

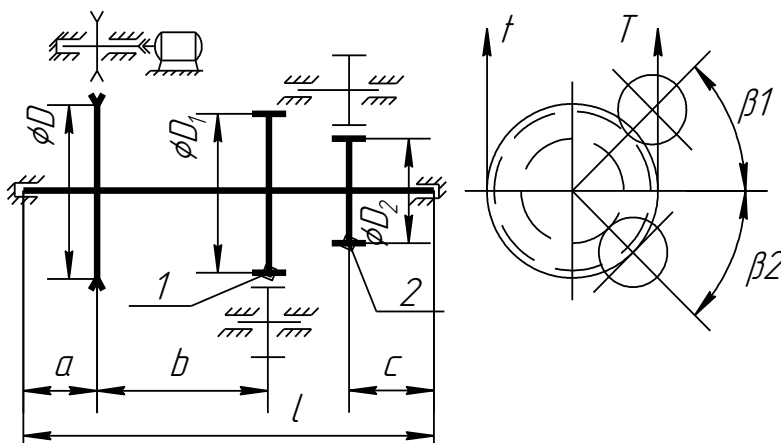


Федеральное агентство по образованию РФ
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Пермский государственный технический университет»
Березниковский филиал
Кафедра технологии и механизации производств

С.А. Палехова

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛА

Методические указания по выполнению курсовой работы
по дисциплине «Сопротивление материалов»



Составитель: *С.А. Палехова*

УДК 621.81

П14

Рецензент: канд. техн. наук, доцент кафедры технологии и механизации производств БФ ПГТУ *С.Э. Шаклеина*

Расчет и конструирование вала: метод. указания / С.А. Палехова.– Перм. гос. техн. ун–т. Березники, 2007. – 43с.

П14 Приведены краткие теоретические сведения по расчету валов, испытывающих одновременное действие изгиба и кручения. Рассмотрены содержание и порядок выполнения курсовой работы. Данные указания предназначены для студентов всех специальностей дневного, вечернего и заочного отделений, изучающих курс «Сопроотивление материалов».

УДК 621.81

© ГОУ ВПО

«Пермский государственный

технический университет», 2007

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ.....	4
Определение нагрузок, действующих на вал.....	4
Ориентировочный расчет вала	5
Конструирование вала	7
Расчет вала на усталостную прочность	8
УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ	10
ПРИМЕР РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ ВАЛА	11
ПРИЛОЖЕНИЕ 1. «Справочные материалы»	30
ПРИЛОЖЕНИЕ 2. «Образец оформления титульного листа курсовой работы»	38
ПРИЛОЖЕНИЕ 3. «Исходные данные к курсовой работе. Содержание и порядок выполнения работы».....	39
ПРИЛОЖЕНИЕ 4. «Схема вала и схемы расположения передач».....	40
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	43

ЦЕЛЬ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Рассчитать и сконструировать стальной вал круглого поперечного сечения. Провести проверку на прочность при совместном действии изгиба и кручения, а также выполнить проверку на сопротивление усталости.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Валы – детали, предназначенные для передачи крутящего момента относительно своей оси и поддержания вращающихся деталей машин. Валы кроме крутящих моментов подвергаются действию поперечных сил и изгибающих моментов, возникающих от сил в зубчатых зацеплениях, натяжения ремней и т.п. Форма вала определяется распределением нагрузок и условиями сборки.

Валы рассчитывают на изгиб и кручение при действии изгибающего и вращающего моментов. В расчете валов различают два этапа:

1. Предварительный проектный (ориентировочный) расчет и конструирование вала.
2. Уточненный проверочный расчет по определению коэффициента запаса прочности.

Определение нагрузок, действующих на вал

Величина скручивающего момента M (Н·м) в рассматриваемом сечении вала определяется передаваемой от электродвигателя мощностью N (Вт) и угловой скоростью вращения вала ω (рад/с):

$$M = \frac{N}{\omega},$$

здесь $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$, где n – частота вращения вала, об/мин

Основные нагрузки на вал – это нагрузки от ременных, цепных и зубчатых передач.

Для ременных и цепных передач скручивающий момент создается за счет разности натяжения ветвей T и t (T – натяжение сбегающей ветви, t – натяжение набегающей ветви), называемое окружным усилием $P_o = T - t$ (рис. 1).

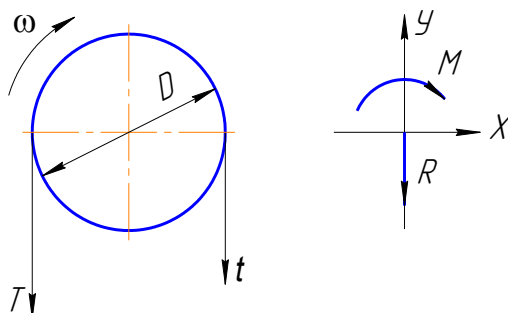


Рис. 1. Усилия, возникающие в цепных и ременных передачах

Для нормальной работы ременной передачи необходимо обеспечить предварительное натяжение ветвей $R=T+t=3P_o$ ($T=2P_o$; $t=P_o$).

В цепной передаче предварительное натяжение принимается равным $R=1,5P_o$ ($T=1,25P_o$; $t=0,25P_o$).

В зубчатой цилиндрической прямозубой передаче усилие направлено по линии зацепления и раскладывается на две взаимно перпендикулярные составляющие – окружное усилие P_o и радиальное усилие P_p :

$$P_p = P_o \cdot \operatorname{tg} \alpha ,$$

где $\alpha=20^\circ$ – стандартный угол зацепления.

Радиальное усилие направлено к центру колеса. Направление окружного усилия зависит от роли зубчатого колеса в передаче. У ведомого колеса направление окружного усилия совпадает с направлением вращения; у ведущего колеса – противоположно вращению.

Окружные усилия для всех видов передач определяются по формуле:

$$P_o = \frac{2 \cdot M}{D} ,$$

где D – диаметр шкива, звездочки, зубчатого колеса.

Силы, действующие на вал, приводятся к оси вала с разложением главного вектора по двум взаимно перпендикулярным плоскостям (рис. 2).

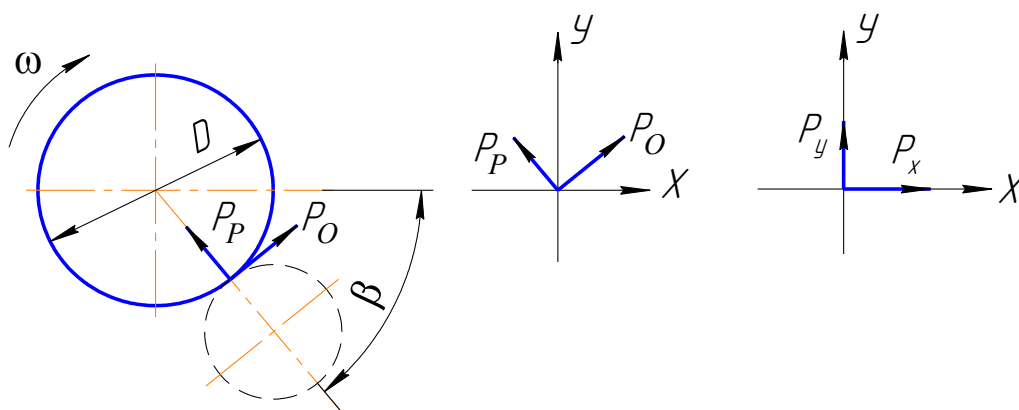


Рис. 2. Усилия, возникающие в зубчатой передаче

Ориентировочный расчет вала

Предварительные размеры вала устанавливаются путем расчета на статическую прочность по максимальному значению действующих нагрузок (без учета циклического характера действия напряжений), но с повышенным коэффициентом запаса прочности $[n]=4...5$.

Величина допускаемых напряжений, используемых при ориентировочном расчете, определяется через соответствующие для заданного материала предельные напряжения:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[n]}, \quad [\tau] = \frac{\tau_T}{[n]},$$

где σ_T – предел текучести по нормальным напряжениям (при изгибе);
 τ_T – предел текучести по касательным напряжениям (при кручении).

Для определения поперечных размеров вала составляется расчетная схема, строятся эпюры:

- изгибающих моментов в вертикальной (M_x) и горизонтальной плоскостях (M_y);
- крутящих моментов $M_{кр}$;
- суммарных изгибающих моментов по 3-й теории прочности

$$M_{\Sigma}^{III} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2};$$

- эквивалентных моментов по 4-й теории прочности

$$M_{\text{экв}}^{IV} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + 0,75 \cdot M_{кр}^2}.$$

Диаметры выходных концов вала определяют из расчета на прочность при кручении:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{кр}}{W_{\rho}} \leq [\tau],$$

где $W_{\rho} = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$, отсюда $d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{кр}}{\pi \cdot [\tau]}}$.

Участки вала, где расположены элементы передач и подшипниковые узлы, испытывают одновременное действие изгиба и кручения, поэтому диаметры в этих сечениях определяются из условия прочности при изгибе с использованием эквивалентного момента:

$$\sigma_{\text{экв}}^{IV} = \frac{M_{\text{экв}}^{IV}}{W_{и}} \leq [\sigma],$$

где $W_{и} = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$, отсюда $d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\text{экв}}^{IV}}{\pi \cdot [\sigma]}}$.

Диаметры определяют для каждого сечения и округляют до стандартного ближайшего значения.

Конструирование вала

Для удобства сборки и разборки узлов вала, замены подшипников и других насаживаемых деталей, а также фиксации деталей в осевом направлении валы выполняют ступенчатыми. При этом должно быть обеспечено свободное продвижение детали по валу до места ее посадки. Диаметры вала в месте посадки должны быть выровнены до стандартных значений.

Для фиксации деталей на валах в осевом направлении служат буртики, высота заплечиков h которых ориентировочно может быть принята в зависимости от диаметра вала d .

d , мм	20–40	40–60	60–80	80–100
h , мм	3–5	5–8	7–9	9–10

При посадке подшипника диаметр заплечника принимается равным наружному диаметру внутреннего кольца подшипника. Радиус галтели вала должен быть меньше радиуса фаски внутреннего кольца подшипника на 0,5 мм.

Радиус галтели r при переходе от диаметра d к большему диаметру D вала (кроме подшипниковых узлов) принимается в зависимости от высоты заплечников h ($2h = D - d$).

$D - d$, мм	2–4	4–8	8–12	12–16	16–20
r , мм	1–2	2–3	3–5	4–7	5–8

Концы валов следует заканчивать фасками. Для повышения технологичности конструкции радиусы галтели и размеры фасок на одном валу желательно принимать одинаковыми.

Длину цилиндрических участков вала подбирают по ширине ступиц силовых элементов (шкива, звездочки, зубчатого колеса) в соответствии с диаметром вала в местах их посадки. Для шкива и звездочки ширину ступицы можно принять равной примерно $1,5 \cdot d$, для шестерни – $1,2 \cdot d$.

Размеры шпонок определяются в зависимости от диаметра вала в месте посадки детали, а длина шпоночного паза на 10 мм короче посадочного места шкива (звездочки) и ширины ступицы зубчатого колеса.

Посадочное место под подшипник определяется шириной радиального однорядного подшипника средней серии по ГОСТ 8338-75, подобранного в соответствии с диаметром вала.

Сопряжения валов, выполненных по калибрам переходных посадок, дают с внутренними кольцами подшипников посадки с гарантированным натягом. Ослабление посадки ведет к проскальзыванию вала по внутреннему кольцу; при увеличении натяга внутреннее кольцо подшипника расширяется, радиальный зазор между внутренним и наружным кольцом уменьшается и может произойти заклинивание тел качения.

При посадке зубчатого колеса на вал обеспечивается посадка с гарантированным натягом (плотная посадка), а для шкивов и звездочек – скользящая посадка (с зазором).

Наличие натяга вызывает сильную концентрацию напряжений, которая возникает в результате контактного давления в месте сборки узлов, собранных с натягом. Этот факт требует внимания при проверочном расчете вала на усталостную прочность.

Кроме того, участки вала, на которых устанавливаются шестерни, находятся в более тяжелых условиях из-за высокой концентрации напряжений, поэтому их диаметры могут быть увеличены по сравнению с расчетными.

Расчет вала на усталостную прочность

Для двух наиболее опасных сечений вала выполняется проверка на усталостную прочность (выносливость). Сечения выбирают по эпюре эквивалентных моментов (под опорой и под силовым элементом). Под опорой (подшипниковый узел) проектируется участок вала с галтельным переходом, под силовым элементом (колесо, звездочка, шкив) проектируется сечение со шпонкой.

