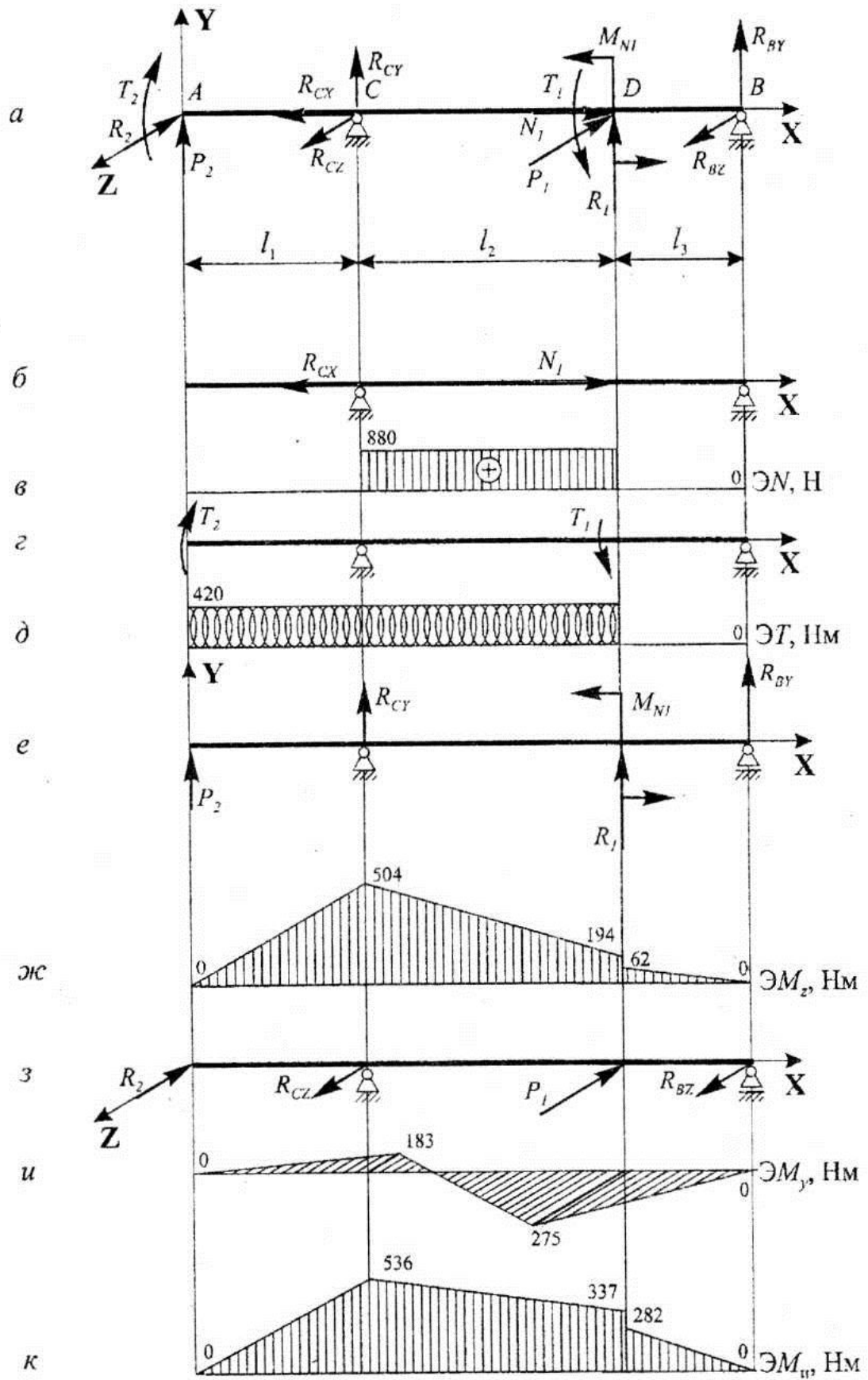


Рис. 5.2

1.2. Построение эпюр внутренних силовых факторов

Видно (рис. 5.2, а), что вал работает на совместное действие растяжения (сжатия), кручения и изгиба в вертикальной (yx) и горизонтальной (zx) плоскостях. Рассмотрим каждую деформацию отдельно, используя принцип независимости действия сил.

Определим опасную точку вала. Для этого установим, как меняются по длине вала внутренние силовые факторы, т. е. построим их эпюры.

Растяжение (сжатие). Вал нагружен двумя сосредоточенными продольными силами: N_1 и реакцией $R_{Cx} = N_1$ в опоре C (рис. 5.2, б), которые вызывают на участке CD растяжение. Построим эпюру нормальных сил $\mathcal{E}N$ (рис. 5.2, в).

Кручение. Два скручивающих момента T_1 и T_2 (рис. 5.2, г) вызывают кручение на участке AD . Эпюру крутящих моментов $\mathcal{E}T$ строим так же, как и при чистом кручении (рис. 5.2, д).

Изгиб в вертикальной плоскости yx (рис. 5.2, е). Эпюра $\mathcal{E}M_z$ изгибающих моментов относительно оси z строится от сил P_2 , R_1 , R_{Cy} и R_{By} и изгибающего момента M_{N_1} , действующих в вертикальной плоскости. Из уравнений статического равновесия определим R_{Cy} и R_{By} :

$$\begin{aligned}\sum \text{mom}_C(F_i) &= -P_2 l_1 + M_{N_1} + R_1 l_2 + R_{By}(l_2 + l_3) = 0; \\ \sum \text{mom}_B(F_i) &= -P_2(l_1 + l_2 + l_3) - R_{Cy}(l_2 + l_3) + M_{N_1} - R_1 l_3 = 0,\end{aligned}$$

откуда

$$\begin{aligned}R_{By} &= \frac{-R_2 l_1 - M_{N_1} - R_1 l_2}{l_2 + l_3} = \frac{2100 \cdot 0,24 - 132 - 510 \cdot 0,36}{0,36 + 0,18} = 350 \text{ Н}; \\ R_{Cy} &= \frac{-P_2(l_1 + l_2 + l_3) + M_{N_1} - R_1 l_3}{l_2 + l_3} = \\ &= \frac{-2100 \cdot (0,24 + 0,36 + 0,18) + 132 - 510 \cdot 0,18}{0,36 + 0,18} = -2960 \text{ Н}.\end{aligned}$$

Проверим правильность определения реакций. Для этого запишем уравнения статического равновесия в виде суммы проекций всех сил F_i на ось y :

$$\sum Y(F_i) = P_2 + R_{Cy} + R_1 + R_{By} = 2100 - 2960 + 510 + 350 = 0.$$

Следовательно, реакции R_{Cy} и R_{By} найдены верно.

Так как балка нагружена только сосредоточенными силовыми факторами, то изгибающий момент M_z на всех участках будет постоянен или меняться по линейному закону. Вычислим изгибающие моменты M_z в сечениях A , C , D и B :

$$\begin{aligned}M_z^A &= 0; \\ M_z^C &= P_2 l_1 = 2100 \cdot 0,24 = 504 \text{ Нм}; \\ M_z^D &= \begin{cases} P_2(l_1 + l_2) + R_{Cy} l_2 = 2100 \cdot (0,24 + 0,36) - 2960 \cdot 0,36 = 194 \text{ Нм}; \\ P_2(l_1 + l_2) + R_{Cy} l_2 + M_{N_1} = 2100 \cdot (0,24 + 0,36) - 2960 \cdot 0,36 + \\ + 132 = 62 \text{ Нм}; \end{cases} \\ M_z^B &= 0.\end{aligned}$$

По полученным значениям строим эпюру \mathcal{M}_z (рис. 5.2, ж).

Изгиб в горизонтальной плоскости zx (рис. 5.2, з). Эпюра \mathcal{M}_y изгибающих моментов относительно оси y строится от сил P_1 и R_2 . Из уравнений статического равновесия определим реакции в опорах C и D (R_{Cz} и R_{Bz}):

$$\sum \text{mom}_C(F_i) = -R_2 l_1 + P_1 l_2 - R_{Bz}(l_2 + l_3) = 0;$$

$$\sum \text{mom}_B(F_i) = -R_2(l_1 + l_2 + l_3) + R_{Cz}(l_2 + l_3) - P_1 l_3 = 0,$$

откуда

$$R_{Bz} = \frac{-R_2 l_1 + P_1 l_2}{l_2 + l_3} = \frac{-764 \cdot 0,24 + 2800 \cdot 0,36}{0,36 + 0,18} = 1527 \text{ Н};$$

$$R_{Cz} = \frac{R_2(l_1 + l_2 + l_3) + P_1 l_3}{l_2 + l_3} = \frac{764 \cdot (0,24 + 0,36 + 0,18) + 2800 \cdot 0,18}{0,36 + 0,18} = 2037 \text{ Н}.$$

Для проверки правильности определения реакций запишем уравнения статического равновесия в виде суммы проекций всех сил F_i на ось z :

$$\sum Z(F_i) = R_2 - R_{Cz} + P_1 - R_{Bz} = 764 - 2037 + 2800 - 1527 \equiv 0.$$

Следовательно, реакции R_{Cz} и R_{Bz} найдены верно.

Изгибающий момент M_y на всех участках будет постоянен или меняться по линейному закону, так как балка нагружена только сосредоточенными силовыми факторами. Вычислим изгибающие моменты M_y в сечениях A , C , D и B :

$$M_y^A = 0;$$

$$M_y^C = R_2 l_1 = 764 \cdot 0,24 = 183 \text{ Нм};$$

$$M_y^D = R_2(l_1 + l_2) - R_{Cz} \cdot l_2 = 764 \cdot (0,24 + 0,36) = -275 \text{ Нм};$$

$$M_y^B = 0.$$

По полученным значениям изгибающих моментов строим эпюру \mathcal{M}_z (рис. 5.2, и).

Построение эпюры суммарных изгибающих моментов. Поскольку вал имеет круглое поперечное сечение, определим в сечениях величину суммарного изгибающего момента $M_{\text{н}} = \sqrt{M_z^2 + M_y^2}$. В сечениях A , C , D и B их значения будут соответственно равны

$$M_{\text{н}}^A = 0;$$

$$M_{\text{н}}^C = \sqrt{504^2 + 183^2} = 534 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{н}}^D = \begin{cases} \sqrt{194^2 + 275^2} = 337 \text{ Нм}; \\ \sqrt{62^2 + 275^2} = 282 \text{ Нм}; \end{cases}$$

$$M_{\text{н}}^B = 0.$$

По полученным данным построим эпюру суммарных изгибающих моментов $\mathcal{M}_{\text{н}}$ (рис. 5.2, к).

1.3. Расчет диаметра вала

Для определения опасного сечения находим величины эквивалентных моментов по третьей теории прочности $M_{\text{экр}} = \sqrt{M_{\text{н}}^2 + T^2}$. Тогда в сечениях A , C , D и B вала:

$$\begin{aligned}M_{\text{экр}}^A &= \sqrt{0 + 420^2} = 420 \text{ Нм}; \\M_{\text{экр}}^C &= \sqrt{536^2 + 420^2} = 681 \text{ Нм}; \\M_{\text{экр}}^D &= \begin{cases} \sqrt{337^2 + 420^2} = 538 \text{ Нм}; \\ \sqrt{282^2 + 0^2} = 282 \text{ Нм}; \end{cases} \\M_{\text{экр}}^B &= 0.\end{aligned}$$

Анализ результатов показывает, что опасным является сечение C , в котором эквивалентный момент достигает максимального значения и равен $M_{\text{экр max}} = 681 \text{ Нм}$.

Найдем допускаемое напряжение $[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{n}$. Так как сталь 40ХНМА пластична, то за $\sigma_{\text{пред}}$ принимаем σ_T . Согласно [3, с.648] $\sigma_T = (850 \div 1600) \text{ МПа}$, коэффициент запаса для пластичных материалов $n = 1,5 \div 2$. Примем $\sigma_T = 1150 \text{ МПа}$, $n = 2$, тогда $[\sigma] = \frac{1150}{2} = 575 \text{ МПа}$.

Из условия прочности

$$\sigma_{\text{экр max}} = \frac{M_{\text{экр max}}}{W_{\text{ос}}} \leq [\sigma],$$

где $W_{\text{ос}} = \frac{\pi d^3}{32}$ – осевой момент сопротивления для круглого поперечного сечения диаметром d , определим расчетный диаметр вала

$$d_{\text{расч}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_{\text{экр max}}}{\pi [\sigma]} + \frac{32 \cdot 681}{\pi \cdot 575 \cdot 10^6}} = 0,023 \text{ м} = 23 \text{ мм}.$$

В соответствии с ГОСТ 6636-69 (ряд Ra40) округляем $d_{\text{расч}}$ до ближайшего большего значения и принимаем $d = 24 \text{ мм}$ (см. прил. I, табл. 3). Вычислим геометрические характеристики этого сечения:

- площадь поперечного сечения $A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi 0,024^2}{4} = 4,52 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;

- осевой момент инерции $I_{\text{ос}} = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi 0,024^4}{64} = 1,63 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$;

- осевой момент сопротивления $W_{\text{ос}} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi 0,024^3}{32} = 1,356 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$;

- полярный момент инерции $I_p = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi 0,024^4}{32} = 3,26 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$

- полярный момент сопротивления $W_p = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi 0,024^3}{16} = 2,71 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$

Рассмотрим опасное сечение вала C , в котором действует суммарный изгибающий момент $M_{\text{и}} = 536 \text{ Нм}$, крутящий момент $T = 420 \text{ Нм}$ и продольная сила $N = 880 \text{ Н}$ (рис. 5.3, а).

Нормальные напряжения от изгиба $\sigma_{\text{и}}$ определяются по формуле $\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{I_{\text{ос}}} \cdot y$. На внешних волокнах в точках A и B они наибольшие и равны

$$\sigma_{\text{и}}^A = -\sigma_{\text{и}}^B = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{ос}}} = \frac{536}{1,356 \cdot 10^{-6}} \cdot 10^{-6} = 395 \text{ МПа}.$$

Нормальные напряжения от растяжения [1] определим как $\sigma_p = \frac{N}{A} = \frac{880}{4,52 \cdot 10^{-4}} \cdot 10^{-6} = 1,95 \text{ МПа}$. Касательные напряжения τ по сечению меняются по линейному закону [1] $\tau = \frac{\tau}{I_p} \rho$ (ρ – расстояние от центра сечения до точки, в которой определяем напряжение). Максимальные напряжения возникают на контуре сечения $\tau_{\text{max}} = \frac{T}{W_p} = \frac{420}{2,71 \cdot 10^{-6}} \cdot 10^{-6} = 155 \text{ МПа}$.

Построим эпюры этих напряжений $\mathcal{E}\sigma_{\text{и}}$, $\mathcal{E}\sigma_p$, $\mathcal{E}\tau$ (рис. 5.3, б).

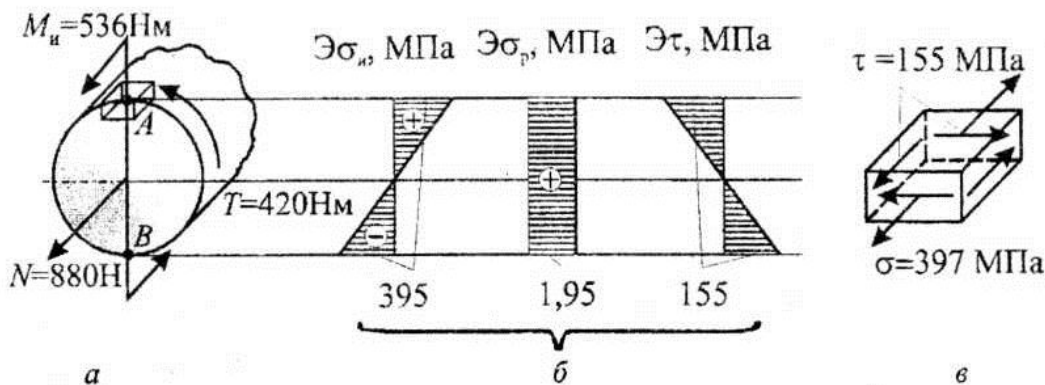


Рис. 5.3

В опасной точке A имеет место плоское напряженное состояние (рис. 5.3, в). В этой точке действуют максимальные эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{эkv max}}$. Определим их по III теории прочности:

$$\sigma_{\text{эkv max}} = \sqrt{(\sigma_{\text{и}} + \sigma_p)^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(395 + 1,95)^2 + 4 \cdot 155^2} = 504 \text{ МПа}.$$

Видно, что условие прочности $\sigma_{\text{эkv max}} \leq [\sigma]$ выполняется, так как 504 МПа

< 575 МПа.

Определим недогрузку вала $\Delta\sigma$, учитывая, что диаметр вала выбран больше расчетного:

$$\Delta\sigma = \frac{[\sigma] - \sigma_{\text{эквmax}}}{[\sigma]} \cdot 100\% = \frac{575 - 504}{575} \cdot 100\% = 12\%.$$

Недогрузка $\Delta\sigma$ близка к рекомендуемому значению 15%. Таким образом, диаметр вала $d = 24$ мм из условия статической прочности подобран правильно.

2. Расчет вала на жесткость

В расчетах примем модуль упругости $E = 210$ ГПа, жесткость сечения $EJ_{oc} = 210 \cdot 10^9 \cdot 1,63 \cdot 10^{-8} = 3423$ Нм². Для определения перемещений воспользуемся способом Верещагина [1].

2.1. Расчет прогибов вала в местах установки колес

Для определения линейных перемещений f_{yA} и f_{yD} в сечениях A и D , приложим в соответствующих сечениях единичную силу $P = 1$ (\bar{P}). Получим “единичные” состояния ① и ② (рис. 5.4, а, б). Построим эпюры изгибающих моментов \overline{M}_1 и \overline{M}_2 для этих состояний (рис. 5.4, в, г).

Вертикальная плоскость. Разобьем эпюру изгибающих моментов \overline{M}_2 (рис. 5.4, д) на элементарные фигуры, площади которых обозначим $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ (рис. 5.4, д). Определим положения центров тяжести c_1, c_2, c_3, c_4 фигур. Вычислим значения площадей ω_i и ординат \overline{M}_{ji} , взятых под c_1, c_2, c_3, c_4 на эпюрах \overline{M}_1 и \overline{M}_2 (индекс j соответствует номеру “единичного” состояния, а i – номеру фигуры). Занесем значения ω_i и \overline{M}_{ji} в табл. 5.1 ($i = 1, 2, 3, 4; j = 1, 2$).

Таблица 5.1

i	Площади фигур $\omega_i, \text{Н}\cdot\text{м}^2$	Ордината $\overline{M}_{ji}, \text{м}$			
		Номер состояния j			
		1	2	3	4
1	60,48	0,16	0	0	0
2	90,72	0,19	0,04	0,78	0,22
3	34,92	0,13	0,08	0,67	0,44
4	5,58	0,05	0,08	0,22	0,78
5	21,96	0,16	0	0	0
6	32,94	0,19	0,04	0,78	0,22
7	49,50	0,13	0,08	0,67	0,44
8	24,75	0,05	0,08	0,22	0,78

Вычислим перемещения по оси y f_{yA} и f_{yD} в точках A и D :

$$\begin{aligned}
 f_{yA} &= \Delta M_z \times \Delta \overline{M}_1 = \frac{1}{EI_{oc}} [\omega_1 \overline{M}_{11} + \omega_2 \overline{M}_{12} + \omega_3 \overline{M}_{13} + \omega_4 \overline{M}_{14}] = \\
 &= \frac{1}{3423} [60,48 \cdot 0,16 + 90,72 \cdot 0,19 + 34,92 \cdot 0,13 + 5,58 \cdot 0,05] = 9,30 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \\
 f_{yD} &= \Delta M_z \times \Delta \overline{M}_2 = \frac{1}{EI_{oc}} [\omega_2 \overline{M}_{22} + \omega_3 \overline{M}_{23} + \omega_4 \overline{M}_{24}] = \\
 &= \frac{1}{3423} [90,72 \cdot 0,04 + 34,92 \cdot 0,08 + 5,58 \cdot 0,08] = 2,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}.
 \end{aligned}$$

Горизонтальная плоскость. Разобьем эпюру изгибающих моментов ΔM_y на элементарные фигуры, площади которых $\omega_5, \omega_6, \omega_7, \omega_8$ (рис. 5.4, е). Вычислим значения этих площадей, определим их положения центров тяжести c_5, c_6, c_7, c_8 . Найдем ординаты \overline{M}_{ji} , взятые под c_5, c_6, c_7, c_8 на эпюрах $\Delta \overline{M}_1$ и $\Delta \overline{M}_2$. Занесем значения площадей ω_i и ординат \overline{M}_{ji} в табл. 5.1 ($i = 5, 6, 7, 8$; $j = 1, 2$).

Вычислим горизонтальные перемещения f_{zA} и f_{zD} :

$$\begin{aligned}
 f_{zA} &= \Delta M_y \times \Delta \overline{M}_1 = \frac{1}{EI_{oc}} [\omega_5 \overline{M}_{15} + \omega_6 \overline{M}_{16} - \omega_7 \overline{M}_{17} - \omega_8 \overline{M}_{18}] = \\
 &= \frac{1}{3423} [21,96 \cdot 0,16 + 32,94 \cdot 0,19 - 49,50 \cdot 0,13 - 24,75 \cdot 0,05] = 0,61 \cdot 10^{-3} \text{ м},
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 f_{zD} &= \Delta M_y \times \Delta \overline{M}_2 = \frac{1}{EI_{oc}} [\omega_6 \overline{M}_{26} - \omega_7 \overline{M}_{27} - \omega_8 \overline{M}_{28}] = \\
 &= \frac{1}{3423} [32,94 \cdot 0,04 - 49,5 \cdot 0,08 - 24,75 \cdot 0,08] = -1,35 \cdot 10^{-3} \text{ м}.
 \end{aligned}$$

Полные линейные перемещения f_A и f_D в точках A и D :

$$\begin{aligned}
 f_A &= \sqrt{f_{yA}^2 + f_{zA}^2} = \sqrt{(9,03 \cdot 10^{-3})^2 + (0,61 \cdot 10^{-3})^2} = 9,32 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \\
 f_D &= \sqrt{f_{yD}^2 + f_{zD}^2} = \sqrt{(2 \cdot 10^{-3})^2 + (-1,35 \cdot 10^{-3})^2} = 2,41 \cdot 10^{-3} \text{ м}.
 \end{aligned}$$

2.2. Расчет углов поворотов в опорах

Для определения угловых перемещений в сечениях C и B приложим в этих сечениях единичные моменты $M = 1$ (\overline{M}). Получим “единичные” состояния ③ и ④ (рис. 5.4, ж, з). Построим эпюры изгибающих моментов $\Delta \overline{M}_3, \Delta \overline{M}_4$ для этих состояний (рис. 5.4, и, к).

