

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ
ФГБОУ ВО ИРКУТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени А.А. ЕЖЕВСКОГО
Кафедра технического сервиса и общепрофессиональных дисциплин

РАСЧЕТ ПРИВОДНЫХ ВАЛОВ

Учебно-методическое пособие для студентов инженерного факультета

МОЛОДЕЖНЫЙ 2020

УДК 539.41:621.824(072)

Р 248

Рекомендовано к изданию методическим советом инженерного факультета Иркутского государственного аграрного университета им А. А. Ежевского (протокол № 9 от 21 мая 2020 г.).

Составители: А. В. Косарева, С. В. Алтухов

Рецензент: С. В. Агафонов – к.т.н., доцент кафедры «Технический сервис и общеинженерные дисциплины» Иркутского аграрного университета имени А. А. Ежевского

Расчет приводных валов : учебно-методическое пособие для студентов инженерного факультета / Иркут. гос. аграр. ун-т им. А. А. Ежевского ; сост.: А. В. Косарева, С. В. Алтухов. – Молодежный : Изд-во ИрГАУ, 2020.- 64 с.

Данное учебно- методическое пособие по содержанию соответствует рабочим программам дисциплины «Соппротивление материалов», Государственным образовательным стандартам подготовки бакалавров инженерных направлений.

Предназначено для самостоятельной работы и помощи при выполнении расчетно-графических работ. Содержит задания, краткие методические указания и пример выполнения контрольной задачи.

.

© Косарева А.В., Алтухов С. В., 2020

© Иркутский государственный аграрный университет им. А. А. Ежевского, 2020

СОДЕРЖАНИЕ

Методические указания к выполнению расчетно-графической работы	4
Основные понятия и определения	5
Расчет вала редуктора	10
Общий порядок выполнения расчета	12
Пример выполнения задания	19
Расчет вала на выносливость (усталостную прочность) в предположительно опасном сечении	24
Расчет вала на выносливость (усталостную прочность) в месте расположения шпоночного паза	26
Расчёт вала в программе АПМ Win.Machine	28
Модуль Beam	
Расчёт вала в модуле APM Shaft	37
Оценка результатов расчёта и проверка жёсткости вала	45
Редактирование размеров вала	47
Заключение	50
Список литературы	52
Приложение	53

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

Расчетно - графическая работа по дисциплине «Сопротивление материалов» для студентов инженерного факультета, выполняется по индивидуальному заданию. Каждому студенту выдают задание в соответствии с последними цифрами его учебного шифра (зачетной книжки).

Последняя цифра номер строки. Предпоследняя – номер рисунка

Задание выполняется на листах формата А4, с одной стороны. Титульный лист оформляется в соответствии с существующими требованиями (Приложение А). Все остальные листы, согласно следующих требований: отступ сверху, снизу - 20 мм, слева - 25мм; справа - 10 мм. Рисунки выполняются карандашом аккуратно и чётко, с учётом условий варианта задания. Решение задачи необходимо сопровождать краткими пояснениями и в соответствии с теми обозначениям, которые даны на чертежах. Контрольную работу рекомендуется выполнять с помощью программ Word и Компас, с учётом требований к подобным работам [7,8].

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

В большинстве машин и механизмов присутствуют валы, вращающиеся на подшипниках и при этом поддерживающие детали передач (шкивы, звёздочки, зубчатые и червячные колёса). Валы обычно испытывают сложное напряжённое состояние, вследствие совместного действия изгиба и кручения. Это состояние возникает под действием сил, действующих на вал от давления на зубья шестерён, натяжения ремней и собственного веса вала, шкивов и т.д.

Совместным действием кручения и изгиба называется такой вид деформации, при котором в поперечном сечении бруса действуют одновременно крутящий и изгибающий моменты. Такой вид деформации возникает в валах редукторов и коробок скоростей, в трансмиссионных валах приводов. Силы, действующие на валы, вызывают как изгибающие, крутящие моменты, так и поперечные силы. В результате в поперечных сечениях возникают нормальные и касательные напряжения от кручения и изгиба.

При расчете вала определяем опасное сечение. Для этого необходимо построить эпюры изгибающих и крутящих моментов. С этой целью силы, действующие на вал раскладывают на составляющие вдоль осей координат, или распределяют на силы в горизонтальной и в вертикальной плоскости.

Для проверки прочности необходимо найти следующие виды напряжений:

1. Напряжения при кручении:

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p}$$

где T – крутящий момент, Нм;

W_p – полярный момент сопротивления сечения вала, мм³.

2. Напряжения при сложном изгибе:

$$\sigma_{\text{сумм.}} = \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y}$$

где M_x , M_y – изгибающие моменты, относительно осей X и Y соответственно, X и Y – соответственно горизонтальная и вертикальная оси поперечного сечения;

W_x , W_y – моменты сопротивления, относительно осей X и Y соответственно.

Для случая сложного изгиба, когда сечение имеет одинаковые моменты инерции относительно главных осей (симметричные сечения) можно определить суммарный изгибающий момент $M_{\text{сумм.}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$, а по нему суммарные напряжения изгиба

$$\sigma_{\text{сумм.}} = \frac{M_{\text{сумм.}}}{W}$$

Таким образом, имеет место наложение напряжённого состояния чистого сдвига на неоднородное плоское напряжённое состояние поперечного изгиба и необходимо вычислить эквивалентные напряжения по одной из теорий прочности (третьей или четвертой).

Эквивалентным называется напряжение, которое нужно создать в растянутом стержне, чтобы получить напряжённое состояние равноопасное заданному, рисунок 1.

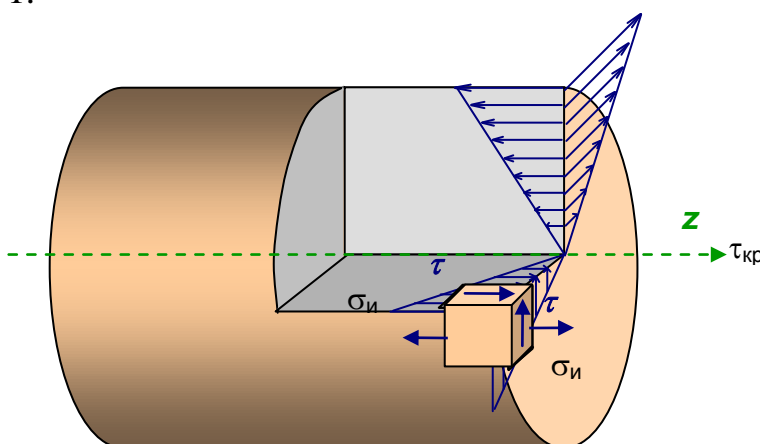


Рисунок 1- Характер распределения напряжений в плоскости поперечного сечения вала

Определив опасное сечение необходимо найти опасные точки. Опасными являются точки наиболее удаленные от нейтральной линии (линия, где напряжения равны нулю). В этих точках одновременно и нормальные напряжения, и касательные напряжения от крутящего момента имеют, как правило, максимальное значение.

Если выделить у наиболее опасной точки бесконечно малый элемент, рисунок 1, то по четырём его граням действуют касательные напряжения, а к двум из этих граней приложены еще и нормальные напряжения. Таким образом при изгибе с кручением элемент в опасной точке находится в плоском напряженном состоянии. Поэтому определяем напряжения в опасном сечении, аналогично напряжениям при изгибе. Разница лишь в том, что при изгибе касательные напряжения обусловлены поперечной силой, а при изгибе с кручением крутящим моментом.

Условие прочности можно записать согласно третьей или четвертой теориям прочности. Эквивалентное напряжение определяется следующим образом:

$$\sigma_{III} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]$$

$$\sigma_{IV} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$$

Расчет вала на выносливость (усталостную прочность) при повторно-переменных нагрузках

Разрушение материалов от действия нагрузок меняющихся во времени по величине и знаку происходит при значительно меньших напряжениях, чем при действии статической нагрузки.

Практикой установлено, что если элемент конструкции многократно подвергается переменному напряжению, то после некоторого числа перемен напряжений в нем появится трещина, которая постепенно будет развиваться. В результате происходит разрушение без значительных остаточных деформаций, даже для пластичных материалов. При этом разрушение материала может произойти при напряжениях значительно ниже предела

текучести. Разрушение материала под действием повторно – переменных напряжений называется **усталостным разрушением**.

Способность материала сопротивляться разрушению при действии повторно- переменных напряжений называется **выносливостью материала**.

Усталостное разрушение наблюдается при наличии одной из особенностей приложения нагрузки:

1. многократное приложение нагрузки одного знака (от нуля до максимума);

2. многократное повторение нагрузки, периодически изменяющейся не только по величине, но и по знаку (знакопеременные нагрузки). При этом различают изменение нагрузки по симметричному и по несимметричному, относительно нуля, циклу.