Разрушение валов часто носит усталостный характер. Поэтому проверочный расчет прочности вала выполняется с учетом циклического характера действующих напряжений.

Так как большинство механизмов работают с периодическими остановами, то для касательных напряжений принимают наиболее опасный цикл – *отнулевой* (пульсирующий). Для нормальных напряжений от изгиба принимают наиболее опасный цикл – *симметричный*.

Условие прочности будет выполнено, если расчетный коэффициент запаса прочности n будет не менее допускаемого $[n]=1,3$.

Коэффициент запаса прочности при циклическом нагружении определяется по формуле:

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

где n – искомый коэффициент запаса прочности вала при одновременном действии изгиба и кручения;

$[n]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности, гарантирующий надежность и долговечность вала. В случае расчета деталей общемашиностроительного назначения $[n]= 1,3 – 1,4$;

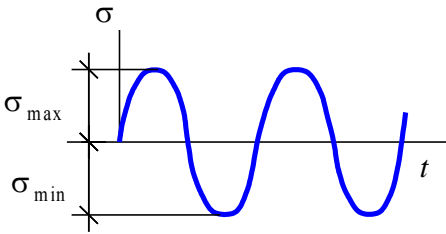
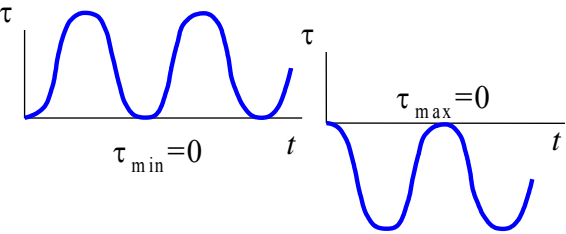
n_{σ} – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям (при изгибе);

n_{τ} – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям (при кручении).

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\text{И}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}, \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\text{К}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m},$$

где σ_{-1} , τ_{-1} – пределы выносливости при симметричном цикле для материала вала;

σ_a , τ_a , σ_m , τ_m – амплитуды и средние (соответственно) напряжения при изгибе и кручении.

Симметричный цикл	Отнулевой цикл
	
$\sigma_m = 0$ $\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$ $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \sigma_{\max}$	$\tau_{\min} = 0$ $\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2}$

Значения максимальных нормальных и касательных напряжений определяются по формулам:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\Sigma}}{W_{\text{И}}}, \quad \tau_{\max} = \frac{M_{\text{К}}}{W_{\text{К}}},$$

где $W_{\text{И}}$ – момент сопротивления круглого сечения при изгибе, $W_{\text{И}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$;

$W_{\text{К}}$ – полярный момент сопротивления круглого сечения при кручении,
 $W_{\text{К}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$.

ψ_{σ} , ψ_{τ} – коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла (учитывают влияние постоянной составляющей напряжений на величину коэффициента запаса прочности).

Комплексные коэффициенты K (при изгибе – $K_{\text{И}}$, при кручении – $K_{\text{К}}$) учитывают влияние основных факторов на пределы выносливости конкретной детали:

$$K_{\text{И}} = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{\text{д}\sigma}} + \frac{1}{K_{\text{F}\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_{\text{V}}}, \quad K_{\text{К}} = \left(\frac{K_{\tau}}{K_{\text{д}\tau}} + \frac{1}{K_{\text{F}\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_{\text{V}}},$$

где K_{σ} , K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений соответственно при изгибе и кручении;

$K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ – коэффициенты влияния абсолютных размеров детали (масштабный коэффициент)

$$K_{d\tau} = 0,5 + 1,41 \cdot (K_{d\sigma} - 0,5)^{1,5};$$

$K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$, – коэффициенты влияния шероховатости поверхности деталей

$$K_{F\tau} = 0,575 \cdot K_{F\sigma} + 0,425;$$

K_V – коэффициент влияния поверхностного упрочнения (зависит от способа упрочнения материала, геометрической формы изделия).

Если общий коэффициент запаса прочности по усталостному разрушению меньше нормативного коэффициента, то рекомендуется изменить геометрические размеры сечения, сменить марку стали или ввести упрочняющую обработку поверхности.

УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Оформление курсовой работы производится как научный отчет на листах формата А4.

Графическая часть выполняется с соблюдением всех норм и требований к оформлению технической документации.

Справочные материалы приведены в приложении 1.

Образец оформления титульного листа дан в приложении 2.

Исходные данные, содержание и порядок выполнения работы приведены в приложении 3.

Схема вала и схемы расположения передач приведены в приложении 4.

Оценка за курсовую работу проставляется в зачетную книжку и зачетную ведомость после защиты работы студентом.

ПРИМЕР РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ ВАЛА

Расчитать и сконструировать вал круглого поперечного сечения. Мощность $N=75$ кВт подводится к валу от электродвигателя посредством ременной передачи, а снимается через зубчатую передачу посредством шестерни 1 ($N_1 = 40$ кВт) и шестерни 2 ($N_2 = N - N_1 = 75 - 40 = 35$ кВт). Скорость вращения вала $n = 600$ об/мин. Материал вала – сталь 30ХМ.

1. Схема вала и схема передач (рис. 3)

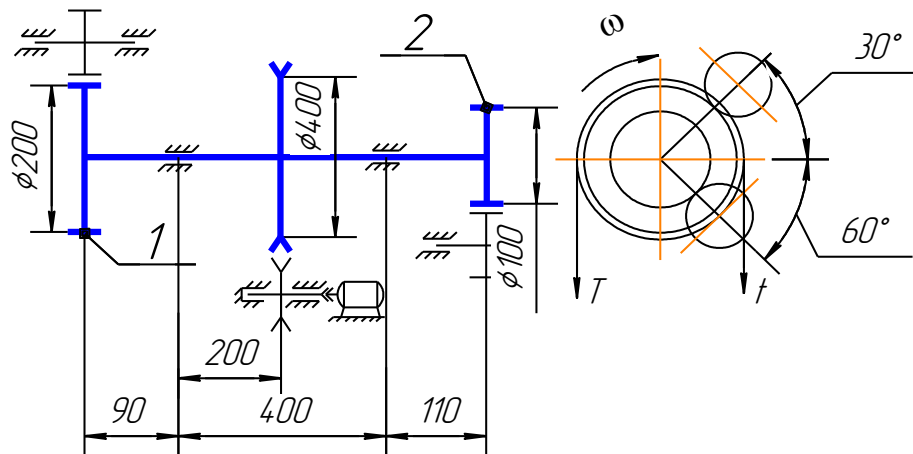


Рис. 3. Схема вала и передачи

2. Определение нагрузок, действующих на вал

2.1. Определение скручивающих моментов

$$M = \frac{N}{\omega} = \frac{30 \cdot N}{\pi \cdot n} = \frac{30 \cdot 75}{3,14 \cdot 600} = 1,2 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_1 = \frac{30 \cdot N_1}{\pi \cdot n} = \frac{30 \cdot 40}{3,14 \cdot 600} = 0,64 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_2 = \frac{30 \cdot N_2}{\pi \cdot n} = \frac{30 \cdot 35}{3,14 \cdot 600} = 0,56 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M = M_1 + M_2 = 0,64 + 0,56 = 1,2 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

По уравнению равновесия сумма скручивающих моментов должна равняться нулю. Направление скручивающего момента M берем по направлению угловой скорости, а M_1 и M_2 противоположно направлению момента M .

Определение окружных усилий

Для всех видов передач окружное усилие определяется одинаково:

$$P_o = \frac{2 \cdot M}{D} = \frac{2 \cdot 1,2}{0,4} = 6 \text{ кН,}$$

$$P_{o_1} = \frac{2 \cdot M_1}{D_1} = \frac{2 \cdot 0,64}{0,2} = 6,4 \text{ кН,}$$

$$P_{o_2} = \frac{2 \cdot M_2}{D_2} = \frac{2 \cdot 0,56}{0,1} = 11,2 \text{ кН.}$$

В ременной передаче скручивающий момент создается за счет разности натяжения ветвей ремня T и t . Для нормальной работы ременной передачи предварительное натяжение ветвей R должно быть равным $3P_o$. По своей сути сила R – это сила давления шкива на вал.

Таким образом, $R=3 \cdot 6= 18$ кН.

Определение радиальных усилий

Радиальное усилие в зубчатом зацеплении направлено к центру колеса и зависит от величины окружного усилия и угла зацепления ($\alpha=20^\circ$)

$$P_{p_1} = P_{o_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 6,4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 2,33 \text{ кН,}$$

$$P_{p_2} = P_{o_2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 11,2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 4,08 \text{ кН.}$$

3. Привести силы, действующие на вал, к оси вала с разложением главного вектора по двум взаимно перпендикулярным плоскостям OX и OY (рис. 4).

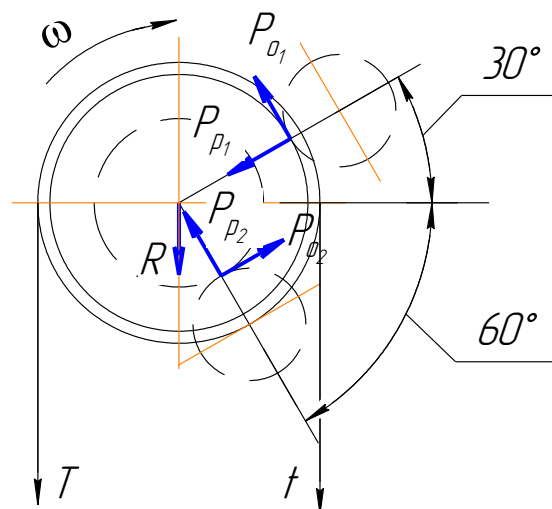


Рис. 4. Схема сил, действующих на вал

В ременной передаче (рис. 5):

$$P_x = 0$$

$$P_y = -R = -18 \text{ кН}$$

$$M = 1,2 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

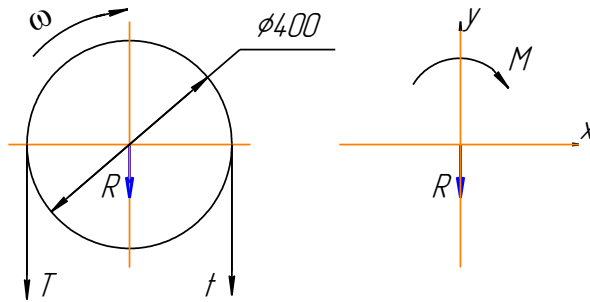


Рис. 5. Схема разложения сил давления шкива

В первой зубчатой передаче (рис. 6):

$$P_{x_1} = -P_{o_1} \cdot \sin 30^\circ - P_{p_1} \cdot \cos 30^\circ = -5,22 \text{ кН},$$

$$P_{y_1} = P_{o_1} \cdot \cos 30^\circ - P_{p_1} \cdot \sin 30^\circ = 4,38 \text{ кН}.$$

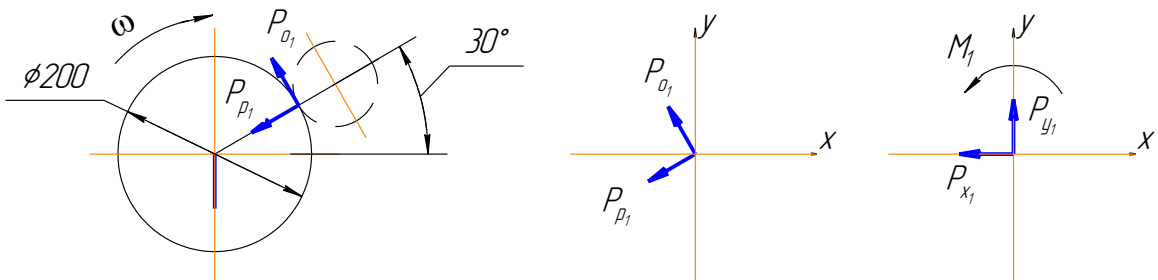


Рис. 6. Усилия, возникающие в 1-й зубчатой передаче

Во второй зубчатой передаче (рис. 7):

$$P_{x_2} = P_{o_2} \cdot \sin 60^\circ - P_{p_2} \cdot \cos 60^\circ = 7,66 \text{ кН},$$

$$P_{y_2} = P_{o_2} \cdot \cos 60^\circ + P_{p_2} \cdot \sin 60^\circ = 9,14 \text{ кН}.$$