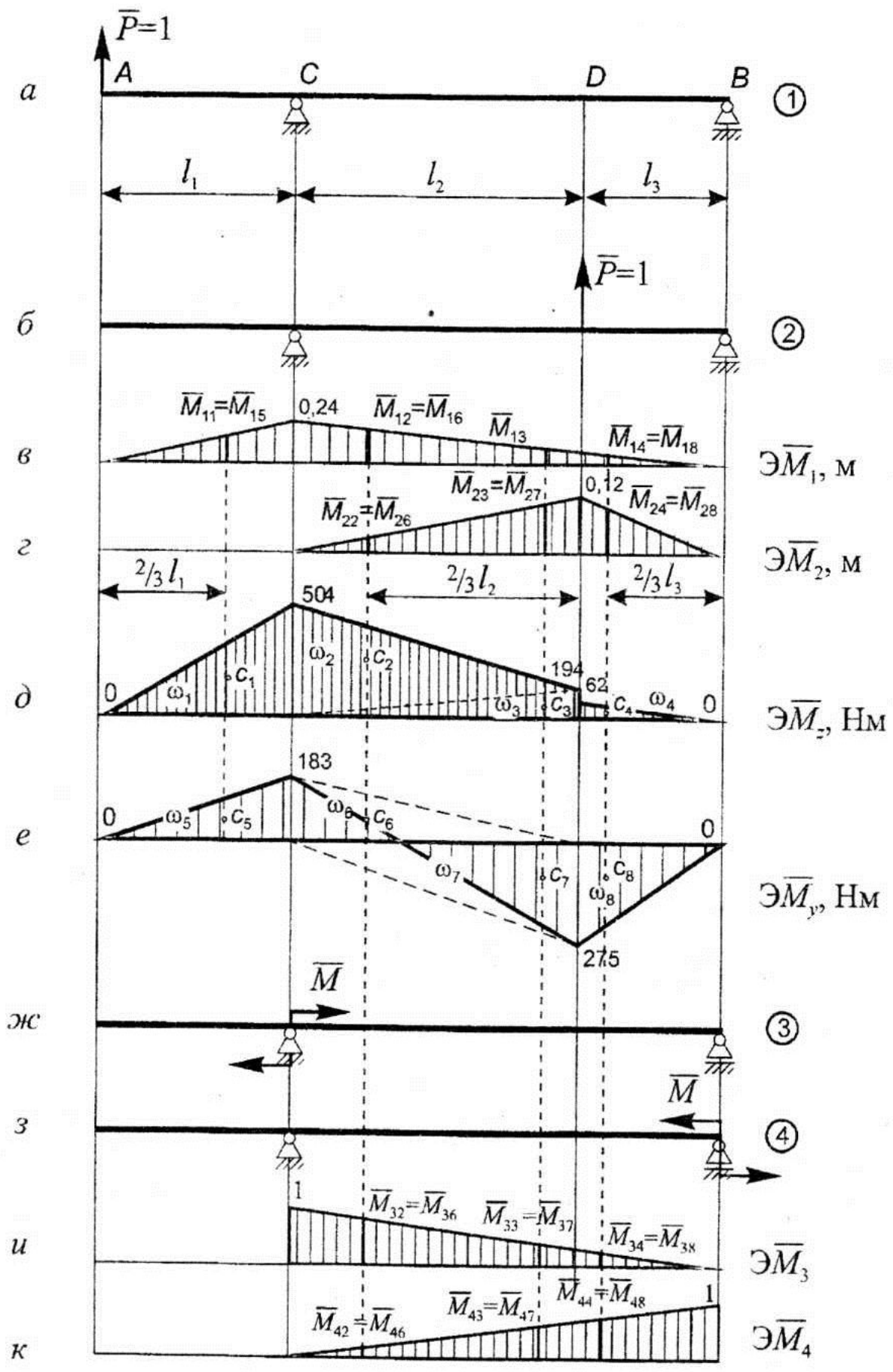


Рис. 5.4

Вертикальная плоскость. Определим значения ординат \bar{M}_{ji} на эпюрах \bar{M}_3 , \bar{M}_4 , взятых под центрами тяжести c_1, c_2, c_3, c_4 площадей $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ эпюры \bar{M}_z (рис. 5.4, *и, к*) и занесем их в табл. 5.1 ($i=1, 2, 3, 4; j=3, 4$).

Угловые перемещения в сечениях *C* и *B* относительно оси *z* равны:

$$\begin{aligned}\theta_{zC} &= \bar{M}_z \times \bar{M}_3 = \frac{1}{EJ_{oc}} [\omega_2 \bar{M}_{32} + \omega_3 \bar{M}_{33} + \omega_4 \bar{M}_{34}] = \\ &= \frac{1}{3423} [90,72 \cdot 0,78 + 34,92 \cdot 0,67 + 5,58 \cdot 0,22] = 27,9 \cdot 10^{-3} \text{ рад,} \\ \theta_{zB} &= \bar{M}_z \times \bar{M}_4 = \frac{1}{EJ_{oc}} [\omega_2 \bar{M}_{42} + \omega_3 \bar{M}_{43} + \omega_4 \bar{M}_{44}] = \\ &= \frac{1}{3423} [90,72 \cdot 0,22 + 34,92 \cdot 0,44 + 5,58 \cdot 0,78] = 11,59 \cdot 10^{-3} \text{ рад.}\end{aligned}$$

Горизонтальная плоскость. Найдем ординаты \bar{M}_{ji} на эпюрах \bar{M}_3 и \bar{M}_4 , взятые под c_5, c_6, c_7, c_8 . Занесем значения площадей ω_i и ординат \bar{M}_{ji} в табл. 5.1 ($i=5, 6, 7, 8; j=3, 4$).

Вычислим угловые перемещения в сечениях *C* и *B*:

$$\begin{aligned}\theta_{yC} &= \bar{M}_y \times \bar{M}_3 = \frac{1}{EJ_{oc}} [\omega_6 \bar{M}_{36} - \omega_7 \bar{M}_{37} - \omega_8 \bar{M}_{38}] = \\ &= \frac{1}{3423} [32,94 \cdot 0,78 - 49,50 \cdot 0,67 - 24,75 \cdot 0,22] = -3,77 \cdot 10^{-3} \text{ рад,} \\ \theta_{yB} &= \bar{M}_y \times \bar{M}_4 = \frac{1}{EJ_{oc}} [\omega_6 \bar{M}_{46} - \omega_7 \bar{M}_{47} - \omega_8 \bar{M}_{48}] = \\ &= \frac{1}{3423} [32,94 \cdot 0,22 - 49,50 \cdot 0,44 - 24,75 \cdot 0,78] = -9,88 \cdot 10^{-3} \text{ рад.}\end{aligned}$$

Полные углы поворота θ_C и θ_B в опорах *C* и *B* равны:

$$\begin{aligned}\theta_C &= \sqrt{\theta_{yC}^2 + \theta_{zC}^2} = \sqrt{(27,90 \cdot 10^{-3})^2 + (-3,77 \cdot 10^{-3})^2} = 28,12 \cdot 10^{-3} \text{ рад,} \\ \theta_B &= \sqrt{\theta_{yB}^2 + \theta_{zB}^2} = \sqrt{(11,50 \cdot 10^{-3})^2 + (-9,88 \cdot 10^{-3})^2} = 15,17 \cdot 10^{-3} \text{ рад.}\end{aligned}$$

2.3 Расчет на изгибную жесткость. Уточнение диаметра вала.

Определим допускаемое значение прогибов $[f] = (1,0 \dots 5,0) 10^{-4} l_0$ (l_0 – расстояние между опорами). При $l_0 = l_2 + l_3 = 0,36 + 0,18 = 0,54$ м примем $[f] = 3 \cdot 10^{-4} \cdot 0,54 = 1,62 \cdot 10^{-4}$ м.

Будем считать, что в неподвижной опоре *C* установлен радиально-упорный шариковый подшипник, в подвижной *B* – радиальный роликовый. Тогда допускаемые углы поворота $[\theta_C] = 0,005$ рад, $[\theta_B] = 0,0025$ рад [см. прил. I, табл. 2].

Проверим выполнение условий жесткости $f \leq [f]$ и $\theta \leq [\theta]$:

- в сечении A : $f_A = 9,32 \cdot 10^{-3} \text{ м} > [f] = 1,62 \cdot 10^{-4} \text{ м}$;
- в сечении D : $f_D = 2,41 \cdot 10^{-4} \text{ м} > [f] = 1,62 \cdot 10^{-4} \text{ м}$;
- в сечении C : $\theta_C = 28,12 \cdot 10^{-3} \text{ рад} > [\theta_C] = 5 \cdot 10^{-3} \text{ рад}$;
- в сечении B : $\theta_B = 15,17 \cdot 10^{-3} \text{ рад} > [\theta_B] = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ рад}$.

Видно, что условия жесткости вала с диаметром $d=24$ мм не выполняются как по прогибу (сечения A и D), допускаемому для валов, так и по углам поворота сечений вала в местах установки подшипников (сечения B и C).

Уточним диаметр вала. Новое значение диаметра определим по формулам

$$d'_{\text{расч}} = d^4 \sqrt{\frac{f}{[f]}}, \quad d''_{\text{расч}} = d^4 \sqrt{\frac{\theta}{[\theta]}}$$

Таким образом, из условия жесткости:

– в сечении A

$$d' = d^4 \sqrt{\frac{f_A}{[f]}} = 24^4 \sqrt{\frac{9,32 \cdot 10^{-3}}{1,62 \cdot 10^{-4}}} = 66,10 \text{ мм},$$

– в сечении B

$$d'' = d^4 \sqrt{\frac{\theta_B}{[\theta_B]}} = 24^4 \sqrt{\frac{15,17 \cdot 10^{-3}}{2,5 \cdot 10^{-3}}} = 37,7 \text{ мм},$$

– в сечении C :

$$d'' = d^4 \sqrt{\frac{\theta_C}{[\theta_C]}} = 24^4 \sqrt{\frac{28,12 \cdot 10^{-3}}{5,0 \cdot 10^{-3}}} = 37 \text{ мм},$$

– в сечении D

$$d' = d^4 \sqrt{\frac{f_D}{[f]}} = 24^4 \sqrt{\frac{2,41 \cdot 10^{-3}}{1,62 \cdot 10^{-4}}} = 26,5 \text{ мм}.$$

Диаметр $d'_{\text{расч}}$ из условия жесткости примем $d_{\text{расч}} = \max\{d'^A_{\text{расч}}, d''^B_{\text{расч}}, d''^C_{\text{расч}}, d'^D_{\text{расч}}\} = \max\{66,1; 37,7; 37; 26,5\} = 66,1 \text{ мм}.$

Округлим $d'_{\text{расч}} = 66,10 \text{ мм}$ по ГОСТ 6636-69, ряд Ra 40, до ближайшего большего $d = 70 \text{ мм}$ (см. прил. I, табл. 3).

3. Расчет вала на усталостную прочность

Выполним расчет вала на усталостную прочность в двух сечениях: в опасном сечении A – в месте посадки колеса, и в опоре C – месте посадки подшипника.

Выберем характеристики материала 40ХНМА [3]: предел прочности $\sigma_b = (1100 \dots 1700) \text{ МПа}$; предел текучести $\sigma_T = (850 \dots 1600) \text{ МПа}$; пределы выносливости $\sigma_{-1} = (500 \dots 700) \text{ МПа}$, $\tau_{-1} = (270 \dots 350) \text{ МПа}$. В расчетах примем $\sigma_b = 1400$

МПа, $\sigma_T = 1150$ МПа, $\sigma_{-1} = 580$ МПа, $\tau_{-1} = 314$ МПа.

3.1. Выбор типа соединения в опасном сечении вала

Конструктивное оформление участка вала в опасном сечении *A* показано на рис. 5.5, *a*, в сечении *C* – на рис. 5.5, *в*.

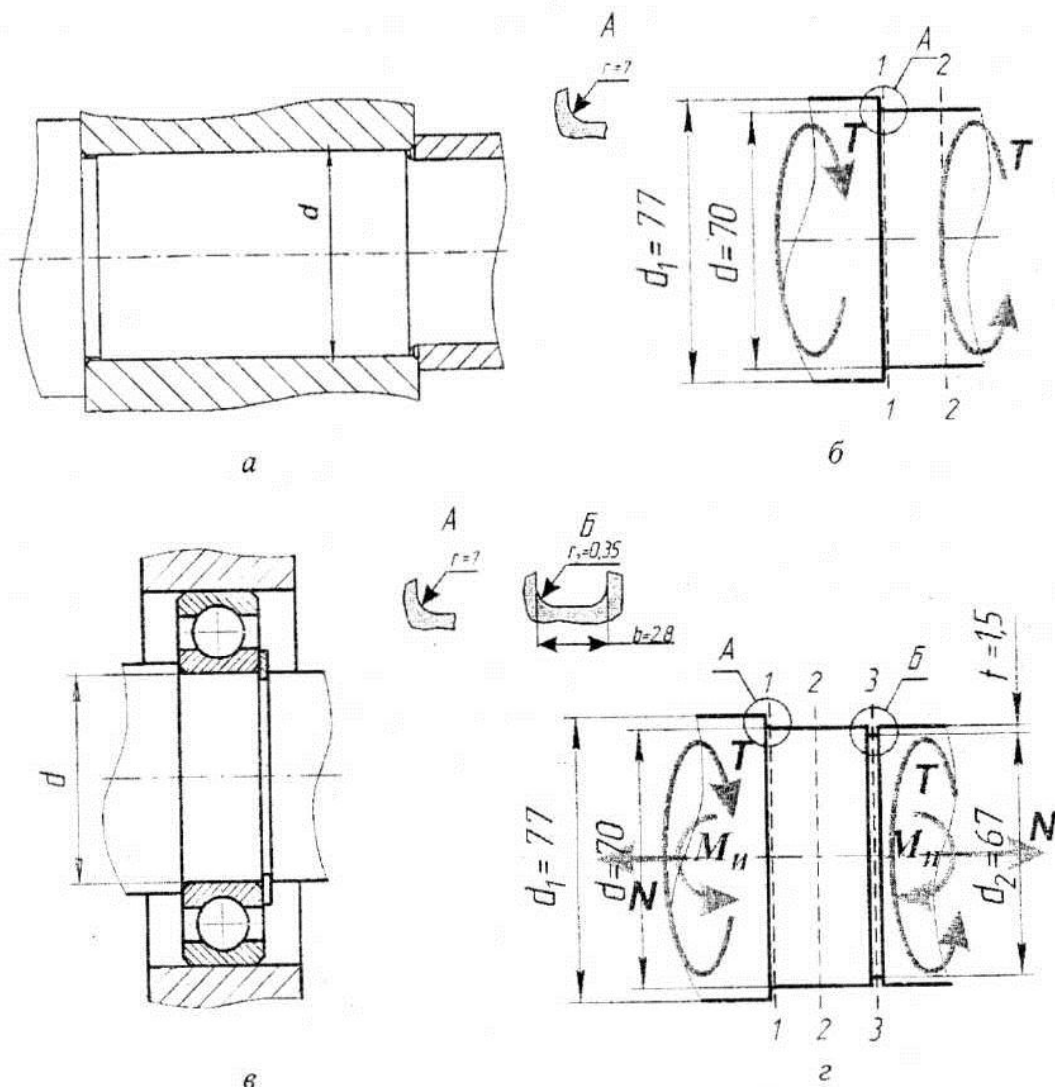


Рис. 5.5

Определим основные размеры вала.

В опасном сечении *A* (рис. 5.5, б):

- диаметр упорного буртика $d_1 = (1,1 \dots 1,2)d = (1,1 \dots 1,2) \cdot 70 = (77 \dots 84)$ мм;

- радиус галтельного перехода $r = (0,1 \dots 0,2)d = (0,1 \dots 0,2) \cdot 70 = (7 \dots 14)$ мм.

В расчетах примем: $d_1 = 77$ мм, $r = 7$ мм.

В сечении *C* (рис. 5.5, г):

- диаметр упорного буртика $d_1 = (1,1 \dots 1,2)d = (1,1 \dots 1,2) \cdot 70 = (77 \dots 84)$ мм;

- радиус галтельного перехода $r = (0,1 \dots 0,2)d = (0,1 \dots 0,2) \cdot 70 = (7 \dots 14)$ мм;

- размеры канавки для установки стопорного кольца: ширина проточки $b = (0,04...0,07)d = (0,04...0,07) \cdot 70 = (2,8...4,9)$ мм; глубина проточки $t = (0,02...0,03)d = (0,02...0,03) \cdot 70 = (1,4...2,1)$ мм.

В расчетах примем: $d_1 = 77$ мм, $r = 7$ мм, $b = 2,8$ мм, $t = 1,4$ мм, $r_2 = 0,35$ мм, $d_2 = (d - 2t) = (70 - 2 \cdot 1,4) = 67$ мм.

3.2. Определение числа расчетных сечений и концентраторов напряжений

Концентраторами напряжений являются:

в сечении А (рис. 5.5, б) – галтельный переход (сечение 1-1), посадка колеса с натягом (сечение 2-2);

в сечении С (рис. 5.5, з) – галтельный переход (сечение 1-1), посадка подшипника с натягом (сечение 2-2), выточка для стопорного кольца (сечение 3-3).

Таким образом, в месте посадки колеса имеем два расчетных сечения, в месте постановки подшипника – три.

3.3. Расчет характеристик цикла для нормальных и касательных напряжений в расчетных сечениях.

В опасном сечении вала А действует только крутящий момент $T = 420$ Нм, вызывающий в сечении касательные напряжения τ . На внешних волокнах τ наибольшие и определяются как $\tau = T/W_p$.

Согласно условию задачи τ меняются по пульсирующему циклу (рис. 5.6). Определим характеристики цикла. Для пульсирующего цикла максимальные напряжения $\tau_{\max} = \tau = T/W_p$, наименьшие – $\tau_{\min} = 0$, амплитуда τ_a и средние τ_m напряжения равны между собой $\tau_m = \tau_a = \tau_{\max}/2$.

Определим геометрические характеристики сечения и характеристики циклов переменных напряжений.

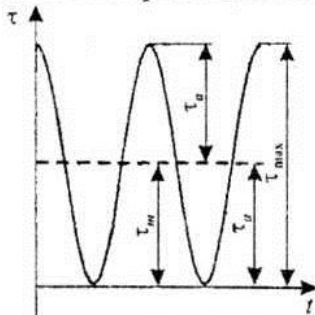


Рис. 5.6

Сечение 1-1. Для диаметра $d = 74$ мм полярный момент сопротивления

$$W_{p1} = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,074^3}{16} = 7,95 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3.$$

Тогда

$$\tau_{\max 1} = \tau = T/W_{p1} = 420 \cdot 10^{-6} / 7,95 \cdot 10^{-5} = 5,28 \text{ МПа},$$

$$\tau_{a1} = \tau_{m1} = \frac{1}{2} \tau_{\max 1} = \frac{5,28}{2} = 2,64 \text{ МПа}.$$

Сечение 2-2. Полярный момент сопротивления для диаметра $d = 70$ мм

$$W_{p2} = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,07^3}{16} = 6,73 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3.$$

Касательные напряжения

$$\tau_{\max 2} = \tau = T/W_{p2} = 420 \cdot 10^{-6} / 6,73 \cdot 10^{-5} = 6,24 \text{ МПа},$$

$$\tau_{a2} = \tau_{m2} = \frac{1}{2} \tau_{\max 2} = \frac{6,24}{2} = 3,12 \text{ МПа}.$$

В сечении С действуют: нормальная сила $N = 880 \text{ Н}$, изгибающий $M_H = 536 \text{ Нм}$ и крутящий $T = 420 \text{ Нм}$ моменты. На внешних волокнах вала возникают наибольшие нормальные напряжения от изгиба $\sigma_H = M_H / W_{oc}$, от растяжения $\sigma_N = N / A$, а также касательные напряжения $\tau_{\max} = \tau = T / W_p$. При этом согласно условию задачи нормальные напряжения σ меняются по асимметричному циклу (рис. 5.7, а) с амплитудой $\sigma_a = \sigma_H$ и средним напряжением $\sigma_m = \sigma_N$, касательные напряжения – по пульсирующему циклу (рис. 5.7, б) с амплитудным $\tau_a = \tau / 2$ и средним $\tau_m = \tau / 2$ напряжениями ($\tau_a = \tau_m$). Нормальные максимальные и минимальные напряжения определим как $\sigma_{\max} = \sigma_H + \sigma_N$, $\sigma_{\min} = \sigma_H - \sigma_N$ соответственно

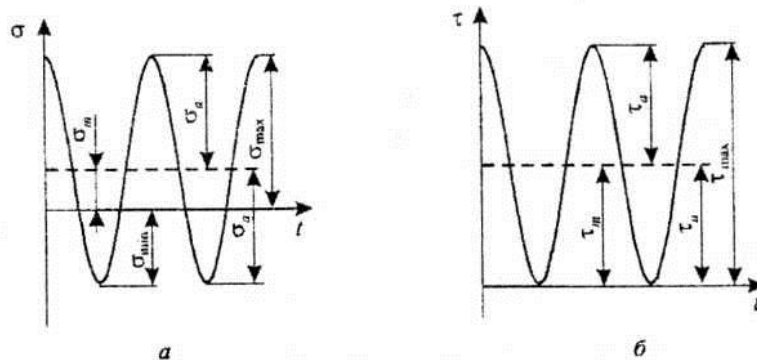


Рис. 5.7

Определим геометрические характеристики сечения и характеристики циклов переменных напряжений.

Сечение 1-1. Для диаметра $d = 74 \text{ мм}$:
площадь

$$A_1 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,074^2}{4} = 4,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

осевой момент сопротивления

$$W_{oc1} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,074^3}{32} = 3,98 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

полярный момент сопротивления

$$W_{p1} = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,074^3}{16} = 7,95 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3.$$

Так как в сечении

$$\sigma_{N1} = \frac{N}{A_1} = \frac{880 \cdot 10^{-6}}{4,3 \cdot 10^{-3}} = 0,205 \text{ МПа}, \quad \sigma_{H1} = \frac{M_H}{W_{oc1}} = \frac{536 \cdot 10^{-6}}{3,98 \cdot 10^{-5}} = 13,5 \text{ МПа}, \text{ то}$$

$$\sigma_{a1} = \sigma_{H1} = 13,5 \text{ МПа}, \quad \sigma_{m1} = \sigma_{N1} = 0,205 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\max 1} = \sigma_{н1} + \sigma_{N1} = 13,5 + 0,205 = 13,705 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\min 1} = \sigma_{N1} - \sigma_{н1} = 0,205 - 13,5 = -13,295 \text{ МПа}.$$

Касательные напряжения

$$\tau_{\max 1} = \tau_1 = T/W_{p1} = 420 \cdot 10^{-6} / 7,95 \cdot 10^{-5} = 5,28 \text{ МПа},$$

$$\tau_{a1} = \tau_{m1} = \frac{1}{2} \tau_{\max 1} = \frac{5,28}{2} = 2,64 \text{ МПа}.$$

Сечение 2-2. Для диаметра $d = 70$ мм:

площадь

$$A_2 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,07^2}{4} = 3,85 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

осевой момент сопротивления

$$W_{oc2} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,07^3}{32} = 3,37 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

полярный момент сопротивления

$$W_{p2} = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,07^3}{16} = 6,73 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3.$$

В сечении

$$\sigma_{N2} = \frac{N}{A_2} = \frac{880 \cdot 10^{-6}}{3,85 \cdot 10^{-3}} = 0,228 \text{ МПа}, \sigma_{a2} = \sigma_{н1} = \frac{M_{н1}}{W_{oc2}} = \frac{536 \cdot 10^{-6}}{3,37 \cdot 10^{-5}} = 15,9 \text{ МПа}, \text{ то}$$

$$\sigma_{a2} = \sigma_{н1} = 15,9 \text{ МПа}, \sigma_{m2} = \sigma_{N2} = 0,228 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\max 2} = \sigma_{н2} + \sigma_{N2} = 0,228 + 15,9228 = 16,128 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\min 1} = \sigma_{N1} - \sigma_{н1} = 0,228 - 15,9 = -15,672 \text{ МПа}.$$

Тогда касательные напряжения

$$\tau_{\max 2} = \tau_1 = T/W_{p2} = 420 \cdot 10^{-6} / 6,73 \cdot 10^{-5} = 6,24 \text{ МПа},$$

$$\tau_{a2} = \tau_{m2} = \frac{1}{2} \tau_{\max 2} = \frac{6,24}{2} = 3,12 \text{ МПа}.$$

Сечение 3-3. Для диаметра $d = 67$ мм:

площадь

$$A_3 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,067^2}{4} = 3,53 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

осевой момент сопротивления

$$W_{oc3} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,067^3}{32} = 2,95 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

полярный момент сопротивления

$$W_{p3} = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,067^3}{16} = 5,91 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3.$$

Так как в сечении

$$\sigma_{N3} = \frac{N}{A_3} = \frac{880 \cdot 10^{-6}}{3,53 \cdot 10^{-3}} = 0,249 \text{ МПа}, \sigma_{н3} = \frac{M_{н1}}{W_{oc3}} = \frac{536 \cdot 10^{-6}}{2,95 \cdot 10^{-5}} = 18,17 \text{ МПа}, \text{ то}$$

$$\sigma_{a3} = \sigma_{и3} = 18,17 \text{ МПа}, \quad \sigma_{m3} = \sigma_{N3} = 0,249 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\max 3} = \sigma_{и3} + \sigma_{N3} = 18,17 + 0,249 = 18,419 \text{ МПа}.$$

Касательные напряжения

$$\tau_{\max 3} = \tau_3 = T/W_{p3} = 420 \cdot 10^{-6} / 5,91 \cdot 10^{-5} = 7,10 \text{ МПа},$$

$$\tau_{a3} = \tau_{m3} = \frac{1}{2} \tau_{\max 3} = \frac{7,10}{2} = 3,55 \text{ МПа}.$$

Полученные значения геометрических характеристик сечения и характеристик циклов переменных напряжений занесем в табл. 5.2.