Максимальное напряжение, при котором материал способен сопротивляться, не разрушаясь, при любом произвольно большом числе повторений переменных напряжений, называется **пределом выносливости** или **пределом усталости**.

Предел выносливости материала определяется экспериментально. Он зависит от формы и размеров детали, способа ее обработки, состояния поверхности детали, вида напряжённого состояния, закона изменения нагрузки во времени при испытаниях, предварительной внутренней напряжённости материала и т.п.

Значительное влияние на усталостную прочность оказывает концентрация напряжений, вызванная резким изменением сечения детали или другими факторами, которые содействуют зарождению усталостной трещины. На практике, концентраторами являются шпоночные пазы, отверстия в детали, малые радиусы закруглений в местах резкого изменения размеров сечения, резьба и т.п. Влияние концентраторов напряжений на усталостную прочность принято оценивать с помощью нескольких эмпирических коэффициентов. Коэффициент чувствительности концентрации напряжений зависят не только от механических свойств, но и от конструктивной формы самой детали и распределения напряжений в ней.

Коэффициент влияния размеров (масштабный фактор). С увеличением размеров детали, при сохранении ее геометрического подобия значение эффективных коэффициентов концентрации напряжений увеличивается, а выносливость понижается.

Влияние состояния поверхности учитывает коэффициент, связанный с шероховатостью поверхности вала. Как правило, поверхность детали имеет дефекты, связанные с механической обработкой, а также коррозией. Поэтому усталостные трещины, чаще всего начинаются с поверхности. Предел выносливости зависит от предела прочности и качества обработки поверхности. Так при грубой обточке предел выносливости снижается на 40%. А при наличии окалины – на 70%.

В случаях простых видов деформации при изменении напряжений в детали по симметричному циклу запас прочности при действии нормальных напряжений, определяется отношением предела выносливости детали при растяжении (сжатии) или при изгибе к номинальным фактически действующим знакопеременным напряжениям.

Для расчета на прочность при переменных нагрузках в случае сложного напряженного состояния можно использовать соответствующие теории прочности.

Так запас прочности при сложном напряжённом состоянии, например, при совместном действии изгиба и кручения, определится по формуле:

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} \geq [s] = 1,3...3,0$$

где s_{σ} , s_{τ} - коэффициенты запаса усталостной прочности по нормальным и касательным напряжениям.

При расчёте коэффициента запаса усталостной прочности принимают, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, рисунок 2, а, а напряжения кручения - по отнулевому, рисунок 2, б. Выбор отнулевого цикла для напряжений кручения основан на том, что большинство валов

передает переменные по значению, но постоянные по направлению вращающиеся моменты.

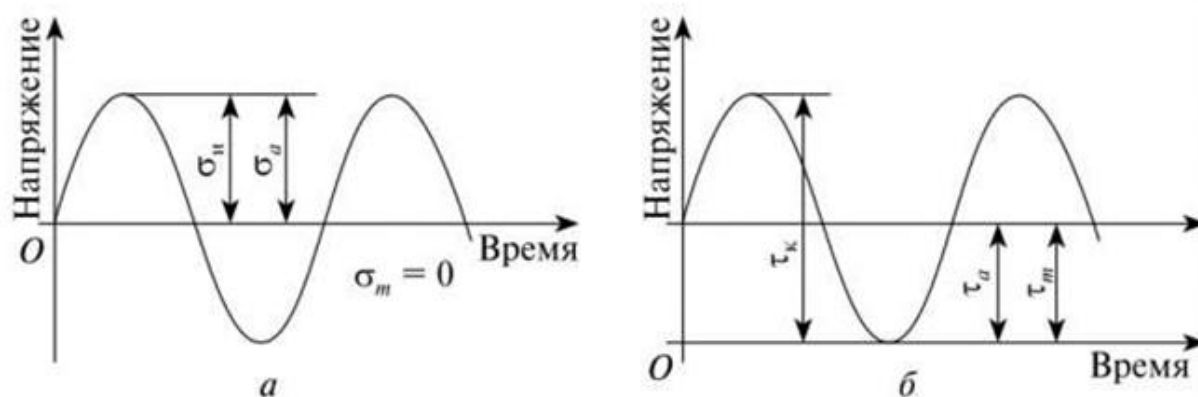


Рисунок 2 - Циклы изменения напряжений в сечениях вала, а – симметричный знакопеременный цикл, б – отнулевой цикл. σ_n , τ_k – максимальные напряжения изгиба и кручения, σ_a , τ_a – амплитуды циклов, σ_m , τ_m – средние напряжения циклов.

РАСЧЕТ ВАЛА РЕДУКТОРА

Дано – схема вала редуктора, основные размеры, нагрузки.

Необходимо - сконструировать вал, рассчитать на статическую и усталостную прочность, проверить на жёсткость.

Указания к выполнению работы: рекомендуется следующий порядок.

1. Определить крутящий момент и другие нагрузки, действующие на вал;
2. Составить расчётную схему в вертикальной и горизонтальной плоскости;
3. Построить эпюры изгибающих моментов в заданных плоскостях;
4. Определить суммарные изгибающие моменты в характерных сечениях вала и построить эпюру суммарного момента;
5. Построить эпюру крутящих моментов;
6. Определить эквивалентный момент в опасном сечении вала;
7. Определить диаметр вала в опасном сечении;
8. Сконструировать вал и выполнить его эскиз в программе КОМПАС;
9. Рассчитать на усталостную прочность в опасном сечении;
10. Выполнить расчёт в программе APM Win.Machine.
11. Оценить прочность и жёсткость вала в опасных местах.
12. Сравнить, результаты, полученные в программе с результатами расчётов традиционным способом.

Исходные данные для самостоятельной работы выбираются по рисунку 3 и из таблицы 1 в соответствии с номером зачётной книжки, либо по заданию

преподавателя.

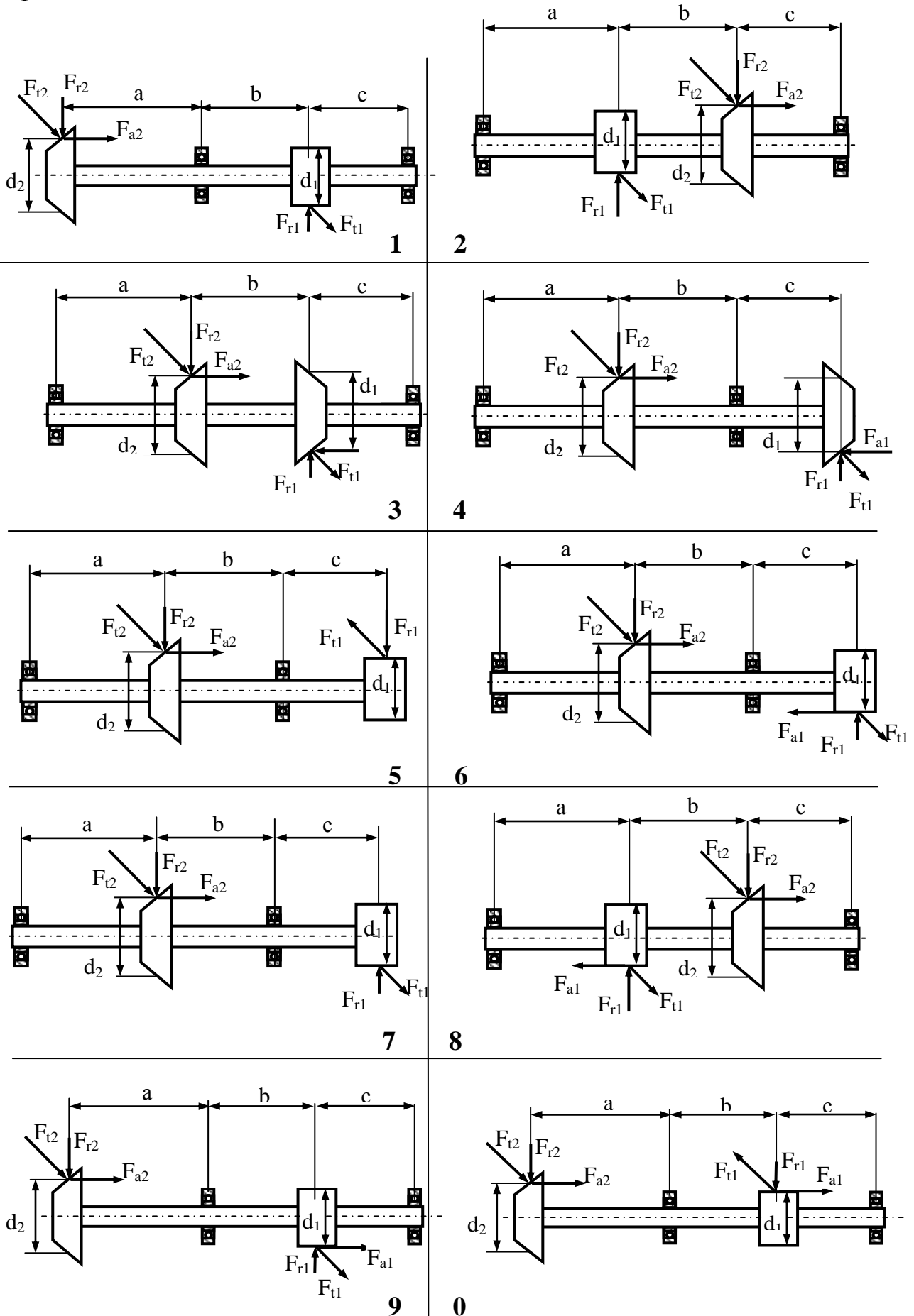


Рисунок 3- Схемы нагрузок валов

Таблица 1

Данные для расчёта.