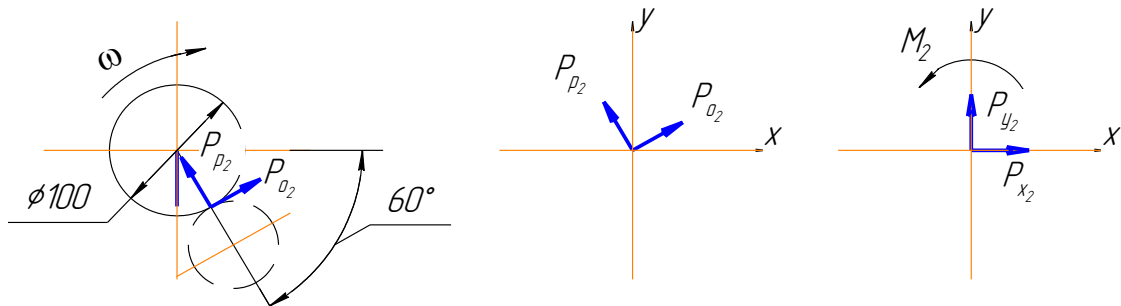
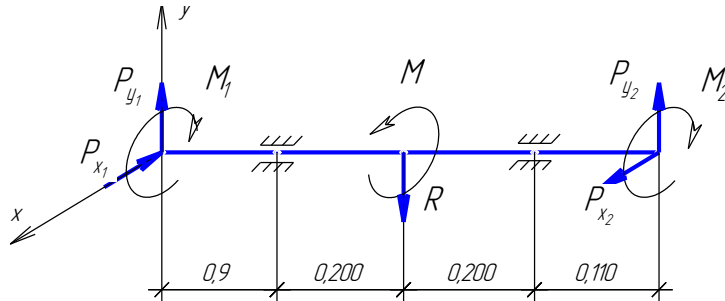


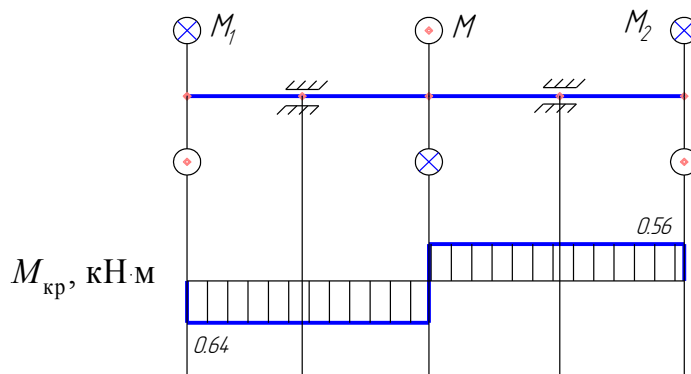
Рис. 7. Усилия, возникающие во 2-й зубчатой передаче

4. Составить расчетную схему и построить эпюры внутренних силовых факторов

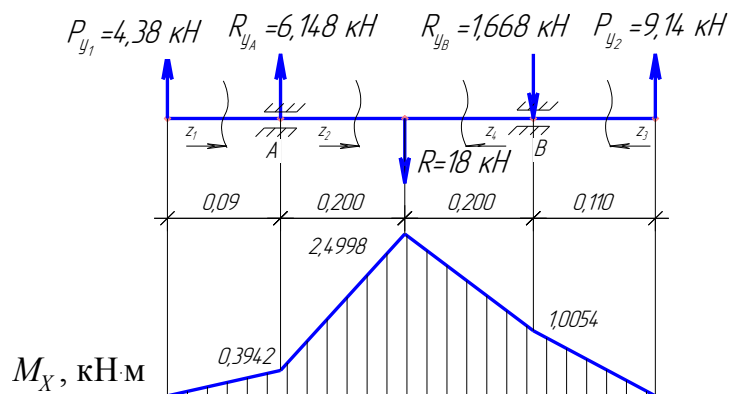
4.1. Расчетная схема



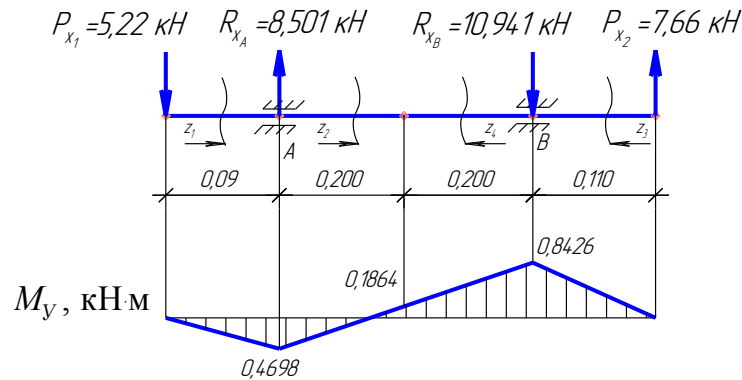
4.2. Эпюра крутящих моментов



4.3. Эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости



4.4. Эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости



4.5. Эпюра суммарных изгибающих моментов по 3-й теории прочности (рис. 8):

$$M_{\Sigma}^{III} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2},$$

$$M_{\Sigma_c} = 0,$$

$$M_{\Sigma_A} = \sqrt{0,3942^2 + (-0,4698)^2} = 0,613 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\Sigma_D} = \sqrt{2,4998^2 + 0,1864^2} = 2,507 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\Sigma_B} = \sqrt{1,0054^2 + 0,8426^2} = 1,312 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\Sigma_E} = 0.$$

4.6. Эпюра эквивалентных изгибающих моментов по 4-й теории прочности (см. рис. 8):

$$M_{\text{ЭКВ}}^{IV} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + 0,75 \cdot M_{\text{кр}}^2},$$

$$M_{\text{ЭКВ}_c} = \sqrt{0,75 \cdot 0,64^2} = 0,554 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{ЭКВ}_A} = \sqrt{0,613^2 + 0,75 \cdot (-0,64)^2} = 0,826 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{ЭКВ}_D} = \sqrt{2,507^2 + 0,75 \cdot (-0,64)^2} = 2,568 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{ЭКВ}_D} = \sqrt{2,507^2 + 0,75 \cdot 0,56^2} = 2,553 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{ЭКВ}_B} = \sqrt{1,312^2 + 0,75 \cdot 0,56^2} = 1,399 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{ЭКВ}_E} = \sqrt{0,75 \cdot 0,56^2} = 0,485 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

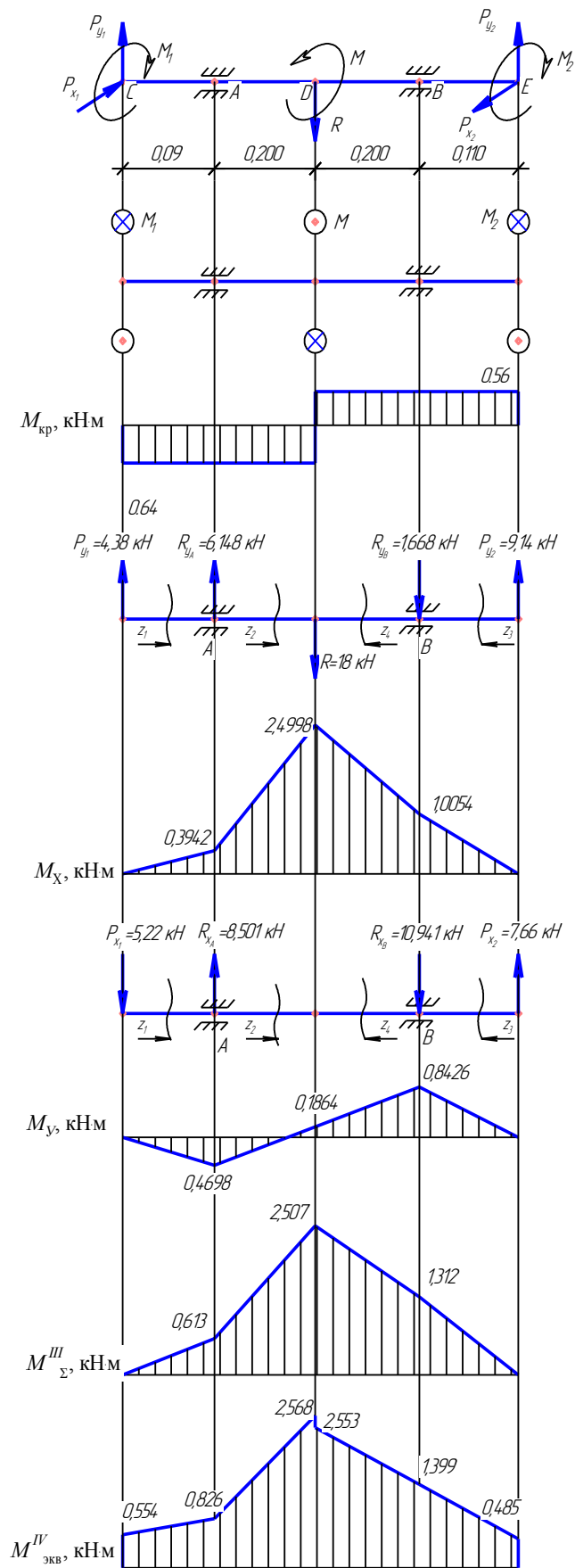


Рис. 8. Эпюры силовых факторов

5. Ориентировочный расчет вала

Предварительные размеры вала устанавливаем из расчета на статическую прочность по заниженным значениям допускаемых напряжений. С учетом коэффициента запаса прочности $[n]=4,5$ определим допускаемые нормальные и касательные напряжения для стали 30 ХМ. Предельные напряжения σ_T, τ_T для заданной марки стали определяются по табл. 3 приложения 1.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[n]} = \frac{850}{4,5} = 189 \text{ МПа},$$

$$[\tau] = \frac{\tau_T}{[n]} = \frac{220}{4,5} = 50 \text{ МПа}.$$

Диаметры выходных концов вала (сечения C и E) определяем из расчета на прочность при кручении и округляем до ближайшего стандартного значения по табл. 2 (см. прил. 1).

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\rho}} \leq [\tau],$$

где $W_{\rho} = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$, отсюда $d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\text{кр}}}{\pi \cdot [\tau]}}$.

$$d_C \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 0,64 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 50}} = 40,25 \text{ мм} \quad d_C = 42 \text{ мм},$$

$$d_E \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 0,56 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 50}} = 38,5 \text{ мм} \quad d_E = 40 \text{ мм}.$$

В остальных сечениях, где расположены элементы передач и подшипниковые узлы, вал испытывает одновременное действие изгиба и кручения, поэтому диаметры в этих сечениях определяются из условия прочности при изгибе с использованием эквивалентного момента:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}}^{\text{IV}} = \frac{M_{\text{ЭКВ}}^{\text{IV}}}{W_{\text{И}}} \leq [\sigma],$$

где $W_{\text{И}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$, отсюда $d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\text{ЭКВ}}^{\text{IV}}}{\pi \cdot [\sigma]}}$.

$$d_A \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,826 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 189}} = 35,45 \text{ мм} \quad d_A = 36 \text{ мм},$$

$$d_D \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2,568 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 189}} = 51,7 \text{ мм} \quad d_D = 53 \text{ мм},$$

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,399 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 189}} = 42,25 \text{ мм} \quad d_B = 45 \text{ мм}.$$

6. Конструирование вала

Конструктивно добавляем промежуточные ступени, в связи с этим увеличиваем диаметры участков вала по сравнению с расчетными.

В месте посадки шестерни 1 (сечение *C*) и шестерни 2 (сечение *E*) длины участков вала примем соответственно равными $1,2 d_C$ и $1,2 d_E$.

Длину цилиндрического конца вала в месте посадки шкива (сечение *D*) примем равной $1,5 d_D$.

Размеры шпонок определяются по табл. 4 приложения 1 в зависимости от диаметра вала в месте посадки детали (шкива или зубчатого колеса). Длина шпоночного паза на 10 мм короче посадочного места шкива и ширины ступицы зубчатого колеса. Конструктивные размеры ступеней вала и размеры шпонок приведены в таблице.