Таблица 5.2

	$A_i, \text{М}^2$	$W_{oc1}, \text{М}^3$	$W_{pl} 10^5, \text{М}^3$	По нормальным напряжениям, МПа			По касательным напряжениям, МПа				
				$\sigma_{\max i}$	$\sigma_{\min i}$	$\sigma_{a i}$	$\sigma_{m i}$	$\tau_{\max i}$	$\tau_{\min i}$	$\tau_{a i}$	$\tau_{m i}$
Сечение А											
1-1			7,95					5,28	0	2,64	2,64
2-2			6,73					6,24	0	3,12	3,12
Сечение С											
1-1	47,3	3,98	7,95	13,705	-13,295	13,5	0,205	5,28	0	2,64	2,64
2-2	3,85	3,37	6,73	16,128	-15,672	15,9	0,228	6,24	0	3,12	3,12
3-3	3,53	2,95	5,91	18,419	-17,921	18,17	0,249	7,1	0	3,55	3,55

3.4. Выбор коэффициентов, учитывающих концентрацию напряжений, размеры вала, качество обработки поверхности, упрочняющую технологию

Примем коэффициенты чувствительности материала марки 40ХНМА к асимметрии цикла по нормальным и касательным напряжениям соответственно $\psi_\sigma = 0,2$, $\psi_\tau = 0,1$ [3, с. 591].

Определим коэффициенты, учитывающие концентрацию напряжений, размеры вала, качество обработки поверхности для сечения А.

Сечение 1-1: галтельный переход. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений (при $d_1/d = 77/70 = 1,1$ и $r/d = 7/70 = 0,1$) $k_\tau = 1,18$ [4, с. 607]. Значение масштабного фактора $\epsilon_\sigma = \epsilon_\tau = 0,69$ [4, с. 612], при $d = 74$ мм.

Галтельный (радиусный) переход обрабатывают тонким точением [3]. Следовательно, при $\sigma_b = 1400$ МПа, коэффициент качества поверхности $\beta_{ш} = 0,7$ [3, с. 589].

Сечение 2-2: посадка колеса с натягом. Коэффициент концентрации напряжений для вала с посаженными деталями $k_\tau = (k_\tau)_D = 2,8$ [5, с. 98]. Значение масштабного фактора $\epsilon_\sigma = \epsilon_\tau = 0,69$ [4, с. 612], при $d = 70$ мм. Посадочную поверхность считаем шлифованной, следовательно, коэффициент качества поверхности $\beta_{ш} = 0,82$ [3, с. 589].

Определим коэффициенты, учитывающие концентрацию напряжений, размеры вала, качество обработки поверхности для сечения С.

Сечение 1-1: галтельный переход. Эффективные коэффициенты

концентрации напряжений (при $d_1/d = 77/70 = 1,1$ и $r/d = 7/70 = 0,1$) $k_\sigma = 1,45$, $k_\tau = 1,18$ [4, с. 607]. Значение масштабного фактора $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,69$ [4, с. 612], при $d = 74$ мм.

Галтельный (радиусный) переход обрабатывают тонким точением [3]. Следовательно, при $\sigma_B = 1400$ МПа, коэффициент качества поверхности $\beta_{ш} = 0,7$ [3, с. 589].

Сечение 2-2: посадка подшипника с натягом. Подшипники устанавливаются на вал по прессовой посадке. При этом коэффициенты концентрации напряжений $k_\sigma = (k_\sigma)_D = 4,9$; $k_\tau = (k_\tau)_D = 3,69$ [5, с. 98]. Значение масштабного фактора $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,69$ [4, с. 612], при $d = 70$ мм. Посадочную поверхность шлифуют, коэффициент качества поверхности $\beta_{ш} = 0,82$ [3, с. 589].

Сечение 3-3: кольцевая выточка. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений (при $t/r = 1,5/0,35 = 4$, $r/d = 0,3/67 = 0,01$) $k_\sigma = 1,64$, $k_\tau = 1,38$ [4, с. 608]. Значение масштабного фактора $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,69$ [4, с. 612], при $d = 67$ мм. Проточки под стопорные кольца обрабатывают тонким точением, следовательно, коэффициент качества обработки поверхности $\beta_{ш} = 0,7$ [3, с. 589].

3.5. Расчет коэффициента запаса усталостной прочности

Сечение А. Так как в опасном сечении действует только крутящий момент, то расчет на усталостную прочность ведется по касательным напряжениям. Запасы прочности рассчитаем по формуле

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta_{ш}} + \psi_\tau \tau_m}$$

Сечение 1-1:

$$n_{\tau 1} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{a1} \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta_{ш}} + \psi_\tau \tau_{m1}} = \frac{314}{2,64 \frac{1,18}{0,69 \cdot 0,7} + 0,10 \cdot 2,64} = 46,8.$$

Сечение 2-2:

$$n_{\tau 2} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{a2} \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta_{ш}} + \psi_\tau \tau_{m2}} = \frac{314}{3,12 \frac{4,56}{0,69 \cdot 0,82} + 0,10 \cdot 3,12} = 12,3.$$

Сечение С. Запасы прочности по нормальным n_σ и касательным n_τ напряжениям рассчитаем по формулам

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_{ш}} + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta_{ш}} + \psi_\tau \tau_m}$$

Сечение 1-1:

$$n_{\sigma 1} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{a1} \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta_{ш}} + \psi_{\sigma} \sigma_{m1}} = \frac{580}{13,5 \frac{1,45}{0,69 \cdot 0,70} + 0,2 \cdot 0,205} = 14,3;$$

$$n_{\tau 1} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{a1} \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta_{ш}} + \psi_{\tau} \tau_{m1}} = \frac{314}{2,64 \frac{1,18}{0,69 \cdot 0,7} + 0,10 \cdot 2,64} = 46,8.$$

Сечение 2-2:

$$n_{\sigma 2} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{a2} \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta_{ш}} + \psi_{\sigma} \sigma_{m2}} = \frac{580}{15,9 \frac{4,9}{0,69 \cdot 0,82} + 0,2 \cdot 0,228} = 4,2;$$

$$n_{\tau 2} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{a2} \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta_{ш}} + \psi_{\tau} \tau_{m2}} = \frac{314}{3,12 \frac{3,69}{0,69 \cdot 0,82} + 0,10 \cdot 3,12} = 15,2.$$

Сечение 3-3:

$$n_{\sigma 3} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{a3} \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta_{ш}} + \psi_{\sigma} \sigma_{m3}} = \frac{580}{18,17 \frac{1,64}{0,69 \cdot 0,7} + 0,2 \cdot 0,249} = 9,4;$$

$$n_{\tau 3} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{a3} \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta_{ш}} + \psi_{\tau} \tau_{m3}} = \frac{314}{3,55 \frac{1,38}{0,69 \cdot 0,7} + 0,10 \cdot 3,55} = 29,9.$$

3.6. Расчет коэффициента запаса усталостной прочности. Проверка прочности

Эквивалентный запас прочности, соответствующий плоскому напряженному состоянию [1], производим по формуле

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}.$$

Допускаемое значение запаса прочности примем $[n]=1,75$. Условие усталостной прочности запишем в виде

$$n \geq [n].$$

Выполним расчет эквивалентного запаса прочности.

Сечение А.

В 1-1: запас усталостной прочности $n_1 = n_{\tau 1} = 46,8 > [n] = 1,75$.

В 2-2: $n_2 = n_{\tau 2} = 15,2 > [n] = 1,75$.

Таким образом, условие усталостной прочности в обоих сечениях выполняется.

Сечение С.

В 1-1: запас усталостной прочности

$$n_1 = \frac{n_{\sigma 1} n_{\tau 1}}{\sqrt{n_{\sigma 1}^2 + n_{\tau 1}^2}} = \frac{14,3 \cdot 46,8}{\sqrt{14,3^2 + 46,8^2}} = 13,7.$$

В 2-2:

$$n_2 = \frac{n_{\sigma 2} n_{\tau 2}}{\sqrt{n_{\sigma 2}^2 + n_{\tau 2}^2}} = \frac{4,2 \cdot 15,2}{\sqrt{4,2^2 + 15,2^2}} = 4.$$

В 3-3:

$$n_3 = \frac{n_{\sigma 3} n_{\tau 3}}{\sqrt{n_{\sigma 3}^2 + n_{\tau 3}^2}} = \frac{9,4 \cdot 29,9}{\sqrt{9,4^2 + 29,9^2}} = 9.$$

Видно, что $n_1 = 13,7 > [n] = 1,75$; $n_2 = 4 > [n] = 1,75$; $n_3 = 9 > [n] = 1,75$.

Следовательно, во всех сечениях условие усталостной прочности выполняется.

Вывод: анализ результатов показывает, что при $d=70$ мм обеспечивается статическая и усталостная прочности, а также жесткость вала.

6

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Феодосьев В.И.* Сопротивление материалов: Учебник для вузов. – М.: Изд-во МВТУ им. Баумана, 2001. – 560 с.
2. *Биргер И.А., Мавлютов Р.Р.* Сопротивление материалов: Учебник для вузов. – М.: Изд-во МАИ, 1994. – 512 с.
3. *Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С. и др.* – Киев: Наукова думка, 1988. – 736 с.
4. *Справочник по сопротивлению материалов / Рудицын М.Н., Артемов П.Я., Любошиц М.И.* – Минск: Вышэйшая школа, 1970. – 630 с.
5. *Серенсен С.В., Кокаев В.П., Шнейдерович Р.М.* Валы и оси. М.: Машиностроение, 1970.
6. *Анурьев В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т.1. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1978. – 728 с.
7. *Дунаев П.Ф., Леликов О.П.* Конструирование узлов и деталей машин. М.: Машиностроение, 1985. – 564 с.

Приложение I

Таблица 1

Исходные расчетные данные

Вариант №	N_1 , кН	R_1 , кН	P_1 , кН	Вариант №	l_1 , м	l_2 , м	l_3 , м	D_1 , м	D_2 , м	Материал вала
	0	0,63	0,36		2,00	0	0,20	0,8	0,30	0,4
1	0,76	0,44	2,40	1	0,15	0,6	0,30	0,3	0,4	45
2	0,82	0,47	2,60	2	0,10	0,5	0,30	0,2	0,3	20
3	0,95	0,55	3,00	3	0,20	0,4	0,10	0,3	0,2	15ХС
4	0,70	0,46	2,20	4	0,25	0,4	0,30	0,4	0,5	12ХНЗА
5	0,76	0,44	2,40	5	0,20	0,6	0,25	0,3	0,3	40ХН
6	0,95	0,55	3,00	6	0,15	0,4	0,20	0,3	0,3	40Х
7	1,10	0,62	3,40	7	0,25	0,5	0,30	0,2	0,3	40ХНМА
8	0,88	0,51	2,80	8	0,30	0,7	0,30	0,3	0,4	45Х
9	0,82	0,47	2,60	9	0,20	0,8	0,15	0,4	0,2	38Х

Примечание: D_1 и D_2 - диаметры зубчатых колес и шкивов; $R_2=0,364P_2$

Таблица 2

Типы подшипников

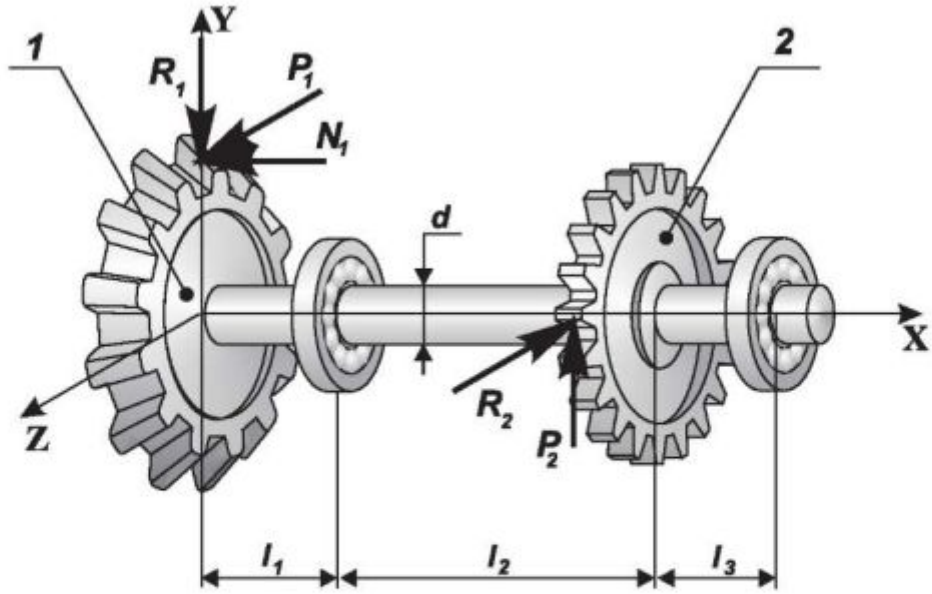
	ТИП ПОДШИПНИКА			
	радиальный шариковый	радиальный роликовый	радиально-упорный шариковый	радиально-упорный конический
ДОПУСКАЕМЫЙ УГОЛ ПОВОРОТА ОПОР $[\theta]$, рад	0,0050	0,0025	0,0050	0,0016

Таблица 3

Номинальные линейные размеры. ГОСТ 6636-69. Ряд Ra40

1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	10,0	16	25	40	63	100	160
1,05	1,7	2,6	4,2	6,7	10,5	17	26	42	67	105	170
1,1	1,8	2,8	4,5	7,1	11,0	18	28	45	71	110	180
1,15	1,9	3,0	4,8	7,5	11,5	19	30	48	75	115	190
1,2	2,0	3,2	5,0	8,0	12	20	32	50	80	120	200
1,3	2,1	3,4	5,3	8,5	13	21	34	53	85	130	210
1,4	2,2	3,6	5,6	9,0	14	22	36	56	90	140	220
1,5	2,4	3,8	6,0	9,5	15	24	38	60	95	150	230

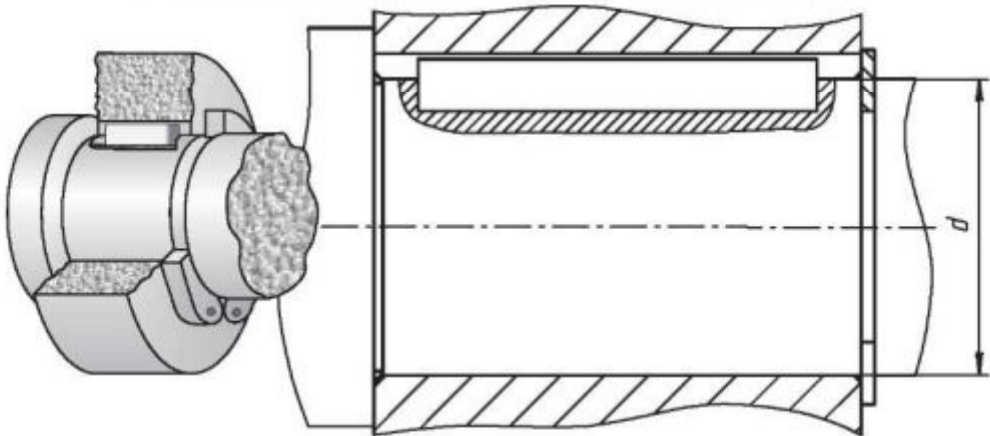
<div data-bbox="1316 280 1380 369" style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block;">1</div>	
ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ	<p>ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ С РАСПОРНОЙ ВТУЛКОЙ</p>
	<p>ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА ЗАШТИФТОВАННЫМ КОЛЬЦОМ</p>



ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ

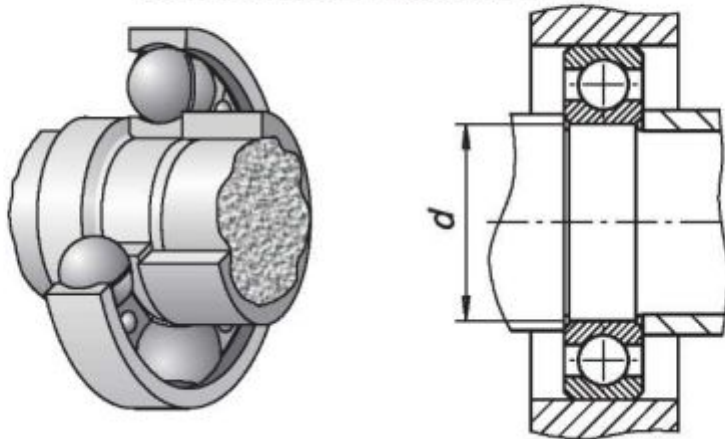
В МЕСТЕ ПОСАДКИ
ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА

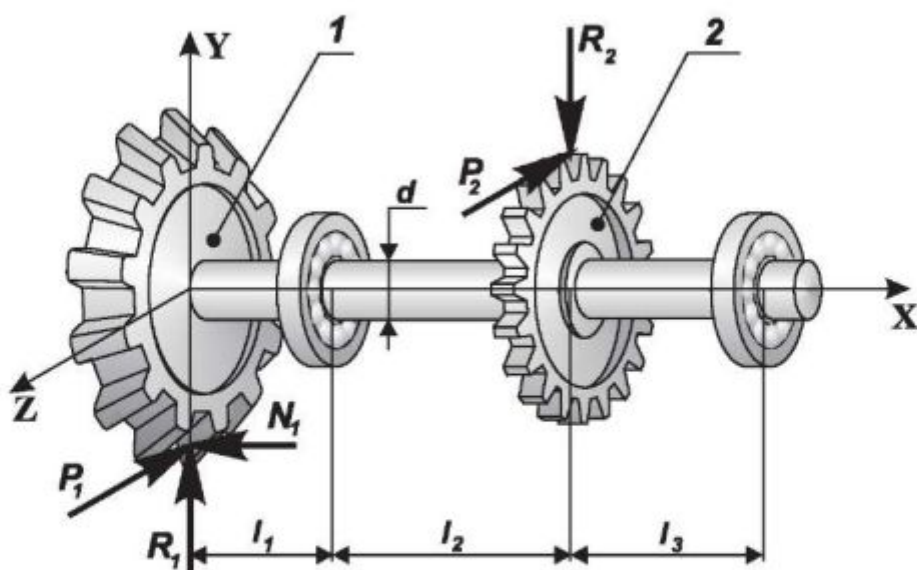
ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ СО СТОПОРНЫМ КОЛЬЦОМ



НА ОПОРЕ

ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА ВТУЛКОЙ

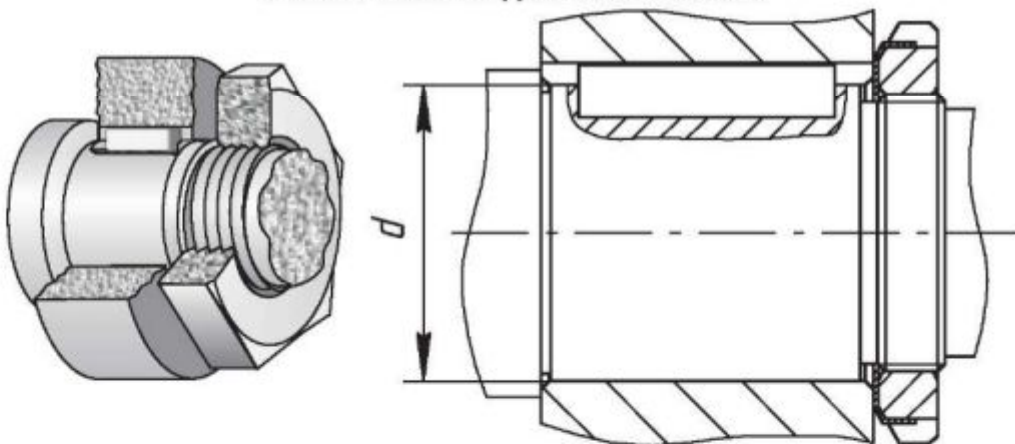




ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ

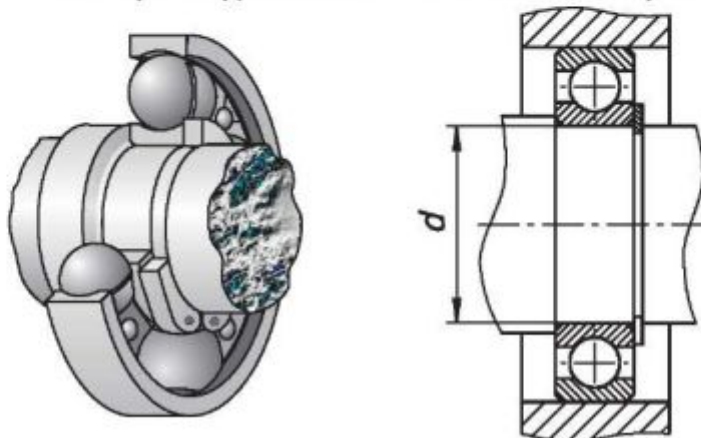
В МЕСТЕ ПОСАДКИ
ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА

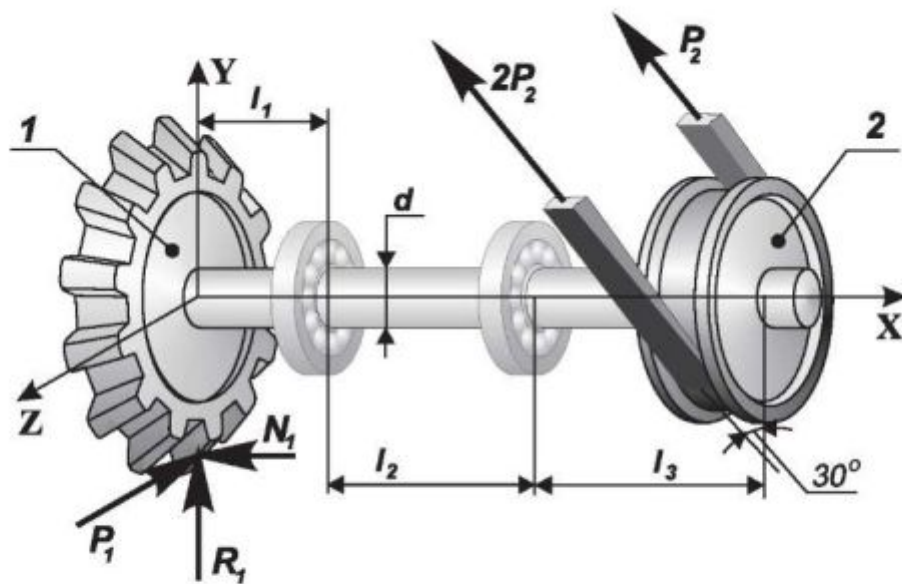
ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ С ГАЙКОЙ