	Марка стали	P, кВт	n, об/мин	a, м	b, м	c, м	d ₁ , м	d ₂ , м
1	Сталь 45	10	1000	0,1	0,15	0,15	0,25	0,35
2	Сталь 40X	12	1200	0,15	0,1	0,2	0,3	0,4
3	Сталь 40 ХН	7	1440	0,1	0,2	0,2	0,2	0,5
4	Сталь 20 X	5	1250	0,2	0,2	0,15	0,3	0,4
5	Сталь 45	8	980	0,2	0,15	0,2	0,25	0,35
6	Сталь 40X	14	750	0,15	0,15	0,2	0,2	0,4
7	Сталь 40 ХН	20	600	0,15	0,2	0,2	0,2	0,35
8	Сталь 20 X	15	850	0,2	0,2	0,15	0,35	0,5
9	Сталь 45	8	1500	0,2	0,15	0,15	0,3	0,5
10	Сталь 40X	7,5	1700	0,15	0,2	0,2	0,25	0,45

Общий порядок выполнения расчета

1. Определяем крутящий момент, передаваемый валом;

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{30P}{\pi n}$$

2. Определяем нагрузки, действующие в передачах:

$$F_t = \frac{2T}{d} \text{ - окружная; } F_r = F_t k_r \text{ - радиальная; } F_a = F_t k_a \text{ - осевая;}$$

где k_r , k_a - соответственно коэффициент радиальной и осевой нагрузки. В расчёте принять условно $k_r = 0,364$, $k_a = 0,3$.

3. Составляем расчетные схемы вала в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Условно принять, что осевая и радиальная нагрузки действуют в вертикальной плоскости, окружная нагрузка в горизонтальной плоскости.
4. Ориентировочно определим диаметр вала по крутящему моменту.

$$d_k \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}}$$

где $[\tau]$ – используется пониженное допускаемое напряжение кручения, чтобы учесть действие неизвестных пока изгибающих моментов.

Для средних участков валов: $[\tau] = 20 \div 30$ МПа, для концевых участков: $[\tau]$

= 10÷20 МПа. Полученное значение округляют по нормальному ряду размеров (табл. 2).

Если длина участков вала неизвестна, на этом этапе вал можно сконструировать, примерно задавшись длиной каждого участка. В нашем случае линейные размеры вала заданы в исходных данных, поэтому конструирование вала и разработку его эскиза можно провести после выполнения расчёта на изгиб с кручением.

5. Освобождаемся от связей и определяем опорные реакции в вертикальной и горизонтальной плоскостях;
6. Разбиваем балку на участки и определяем изгибающие моменты в характерных сечениях последовательно в вертикальной и горизонтальной плоскостях, строим соответствующие эпюры;
7. Определяем суммарные изгибающие моменты в характерных сечениях вала, строим эпюру суммарного момента;

$$M_{\text{сумм}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

7. Определяем крутящие моменты на участках вала и строим эпюру крутящего момента;
8. Определяем эквивалентный момент в опасном сечении вала по третьей или четвертой теории прочности:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\text{сумм}}^2 + T^2}$$

9. Определяют диаметр вала в опасном сечении:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{\text{экв}}}{\pi[\sigma]}}$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжения изгиба, $[\sigma] = 50\div 60$ МПа.

Полученное значение диаметра округляют до ближайшего стандартного значения по нормальному ряду размеров (табл. 2).

Ряд нормальных линейных размеров. Таблица 2

...14	15	16	17	18	19	20	21	22	24
25	26	28	30	32	34/35	36	38	40	42
45/47	50/52	53/55	56	60/62	63/65	67/70	71/72	75	80
85	90	95	100	105	110	120	125	130	140
150	160	170	180	190	200	210	220	240	250...

Радиусы галтелей. Таблица 3

Диаметр вала, d, мм	20...28	32...45	50...70	80...100
------------------------	---------	---------	---------	----------

Радиус галтели, r, мм	1,6	2,0	2,5	3,0
--------------------------	-----	-----	-----	-----

10. Проводим конструирование вала (пример вала на рис. 5):

Длина ступицы цилиндрического зубчатого колеса – $L_{ст} = (0,8 \dots 1,5) d_B$

Длина ступицы конического зубчатого колеса – $L_{ст} = (0,9 \dots 1,2) d_B$

Диаметр упорного бурта для зубчатого колеса – $d_{бк} = d_K + (3 \dots 7 \text{ мм})$

Ширина подшипника - $B = (0,3 \dots 0,5) d_{п}$

Упорные буртики для подшипника или зубчатых колес - $d_{бп}$ или $d_{бк}$; высота запечиков может быть принята (рис 4): $d_{бп} (d_{бк}) = d_{п} (d_K) + 2 h$

Высота упорных буртиков. Таблица 4

d, мм	17-24	25- 30	30 – 40	40 – 50	50 – 60	60-70	70-85
h, мм	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5

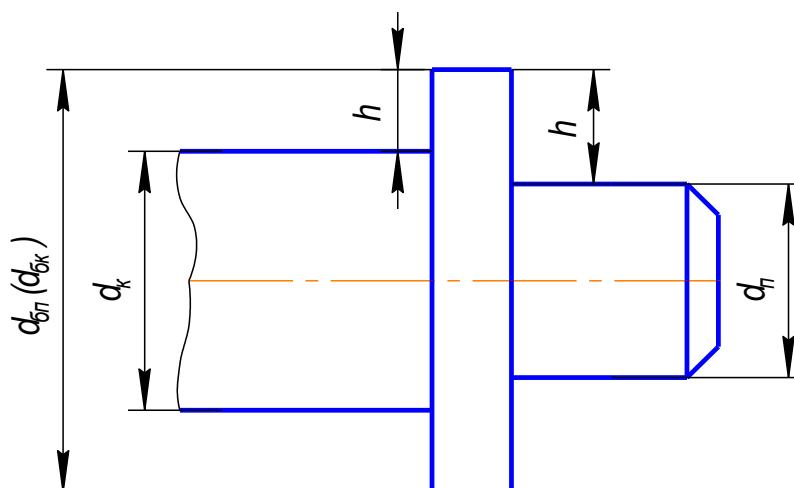


Рис. 4. Размер упорного буртика вала.

Параметры призматической шпонки (из ГОСТ 23360-78). Таблица 5

Диаметр вала, d	Сечение шпонки		Фаска у шпонки, s	Глубина паза		Длина шпонки, l
	b	h		вала, t ₁	ступицы, t ₂	
Св. 12 до 17	5	5	0,25-0,4	3	2,3	10 – 56
» 17 » 22	6	6		3,5	2,8	14 – 70
» 22 » 30	8	7		4	3,3	18 – 90
» 30 » 38	10	8	0,4-0,6	5	3,3	22 – 110
» 38 » 44	12	8		5	3,3	28 – 140
» 44 » 50	14	9		5,5	3,8	36 – 160
» 50 » 58	16	10		6	4,3	45 – 180
» 58 » 65	18	11		7	4,4	50 – 200
» 65 » 75	20	12	0,6-0,8	7,5	4,9	56 – 220

» 75 » 85	22	14		9	5,4	63 – 250
» 85 » 95	25	14		9	5,4	70 – 280

Длину шпонки рекомендуется выбрать в заданном диапазоне из стандартного ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250.