Таблица

Конструктивные размеры вала

Ступень	Диаметр, мм	Длина, мм	Размеры шпонки, мм			
			Ширина <i>b</i>	Высота <i>h</i>	Глубина паза вала <i>t</i>	Длина <i>l</i>
1	48	58	14	9	5,5	45
2	52	46,5				
3	55	29				
4	71	129				
5	75	113	20	12	7,5	100
6	71	129				
7	55	29				
8	52	46,5				
9	48	58	14	9	5,5	45

Для опорных узлов вала (сечение *A* и сечение *B*) выбираем шариковые однорядные подшипники средней серии № 311 (ГОСТ 8338-75). Размеры подшипников приведены в табл. 5 (см. прил. 1).

7. Выполнить эскиз вала по конструктивным размерам

Эскиз вала представлен на рис. 9.

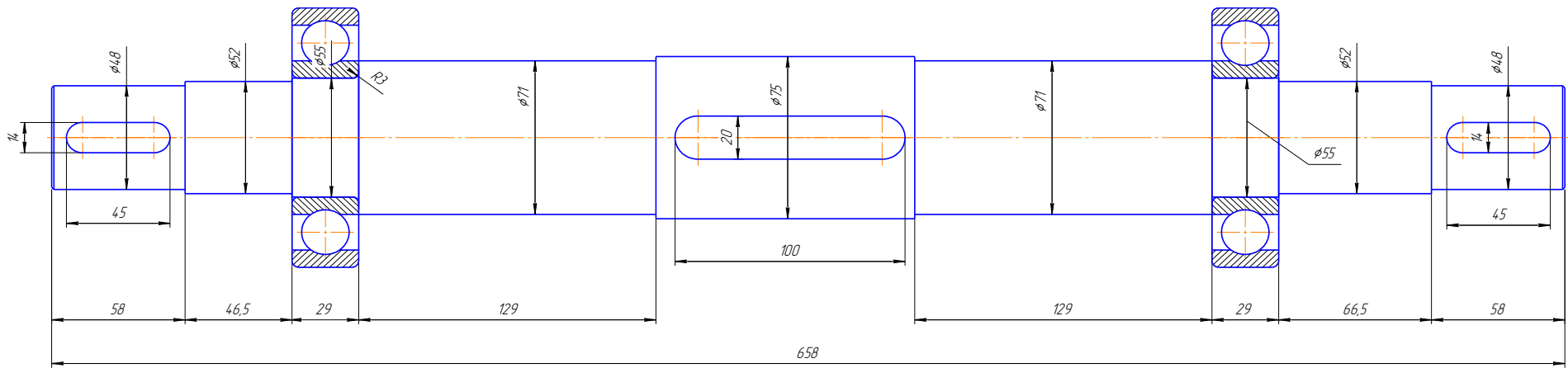


Рис.9. Эскиз вала

8. Расчет вала на усталостную прочность

Расчет сводится к определению коэффициента запаса прочности в наиболее опасных сечениях:

$$n \geq [n] = 1,3 \text{ – условие прочности.}$$

По эпюре эквивалентного момента самым опасным сечением является сечение D (под силовым элементом – шкивом), самым опасным опорным узлом является сечение B .

Материал – сталь 30 ХМ со следующими характеристиками прочности (см. табл. 2 прил. 1):

$$[\sigma] = 189 \text{ МПа; } \sigma_B = 950 \text{ МПа; } \sigma_T = 850 \text{ МПа; } \sigma_{-1}^n = 360 \text{ МПа } \tau_{-1}^n = 230 \text{ МПа .}$$

По исходным данным из приложения 2 известно, что вал в местах посадки силовых элементов и подшипников шлифован, что соответствует шероховатости поверхности $Rz = 6,3 \text{ мкм}$.

7.1. Расчет наиболее опасного сечения под силовым элементом.

Сечение D . Место посадки шкива (проектируем шпоночный паз).

Исходные данные:

$$d_D = 75 \text{ мм;}$$

$$\text{шпонка } b \times h \times t \times l = 20 \times 12 \times 7,5 \times 100;$$

$$M_{\Sigma}^{III} = 2,507 \text{ кНм; } M_K = 0,64 \text{ кНм (см. рис. 8).}$$

Для сечений, ослабленных шпоночным пазом, моменты сопротивления $W_{и}$ и W_K можно определить по табл. 5 приложения 1:

$$W_{и} = 37,6 \text{ см}^3; W_K = 79 \text{ см}^3.$$

Тогда

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\Sigma}}{W_{и}} = \frac{2,507 \cdot 10^6}{37,6 \cdot 10^3} = 66,68 \text{ МПа,}$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_K}{W_K} = \frac{0,64 \cdot 10^6}{79 \cdot 10^3} = 8 \text{ МПа.}$$

Нормальные напряжения σ изменяются по симметричному циклу. Касательные напряжения τ изменяются по отнулевому (пульсирующему) циклу.

Параметры для симметричного цикла	Параметры для отнулевого цикла
$\sigma_{\max} = -\sigma_{\min} = -66,68 \text{ МПа}$ $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \sigma_{\max} = 66,68 \text{ МПа}$ $\sigma_m = 0$	$\tau_{\min} = 0$ $\left. \begin{aligned} \tau_a &= \frac{\tau_{\max}}{2} \\ \tau_m &= \frac{\tau_{\max}}{2} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \tau_a = \tau_m = \frac{8}{2} = 4 \text{ МПа}$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе и кручении в табл. 7 (см. прил. 1)

$$K_{\sigma(900)} = 1,9$$

$$K_{\sigma(1000)} = 2$$

$$K_{\sigma(950)} = 1,9 + \frac{2 - 1,9}{100} \cdot 50 = 1,95$$

$$K_{\tau(900)} = 1,8$$

$$K_{\tau(1000)} = 1,9$$

$$K_{\tau(950)} = 1,85$$

Масштабный коэффициент при изгибе и кручении (табл. 9 см. прил. 1):

$$K_{d\sigma(d=70)} = 0,69$$

$$K_{d\sigma(d=100)} = 0,65$$

$$K_{d\sigma(d=75)} = 0,69 - \frac{0,69 - 0,65}{30} \cdot 5 = 0,683$$

$$K_{d\tau} = 0,5 + 1,41 \cdot (K_{d\sigma} - 0,5)^{1,5} = 0,5 + 1,41 \cdot (0,683 - 0,5)^{1,5} = 0,61.$$

Коэффициенты влияния шероховатости поверхности деталей при изгибе (рис. 1 см. прил. 1) и кручении:

$$K_{F\sigma} = 0,89$$

$$K_{F\tau} = 0,575 \cdot K_{F\sigma} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,89 + 0,425 = 0,937$$

Комплексный коэффициент при изгибе и кручении:

$$K_{\kappa} = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = \left(\frac{1,95}{0,683} + \frac{1}{0,89} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 2,98,$$

$$K_{\kappa} = \left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = \left(\frac{1,85}{0,61} + \frac{1}{0,937} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 3,1,$$

где $K_V = 1$ – коэффициент влияния поверхностного упрочнения в табл. 11 (см. прил. 1).

Примечание. Для узлов вала, собранных с гарантированным натягом (посадка зубчатого колеса на вал), значения коэффициентов $\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}}$, $\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}}$ в формулах комплексного коэффициента при изгибе и кручении определяются по табл. 10 (см. прил. 1).

Коэффициенты асимметрии цикла при изгибе и кручении (табл. 8 см. прил. 1):

$$\psi_{\sigma}=0,175, \quad \psi_{\tau}=0,075$$

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям при изгибе и кручении:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\text{И}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{360}{2,98 \cdot 66,68 + 0} = 1,81,$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\text{К}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{230}{3,1 \cdot 4 + 0,075 \cdot 4} = 18,11.$$

Общий коэффициент запаса прочности:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{1,81 \cdot 18,11}{\sqrt{1,81^2 + 18,11^2}} = 1,82 \geq [n] = 1,3.$$

Условие прочности выполнено.

7.2. Расчет наиболее опасного опорного сечения

Сечение В. Место посадки подшипника (проектируем галтельный переход).

В сечении В следует выполнить проверку на сопротивление усталостному разрушению по галтельному переходу и по натягу.

Исходные данные:

$$d_B = 55 \text{ мм};$$

$$M_{\Sigma} = 1,312 \text{ кНм}; \quad M_{\text{К}} = 0,56 \text{ кНм (см. рис. 8)};$$

$$D/d = 71/55 = 1,29 \text{ – из таблицы конструктивных размеров вала};$$

$$r/d = 2,5/55 = 0,045$$

Радиус галтели r равен уменьшенному на 0,5 мм размеру внутренней фаски внутреннего кольца подшипника № 311 (табл. 4 см. прил. 1).

$$W_{\text{И}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32}; \quad W_{\text{К}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16},$$

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\Sigma}}{W_{\text{И}}} = \frac{32 \cdot 1,312 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 55^3} = 80,37 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{M_{\text{К}}}{W_{\text{К}}} = \frac{16 \cdot 0,56 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 55^3} = 17,15 \text{ МПа}$$

Параметры для симметричного цикла:	Параметры для отнулевого цикла:
$ \sigma_{\max} = \sigma_{\min} = 80,37 \text{ МПа}$ $\sigma_a = \sigma_{\max} = 80,37 \text{ МПа}$ $\sigma_m = 0$	$\tau_{\min} = 0$ $\tau_a = \tau_m = \frac{17,15}{2} = 8,575 \text{ МПа}$

7.2.1. Проверка на усталостную прочность по галтельному переходу

Эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе и кручении (табл. 6 см. прил. 1):

$$K_{\sigma(800)} = 1,97,$$

$$K_{\sigma(1000)} = 2,1,$$

$$K_{\sigma(950)} = 1,97 + \frac{2,1 - 1,9}{1000 - 800} \cdot (950 - 800) = 2,0675,$$

$$K_{\tau(800)} = 1,45,$$

$$K_{\tau(1000)} = 1,48,$$

$$K_{\tau(950)} = 1,4725.$$

Масштабный коэффициент при изгибе и кручении (табл. 9 см. прил. 1):

$$K_{d\sigma(d=50)} = 0,74,$$

$$K_{d\sigma(d=70)} = 0,69,$$

$$K_{d\sigma(d=55)} = 0,74 - \frac{0,74 - 0,69}{20} \cdot 5 = 0,7275,$$

$$K_{d\tau} = 0,5 + 1,41 \cdot (K_{d\sigma} - 0,5)^{1,5} = 0,5 + 1,41 \cdot (0,7275 - 0,5)^{1,5} = 0,653.$$

Коэффициенты влияния шероховатости поверхности деталей при изгибе (см. рис. 1 прил. 1) и кручении:

$$K_{F\sigma} = 0,89,$$

$$K_{F\tau} = 0,575 \cdot K_{F\sigma} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,89 + 0,425 = 0,937.$$

Комплексный коэффициент при изгибе и кручении:

$$K_{\text{и}} = \left(\frac{2,0675}{0,7275} + \frac{1}{0,89} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 2,97,$$

$$K_{\text{к}} = \left(\frac{1,4725}{0,653} + \frac{1}{0,937} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 2,32.$$

$K_V = 1$ – коэффициент влияния поверхностного упрочнения (табл. 11 см. прил. 1).

Коэффициенты асимметрии цикла при изгибе и кручении (см. табл. 8 прил. 1)

$$\psi_{\sigma} = 0,175, \quad \psi_{\tau} = 0,075$$

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям при изгибе и кручении:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\text{и}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{360}{2,97 \cdot 80,37 + 0} = 1,51,$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\kappa} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{230}{2,32 \cdot 8,575 + 0,075 \cdot 8,575} = 11,2.$$

Общий коэффициент запаса прочности:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{1,51 \cdot 11,2}{\sqrt{1,51^2 + 11,2^2}} = 1,496 \geq [n] = 1,3.$$

Условие прочности выполнено.