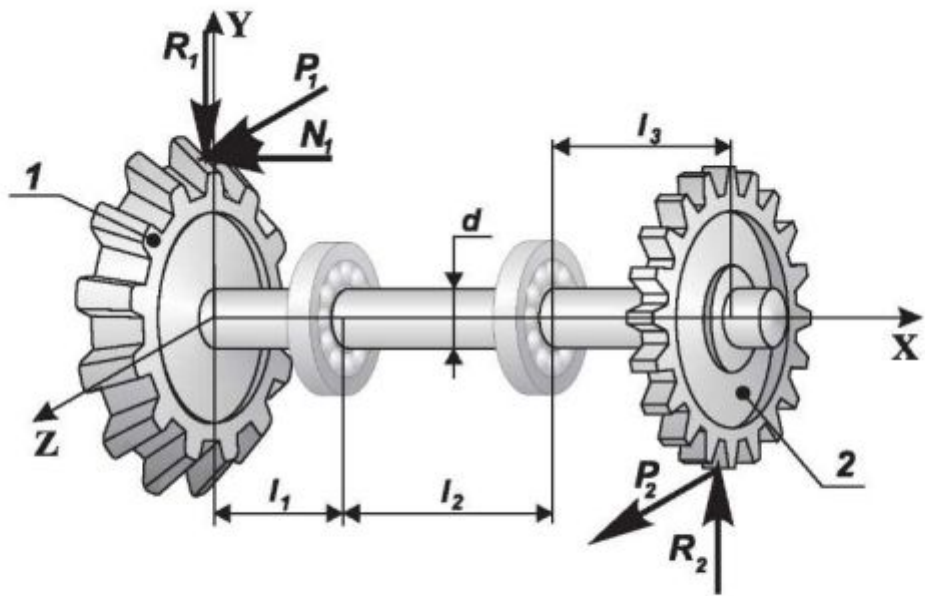
НА ОПОРЕ

ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА СТОПОРНЫМ КОЛЬЦОМ

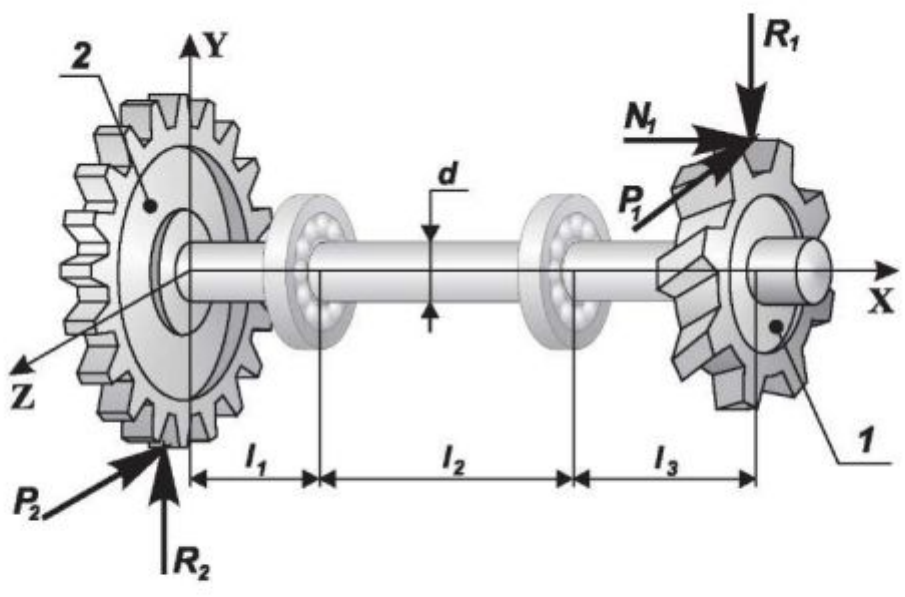




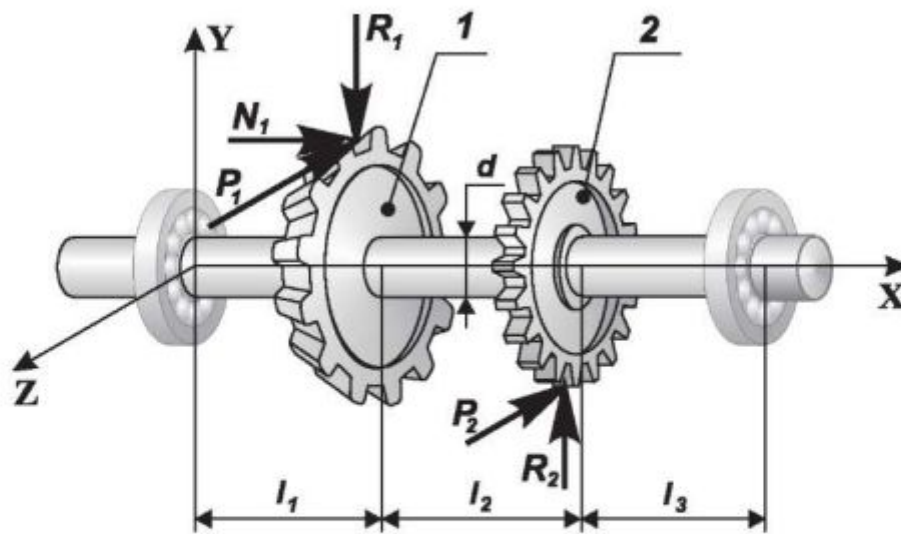
<p>ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ</p>	<p>В МЕСТЕ ПОСАДКИ ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА</p>	<p>ПОСАДКА С НАТЯГОМ</p>
	<p>НА ОПОРЕ</p>	<p>ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА ГАЙКОЙ</p>



<p>ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ</p>	<p style="text-align: center;">ШЛИЦЕВОЕ СОЕДИНЕНИЕ СО СТОПОРНЫМ КОЛЬЦОМ</p> <p style="text-align: right;">Шлицы прямобочные</p>
<p>НА ОПОРЕ</p>	<p style="text-align: center;">ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА ВТУЛКОЙ</p>



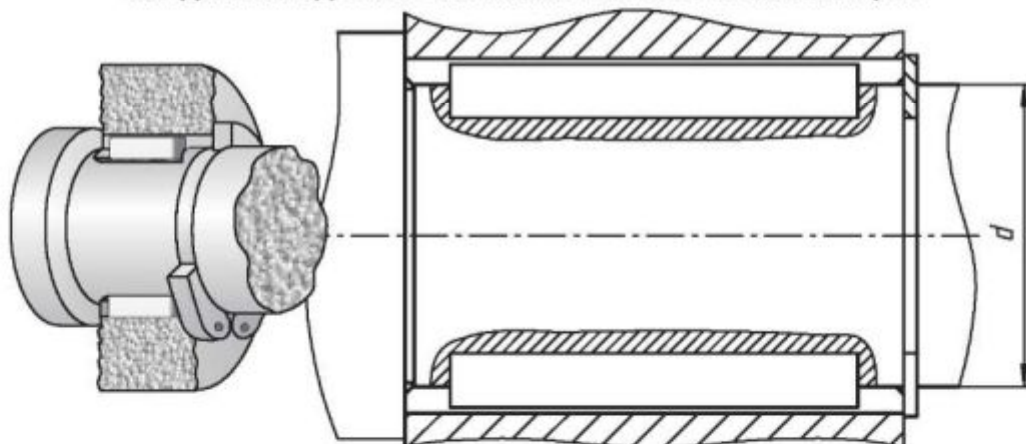
<p style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ</p>	<p style="text-align: center;">ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ С ЗАШТИФТОВАННЫМ КОЛЬЦОМ</p> <p>A cross-sectional diagram showing a shaft with a pin (шпоночное соединение) and a secured ring (заштифтованное кольцо). The ring is secured with a pin. The shaft diameter is labeled d.</p>
	<p style="text-align: center;">ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА СТОПОРНЫМ КОЛЬЦОМ</p> <p>A cross-sectional diagram showing a bearing (подшипник) fixed with a lock ring (стопорное кольцо). The shaft diameter is labeled d.</p>



ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ

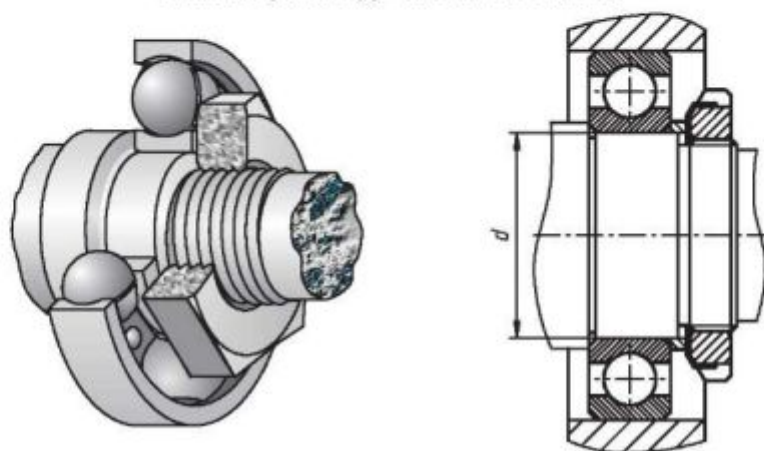
В МЕСТЕ ПОСАДКИ
ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА

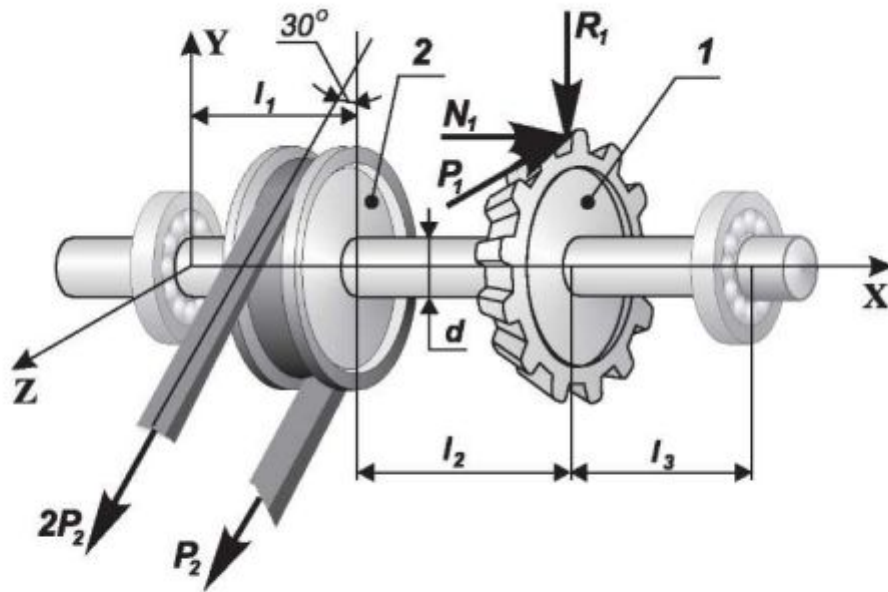
СОЕДИНЕНИЕ ДВУМЯ ШПОНКАМИ И СТОПОРНЫМ КОЛЬЦОМ



НА ОПОРЕ

ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА ГАЙКОЙ

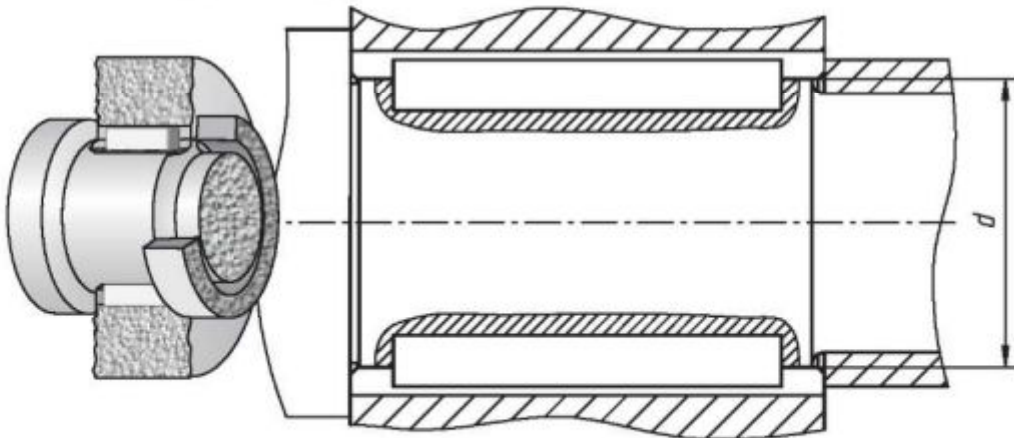




ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ

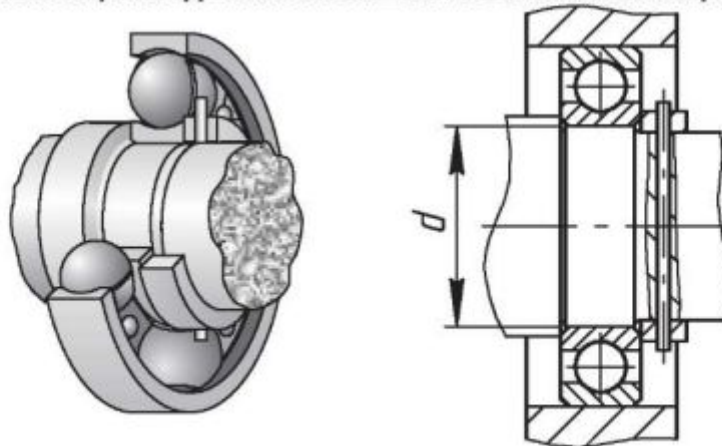
В МЕСТЕ ПОСАДКИ
ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА

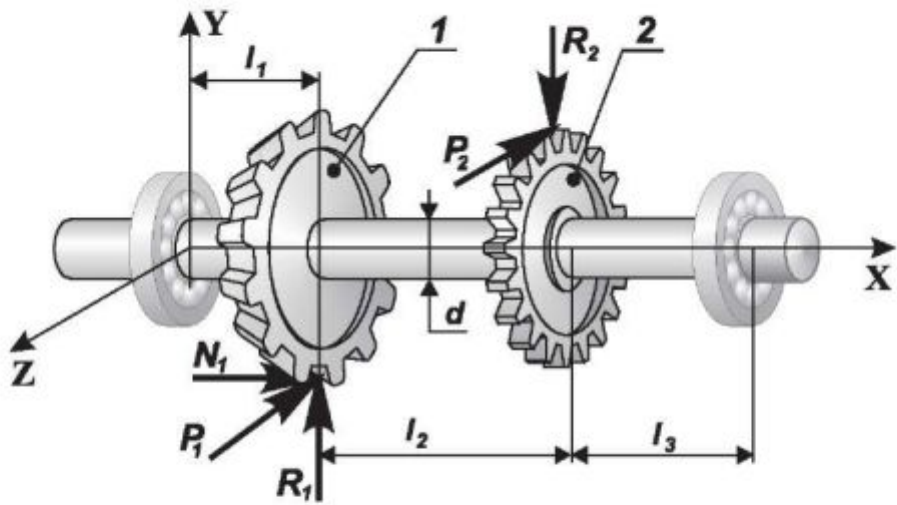
СОЕДИНЕНИЕ ДВУМЯ ШПОНКАМИ И РАСПОРНОЙ ВТУЛКОЙ



НА ОПОРЕ

ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА ЗАШТИФТОВАННЫМ КОЛЬЦОМ

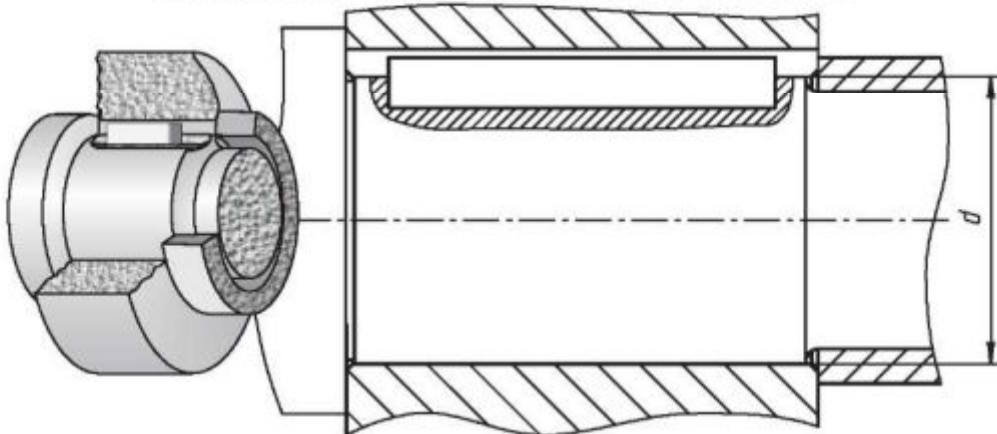




ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ

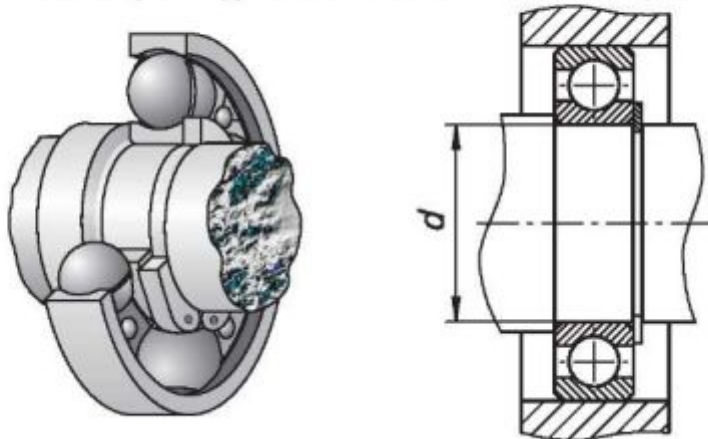
В МЕСТЕ ПОСАДКИ ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА

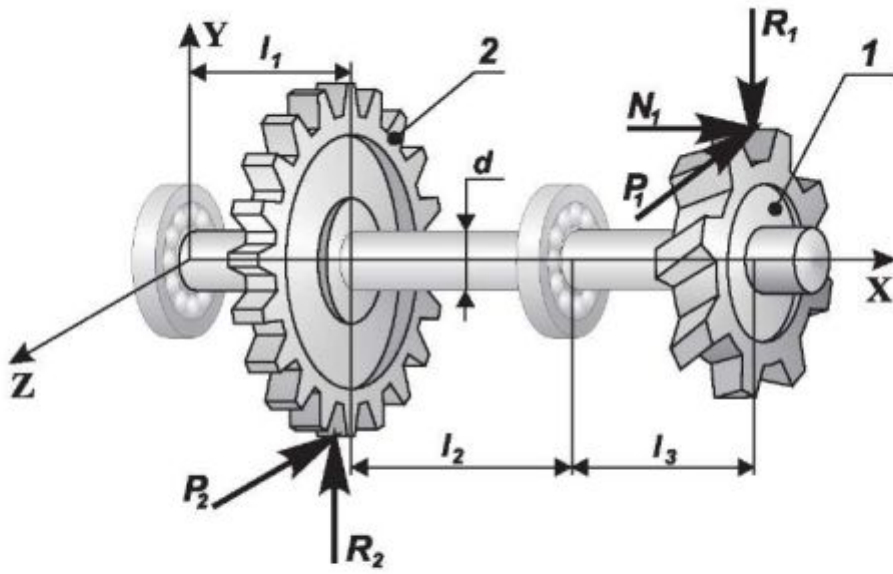
ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ С РАСПОРНОЙ ВТУЛКОЙ



НА ОПОРЕ

ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА СТОПОРНЫМ КОЛЬЦОМ

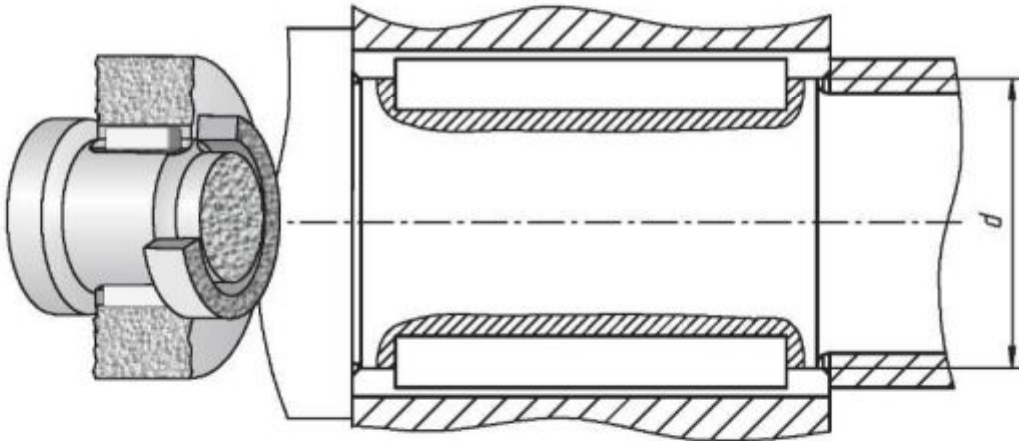




ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ

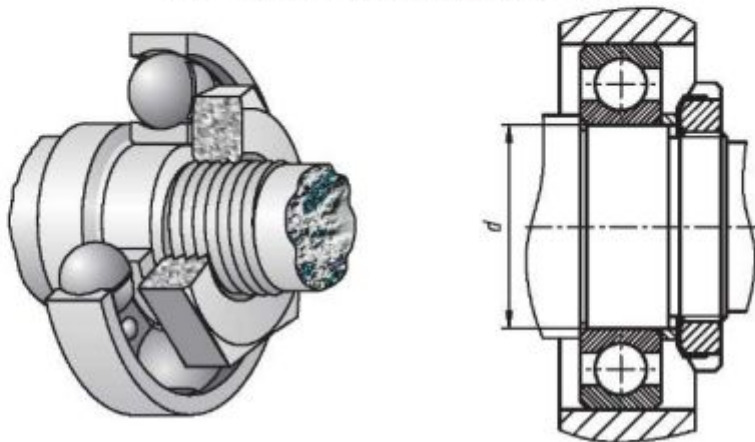
В МЕСТЕ ПОСАДКИ ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА

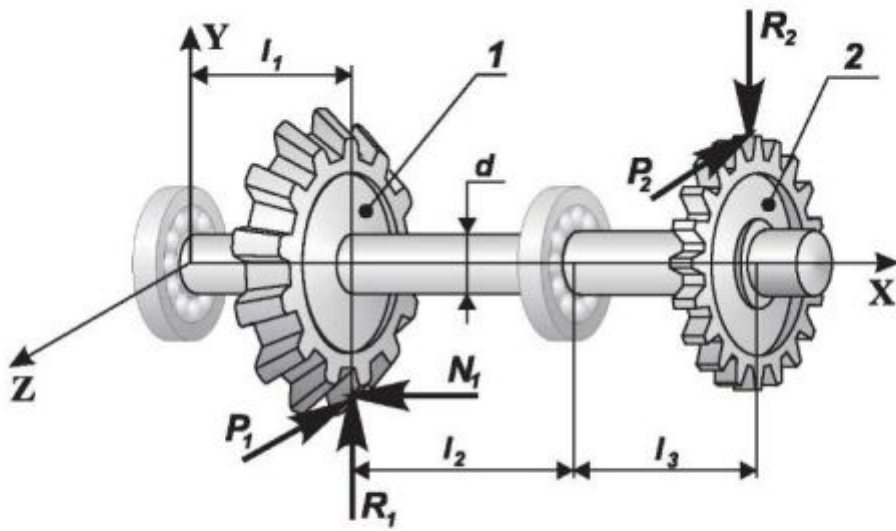
СОЕДИНЕНИЕ ДВУМЯ ШПОНКАМИ И РАСПОРНОЙ ВТУЛКОЙ



НА ОПОРЕ

ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА ГАЙКОЙ

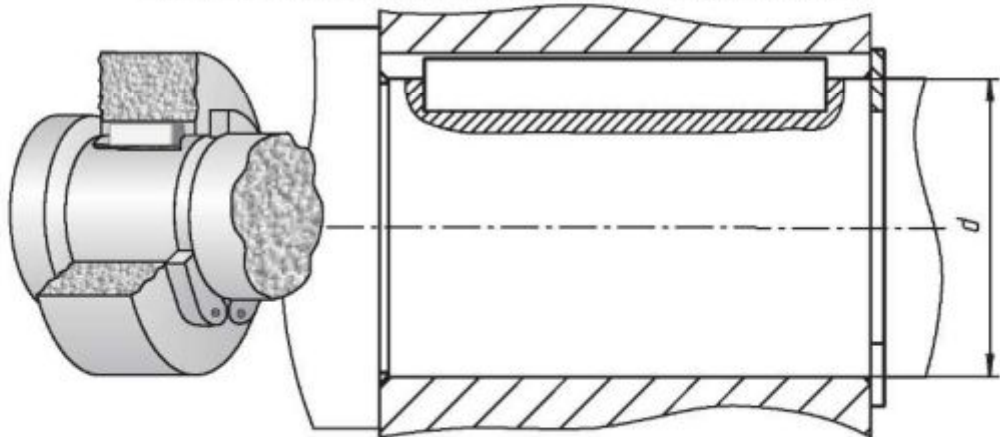




ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ

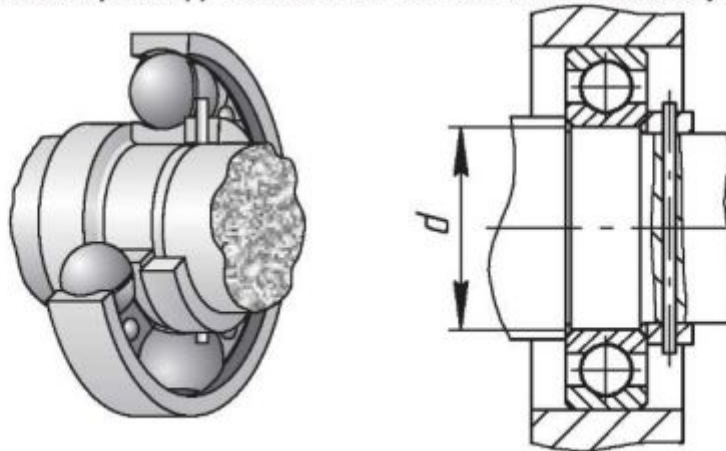
В МЕСТЕ ПОСАДКИ ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА