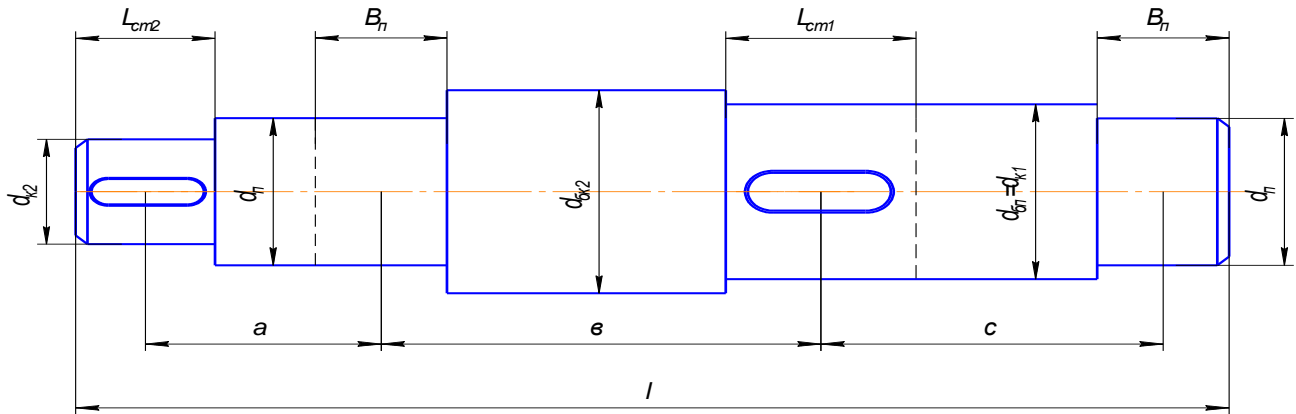


Рис. 5. Эскиз вала.

11. Подбираем шпонки под зубчатым колесом, таблица 5 и проверяем их на прочность.

12. Выбираем сечение, в котором будем проверять прочность при повторно - переменных нагрузках. Как правило, это сечение где действует наибольший изгибающий момент;

13. Определяем тип концентратора напряжений в опасном сечении;

14. Определяем моменты сопротивления в выбранном сечении:

для круглого сечения - осевой момент сопротивления - $W_x = \frac{\pi d^3}{32}$;

И полярный момент - $W_p = \frac{\pi d^3}{16}$.

Для сечения с шпоночной канавкой осевой и полярный моменты -

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} ; \quad W_p = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$$

16. Определяют напряжения в сечении, если напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а напряжения кручения по пульсирующему циклу

$$\sigma_a = \sigma_{max} = \frac{M_{on}}{W_x}; \tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{T}{2 \cdot W_p},$$

где σ_a ; τ_a - амплитуды переменных составляющих циклов напряжений;

M_{on} – суммарный изгибающий момент в рассматриваемом опасном сечении, Нм,

$$M_{on} = \sqrt{(M_y)^2 + (M_x)^2},$$

где M_y , M_x - изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях в данном опасном сечении, Н·мм;

17. Выбирают величину коэффициентов: концентрации напряжений (таблица) абсолютных размеров сечения (таблица) и влияния состояния поверхности (таблица) по нормальным и касательным напряжениям.

18. Проводим расчет на усталостную прочность по нормальным и касательным напряжениям, определяем запас сопротивления усталости только по кручению и изгибу:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{k_d \cdot k_F} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{k_d \cdot k_F} \cdot \sigma_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}$$

где σ_{-1} ; τ_{-1} - пределы выносливости материала вала при симметричном цикле нагружения.

Их определяют по таблицам или по приближенным формулам:

$$\begin{aligned} \sigma_{-1} &= (0,4...0,5)\sigma_B; \\ \tau_{-1} &= (0,2...0,3)\sigma_B \end{aligned}$$

где σ_B - предел прочности материала вала;

k_σ, k_τ – коэффициенты концентрации напряжений;

k_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;

k_F - коэффициент влияния состояния поверхности вала;

ψ_σ и ψ_τ - коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости.

19. Определяем коэффициент запаса прочности на кручение по пределу текучести

$$s_{\tau} = \frac{\tau_T}{\tau_{max}},$$

где τ_T - предел текучести при сдвиге;

Меньшее по величине значение s_{τ} подставляют в формулу для определения суммарного запаса прочности.

Таблица 6

Механические свойства сталей.

Марка стали	Диаметр заготовки	Твердость, НВ	Механические характеристики, Мпа					коэффициент Ψ_{τ}
			$\sigma_{вр}$	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	
Ст 5	Любой	190	520	280	150	220	130	0,06
45	До 120 до 80	240	780	540	290	360	200	0,09
		270	900	650	390	410	230	0,1
40X	До 200 до 120	240	790	640	380	370	210	0,09
		270	900	750	450	410	240	0,1
40 ХН	до 200	270	920	750	450	420	230	0,1
20 X	до 120	197	650	400	240	310	170	0,07

Таблица 7

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений в ступенчатом переходе с галтелью.

t/r	r/d	k_{σ} при σ_{ep}				k_{τ} при σ_{ep}			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
3	0,01	1,90	2,00	2,10	2,20	1,55	1,60	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,10	2,20	2,40	1,60	1,70	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,10	2,25	2,45	1,65	1,70	1,75	1,90
5	0,01	2,10	2,25	2,35	2,50	2,20	2,30	2,40	2,60
	0,02	2,15	2,30	2,45	2,65	2,10	2,15	2,25	2,40

Таблица 8

Коэффициент абсолютных размеров поперечного сечения.

Напряженное состояние	k_d при диаметре вала, мм				
	30	40	50	70	100

Изгиб	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Кручение	0,77	0,73	0,70	0,67	0,62

Таблица 9

Коэффициенты концентрации напряжений для сечений с шпоночными канавками

σ_{ep}	k_{σ}		k_{τ}
	При выполнении канавки фрезой		
	концевой	дисковой	
500	1,60	1,40	1,40
700	1,90	1,55	1,70
900	2,15	1,70	2,05
1200	2,50	1,90	2,40

Таблица 10

Коэффициент влияния состояния поверхности вала

Среднеарифметическое отклонение R_A , мкм	k_F , при σ_{ep} , МПа			
	500	7000	900	1200
0,4...0,1	1,0	1,0	1,1	1,1
3,2...0,8	1,05	1,10	1,15	1,25

Таблица 11

Коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости

Материал	ψ_{σ}	ψ_{τ}
Углеродистые мягкие стали	0.05	0
Среднеуглеродистые стали	0.10	0.05
Легированные стали	0.15	0.10

19. Выбираем величину допускаемого коэффициента запаса прочности из интервала $[s] = 1,3...3,0$.

Так при повышенной точности расчёта, при достаточной однородности

материала и высоком качестве технологических процессов принимается запас прочности $[s] = 1,3...1,4$. Для обычной точности расчета при умеренной однородности материала $[s] = 1,4...1,7$. При пониженной точности расчета и пониженной однородности материала, особенно для литья и деталей значительных размеров, $[s] = 1,7...3,0$.

20. Определяем общий коэффициент запаса прочности:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s]$$

Если величина расчетного коэффициента запаса прочности больше допускаемого, то прочность вала обеспечена.

Пример выполнения задания

Дано: $P = 10$ кВт, $n = 840$ об/мин, $d_1 = 120$ мм, $d_2 = 380$ мм, $a = 150$ мм, $b = 100$ мм, $c = 100$ мм. Материал вала сталь 45.

Решение

1. Определяем крутящий момент, передаваемый валом:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{30P}{\pi n} = \frac{30 \cdot 10 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 840} = 113,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2. Определяем силы в зацеплении передач:

- Цилиндрическая передача

Окружная сила - $F_{t1} = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{120} = 1895 \text{ Н}$

Радиальная сила - $F_{r1} = F_t k_r = 1895 \cdot 0,364 = 689,78 \text{ Н}$

- Коническая передача

Окружная сила - $F_{t2} = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{380} = 598,4 \text{ Н}$

Радиальная сила - $F_{r2} = k_r F_t = 0,364 \cdot 598,4 = 217,82 \text{ Н}$

Осевая сила - $F_{a2} = k_a F_t = 0,3 \cdot 598,4 = 179,52 \text{ Н}$

3. Составляем расчётную схему вала для последующего распределения нагрузок по двум плоскостям и проведения расчётов в вертикальной и горизонтальной плоскостях: см. рис.6.

4. Определяем ориентировочно диаметр выходного конца:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 28,33 \text{ мм}$$

Полученное значение округляем до стандартного значения по табл. 3 и в данном сечении устанавливается коническое колесо. Принимаем $d_{K1} = 30$ мм.

Определяем диаметр вала в средней части вала:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{113,7 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 33,5 \text{ мм}$$

Полученное значение округляем до стандартного значения по табл. 3 и в данном сечении устанавливается цилиндрическое колесо. Предварительно принимаем $d_{K2} = 35$ мм.