7.2.2. Проверка на усталостную прочность с учетом натяга

Определим значения коэффициентов $\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}}$ при изгибе (табл. 10 см. прил. 1):

$$\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} \left(\begin{matrix} d=50 \\ \sigma=900 \end{matrix} \right) = 4,3 \quad \frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} \left(\begin{matrix} d=50 \\ \sigma=1200 \end{matrix} \right) = 5,2 ,$$

$$\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} \left(\begin{matrix} d=50 \\ \sigma=950 \end{matrix} \right) = 4,3 + \frac{5,2 - 4,3}{1200 - 900} \cdot 50 = 4,45 ,$$

$$\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} \left(\begin{matrix} d=100 \\ \sigma=900 \end{matrix} \right) = 4,6 \quad \frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} \left(\begin{matrix} d=100 \\ \sigma=1200 \end{matrix} \right) = 5,6 ,$$

$$\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} \left(\begin{matrix} d=100 \\ \sigma=950 \end{matrix} \right) = 4,6 + \frac{5,6 - 4,6}{1200 - 900} \cdot 50 = 4,77 ,$$

$$\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} \left(\begin{matrix} d=55 \\ \sigma=950 \end{matrix} \right) = 4,45 + \frac{4,77 - 4,45}{100 - 50} \cdot 5 = 4,482 .$$

Определим значения коэффициентов $\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}}$ при кручении (см. табл. 10

прил. 1):

$$\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} \left(\begin{matrix} d=50 \\ \sigma=900 \end{matrix} \right) = 3 , \quad \frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} \left(\begin{matrix} d=50 \\ \sigma=1200 \end{matrix} \right) = 3,5 ,$$

$$\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} \left(\begin{matrix} d=50 \\ \sigma=950 \end{matrix} \right) = 3,0 + \frac{3,5 - 3,0}{1200 - 900} \cdot 50 = 3,083 ,$$

$$\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} \left(\begin{matrix} d=100 \\ \sigma=900 \end{matrix} \right) = 3,2 \quad \frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} \left(\begin{matrix} d=100 \\ \sigma=1200 \end{matrix} \right) = 3,8 ,$$

$$\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} \left(\begin{matrix} d=100 \\ \sigma=950 \end{matrix} \right) = 3,2 + \frac{3,8 - 3,2}{1200 - 900} \cdot 50 = 3,3 ,$$

$$\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} \left(\begin{matrix} d=55 \\ \sigma=950 \end{matrix} \right) = 3,083 + \frac{3,3 - 3,083}{100 - 50} \cdot 5 = 3,1047.$$

Коэффициенты влияния шероховатости поверхности деталей при изгибе (см. рис. 1 прил. 1) и кручении:

$$K_{F\sigma} = 0,89; K_{F\tau} = 0,937.$$

Комплексный коэффициент при изгибе и кручении

$$K_{и} = \left(4,482 + \frac{1}{0,89} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 4,605,$$

$$K_{к} = \left(3,1047 + \frac{1}{0,937} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 3,172.$$

$K_V = 1$ – коэффициент влияния поверхностного упрочнения (без обработки).

Коэффициент асимметрии цикла при изгибе и кручении (табл. 8 прил. 1):

$$\psi_{\sigma} = 0,175; \psi_{\tau} = 0,075.$$

Коэффициента запаса по нормальным и касательным напряжениям при изгибе и кручении:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{и} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{360}{4,605 \cdot 80,37 + 0} = 0,97,$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{к} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{230}{3,172 \cdot 8,575 + 0,075 \cdot 8,575} = 8,26.$$

Общий коэффициент запаса прочности:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{0,97 \cdot 8,26}{\sqrt{0,97^2 + 8,26^2}} = 0,96 < [n] = 1,3.$$

Условие прочности не выполняется.

Вывод:

Материал вала, а также его конструктивные размеры не позволяют обеспечить выполнение условия прочности при циклическом нагружении.


Рекомендуются следующие варианты повышения сопротивления усталостному разрушению:

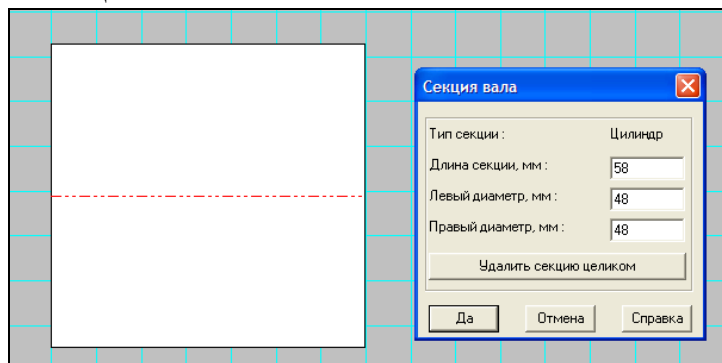
1. Поменять существующую марку стали на сталь с более высоким пределом прочности.
2. В качестве конструктивного мероприятия возможно увеличение сечения вала в месте посадки подшипника.
3. В качестве технологических мероприятий можно выполнить упрочняющую обработку поверхности (закалка с нагревом ТВЧ, дробеструйную обработку, либо накатку роликами).

9. Произвести проверку расчета на ЭВМ в модуле APM Shaft

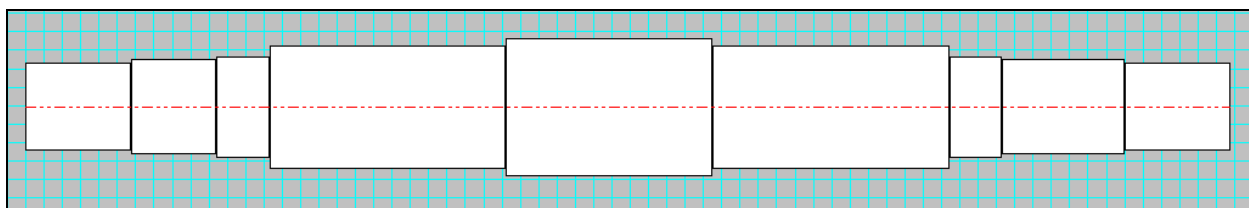
9.1. Загрузить модуль **Пуск – Программы – APM WinMachine – APM Shaft**


9.2. Зарисовать схему вала по размерам.

С помощью кнопки  зарисовать произвольный сегмент. По щелчку правой кнопки мыши на сегменте появится диалоговое окно для ввода параметров секции вала.

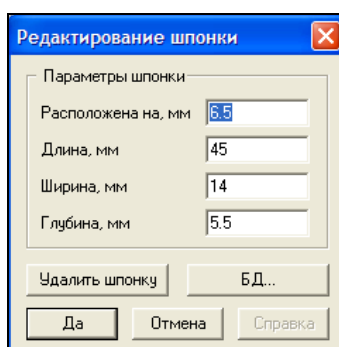
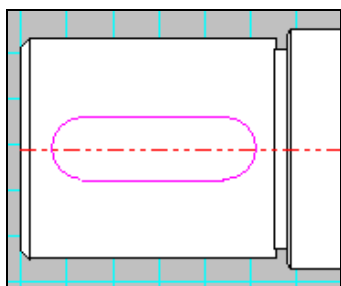


Изменить масштаб отображения вала с помощью команды **Масштаб...** из меню **Установки** или, нажав соответствующую кнопку на инструментальной панели.

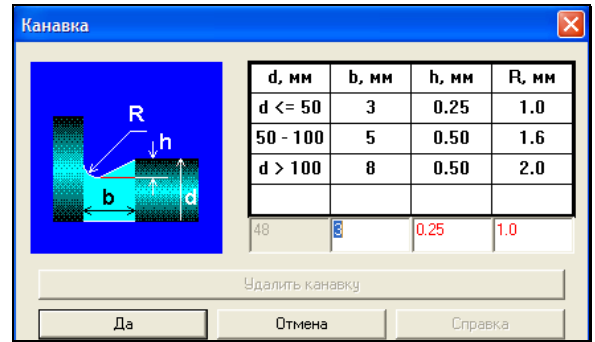
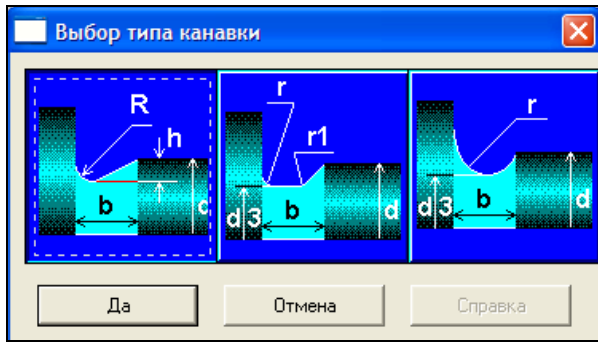


9.3. На зарисованную схему вала внести фаски, канавки, скругления (галтели), шпоночные соединения с помощью кнопок 


Параметры фасок и скруглений, шпонок задаются в соответствии с конструктивными размерами вала.



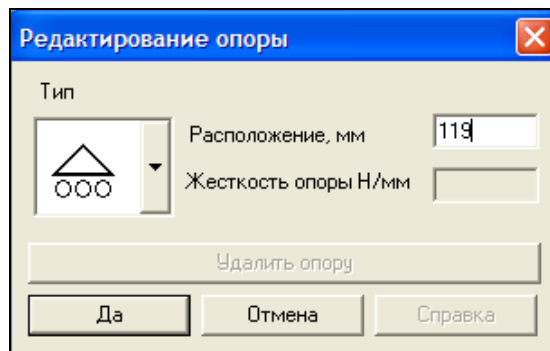
Параметры канавки по умолчанию компьютер предложит сам.




9.4. Разместить опоры вала согласно расчетной схемы.

Длину до опоры считать с левого конца вала. Поместить опору  на сегмент вала и точно задать ее координаты (расположение 119 мм).

Для подвижной опоры выбрать другой тип опоры и задать жесткость – 1000 Н/мм (расположение 519 мм).



9.5. Задать нагрузки на вал, выбрав кнопки 

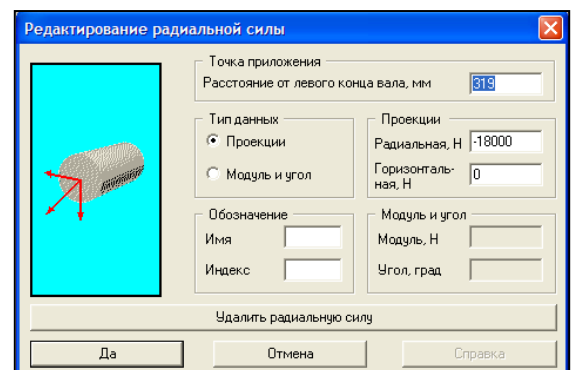
Радиальную силу установить на сегменте вала и в диалоговом окне ввести ее параметры: расстояние от левого конца вала в миллиметрах, радиальную и горизонтальную проекции в ньютонах.

Пример:

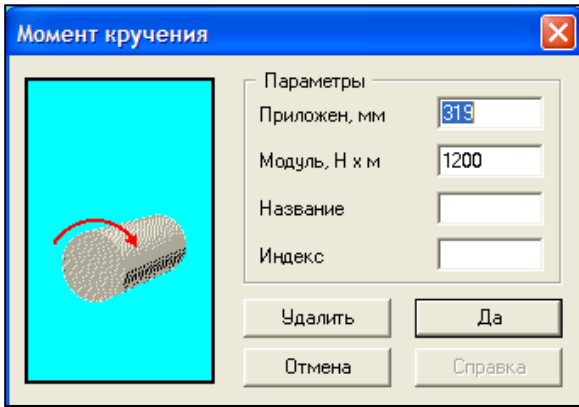
–18000 Н – радиальная проекция силы R
расстояние от левого конца вала 319 мм

4380 Н – радиальная проекция силы P_{y1}
5220 Н – горизонтальная проекция P_{x1}
расстояние от левого конца вала 29 мм

9140 Н – радиальная проекция силы P_{y2}
-7660 Н – горизонтальная проекция P_{x2}
расстояние от левого конца вала 629 мм



Для скручивающих моментов направление учитывается знаком минус.



Пример:

$M=1200$ Нм

расстояние от левого конца вала 319 мм

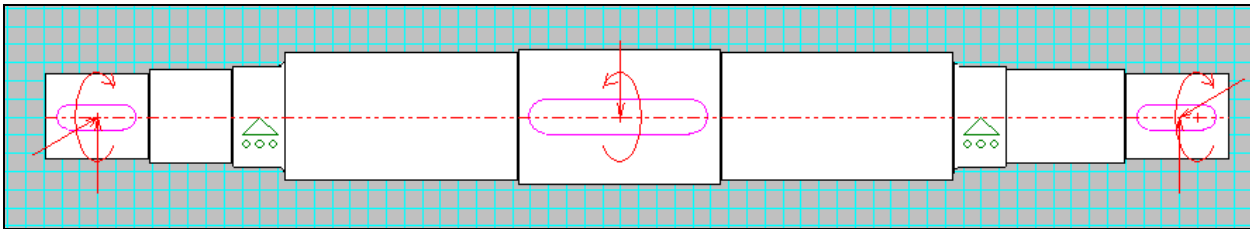
$M_1=-640$ Нм

Расстояние от левого конца вала 29 мм

$M_1=-560$ Нм

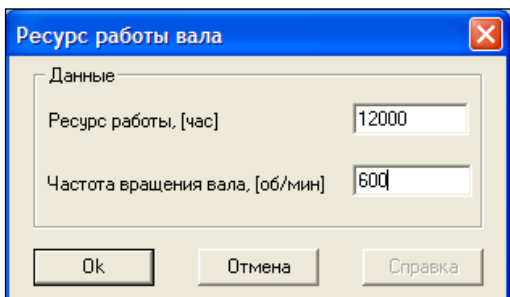
Расстояние от левого конца вала 629 мм

9.6. Выполнить расчет данной схемы.