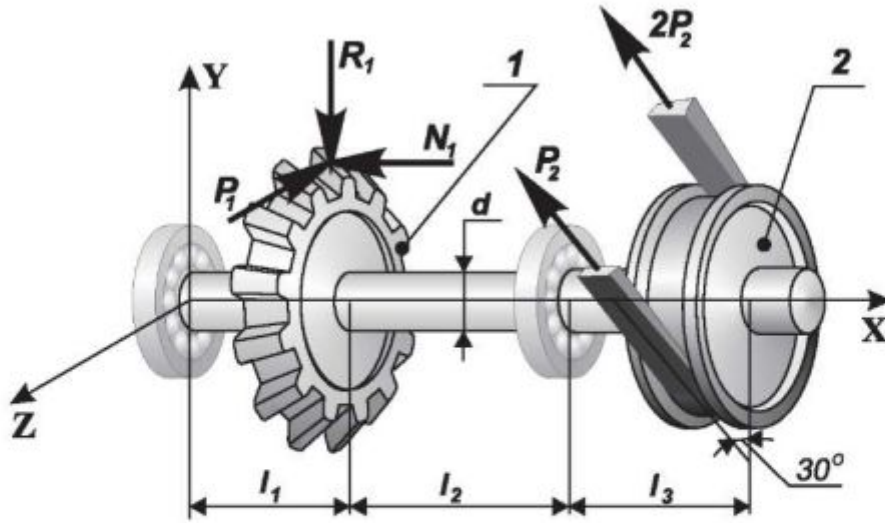
ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ СО СТОПОРНЫМ КОЛЬЦОМ



НА ОПОРЕ

ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА ЗАШТИФТОВАННЫМ КОЛЬЦОМ

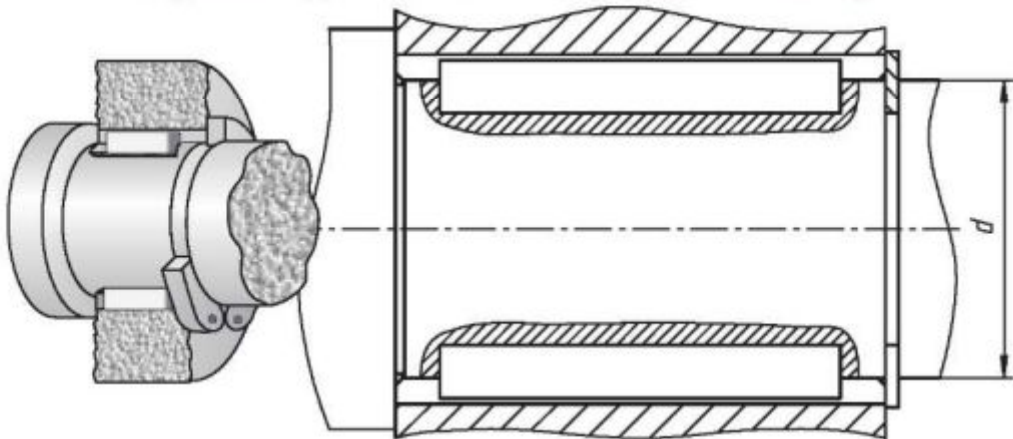




ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ

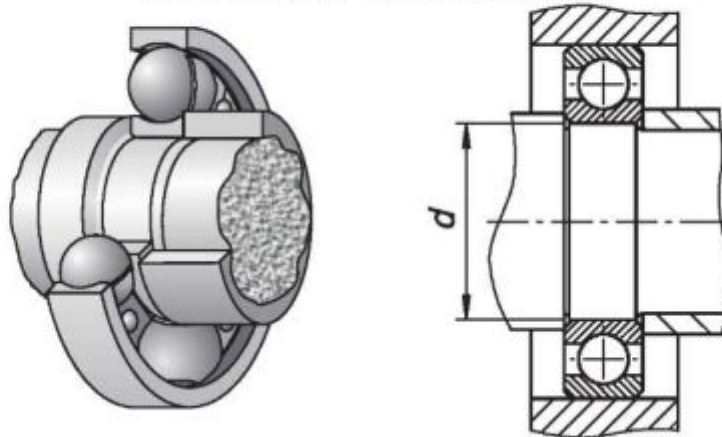
В МЕСТЕ ПОСАДКИ ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА

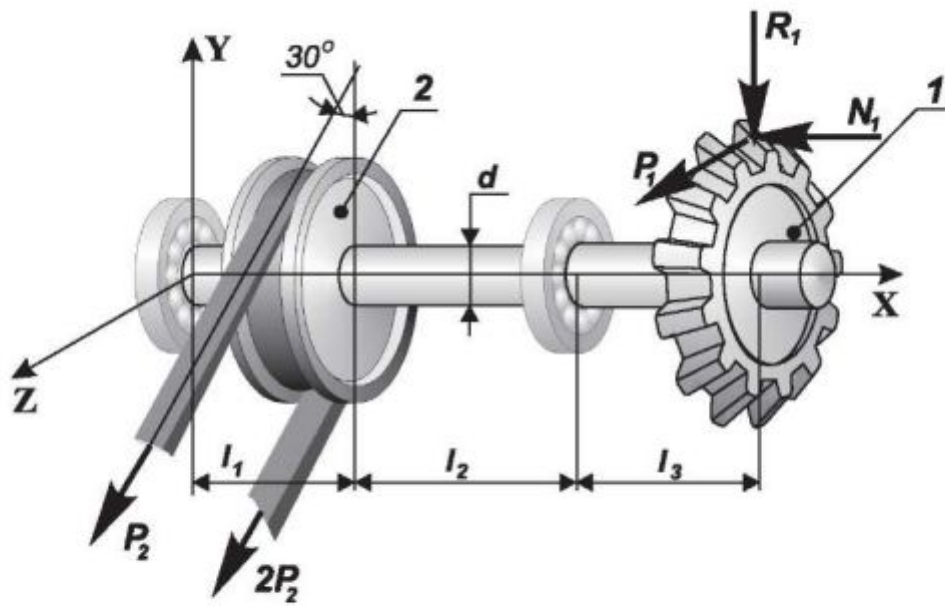
СОЕДИНЕНИЕ ДВУМЯ ШПОНКАМИ И СТОПОРНЫМ КОЛЬЦОМ



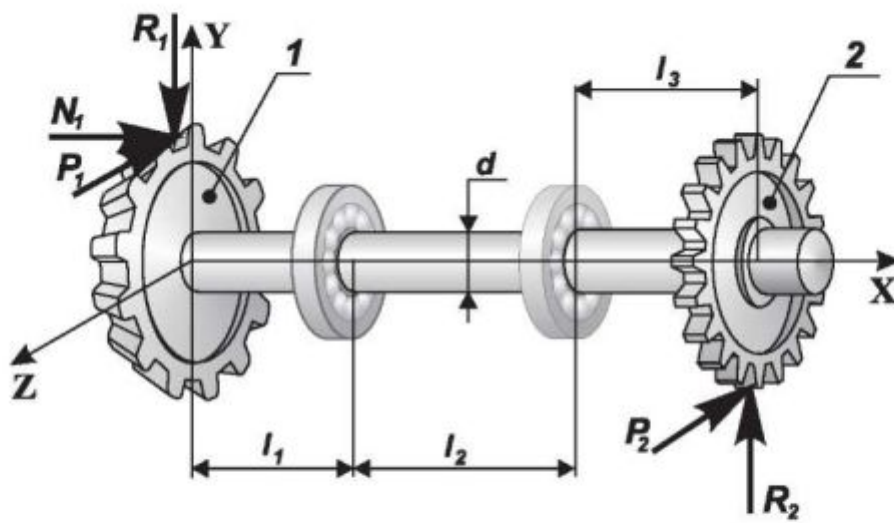
НА ОПОРЕ

ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА ВТУЛКОЙ

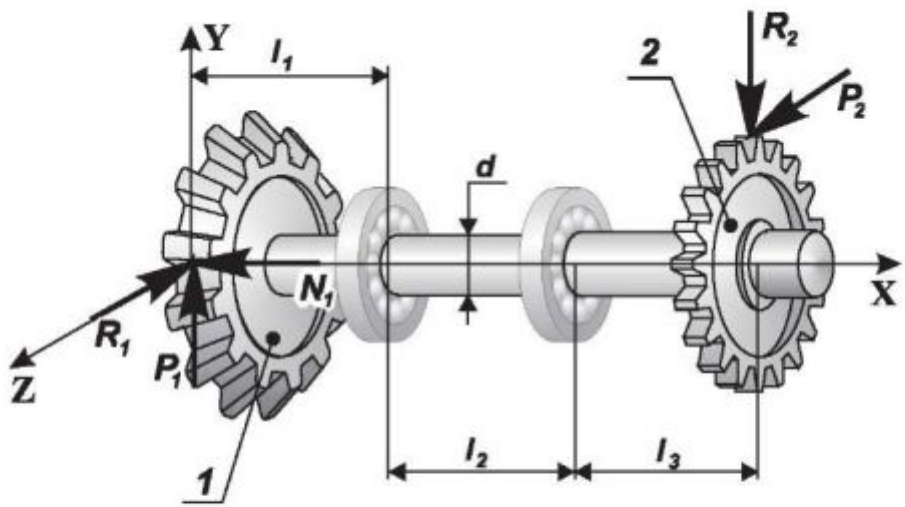




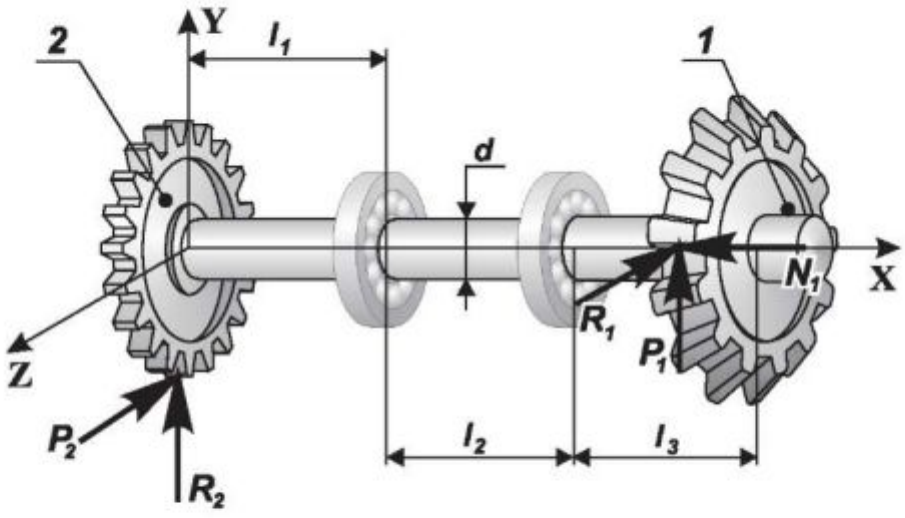
<p>ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ</p>	<p>В МЕСТЕ ПОСАДКИ ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА</p>	<p>ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ С ГАЙКОЙ</p>
	<p>НА ОПОРЕ</p>	<p>ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА ГАЙКОЙ</p>



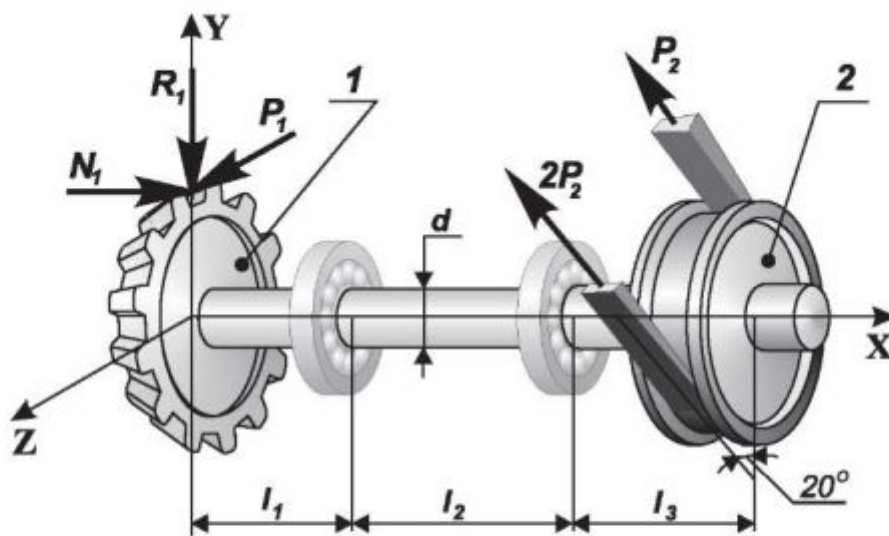
<p>ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ</p>	<p>В МЕСТЕ ПОСАДКИ ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА</p> <p>ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ С ЗАШТИФТОВАННЫМ КОЛЬЦОМ</p> <p>Diagram showing a shaft with a gear and a locking ring (shim) used for fixation. The diameter d is indicated.</p>
	<p>НА ОПОРЕ</p> <p>ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА ЗАШТИФТОВАННЫМ КОЛЬЦОМ</p> <p>Diagram showing a shaft with a bearing and a locking ring (shim) used for fixation. The diameter d is indicated.</p>



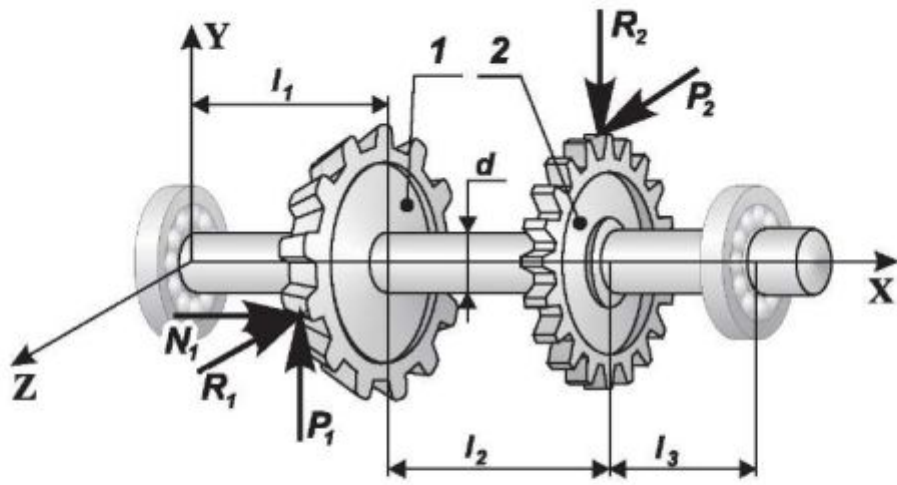
<p>ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ</p>	<p>В МЕСТЕ ПОСАДКИ ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА</p>	<p>ПОСАДКА С НАТЯГОМ</p> <p>A cross-sectional diagram showing a shaft of diameter d inserted into a gear hub. The shaft is slightly larger than the hub's bore, creating a tight fit. The gear hub is shown in a cutaway view to reveal the internal teeth.</p>
	<p>НА ОПОРЕ</p>	<p>ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА ВТУЛКОЙ</p> <p>A cross-sectional diagram showing a shaft of diameter d with a bearing. The bearing is fixed in place by a sleeve (a bush) that is inserted over the bearing's outer ring and the shaft. The sleeve has a diameter larger than the shaft's diameter, creating a tight fit with the shaft.</p>



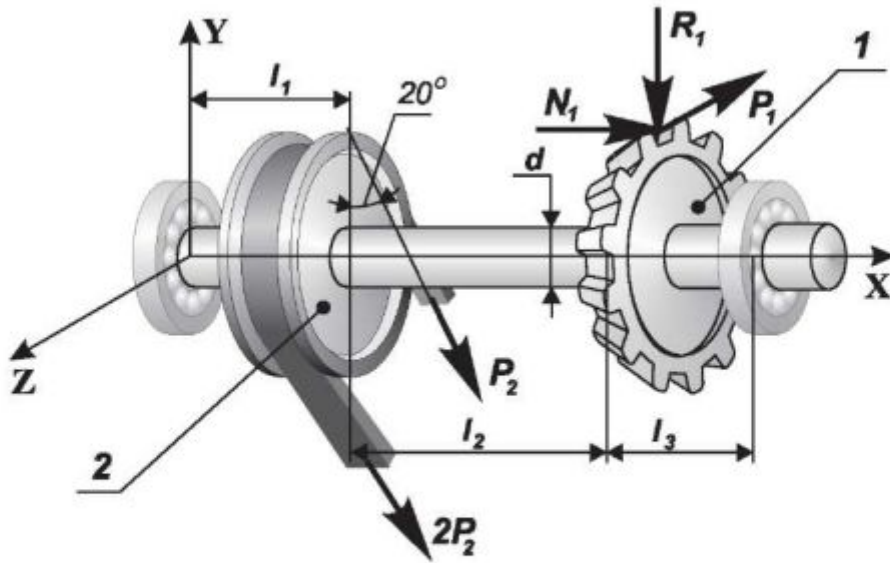
<p style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ</p>	<p style="text-align: center;">ШЛИЦЕВОЕ СОЕДИНЕНИЕ СО СТОПОРНЫМ КОЛЬЦОМ</p> <p style="text-align: right;">Шлицы эвольвентные</p>
	<p style="text-align: center;">ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА СТОПОРНЫМ КОЛЬЦОМ</p>



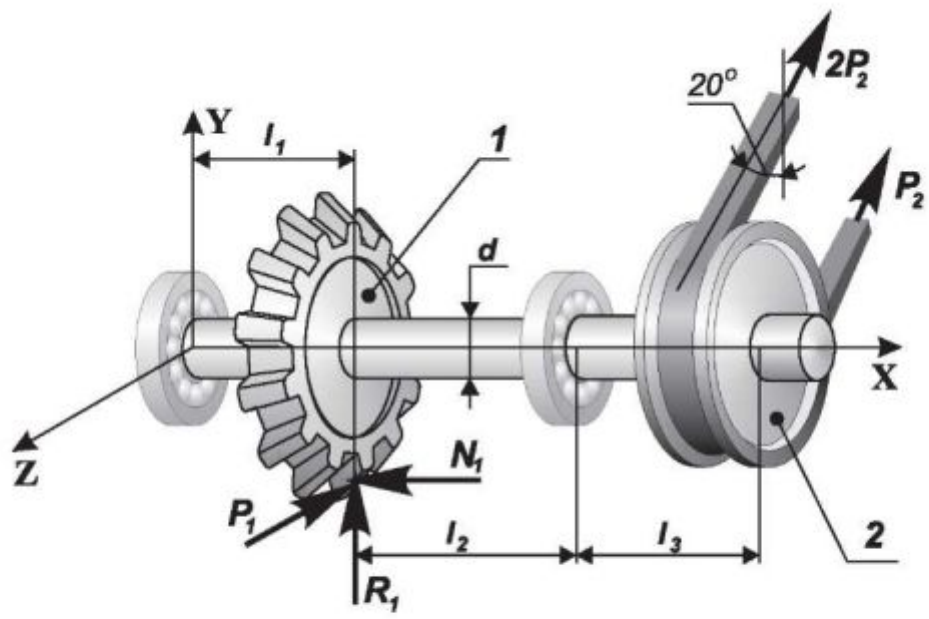
ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ	В МЕСТЕ ПОСАДКИ ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА	<p style="text-align: center;">ПОСАДКА С НАТЯГОМ</p>
	НА ОПОРЕ	<p style="text-align: center;">ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА ЗАШТИФТОВАННЫМ КОЛЬЦОМ</p>



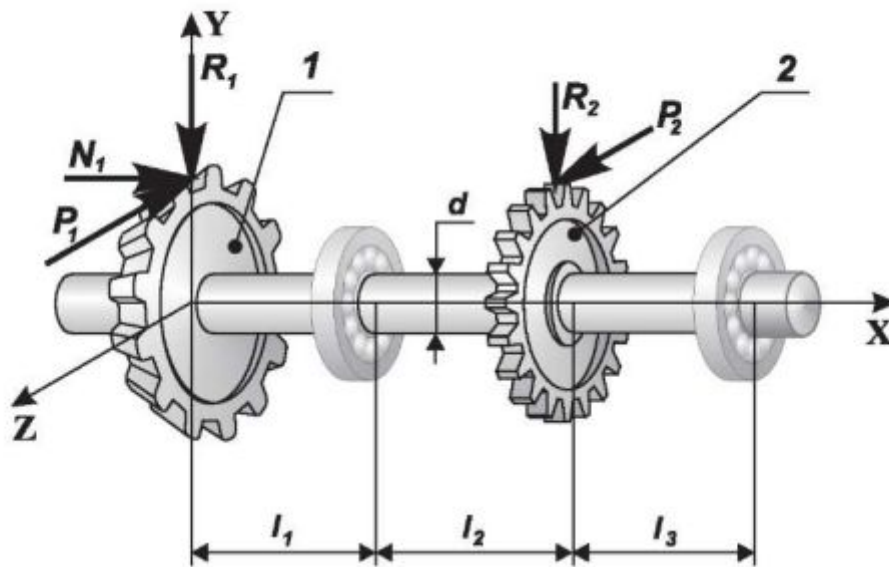
<p style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ</p>	<p style="text-align: center;">ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ С ГАЙКОЙ</p> <p style="text-align: center;">В МЕСТЕ ПОСАДКИ ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА</p>
	<p style="text-align: center;">ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА ВТУЛКОЙ</p> <p style="text-align: center;">НА ОПОРЕ</p>



ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ	В МЕСТЕ ПОСАДКИ ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА	<p style="text-align: center;">ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ СО СТОПОРНЫМ КОЛЬЦОМ</p>
	НА ОПОРЕ	<p style="text-align: center;">ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА СТОПОРНЫМ КОЛЬЦОМ</p>



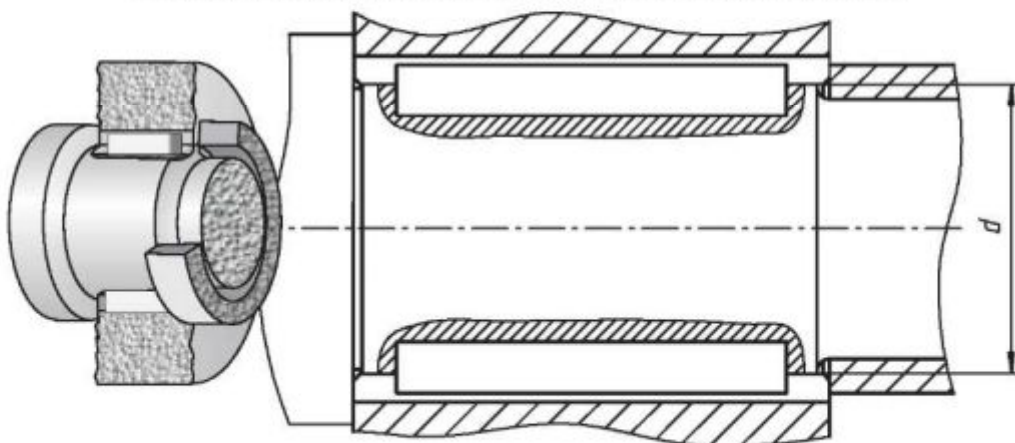
<p>ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ</p>	<p>В МЕСТЕ ПОСАДКИ ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА</p> <p>ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ С РАСПОРНОЙ ВТУЛКОЙ</p>
	<p>НА ОПОРЕ</p> <p>ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА ГАЙКОЙ</p>



ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ

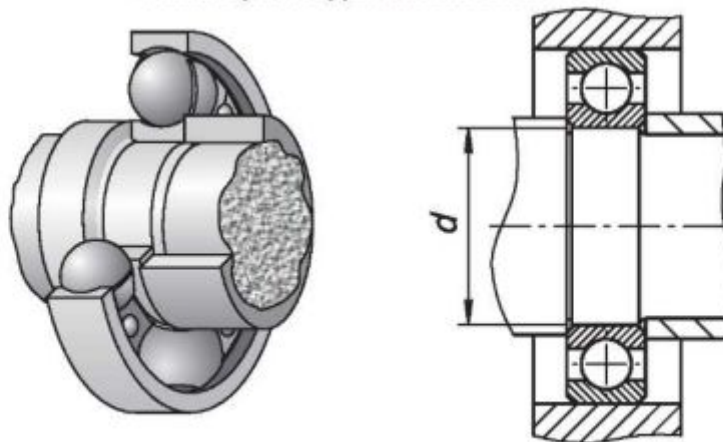
В МЕСТЕ ПОСАДКИ ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА