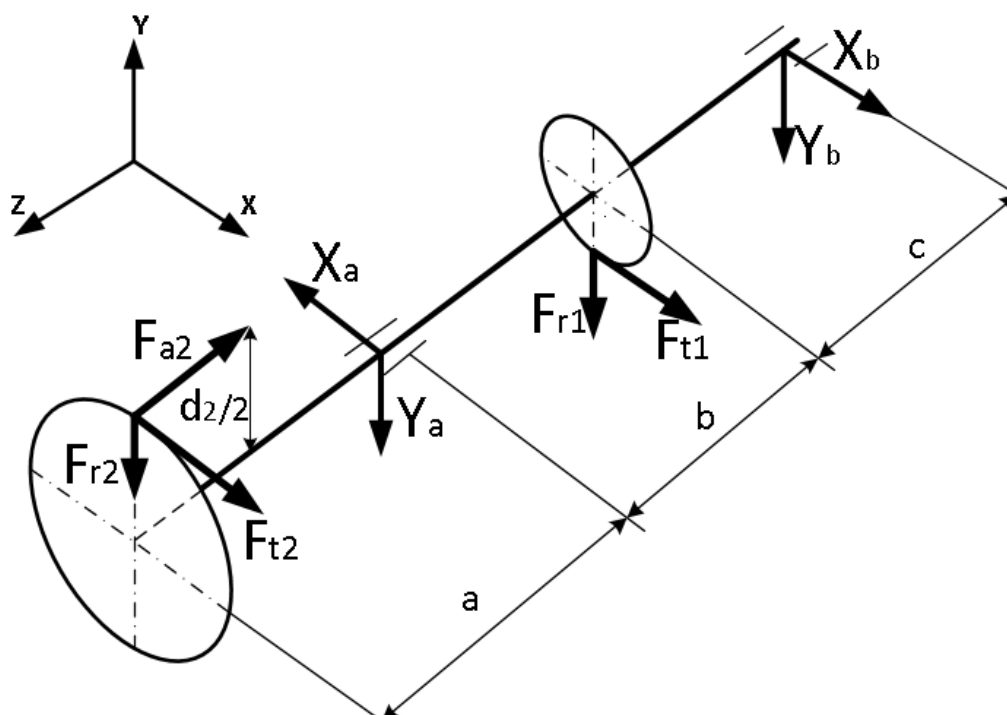


Рисунок 6- Схема нагрузки вала.

3. Выполним расчёт вала с учётом крутящего и изгибающих моментов.

Освобождаемся от связей и определяем опорные реакции в вертикальной плоскости:

$$\sum m_B(F_K) = F_{r2}(a + \vartheta + c) - F_{a2} \frac{d_2}{2} + y_A(\vartheta + c) - F_{r1}c = 0;$$

$$y_A = \frac{-F_{r2}(a + \vartheta + c) + F_{a2} \frac{d_2}{2} + F_{r1}c}{(\vartheta + c)} = \frac{-217,82 \cdot (150 + 100 + 100) + 179,52 \cdot \frac{380}{2} + 689,78 \cdot 100}{100 + 100} = 134,25 \text{ Н}$$

$$\sum m_A(F_K) = F_{r2}a - F_{a2} \frac{d_2}{2} - y_B(\vartheta + c) + F_{r1}\vartheta = 0$$

$$y_B = \frac{F_{r2}a - F_{a2} \frac{d_2}{2} + F_{r1}\vartheta}{(\vartheta + c)} = \frac{217,82 \cdot 150 - 179,52 \cdot \frac{380}{2} + 689,78 \cdot 100}{100 + 100} = 337,71 \text{ Н}$$

Проверка: $\sum F_{ky} = -F_{r2} - y_A + F_{r1} - y_B = -217,82 - 134,25 + 689,78 - 337,71 = 0$

Реакции в вертикальной плоскости определены верно.

6. Определяем моменты в характерных сечениях вертикальной плоскости:

$$M_c^1 = 0; \quad M_c^2 = F_{a2} \frac{d_2}{2} = 179,52 \cdot \frac{0,38}{2} = 34,11 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_A = F_{a2} \frac{d_2}{2} - F_{r2}a = 179,52 \cdot \frac{0,38}{2} - 217,82 \cdot 0,15 = 1,44 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_D = F_{a2} \frac{d_2}{2} - F_{r2}(a + \vartheta) - y_A\vartheta = 179,52 \cdot \frac{0,38}{2} - 217,82 \cdot 0,25 - 134,25 \cdot 0,1 = -33,77 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_B = F_{a2} \frac{d_2}{2} - F_{r2}(a + \vartheta + c) - y_A(\vartheta + c) + F_{r1}c =$$

$$179,52 \cdot \frac{0,38}{2} - 217,82 \cdot 0,35 - 134,25 \cdot 0,2 + 689,78 \cdot 0,1 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости (рис. 7).

7. Освобождаемся от связей и определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости:

$$\sum m_B(F_K) = F_{t2}(a + \vartheta + c) - X_A(\vartheta + c) + F_{t1}c = 0;$$

$$X_A = \frac{F_{t2}(a + \vartheta + c) + F_{t1}c}{(\vartheta + c)} = \frac{598,4 \cdot (150 + 100 + 100) + 1895 \cdot 100}{100 + 100} = 1994,7 \text{ Н}$$

$$\sum m_A(F_K) = F_{t2}a - X_B(\vartheta + c) - F_{t1}\vartheta = 0$$

$$X_B = \frac{F_{t2}a - F_{t1}\vartheta}{(\vartheta + c)} = \frac{598,4 \cdot 150 - 1895 \cdot 100}{100 + 100} = -498,7 \text{ Н}$$

Проверка: $\sum F_{kx} = -F_{t2} + X_A - F_{t1} + X_B = -598,4 + 1994,7 - 1895 + 498,7 = 0$

Реакции в горизонтальной плоскости определены верно.

8. Определяем изгибающие моменты в характерных сечениях горизонтальной плоскости:

$$M_c = 0; M_A = -F_{t2}a = -598,4 \cdot 0,15 = -89,76 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_D = -F_{t2}(a + \epsilon) + X_{A\epsilon} = -598,4 \cdot 0,25 + 1994,7 \cdot 0,1 = 49,87 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_B = -F_{t2}(a + \epsilon + c) + X_A(\epsilon + c) - F_{t1}c = -598,4 \cdot 0,35 + 1994,7 \cdot 0,2 - 1895 \cdot 0,1 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (рисунок 7).

9. Определяем суммарные изгибающие моменты:

$$M_{c1}^{сумм} = \sqrt{(M_c^1)^2 + (M_c^x)^2} = \sqrt{(0)^2 + (0)^2} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{c2}^{сумм} = \sqrt{(M_c^2)^2 + (M_c^x)^2} = \sqrt{(34,11)^2 + (0)^2} = 34,11 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_A^{сумм} = \sqrt{(M_A^y)^2 + (M_A^x)^2} = \sqrt{(1,44)^2 + (-89,76)^2} = 89,77 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_D^{сумм} = \sqrt{(M_D^y)^2 + (M_D^x)^2} = \sqrt{(-33,77)^2 + (49,76)^2} = 60,14 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_B^{сумм} = \sqrt{(M_B^y)^2 + (M_B^x)^2} = \sqrt{(0)^2 + (0)^2} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Строим эпюру суммарных изгибающих моментов (рис.7). Опасным является сечение в точке А.

10. Определяем крутящие моменты на участках вала:

$$T_{CA} = T = 113,7 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad T_{AD} = T = 113,7 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad T_{DB} = 0.$$

По полученным данным строим эпюру крутящих моментов

11. Определяем эквивалентный момент в опасном сечении по выбранной теории прочности, воспользуемся в нашем примере третьей теорией:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{(M_{\text{сумм}}^{\text{max}})^2 + (T)^2} = \sqrt{(89,77)^2 + (113,7)^2} = 144,87 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

12. Определяем диаметр вала в опасном сечении:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{\text{экв}}}{\pi[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 144,87 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 60}} = 29,09 \text{ мм}$$

В опасном сечении установлен подшипник качения, поэтому диаметр вала необходимо округлить до стандартного значения. Подшипники с диаметром 20мм и более имеют стандартный размер кратный 5. Принимаем $d_{\text{п}} = 30 \text{ мм}$.