Из раздела меню **Рассчитать!** выбрать команду **Общий расчет вала**

В диалоговом окне **Ресурс работы вала** задать ресурс работы (для цилиндрической передачи – 12000 часов, частоту вращения вала n в об/мин взять из исходных данных).

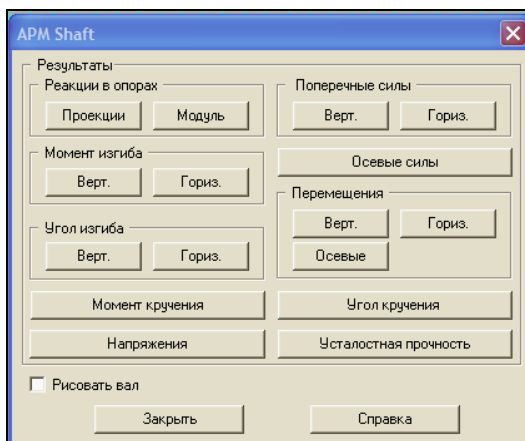


Пример:

Ресурс работы – 12000 ч

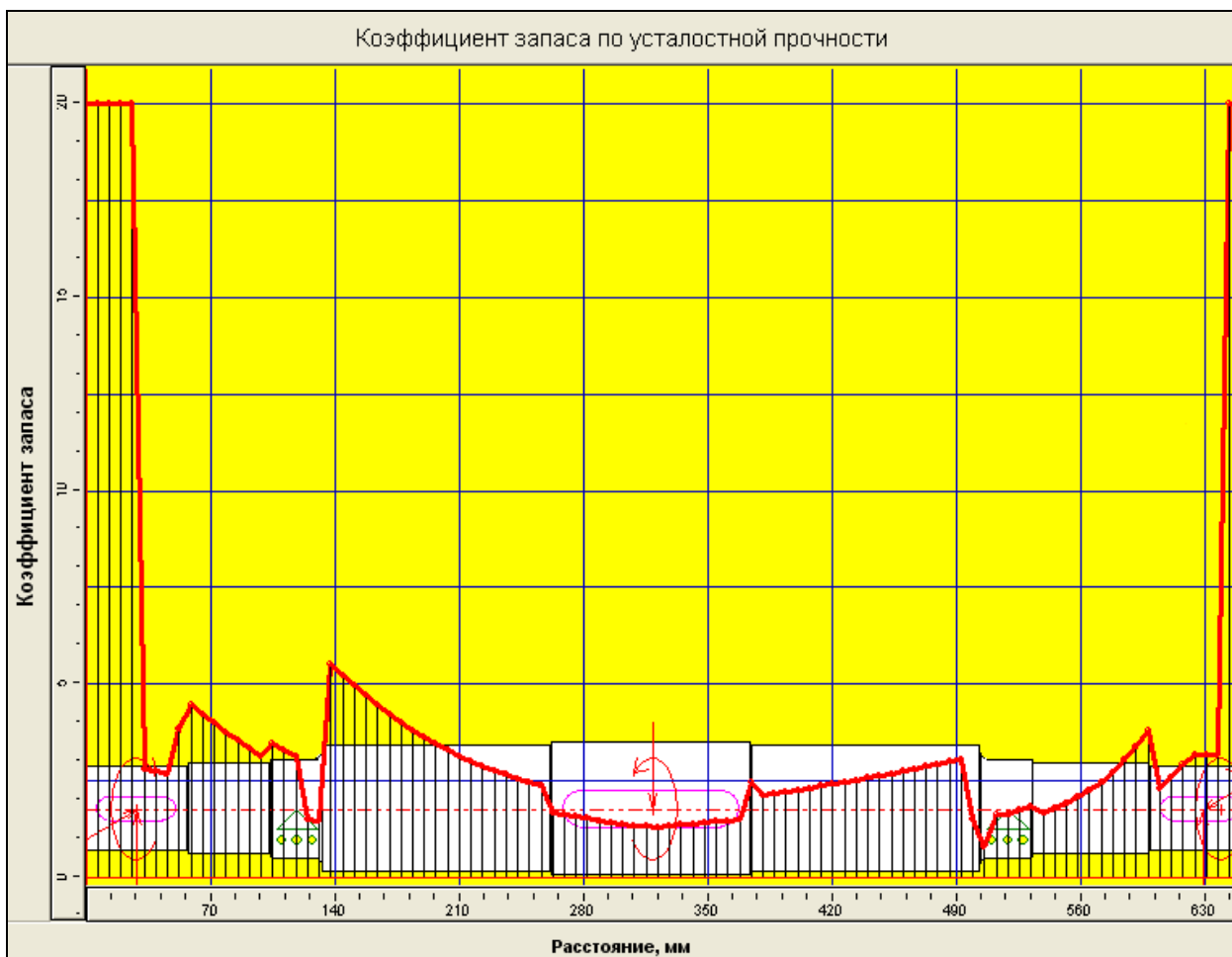
Частота вращения – 600 об/мин

9.7. Просмотреть результаты расчета (реакции в опорах, эпюры изгибающих моментов, крутящих моментов, поперечных сил, напряжений, коэффициента усталостной прочности).



№	Координата опоры, мм	Верт. реакция, Н	Гориз. реакция, Н
1	119	6148	-8501
2	519	-1668	10941
3			
4			
5			
6			
7			

9.8. Распечатать эпюру коэффициента усталостной прочности.



СПРАВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

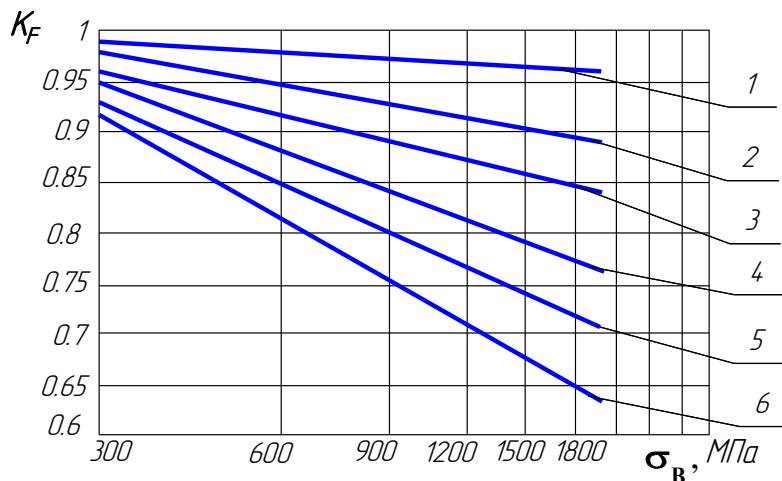


Рис. 1. Коэффициент влияния шероховатости поверхности K_F

- | | |
|-----------------------------------|-----------------------------------|
| 1. Полировка – Rz 1.6, мкм; | 4. Тонкая обточка – Rz 12.5, мкм; |
| 2. Тонкая шлифовка – Rz 3.2, мкм; | 5. Обточка – Rz 25, мкм; |
| 3. Шлифование – Rz 6.3, мкм; | 6. Грубая обточка – Rz 50, мкм. |

Таблица 1

НОРМАЛЬНЫЕ ЛИНЕЙНЫЕ РАЗМЕРЫ, мм

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

ПРИМЕЧАНИЕ: под косой чертой приведены размеры посадочных мест для подшипников качения.

МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ УГЛЕРОДИСТЫХ КОНСТРУКЦИОННЫХ СТАЛЕЙ

Марка стали	σ_B , МПа	σ_T , МПа	τ_T , МПа	σ_{-1}^H , МПа	σ_{-1}^K , МПа	τ_{-1}^K , МПа
10	340	210	140	160–220	120–150	80–120
20	420	250	160	170–220	120–160	100–130
25	460	280	—	190–250	—	—
30	500	300	170	200–270	170–210	110–140
35	540	320	190	220–300	170–220	130–180
40	580	340	—	230–320	180–240	140–190
45	610	360	220	250–340	190–250	150–200
50	640	380	—	270–350	200–260	160–210
55	660	390	—	—	—	—
60	690	410	—	310–380	220–280	180–220
20Г	460	280	—	—	—	—
30Г	550	320	—	220–320	—	—
50Г	660	400	—	290–360	—	—
20Х	800	650	—	380	—	170–230
40Х	1000	800	—	350–380	250	225
45Х	1050	850	—	400–500	—	—
30ХМ	950	750	—	310–410	370	230
35ХМ	1000	850	—	470–510	—	—
40ХН	1000	800	390	400	290	240
50ХН	1100	900	—	550	—	—
40ХФА	900	750	—	380–490	—	—
38ХМЮА	1000	850	—	420–550	—	—
12ХН3А	950	700	400	390–470	270–320	220–260
20ХН3А	950	750	—	430–450	300–320	245–255
30ХН3А	1000	800	—	520–700	—	320–400
40ХНМА	1000	950	—	500–700	—	270–380
30ХГСА	1100	850	—	510–540	500–535	220–245

ШПОНКИ ПРИЗМАТИЧЕСКИЕ (ГОСТ 23360-78), мм

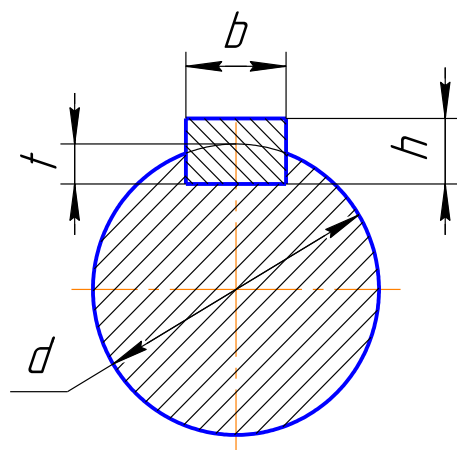


Таблица 3

Диаметр вала, d	Ширина шпон- ки, b	Высота шпон- ки, h	Фаска вала, c	Глубина паза вала, t
Свыше 12 до 17	5	3	0,25...0,4	3,0
17...22	6	6	0,25...0,4	3,5
22...30	8	7		4,0
30...38	10	8	0,4...0,6	5,0
38...44	12	8	0,4...0,6	5,0
44...50	14	9	0,4...0,6	5,5
50...58	16	10	0,4...0,6	6,0
58...65	18	11	0,4...0,6	7,0
65...75	20	12		7,5
75...85	22	14	0,6...0,8	9,0
85...95	25	14	0,6...0,8	9,0

Длины призматических шпонок l выбирают из следующего 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 мм.