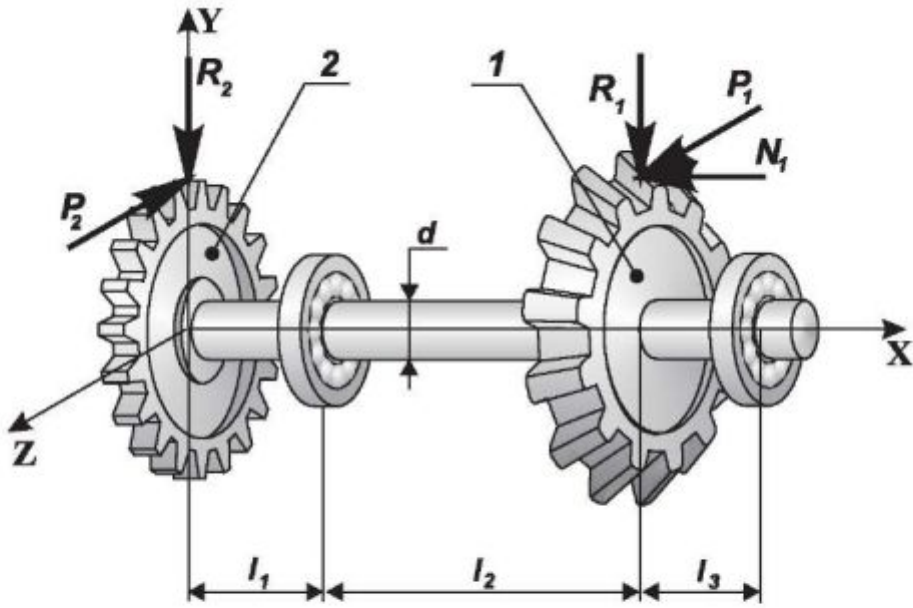
СОЕДИНЕНИЕ ДВУМЯ ШПОНКАМИ И РАСПОРНОЙ ВТУЛКОЙ



НА ОПОРЕ

ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА ВТУЛКОЙ

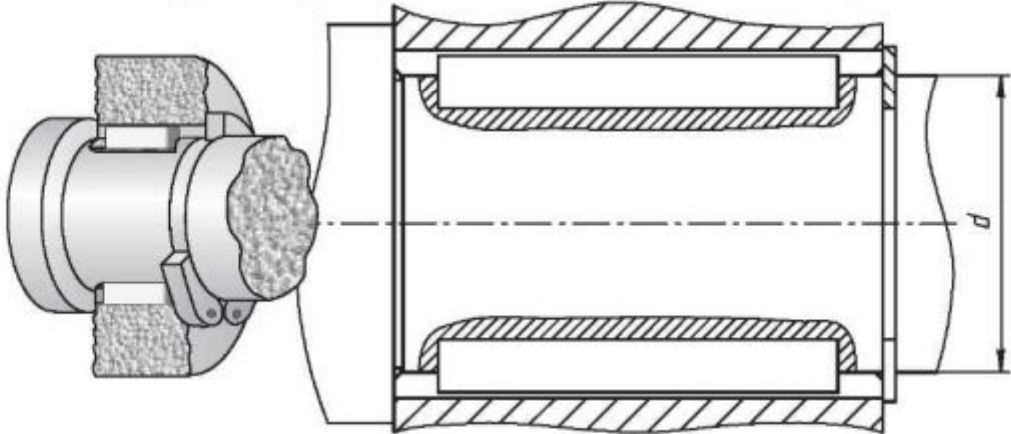




ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ

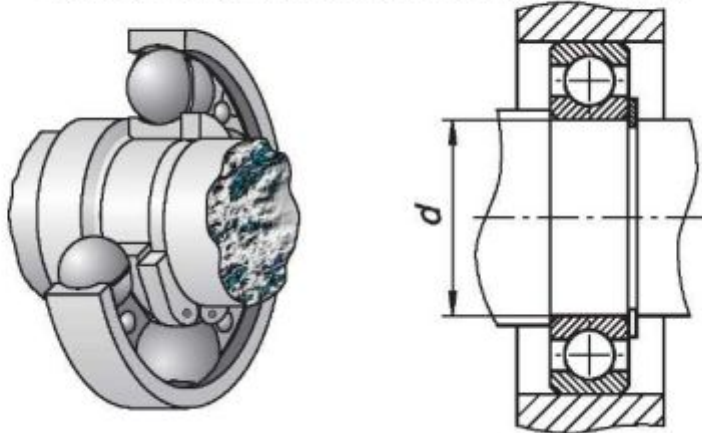
В МЕСТЕ ПОСАДКИ ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА

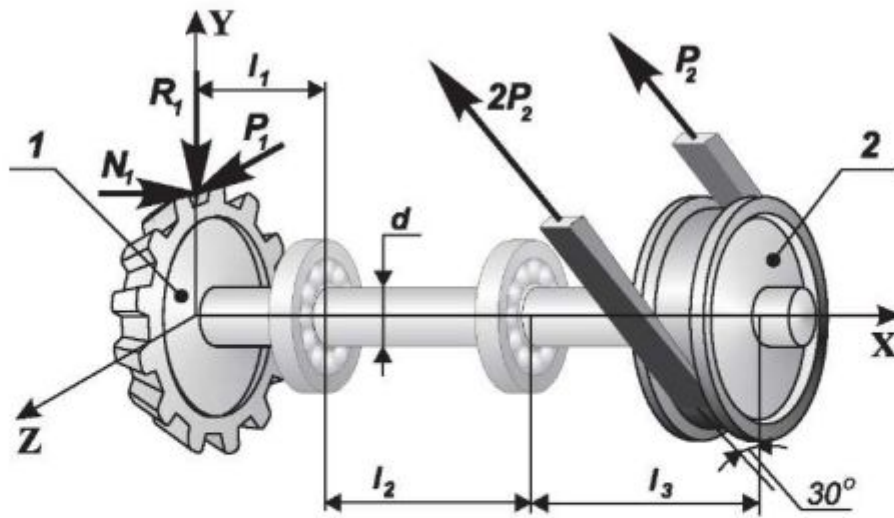
СОЕДИНЕНИЕ ДВУМЯ ШПОНКАМИ И СТОПОРНЫМ КОЛЬЦОМ



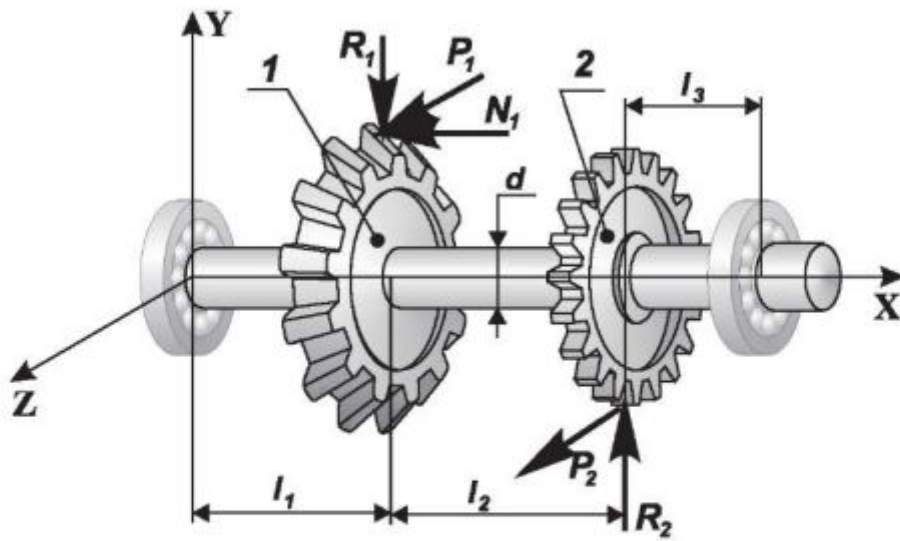
НА ОПОРЕ

ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА СТОПОРНЫМ КОЛЬЦОМ

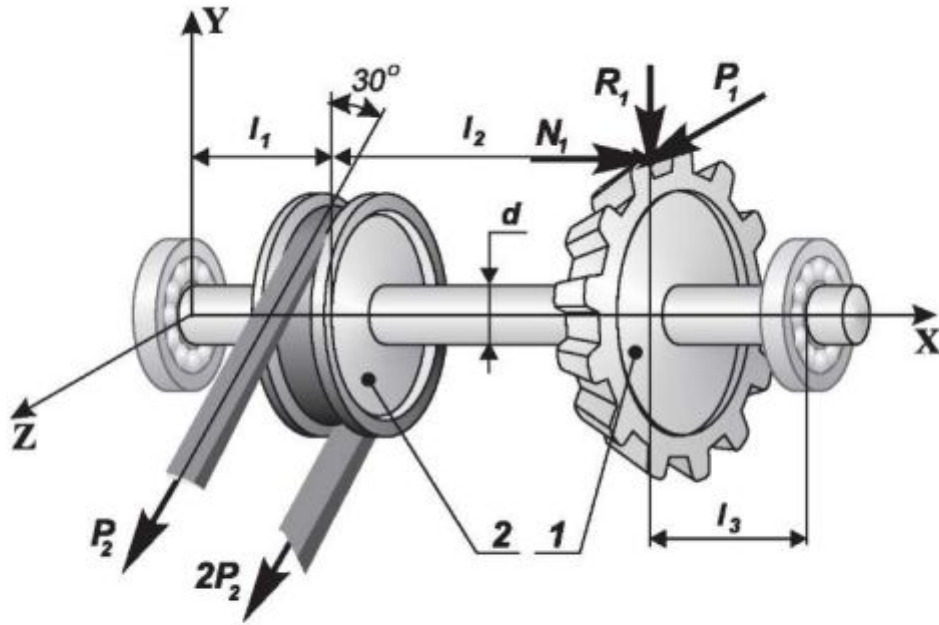




<p>ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ</p>	<p>В МЕСТЕ ПОСАДКИ ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА</p>	<p style="text-align: center;">ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ С ЗАШТИФОВАННЫМ КОЛЬЦОМ</p> <p>A technical drawing showing a shaft-hub connection. On the left, a 3D cutaway view shows a shaft with a key (шпоночное соединение) and a ring (кольцо) secured with pins (заштифованное). On the right, a 2D cross-section shows the shaft of diameter d with a key and a ring secured by pins.</p>
	<p>НА ОПОРЕ</p>	<p style="text-align: center;">ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА ГАЙКОЙ</p> <p>A technical drawing showing a bearing fixation. On the left, a 3D cutaway view shows a bearing mounted on a shaft with a nut (гайка) used for fixation. On the right, a 2D cross-section shows the bearing of diameter d mounted on a shaft with a nut used for fixation.</p>



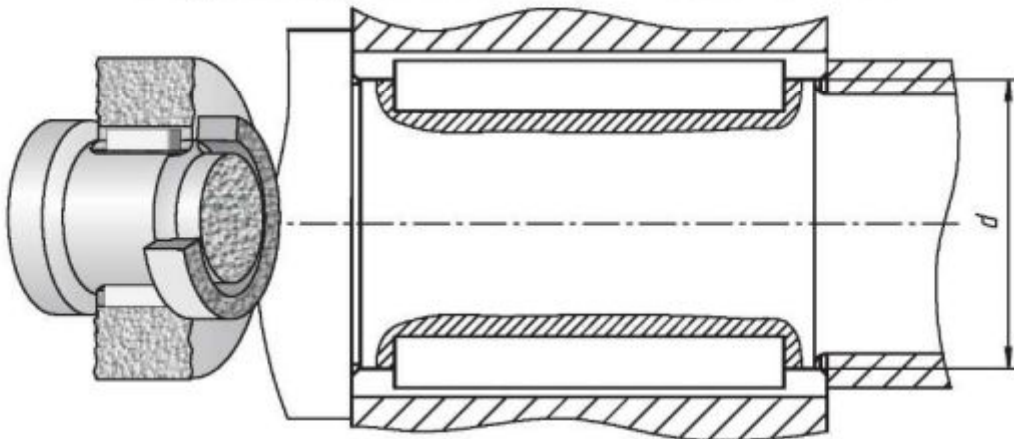
ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ	В МЕСТЕ ПОСАДКИ ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА	<p style="text-align: center;">ШЛИЦЕВОЕ СОЕДИНЕНИЕ СО СТОПОРНЫМ КОЛЬЦОМ</p> <p style="text-align: right;">Шлицы прямоугольные</p>
	НА ОПОРЕ	<p style="text-align: center;">ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА ЗАШТИФТОВАННЫМ КОЛЬЦОМ</p>



ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ

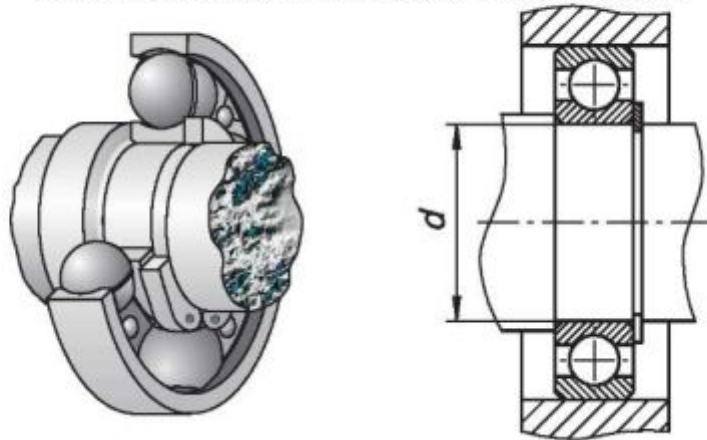
В МЕСТЕ ПОСАДКИ ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА

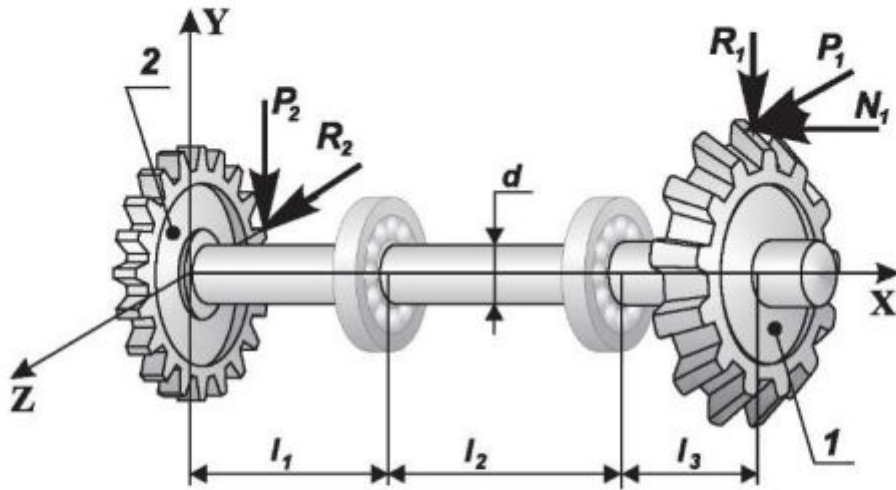
СОЕДИНЕНИЕ ДВУМЯ ШПОНКАМИ И РАСПОРНОЙ ВТУЛКОЙ



НА ОПОРЕ

ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА СТОПОРНЫМ КОЛЬЦОМ

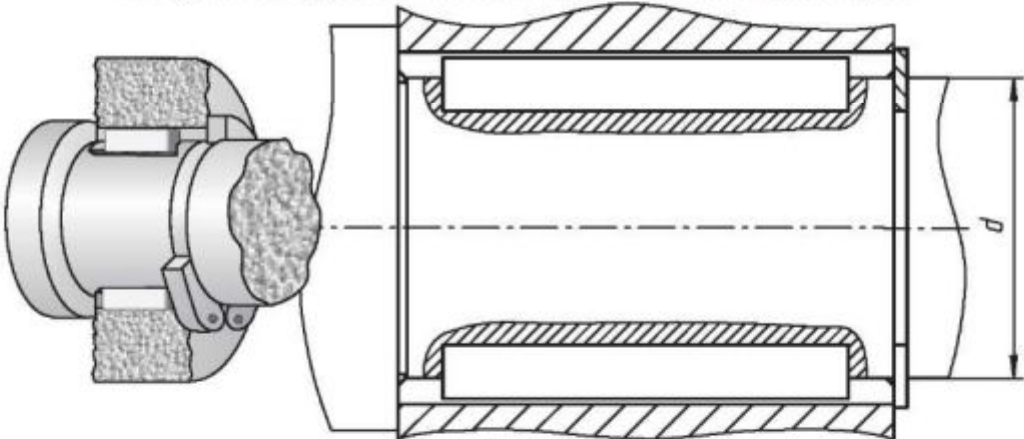




ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ

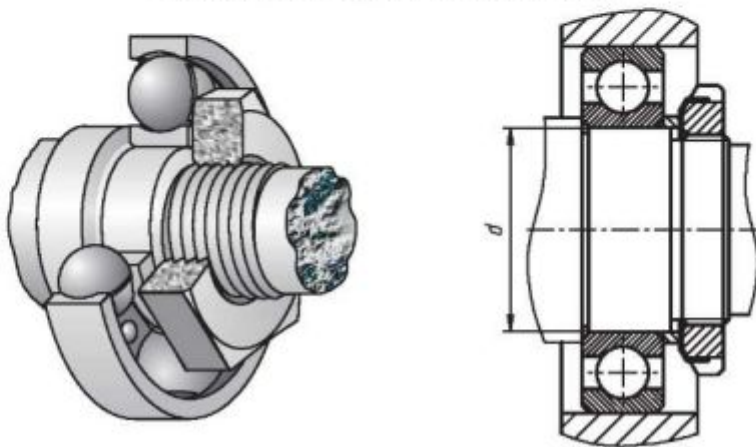
В МЕСТЕ ПОСАДКИ ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА

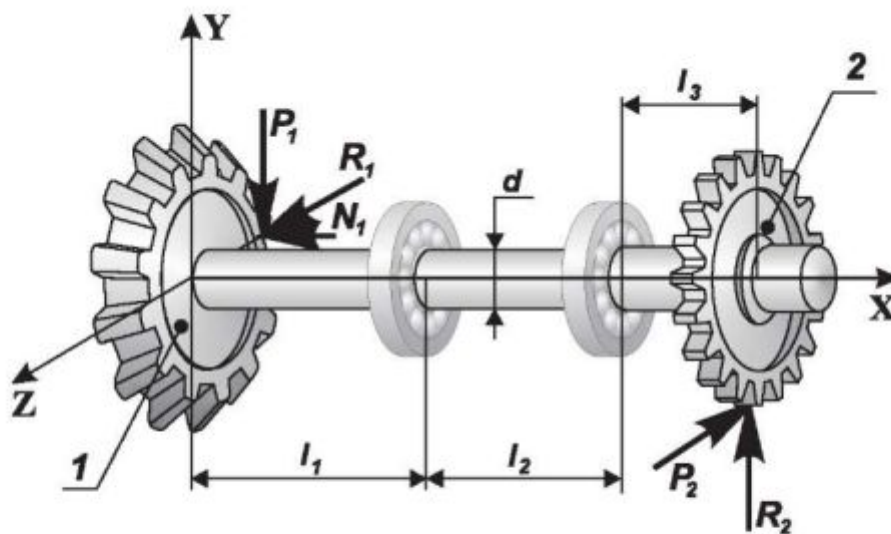
СОЕДИНЕНИЕ ДВУМЯ ШПОНКАМИ И СТОПОРНЫМ КОЛЬЦОМ



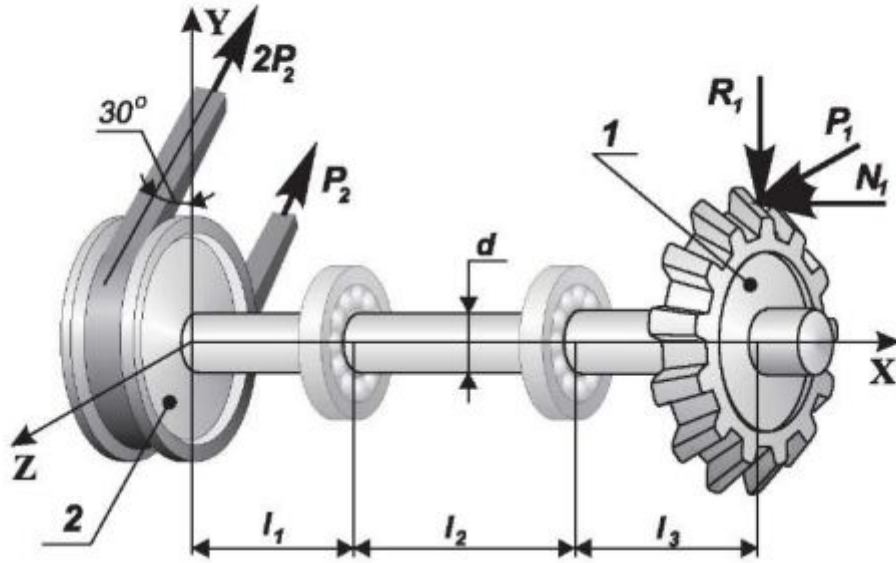
НА ОПОРЕ

ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА ГАЙКОЙ





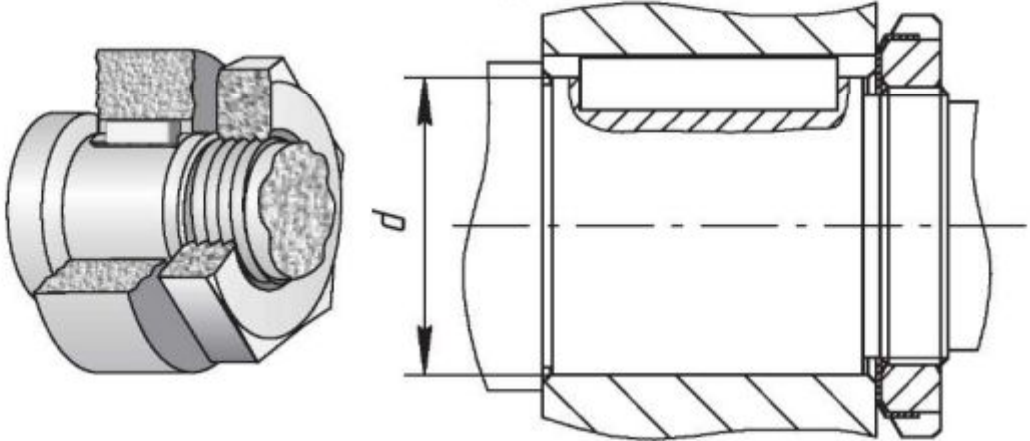
<p>ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ</p>	<p>В МЕСТЕ ПОСАДКИ ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА</p> <p>ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ С ЗАШТИФТОВАННЫМ КОЛЬЦОМ</p>
	<p>НА ОПОРЕ</p> <p>ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА ЗАШТИФТОВАННЫМ КОЛЬЦОМ</p>



ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ

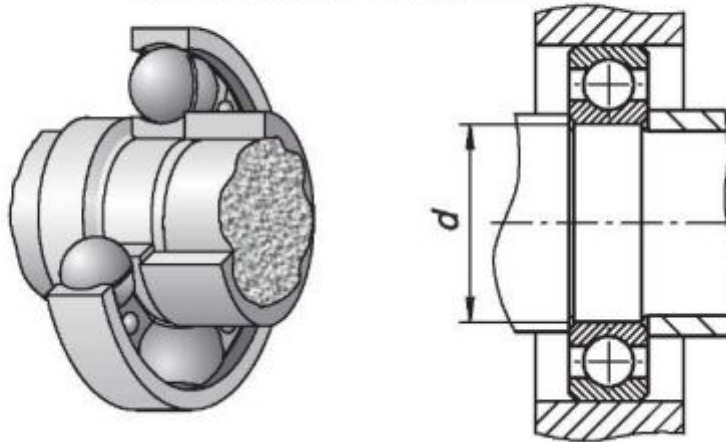
В МЕСТЕ ПОСАДКИ ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА