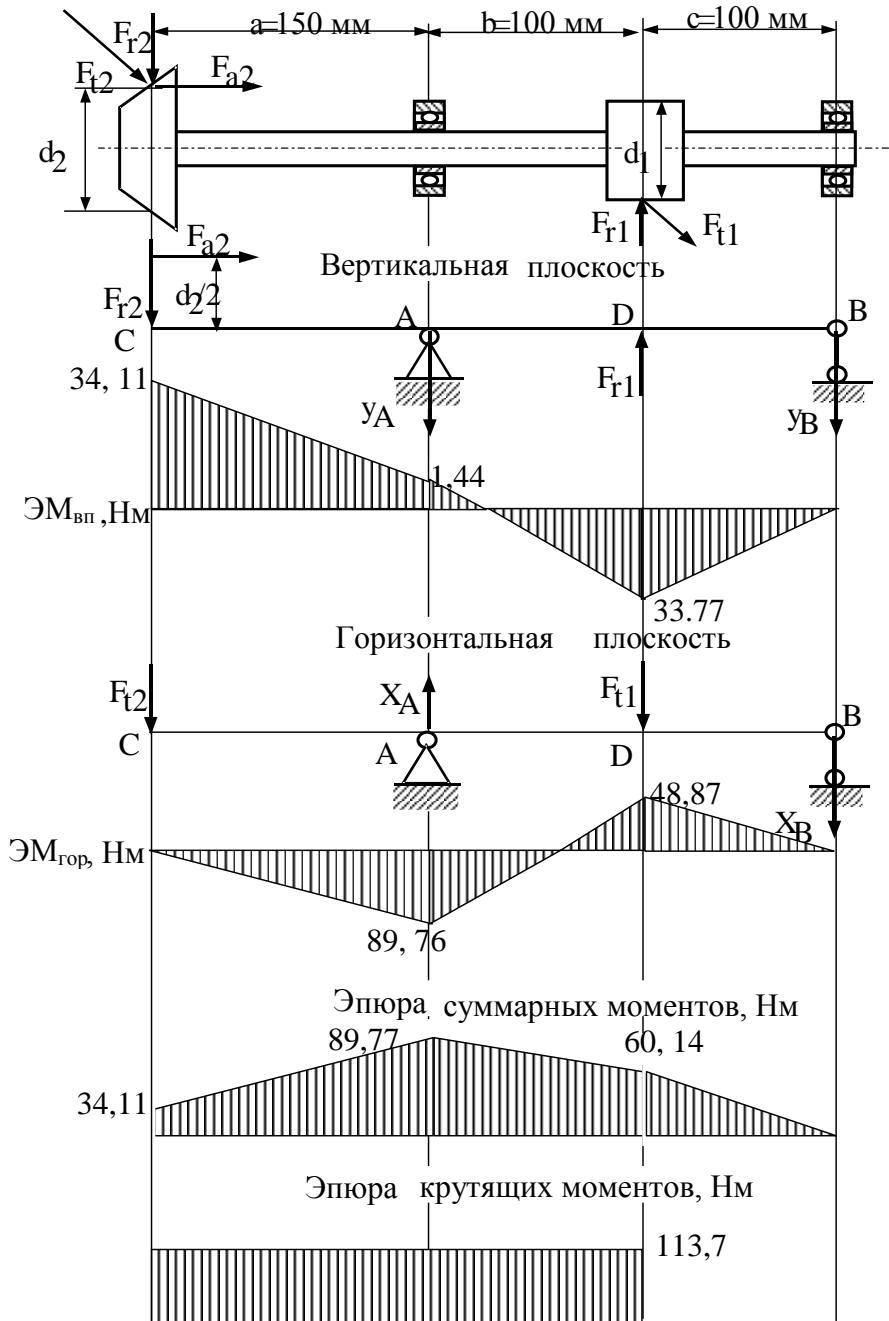


Рисунок 7- Эпюры изгибающих и крутящих моментов вала.

13. Выполним конструирование вала, ориентировочно рассчитав основные размеры (рис.5):

$$L_{ст2} = (0,9... 1,2) d_{к2} = (0,9... 1,2) \cdot 40 = 36...48 \text{ мм} = 35 \text{ мм}$$

$$L_{сг1} = (0,8... 1,5) d_{к2} = (0,8... 1,5) \cdot 42 = 33,6...63 \text{ мм} = 50 \text{ мм}$$

$$d_{бк1} = d_{к1} + (5...8 \text{ мм}) = 42 + (5...8 \text{ мм}) = 47 \dots 50 \text{ мм} = 50 \text{ мм}$$

$$B = (0,3... 0,5) d_{п} = (0,3... 0,5) \cdot 40 = 12 \dots 20 \text{ мм} = 15 \text{ мм}$$

$$d_{бп} = d_{п} + (3...5 \text{ мм}) = 35 + (3...5 \text{ мм}) = 38...40 \text{ мм}$$

$$d_{бк2} = d_{к2} + (3...5 \text{ мм}) = 30 + (3...5 \text{ мм}) = 33...35 \text{ мм}$$

конструктивно принимаем $d_{бп} = 42 \text{ мм}$; $d_{бк2} = 35 \text{ мм}$.

14. Подбираем призматические шпонки под зубчатыми колёсами:

- для зубчатого колеса конической передачи -

$$h = 7 \text{ мм}; \quad b = 8 \text{ мм}; \quad l_2 = L_{см2} - b = 35 - 8 = 27 \text{ мм}; \quad \text{принимаем } l = 28 \text{ мм} \quad t_1 = 4 \text{ мм}.$$

- для зубчатого колеса цилиндрической передачи -

$$h = 8 \text{ мм}; \quad b = 12 \text{ мм}; \quad l_1 = L_{см1} - b = 50 - 12 = 38 \text{ мм}; \quad t_1 = 5 \text{ мм}.$$

15. Проверяем прочность шпонок по касательным напряжениям среза:

$$\tau_{ср1} = \frac{2T}{l_1 d_{к1} b} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{38 \cdot 42 \cdot 12} = 11,87 \text{ МПа} \leq [\tau]_{ср} = 70 \text{ МПа}$$

$$\tau_{ср2} = \frac{2T}{l_2 d_{к2} b} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{28 \cdot 28 \cdot 8} = 36,25 \text{ МПа} \leq [\tau]_{ср} = 70 \text{ МПа}$$

Прочность шпонок по касательным напряжениям обеспечена.

16. Проверяем прочность шпонок по нормальным напряжениям смятия:

$$\sigma_{см1} = \frac{2T}{l_1 d_{к1} (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{38 \cdot 42 \cdot (8 - 5)} = 47,5 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{см} = 150 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{см2} = \frac{2T}{l_2 d_{к2} (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{28 \cdot 28 \cdot (7 - 4)} = 96,68 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{см} = 150 \text{ МПа}$$

Прочность шпонок по нормальным напряжениям смятия обеспечена.

17. Вычерчиваем предварительный чертеж вала на формате А3, желательно использовать для вычерчивания графические программы (КОМПАС)

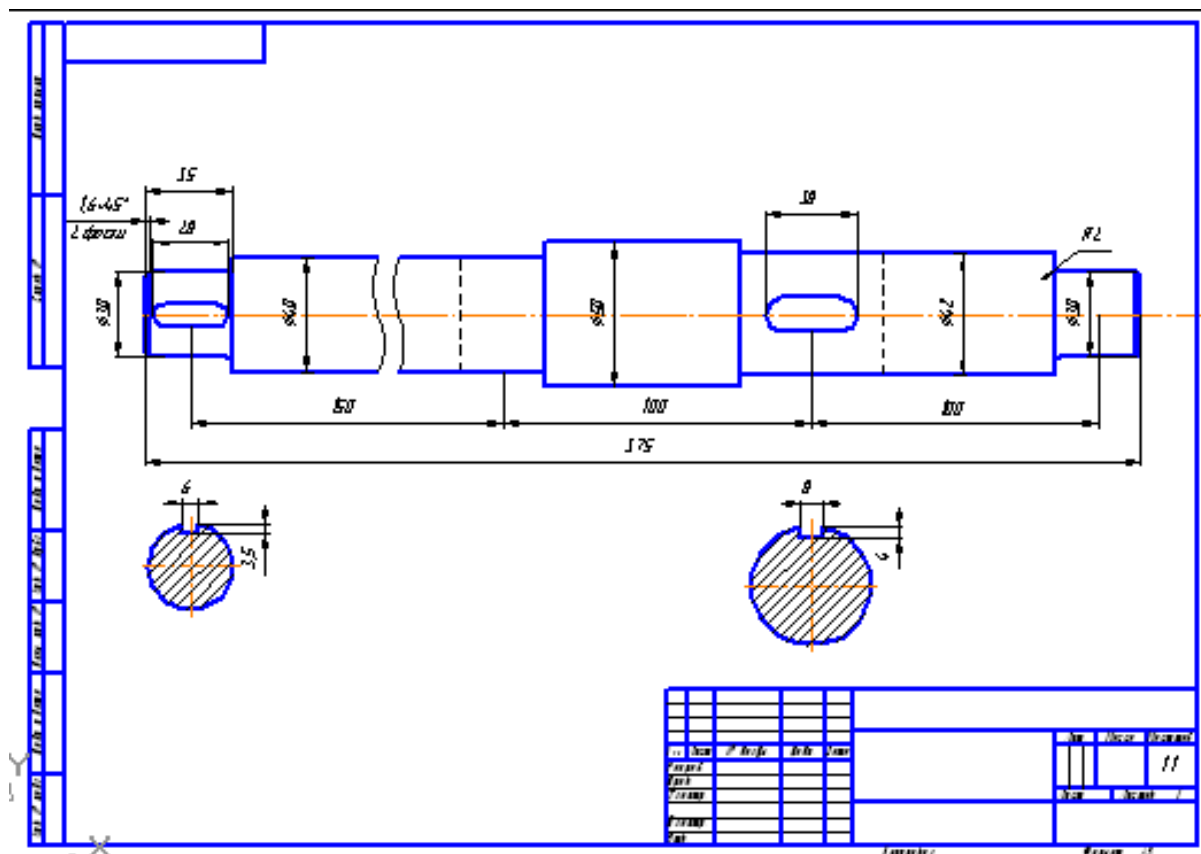


Рисунок 8 - Рабочий чертеж вала

Расчет вала на выносливость (усталостную прочность) в предположительно опасном сечении