ПОДШИПНИКИ ШАРИКОВЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ ОДНОРЯДНЫЕ
(ГОСТ 8338-75)

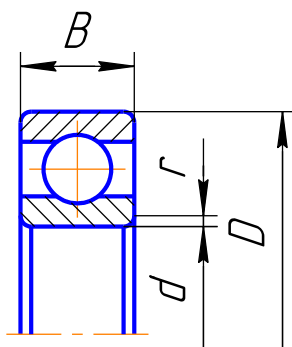


Таблица 4

Легкая серия					Средняя серия				
обозначение	d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	обозначение	d, мм	D, мм	B, мм	r, мм
204	20	47	14	1,5	304	20	52	15	2,0
205	25	52	15	1,5	305	25	62	17	2,0
206	30	62	16	1,5	306	30	72	19	2,0
207	35	72	17	2,0	307	35	80	21	2,5
208	40	80	18	2,0	308	40	90	23	2,5
209	45	85	19	2,0	309	45	100	25	2,5
210	50	90	20	2,0	310	50	110	27	3,0
211	55	100	21	2,5	311	55	120	29	3,0
212	60	110	22	2,5	312	60	130	31	3,5
213	65	120	23	2,5	313	65	140	33	3,5
214	70	125	24	2,5	314	70	150	35	3,5
215	75	130	25	2,5	315	75	160	37	3,5

МОМЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ И ПЛОЩАДИ СЕЧЕНИЙ ВАЛОВ,
ОСЛАБЛЕННЫХ ПАЗОМ ДЛЯ ОДНОЙ СТАНДАРТНОЙ ШПОНКИ

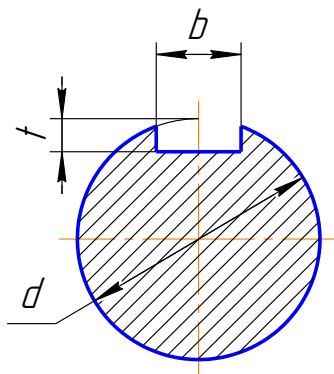


Таблица 5

d, мм	b×h, мм	W _и , см ³	W _к , см ³	F, см ²	d, мм	b×h, мм	W _и , см ³	W _к , см ³	F, см ²
20	6×6	0,655	1,44	2,96	50	16×10	10,65	22,9	18,84
21	—	0,770	1,68	3,28	52	—	12,10	25,9	20,4
22	—	0,897	1,94	3,62	55	—	14,51	30,8	23,0
					58	—	16,81	36,0	25,4
24	—	1,192	2,55	4,34	60	18×11	18,76	40,0	27,3
25	8×7	1,275	2,81	4,62	62	—	20,9	44,3	29,2
26	—	1,453	3,18	5,03	65	—	24,3	51,2	32,2
28	—	1,855	4,01	5,88	68	20×12	27,5	58,4	35,1
30	—	2,32	4,97	6,79	70	—	30,2	63,8	37,3
32	10×8	2,73	5,94	7,64	72	—	33,0	69,7	39,5
34	—	3,33	7,19	8,68	75	—	37,6	79,0	43,0
35	—	3,66	7,87	9,22	78	—	42,6	89,2	46,6
36	—	4,01	8,59	9,78	80	—	44,7	95,0	48,6
37	12×8	4,27	9,24	10,27	82	24×14	48,4	102,5	51,5
38	—	4,66	10,04	10,86	85	—	54,3	114,6	55,1
40	—	5,51	11,79	12,08	88	—	60,6	127,5	59,1
42	—	6,45	13,72	13,37	90	—	65,1	136,7	61,9
44	14×9	7,25	15,61	14,58	92	28×16	67,9	144,3	64,2
45	—	7,80	16,74	15,27	95	—	75,3	159,4	68,6
46	—	8,38	17,93	15,99	98	—	83,1	175,5	73,2
47	—	8,98	19,17	16,72	100	—	88,7	186,9	76,3
48	—	9,62	20,5	17,47	105	—	103,7	217,0	84,8

ПРИМЕЧАНИЕ:

1. Моменты сопротивления и площади вычислены для нетто-сечений, для которых определяются величины коэффициентов концентрации напряжений.
2. $b \times h$ – размеры сечения шпонки.

ЭФФЕКТИВНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ ДЛЯ ВАЛОВ С ГАЛТЕЛЯМИ

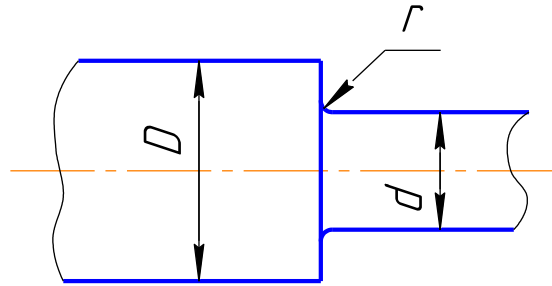


Таблица 6

D/d	r/d	Коэффициент концентрации напряжений при изгибе K_σ для валов из стали, имеющей σ_B , МПа			Коэффициент концентрации напряжений при кручении K_τ для валов из стали, имеющей σ_B , МПа		
		≤ 500	800	≥ 1000	≤ 500	800	≥ 1000
1,05	0,02	1,70	1,88	2,05	1,24	1,29	1,33
-«-	0,05	1,48	1,57	1,63	1,15	1,18	1,20
-«-	0,10	1,28	1,33	1,36	1,08	1,10	1,12
-«-	0,15	1,20	1,23	1,25	1,06	1,08	1,09
-«-	0,20	1,16	1,20	1,22	1,05	1,06	1,07
1,1	0,02	2,0	2,24	2,47	1,40	1,52	1,62
-«-	0,05	1,64	1,70	1,75	1,25	1,28	1,30
-«-	0,10	1,37	1,42	1,45	1,12	1,16	1,18
-«-	0,15	1,27	1,31	1,34	1,09	1,12	1,14
-«-	0,20	1,20	1,24	1,27	1,06	1,08	1,10
1,25	0,02	2,12	2,68	3,10	1,64	1,73	1,80
-«-	0,05	1,81	1,97	2,10	1,40	1,45	1,48
-«-	0,10	1,47	1,54	1,60	1,20	1,27	1,32
-«-	0,15	1,35	1,40	1,43	1,15	1,20	1,24
-«-	0,20	1,30	1,32	1,34	1,09	1,13	1,16
1,5	0,02	2,42	2,42	2,42	1,76	1,97	2,14
-«-	0,05	1,91	2,06	2,20	1,48	1,56	1,62
-«-	0,10	1,53	1,61	1,67	1,24	1,32	1,38
-«-	0,20	1,33	1,36	1,38	1,10	1,18	1,24

ЭФФЕКТИВНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЯ
ПРИ ИЗГИБЕ
И КРУЧЕНИИ ДЛЯ ВАЛОВ И ОСЕЙ СО ШПОНОЧНЫМИ КАНАВКАМИ

σ_B , МПа	K_σ	K_τ	Моменты сопротивления сечений нетто	
			при одной канавке	при двух канавках
500	1,50	1,40	$W_{И\text{НЕТТО}} \approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$W_{И\text{НЕТТО}} \approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$
600	1,60	1,50		
700	1,72	1,60	$W_{И} \approx 0,9 \frac{\pi d^3}{32}$	$W_{И} \approx 0,9 \frac{\pi d^3}{32}$
800	1,80	1,70	$W_{К\text{НЕТТО}} \approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$W_{К\text{НЕТТО}} \approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$
900	1,90	1,80		
1000	2,00	1,90	$W_{К} \approx 0,95 \frac{\pi d^3}{16}$	$W_{К} \approx 0,95 \frac{\pi d^3}{16}$

Номинальные значения нормальных и касательных напряжений следует вычислять по сечениям нетто.

ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ АСИММЕТРИИ ЦИКЛА Ψ_σ, Ψ_τ

Материал	Ψ_σ	Ψ_τ
Углеродистая сталь $\sigma_B=320 - 500$, МПа	0,05	0,05
Углеродистая сталь $\sigma_B=500 - 750$, МПа	0,1 - 0,15	0,05
Углеродистая и легированная сталь $\sigma_B=700 - 1050$, МПа	0,15 - 0,2	0,05 - 0,1
Легированная сталь $\sigma_B=1050 - 1450$, МПа	0,25 - 0,3	0,1 - 0,15

ЗНАЧЕНИЕ МАСШТАБНОГО ФАКТОРА $K_{d\sigma}$ В ЗАВИСИМОСТИ
ОТ ДИАМЕТРА ДЕТАЛИ

Материал	d, мм							
	10	20	30	40	50	70	100	200
Углеродистая сталь $\sigma_B=400 - 500$, МПа	0,98	0,92	1,0	0,85	0,82	0,76	0,70	0,63
Углеродистая и легированная сталь $\sigma_B=500 - 800$, МПа	0,97	0,89	0,98	0,81	0,78	0,73	0,68	0,61
Легированная сталь $\sigma_B=800 - 1200$, МПа	0,95	0,86	0,81	0,77	0,74	0,69	0,65	0,95
Легированная сталь $\sigma_B=1200 - 1400$, МПа	0,94	0,83	0,77	0,73	0,70	0,66	0,62	0,57

Таблица 10

ЗНАЧЕНИЯ $\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}$ И $\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}$ ДЛЯ УЗЛОВ ВАЛА, СОБРАННЫХ С НАТЯГОМ

Диаметр вала, мм	$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}$ при σ_B , МПа				$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}$ при σ_B , МПа			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,5	3,00	3,50	4,25	1,75	2,20	2,50	2,95
50	3,05	3,65	4,30	5,20	20,5	2,60	3,00	3,50
100	3,30	3,95	4,60	5,60	2,20	2,80	3,20	3,80

Таблица 11

ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ВЛИЯНИЯ
ПОВЕРХНОСТИ УПРОЧНЕНИЯ K_V

Вид упрочнения	σ_B , МПа	K_V		
		Гладкий вал	$K_\sigma=1,1 - 1,5$	$K_\sigma=1,5 - 2,0$
Закалка с нагревом ТВЧ	600...800	1,5...1,6	1,6...1,7	1,8...2,4
	800...1000	1,3...1,5		
Дробеструйная обработка	600...1500	1,1...1,25	1,5...1,6	1,7...2,1
Накатка роликами	600...1500	1,1...1,3	1,3...1,5	1,6...2,0

**ОБРАЗЕЦ ОФОРМЛЕНИЯ ТИТУЛЬНОГО ЛИСТА
КУРСОВОЙ РАБОТЫ**

Федеральное агентство по образованию РФ
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
Пермский государственный технический университет
Березниковский филиал
Кафедра технологии и механизации производств

КУРСОВАЯ РАБОТА

по дисциплине «Сопротивление материалов»

Расчет и конструирование вала

Выполнил:

студент группы

_____ (Фамилия И.О.)

Проверил:

ст. преподаватель
кафедры ТМП

_____ (Фамилия И.О.)

Березники 2007 г.

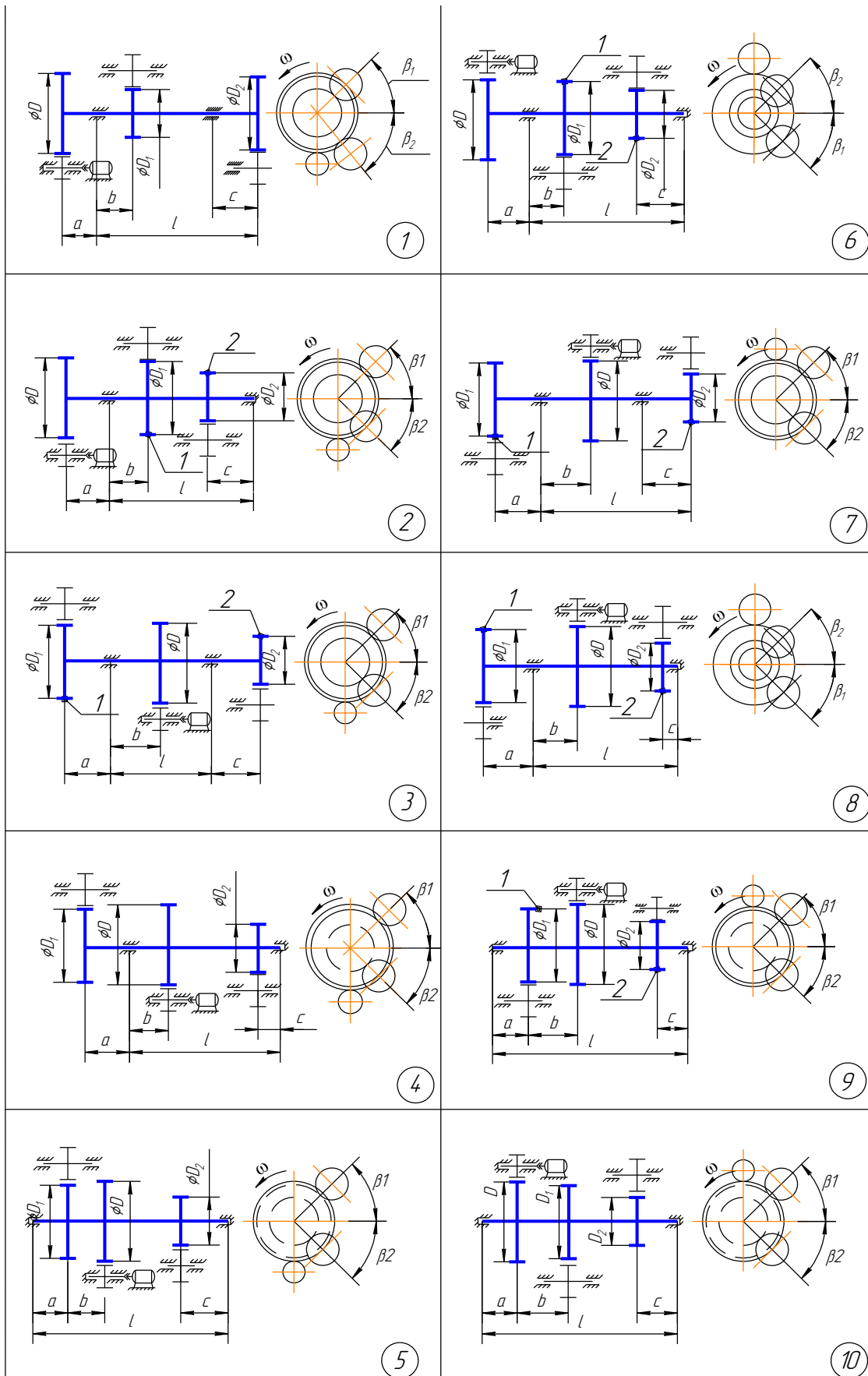
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К КУРСОВОЙ РАБОТЕ