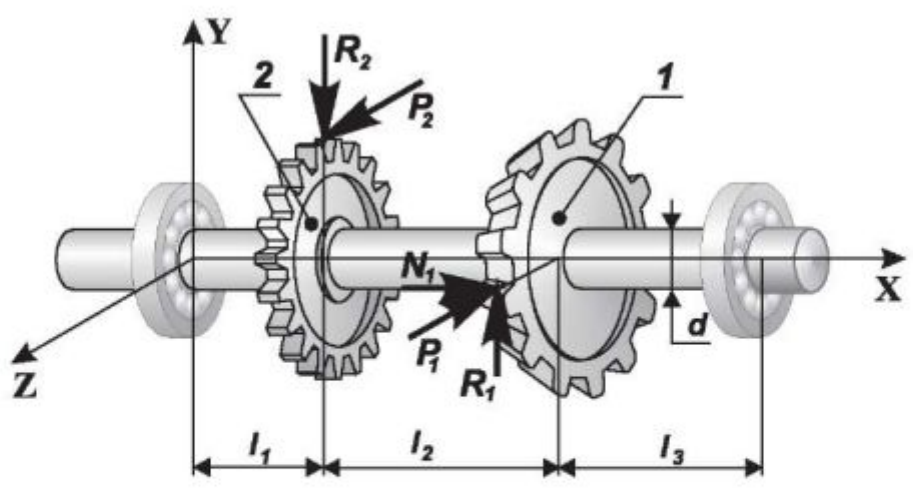
ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ С ГАЙКОЙ



НА ОПОРЕ

ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА ВТУЛКОЙ

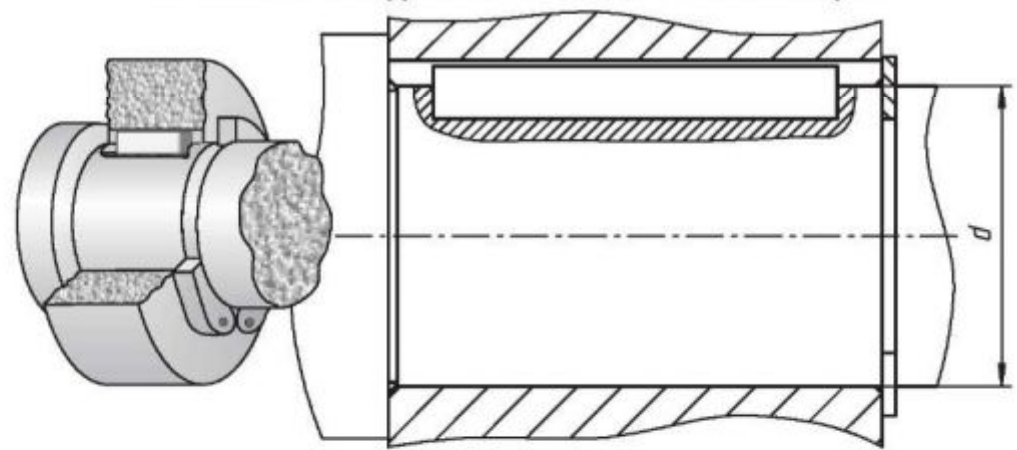




ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ

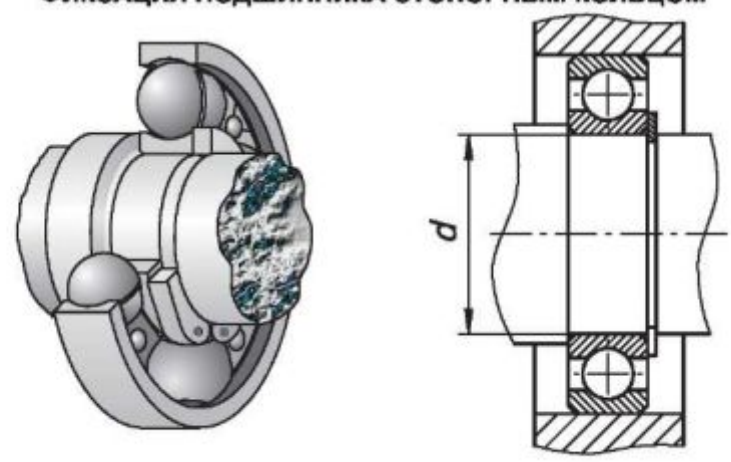
В МЕСТЕ ПОСАДКИ ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА

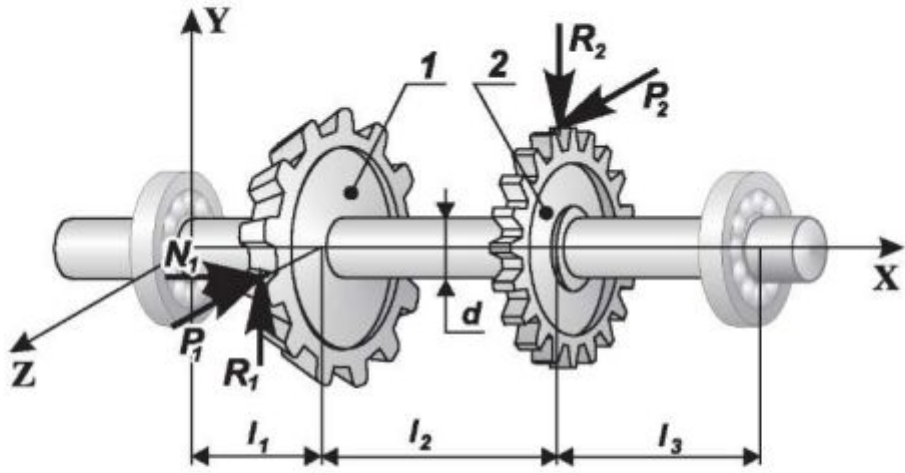
ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ СО СТОПОРНЫМ КОЛЬЦОМ



НА ОПОРЕ

ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА СТОПОРНЫМ КОЛЬЦОМ





<p>ТИП СОЕДИНЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ</p>	<p>В МЕСТЕ ПОСАДКИ ШЕСТЕРНИ ИЛИ ШКИВА</p> <p>ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ С РАСПОРНОЙ ВТУЛКОЙ</p> <p>A cross-sectional diagram showing a shaft with a key inserted into a hub. A split pin (lock pin) is used to secure the assembly. The diameter of the shaft is labeled as d.</p>
	<p>НА ОПОРЕ</p> <p>ФИКСАЦИЯ ПОДШИПНИКА ГАЙКОЙ</p> <p>A cross-sectional diagram showing a bearing mounted on a shaft. The bearing is secured to the shaft using a nut. The diameter of the shaft is labeled as d.</p>

ПРИЛОЖЕНИЕ III

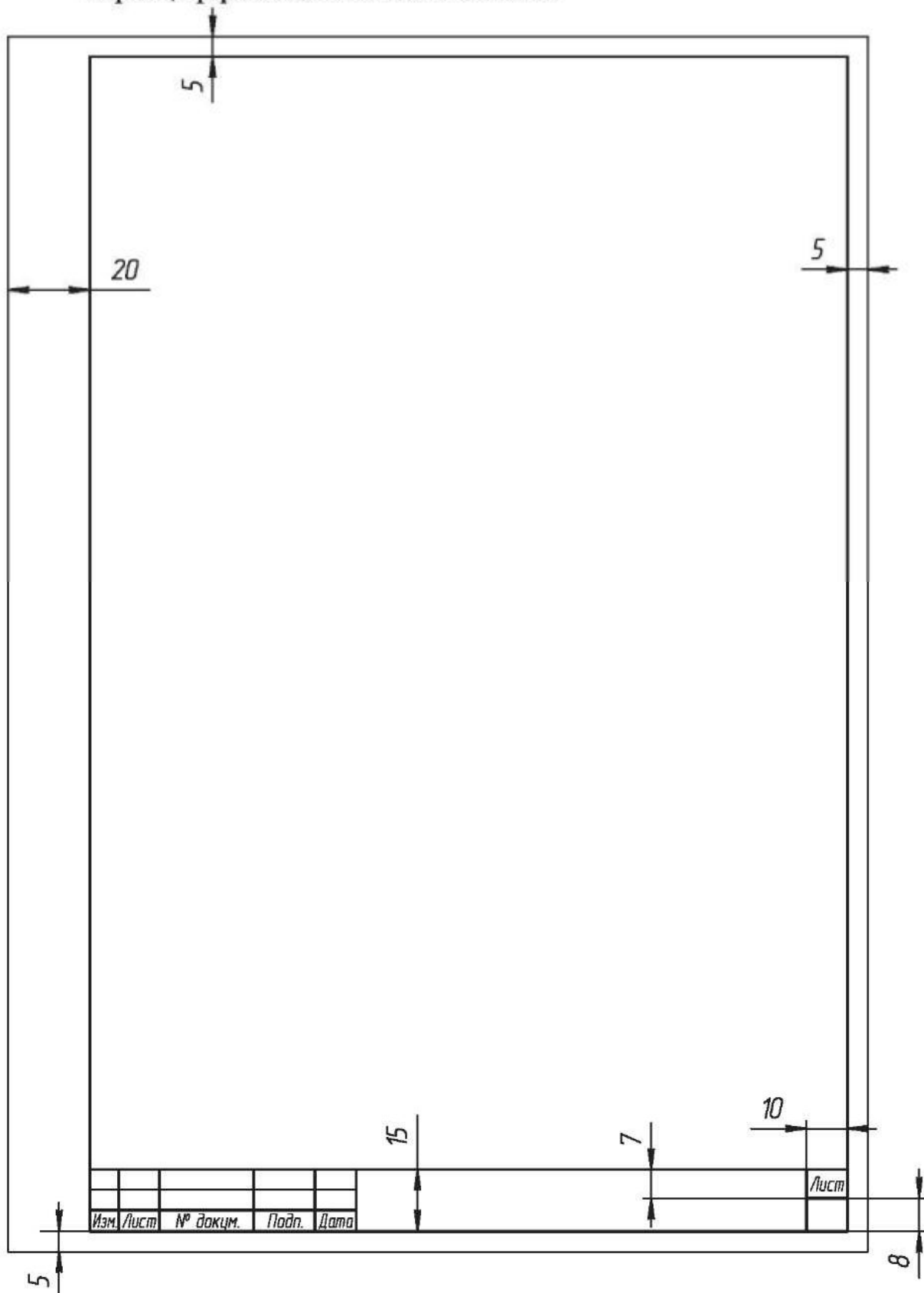
Образец оформления титульного листа к расчетно-графическим и курсовым работам.

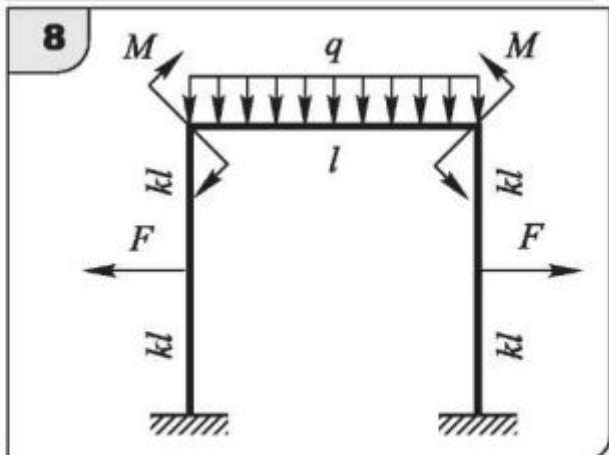
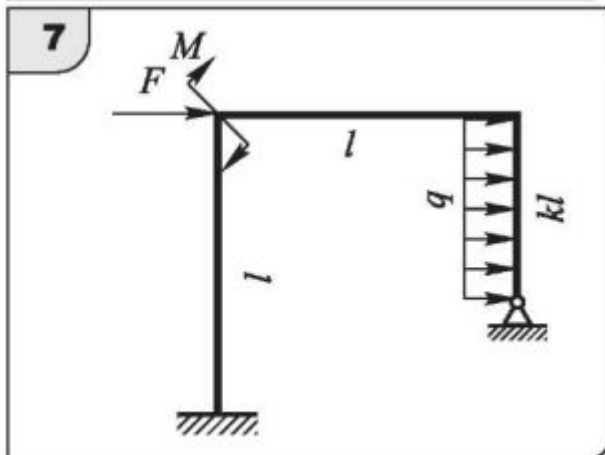
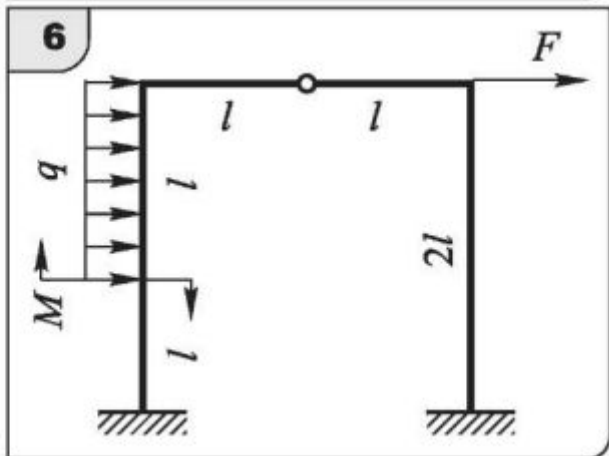
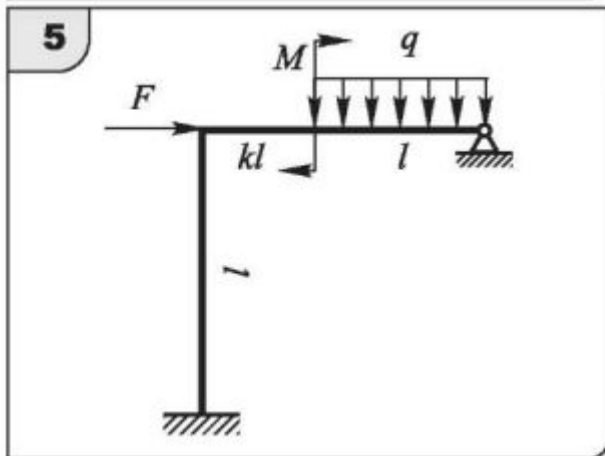
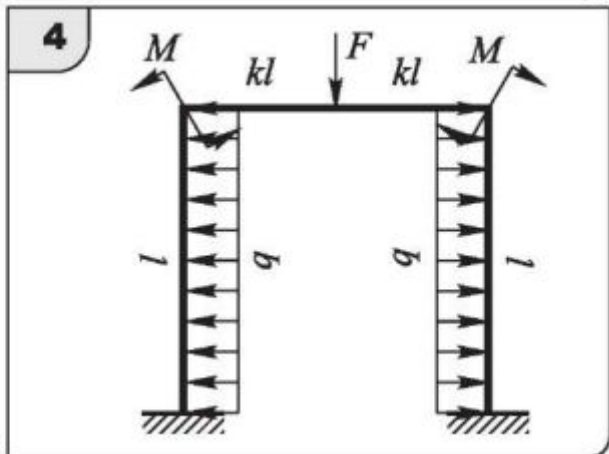
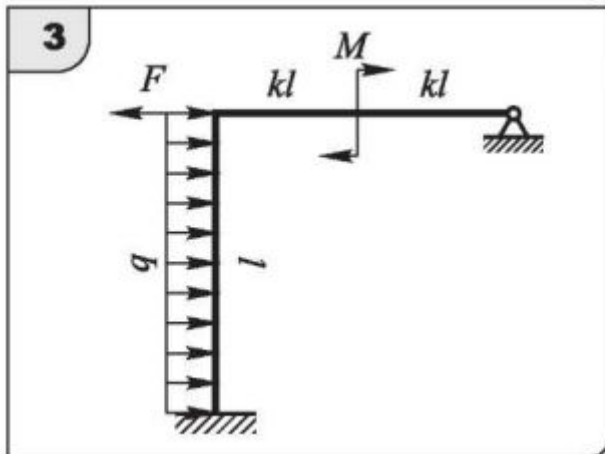
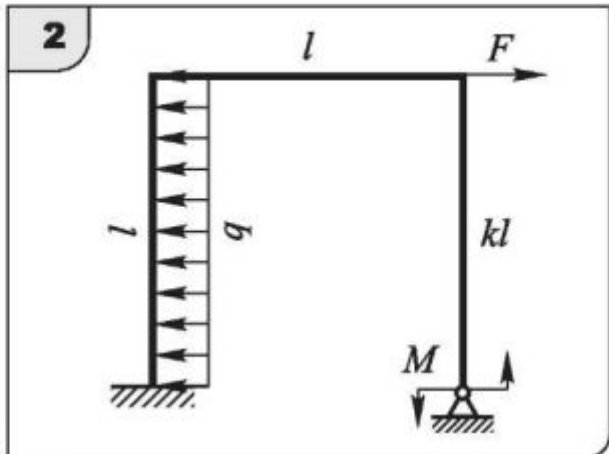
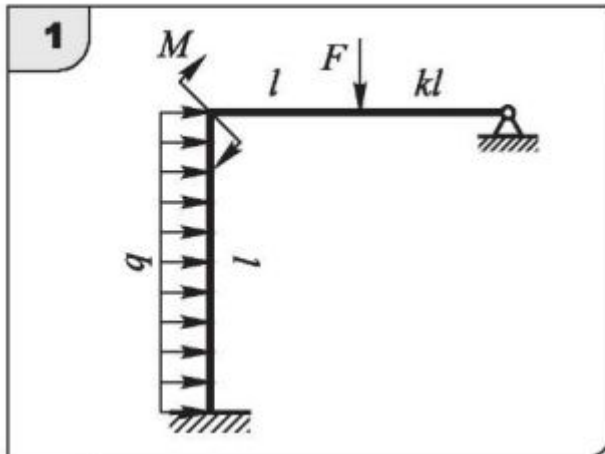
The diagram shows a rectangular frame representing a title page. The layout is defined by the following elements and dimensions:

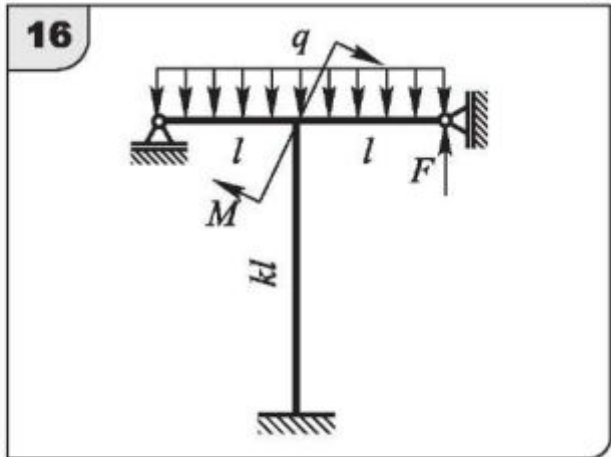
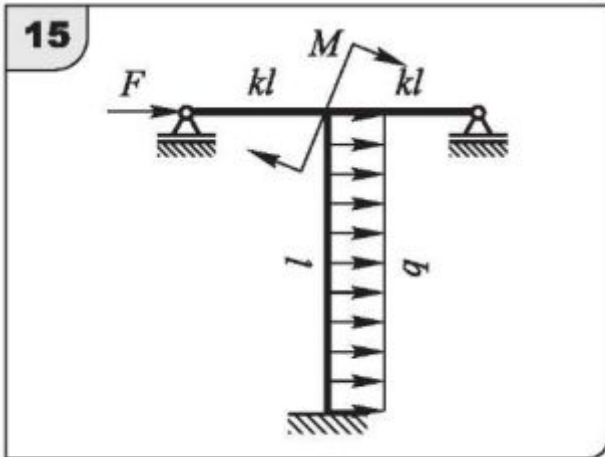
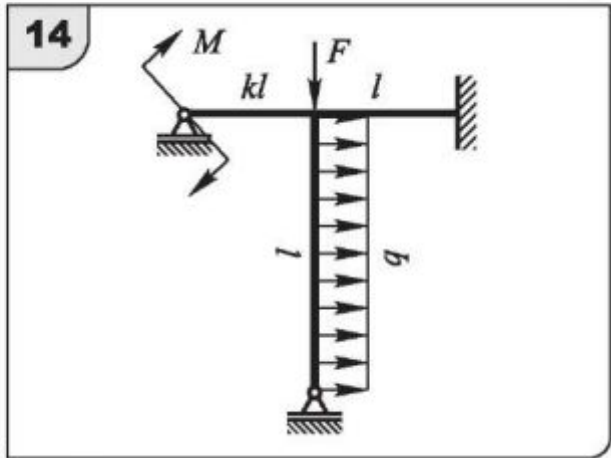
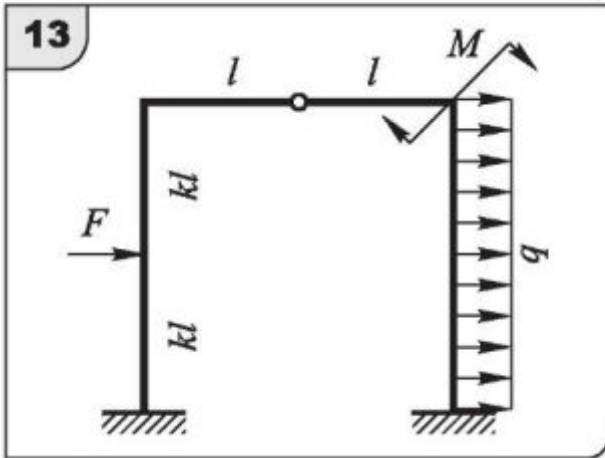
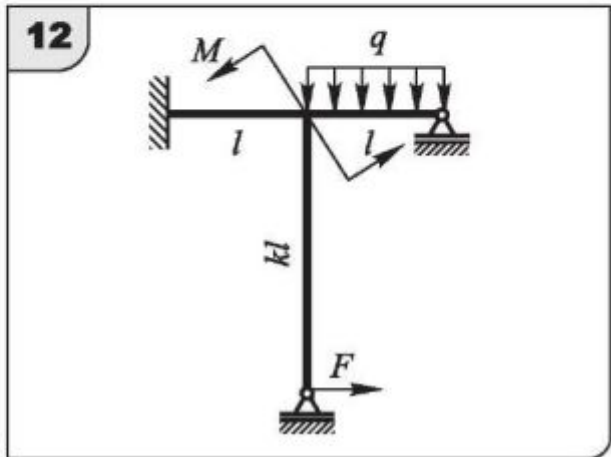
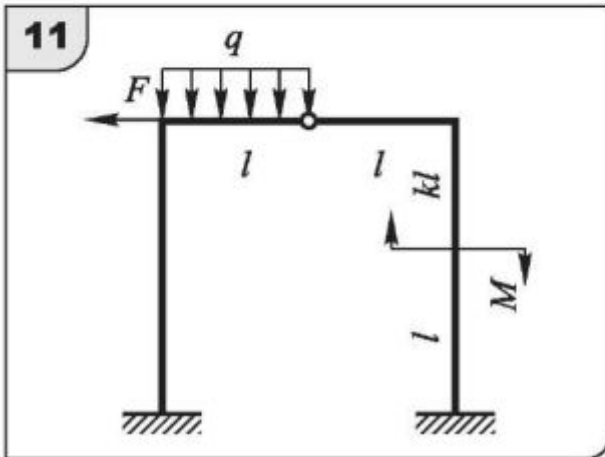
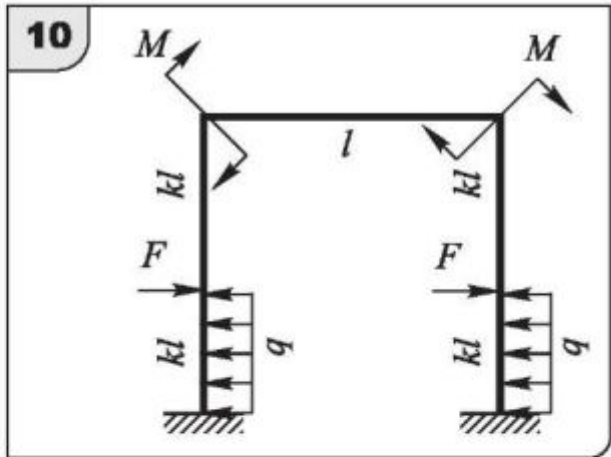
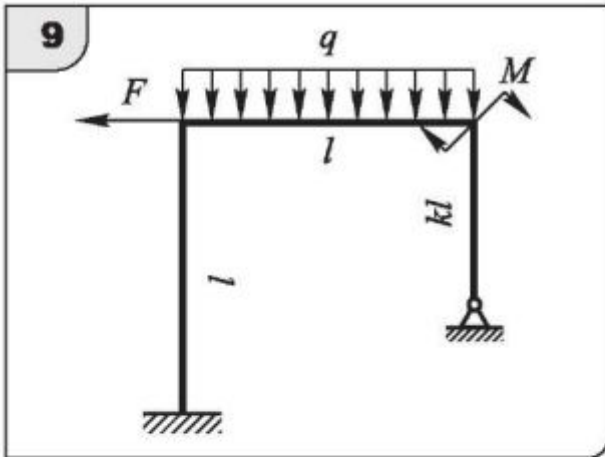
- Top section:** Contains three lines of text: "Наименование министерства", "Наименование университета", and "Наименование кафедры". The vertical distance between the first and second lines is 20, and between the second and third is 35. The total height of this section is 150.
- Middle section:** Contains "Тип работы" followed by a horizontal line, and "Наименование работы" below it. The vertical distance between these two lines is 105.
- Bottom section:** Contains a box for "Шифр задания" with a width of 100 and a height of 10.
- Signature table:** A table with 6 columns and 4 rows. The columns are labeled: "Должн.", "Фамилия И.О.", "Подп.", "Дата", and two unlabeled columns. The widths of these columns are 25, 25, 25, 40, 20, and 20 respectively. The heights of the rows are 7, 10, 10, and 10.
- Footer:** Contains "Уфа год" with a vertical distance of 10 from the table. The bottom margin is 5.
- Margins:** Left margin is 20, right margin is 5, and bottom margin is 5.