1. Определяем амплитуду симметричного цикла нормальных напряжений при изгибе вала в опасных сечениях.
2. Для нашего примера опасной является точка А, где суммарный максимальный момент равен 89,77 Нм, здесь же имеется концентратор напряжений в виде ступенчатого перехода диаметров 40мм до 50.
3. Осевой момент сопротивления определится по формуле

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{32} = 6280 \text{ мм}^3;$$

4. Амплитуда симметричного цикла нормальных напряжений при изгибе вала в опасном сечении, точка А:

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} = \frac{89,77 \cdot 10^3}{6280} = 14,295 \text{ МПа};$$

5. Полярный момент сопротивления W_p , равен

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{16} = 12560 \text{ мм}^3;$$

6. Определяем амплитуду отнулевого цикла касательных напряжений при кручении вала

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2 \cdot W_p}$$

$T = 113,7 \text{ Нм}$. крутящий момент на валу, Н·мм;

$$\text{Тогда, } \tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2 \cdot W_p} = \frac{113,7 \cdot 10^3}{2 \cdot 12560} = 4,53 \text{ МПа};$$

8. Средние напряжения

$$\sigma_m = 0; \tau_m = \tau_a = 4,53 \text{ МПа};$$

9. Определяем коэффициенты, понижающие предел выносливости детали.

Для нашего случая, концентратором напряжений является ступенчатый переход диаметров (конструктивные параметры которого приведены на рисунке).

В нашем случае, $t=5; r=2$;

$$\text{тогда } \frac{t}{r} = \frac{5}{2} = 2,5; \frac{r}{d} = \frac{2}{50} = 0,04; \frac{D}{d} = \frac{50}{40} = 1,25$$

Для стали 45 $\sigma_{sp} = 900 \text{ МПа}$ (для диаметров до 80мм, таблица)

Коэффициенты определяем по таблицам 6-11, методичка стр.15-16 :

Коэффициенты концентрации напряжений $k_\sigma = 2,25; k_\tau = 1,75$

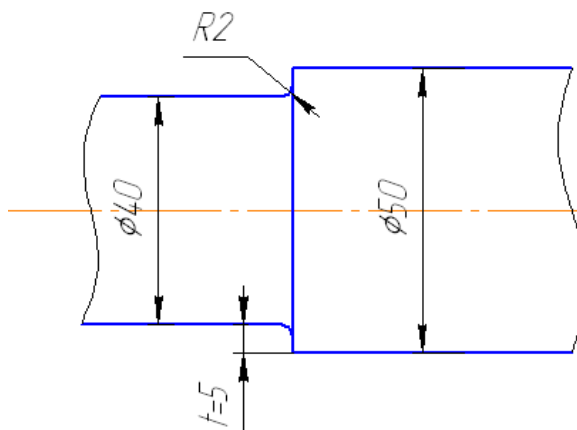


Рисунок 9- Фрагмент вала с опасным сечением

Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения: при изгибе $k_d = 0,85$; при кручении $k_d = 0,73$

Коэффициент влияния состояния поверхности вала определяется по

шероховатости поверхности, в месте установки подшипника обработка поверхности не грубее $R_A=2,5$, тогда $k_F=1,1$

Коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости $\psi_\sigma=0,1$; $\psi_\tau=0,05$

10. Запас усталостной прочности по изгибу:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{k_d \cdot k_F} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{410}{\frac{2,25}{0,85 \cdot 1,1} \cdot 14,295 + 0,1 \cdot 0} = 11,9,$$

где σ_{-1} - предел выносливости материала вала при симметричном цикле нагружения

$\sigma_{-1} = 410 \text{ МПа}$, таблица 6, стр.15 методички

11. Запас усталостной прочности по кручению

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{k_d \cdot k_F} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{230}{\frac{1,75}{0,73 \cdot 1,1} \cdot 4,53 + 0,05 \cdot 4,53} = 22,95$$

$$s_\tau = \frac{\tau_T}{\tau_{max}} = \frac{390}{9,06} = 43,04$$

Принимаем меньшее значение запаса по усталостной и несущей способности

$s_\tau = 22,95$

12. Определяем общий коэффициент запаса усталостной прочности по формуле:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{11,9 \cdot 22,95}{\sqrt{11,9^2 + 22,95^2}} = 9,6 \geq [s] = 1,3 \dots 3,0.$$

Общий коэффициент запаса прочности оказался ниже запаса прочности отдельно на изгиб и кручение. Прочность вала обеспечена.

Расчет вала на выносливость (усталостную прочность) в месте расположения шпоночного паза

Рассмотрим пример расчета на усталостную прочность участка вала с шпоночным пазом, который является концентратором напряжений.

Рассмотрим шпоночный паз на конце вала

Диаметр $d=30$ мм, длина шпоночного паза $l= 28$ мм

1. Определяем амплитуду симметричного цикла нормальных напряжений при изгибе вала в опасных сечениях.
2. Диаметр вала после предварительных расчётов в этой точке принят 30 мм.
3. Осевой момент сопротивления с учётом ослабления вала шпоночным пазом:

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 30^3}{32} - \frac{8 \cdot 5(30-5)^2}{2 \cdot 30} = 2232,7 \text{ мм}^3$$

4. Амплитуда симметричного цикла нормальных напряжений при изгибе вала в опасном сечении, точка А:

$$\sigma_a = \sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_x} = \frac{89,77 \cdot 10^3}{2232,7} = 40,2 \text{ МПа}$$

5. Полярный момент сопротивления W_p , равен

$$W_x = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 30^3}{16} - \frac{8 \cdot 5(30-5)^2}{2 \cdot 30} = 4882 \text{ мм}^3$$

6. Определяем амплитуду отнулевого цикла касательных напряжений при кручении вала

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{T}{2 \cdot W_p}$$

$T = 113,7$ Нм. крутящий момент на валу, Н·мм;

Тогда,

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{T}{2 \cdot W_p} = \frac{113,7 \cdot 10^3}{2 \cdot 4882} = 11,6 \text{ МПа}$$

13. Средние напряжения

$$\sigma_m = 0; \tau_m = \tau_a = 11,6 \text{ МПа}$$

Коэффициенты определяем по таблицам 6...11, методичка стр. 15...16:

Коэффициенты концентрации напряжений при изгибе $k_\sigma=1,6$;
при кручении $k_\tau=1,4$;

Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения
(масштабный фактор) при изгибе $k_d=0,85$; при кручении $k_d=0,83$;

Коэффициент учитывающий состояние поверхности вала, в зависимости от
шероховатости поверхности, обработка поверхности шпоночного паза
рекомендуется не грубее $R_A=6,3$, тогда $k_F=1,0$;

Коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла
напряжений на сопротивление усталости $\psi_\sigma=0,1$; $\psi_\tau=0,05$;

14. Запас усталостной прочности по изгибу:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{k_d \cdot k_F} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{410}{\frac{1,6}{0,85 \cdot 1,0} \cdot 40,2 + 0,1 \cdot 0} = 5,4$$

где σ_{-1} - предел выносливости материала вала при симметричном цикле
нагружения;

$\sigma_{-1} = 410 \text{ МПа}$, таблица 6 стр. 15 методички.

15. Запас усталостной прочности по кручению

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{k_d \cdot k_F} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{230}{\frac{1,4}{0,73 \cdot 1,0} \cdot 11,6 + 0,05 \cdot 11,6} = 10$$

$$s_\tau = \frac{\tau_T}{\tau_{max}} = \frac{390}{23,2} = 16,8$$


Принимаем меньшее значение запаса по усталостной и несущей способности
 $s_\tau=10,0$

16. Определяем общий коэффициент запаса усталостной прочности по
формуле:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{5,4 \cdot 10}{\sqrt{5,4^2 + 10^2}} = 4,75 \geq [s] = 1,3...3,0$$

Общий коэффициент запаса прочности больше требуемого запаса прочности. Прочность вала обеспечена.

Расчёт вала в программе АПМ Win.Machine Модуль Beam

1. Устанавливаем единицы измерения – «сантиметры»;
2. Выбираем масштаб 1:2;
3. Выбираем шаг сетки 10 см;
4. Для изображения участков вала выбираем команду «сегмент» - .