Цифра шифра	1-я	2-я							3-я		4-я		5-я	6-я
	Марка стали	Размеры, мм							Углы, град		Мощность, кВт		об/мин	Rz
		<i>l</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>D</i>	<i>D₁</i>	<i>D₂</i>	β_1	β_2	<i>N</i>	<i>N₁</i>	<i>n</i>	
1	30	500	100	80	200	350	180	80	30	30	80	50	650	1,6
2	30ХМ	550	110	90	210	400	200	100	30	120	75	40	600	6,3
3	40Х	600	120	100	220	450	220	120	45	60	70	30	550	12,5
4	45Х	650	130	110	230	500	250	150	60	120	65	35	500	1,6
5	50	700	140	120	240	550	280	180	80	30	60	35	450	6,3
6	35ХМ	500	90	100	220	600	300	200	90	120	55	30	400	12,5
7	45	550	100	110	230	650	320	220	120	60	50	30	350	1,6
8	40ХН	600	110	120	240	700	350	250	130	90	35	25	300	6,3
9	40	650	120	130	250	750	380	280	60	40	45	25	250	12,5
0	60	700	130	140	260	800	400	300	45	30	40	20	200	1,6

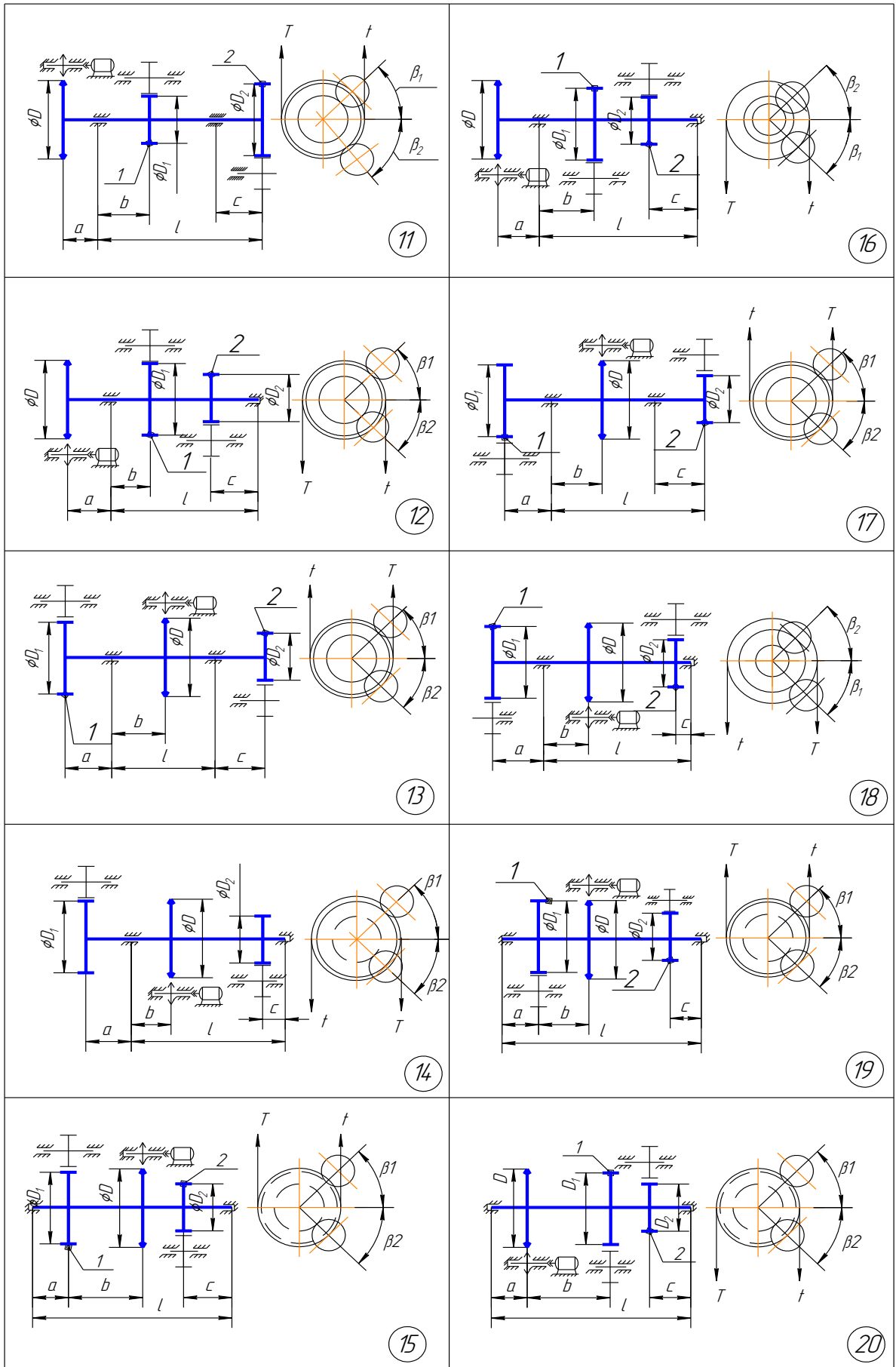
СОДЕРЖАНИЕ И ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Вычертить схему, указать численные значения заданных величин.
2. Определить нагрузки, действующие на вал:
 Определение крутящих моментов.
 Определение окружных усилий.
 Определение радиальных усилий.
3. Привести силы, действующие на вал, к оси вала с разложением главного вектора по двум взаимно перпендикулярным плоскостям.
4. Составить расчетную схему и построить эпюры внутренних силовых факторов:
 Эпюру крутящих моментов.
 Эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости.
 Эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости.
 Эпюру суммарных изгибающих моментов по III теории прочности.
 Эпюру эквивалентных изгибающих моментов по IV теории прочности.
5. Произвести ориентировочный расчет вала.
6. Конструирование вала:
 Подобрать диаметры и длины ступеней вала.
 Подобрать шпонки.
 Подобрать подшипники.
7. Расчет вала на усталостную прочность:
 Расчет наиболее опасного сечения под силовым элементом.
 Расчет наиболее опасного сечения под опорой.
- Выводы.
8. Эскиз вала.
9. Произвести проверку расчета на ЭВМ в модуле APM Shaft

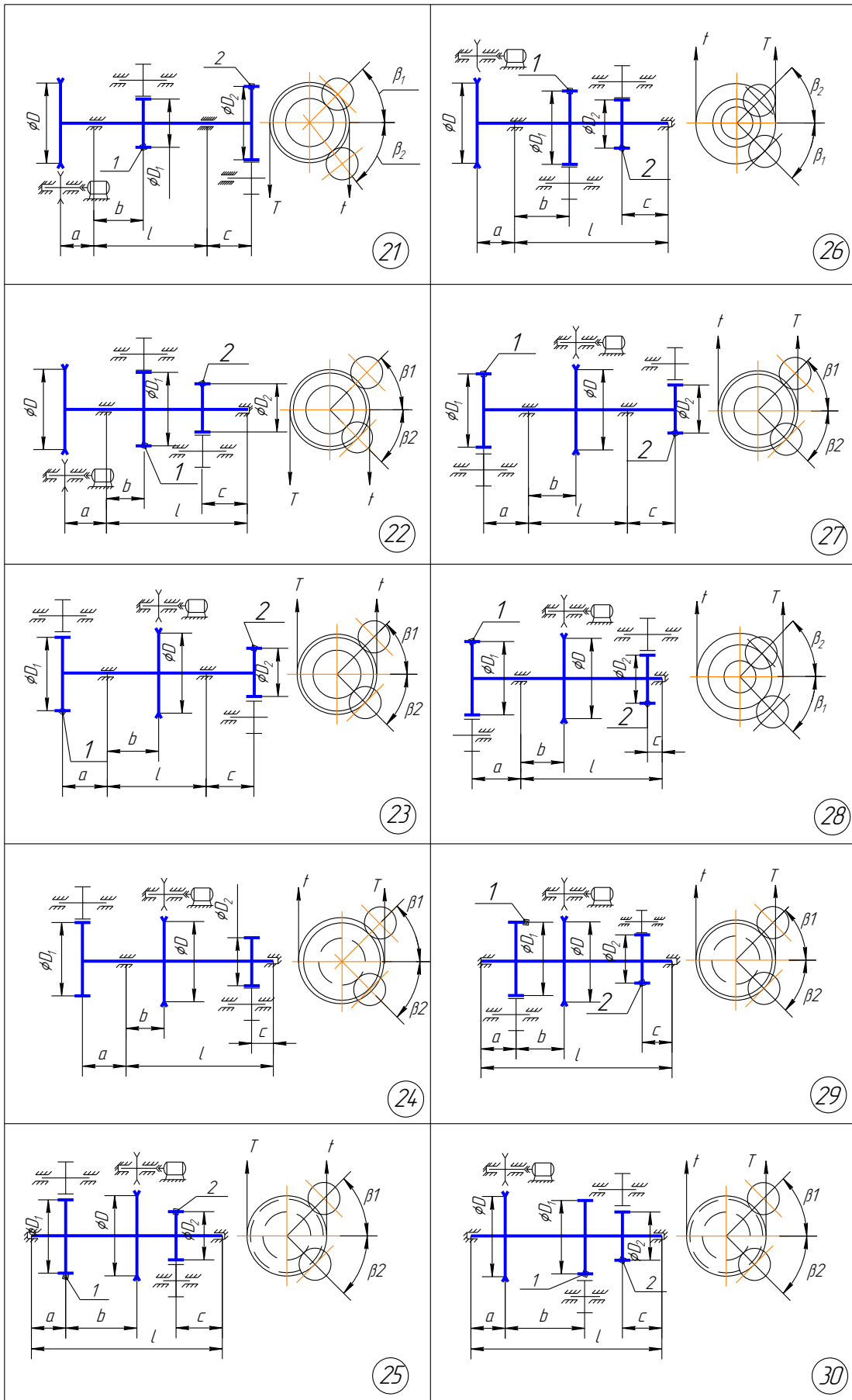
СХЕМА ВАЛА И СХЕМЫ РАСПОЛОЖЕНИЯ ПЕРЕДАЧ
с1 по10 вариант – зубчатая передача



с 11 по 20 вариант – цепная передача



с 21 по 30 вариант— ременная передача



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дунаев П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование/ П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов – М.: Высшая школа, 1990.
2. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов/ В.И. Феодосьев – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000.
3. Ицкович Г.М. Сопротивление материалов/ Г.М. Ицкович– М.: Высшая школа, 1998.
4. Шелофаст В.В. Основы проектирования машин/ В.В. Шелофаст – М.: Изд-во АПМ, 2000.
5. Рекомендации. Расчеты и испытания на прочность. Расчеты на прочность валов и осей. – М.: Изд-во стандартов, 1989.
6. Справочные таблицы для практических занятий и курсового проектирования по курсу «Прикладная механика»/ Сост.: С.Э. Шаклеина; Перм. гос. тех. ун-т. – Пермь, 2002.

Составитель: С.А. Палехова

Лицензия ЛР № 020370

Корректор Н.В. Шиляева

Подписано в печать 22.11.2007.

Формат 60×90/16 . Объем 2,7 п.л.

Тираж 50 экз. Заказ 86/2007.

Редакционно-издательский отдел

Пермского государственного технического университета (Березниковский филиал)

Отпечатано в ООО «Типограф». Адрес: г. Соликамск, Соликамское шоссе, 17^а