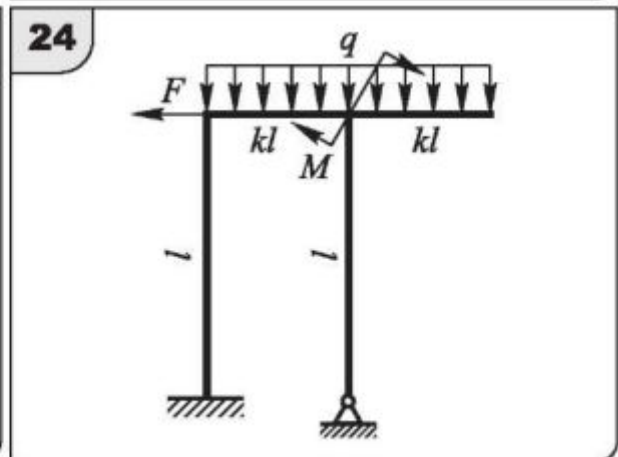
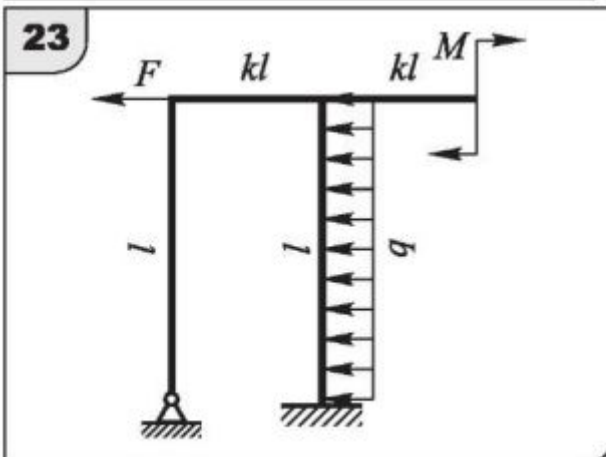
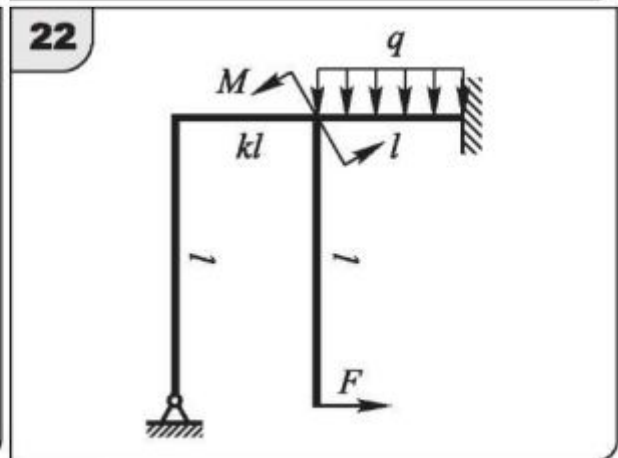
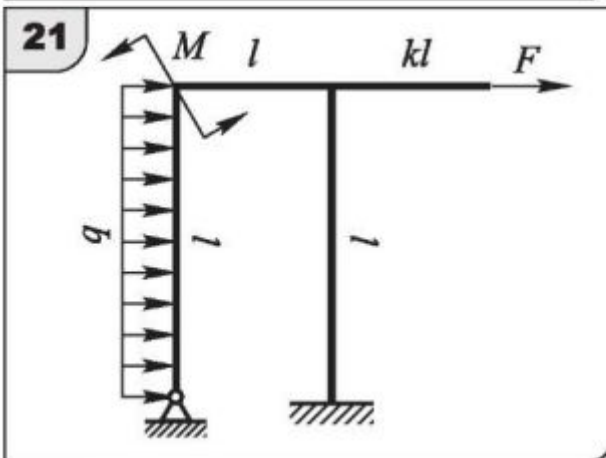
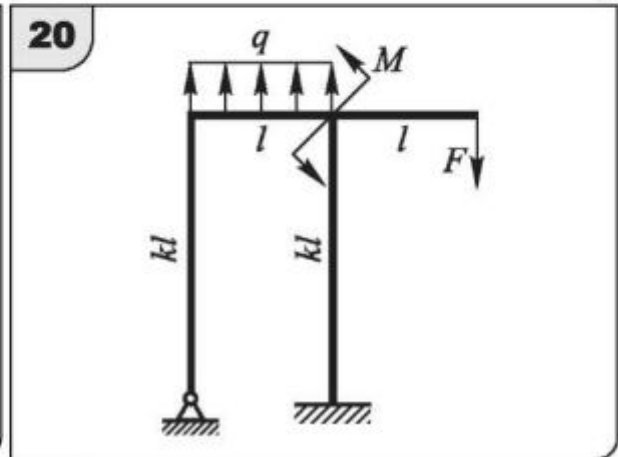
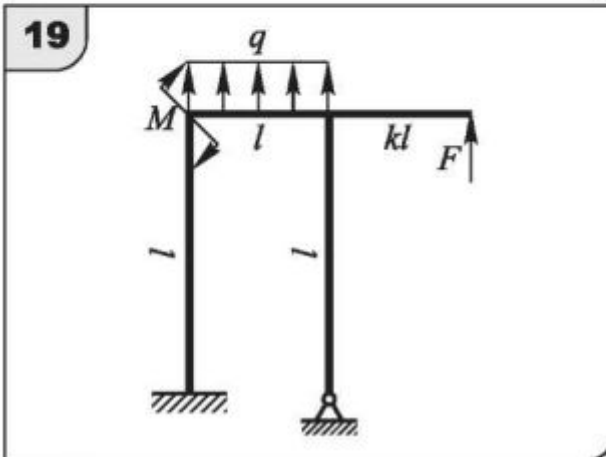
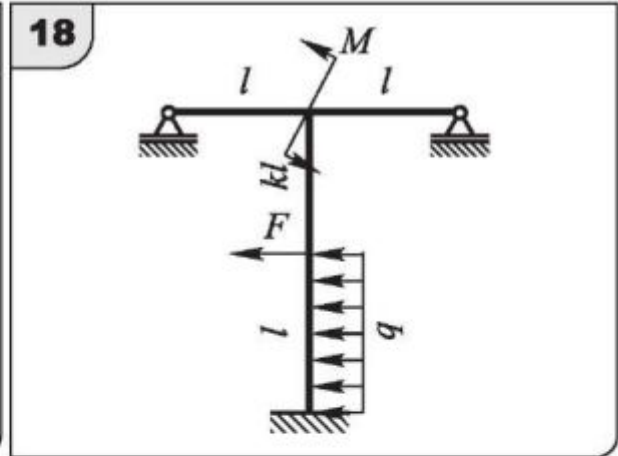
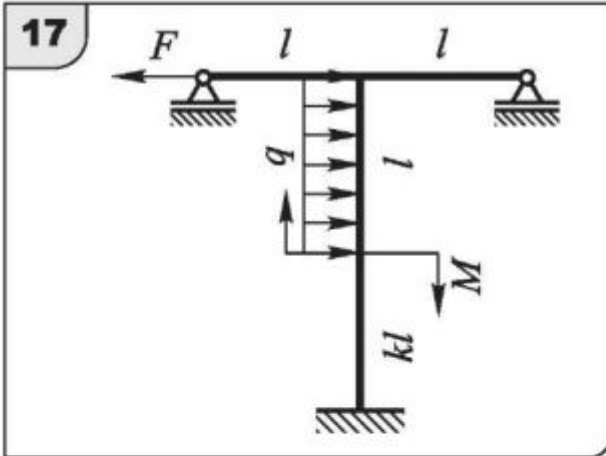
	Должн.	Фамилия И.О.	Подп.	Дата	
Выполнил					7
Проверил					10
Принял					10

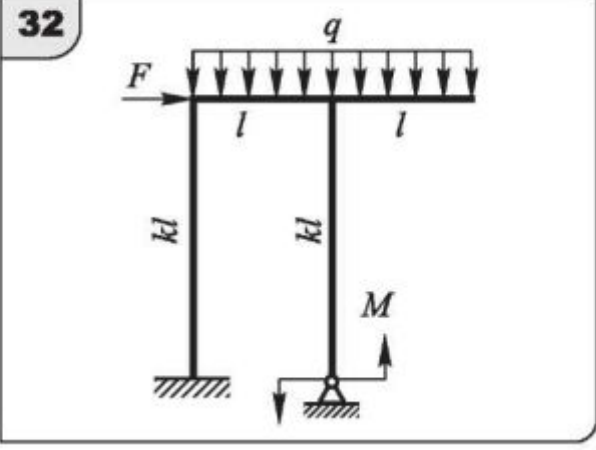
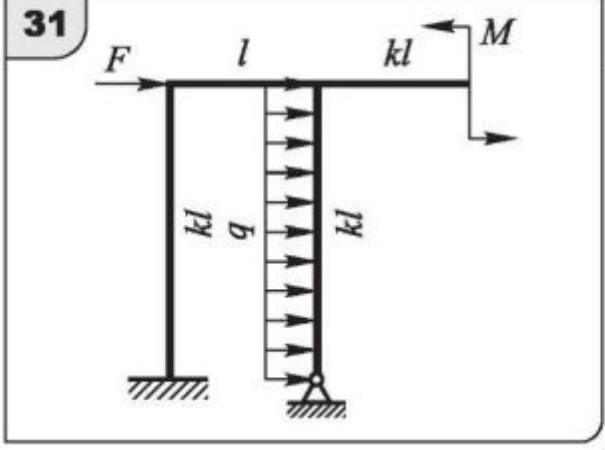
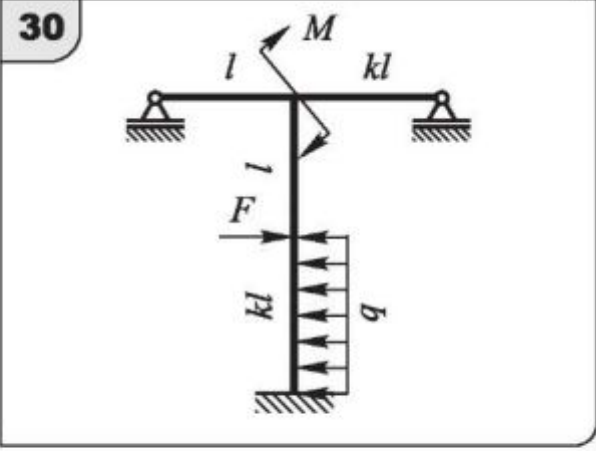
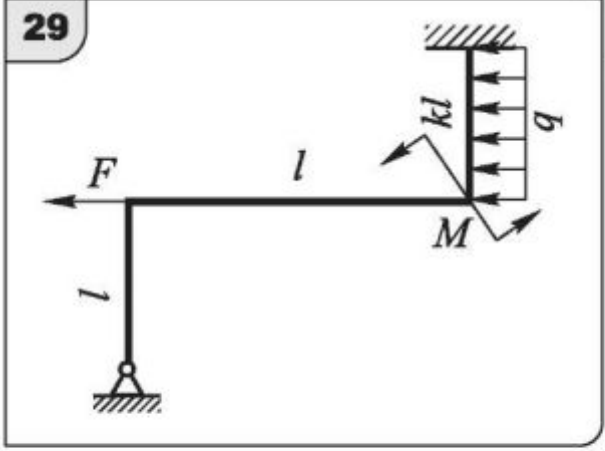
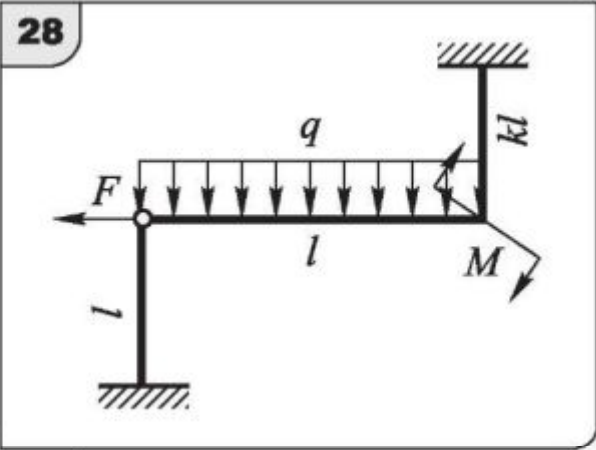
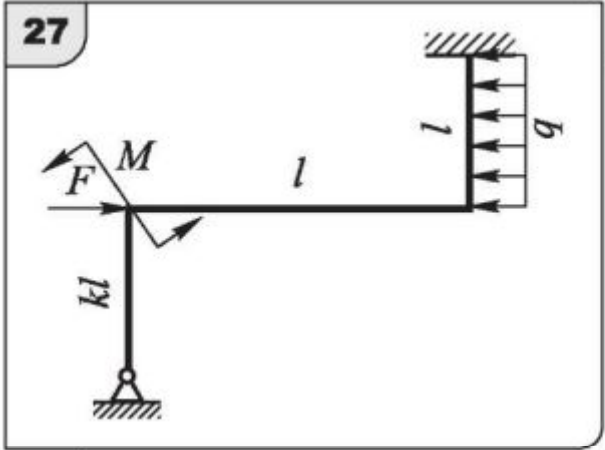
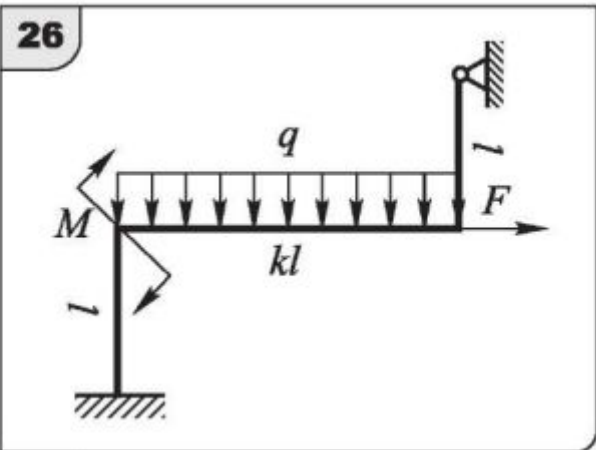
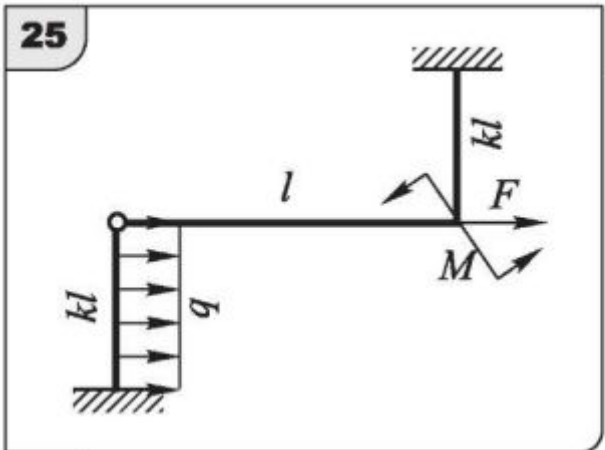
Образец оформления листа текстовой части.

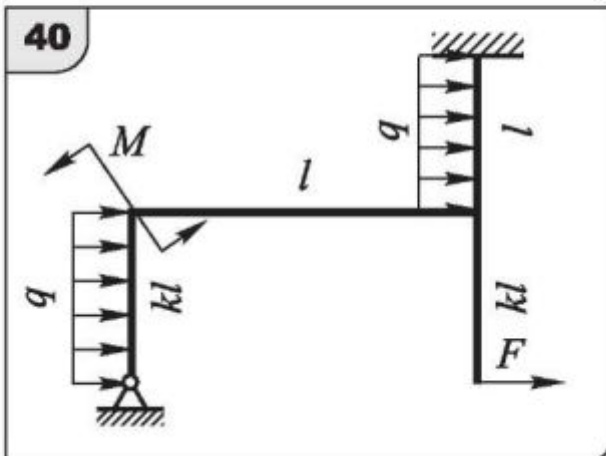
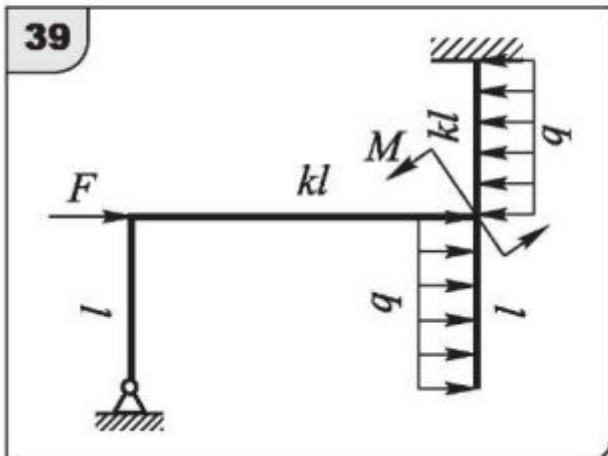
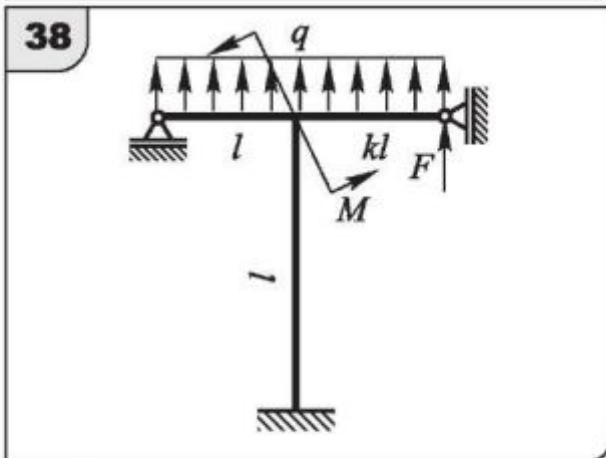
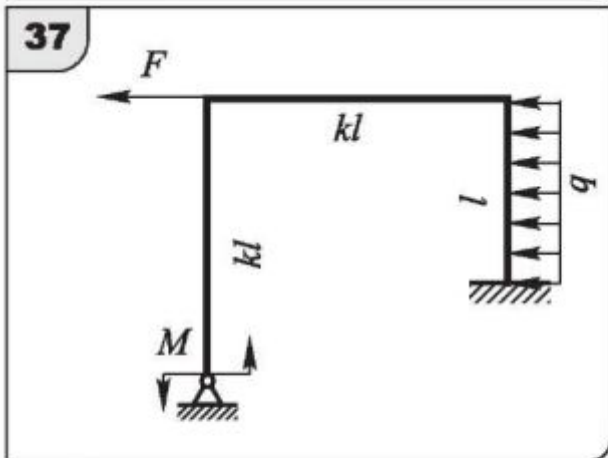
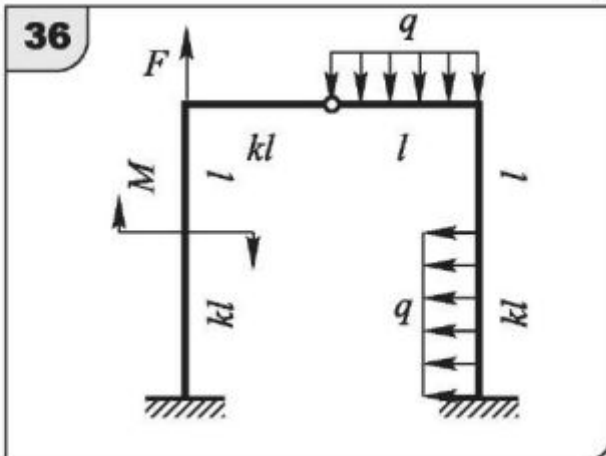
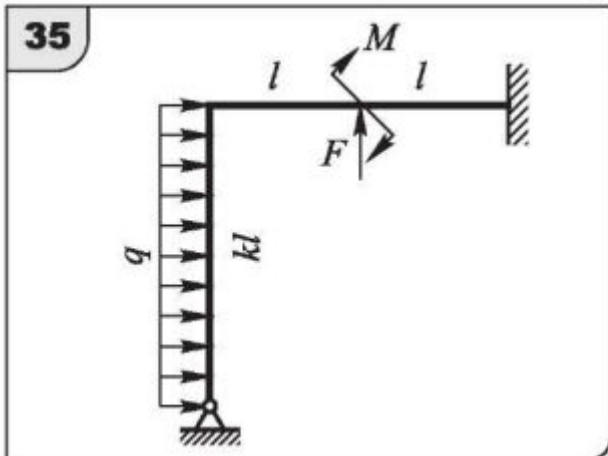
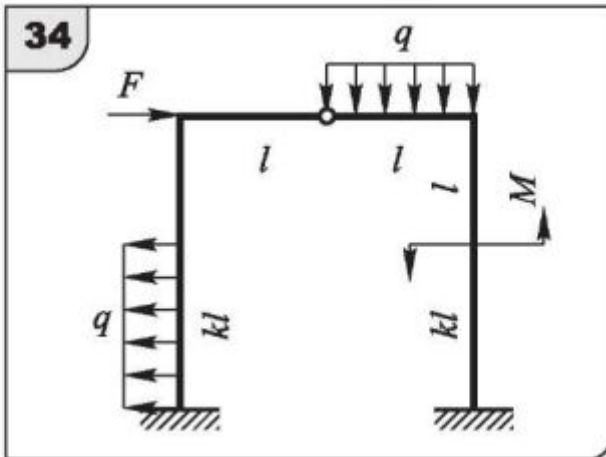
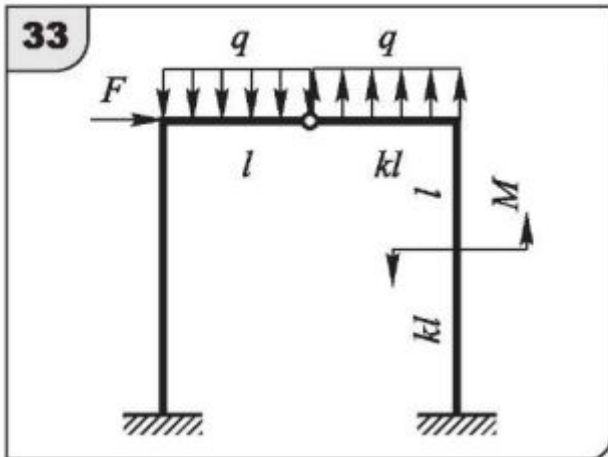





















Вариант	Размер l , м	Вариант	Коэфф. k	Нагрузки			Тип сечения
				F , кН	M , кНм	q , кН/м	
0	1,0	0	0,6	10	10	5	
1	1,2	1	0,8	12	12	6	
2	1,4	2	1,0	14	14	7	
3	1,6	3	0,6	16	10	8	
4	1,8	4	0,8	10	16	5	
5	2,0	5	1,0	12	18	6	
6	2,2	6	0,6	14	14	7	
7	2,4	7	0,8	16	12	8	
8	2,6	8	1,0	10	10	5	
9	2,8	9	0,6	12	16	6	