Делаем два щелчка левой кнопки мыши появляется диалоговое окно «сегмент балки», в котором указываем длину сегмента и для назначения параметров поперечного сечения сегмента нажать на активную кнопку «задать сечение». Появляется окно редактора сечения.

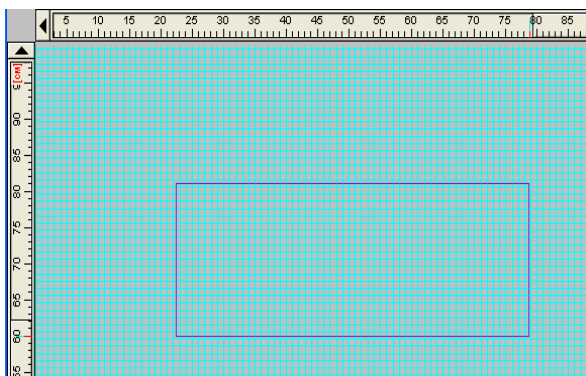
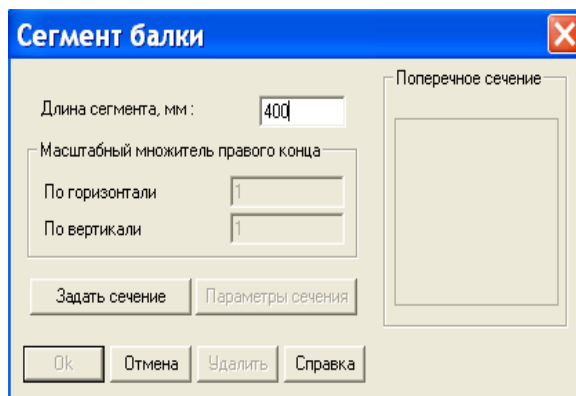


Рисунок 10- Окно задания длины и поперечного сечения балки

5. В окне редактора сечений строим поперечное сечение вала.
6. Выбираем на панели инструментов «Построение» → «Точка» → «Свободная». И помещаем точку на свободном поле чертежа.

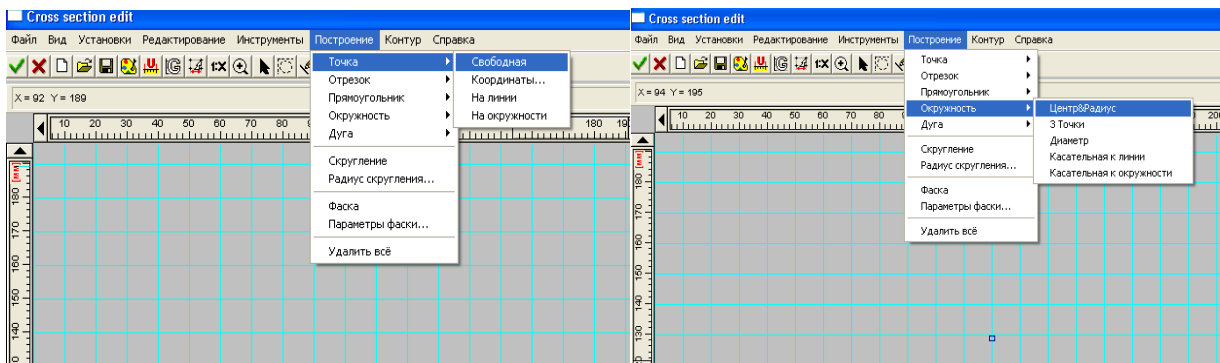


Рисунок 11- Окно для построения поперечного сечения

Далее строим окружность. С помощью вкладки «Построение» → «Окружность» → «Центр и радиус». Строим окружность радиуса $r_1 = d_1/2$.

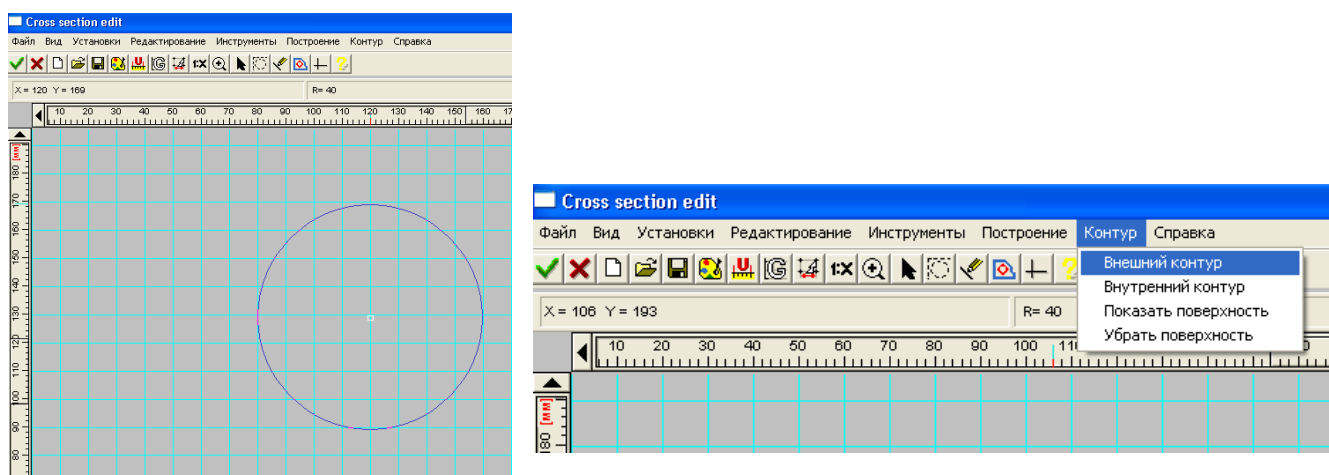


Рисунок 12 - Построение сечения и задание его контура для расчёта

7. С помощью команд «внешний контур сечения», «показать сечение» подготавливаем сечение к расчёту. Выбираем на панели инструментов команду «принять изменения и выйти» отправляем полученное сечение на расчёт.

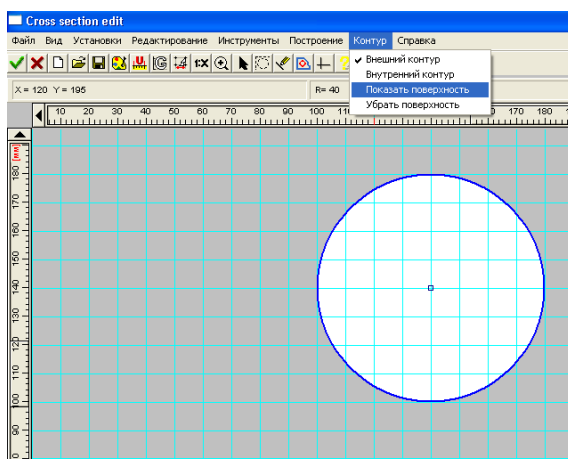


Рисунок 13- Завершение построения сечения

8. Аналогично строим все остальные ступени вала.
9. В окне редактора сечений строим поперечное сечение вала заданных значений и видов поперечного сечения. С помощью команд «внешний контур сечения», «показать сечение» подготавливаем сечение к расчёту. Выбираем на панели инструментов команду «принять изменения и выйти» отправляем полученное сечение на расчёт.
10. Полностью выстраиваем вал с помощью «сегмента».

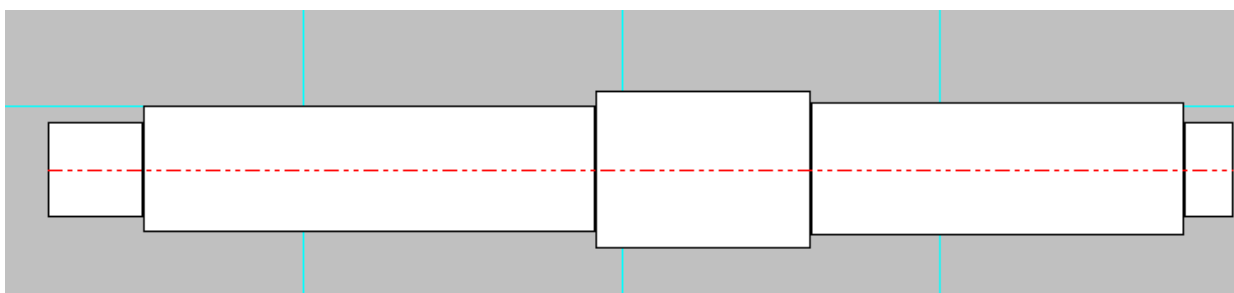



Рисунок 14- Результат построения вала в APM Beam

- 10.С помощью кнопки  - «Опора» устанавливаем опоры, согласно задания.

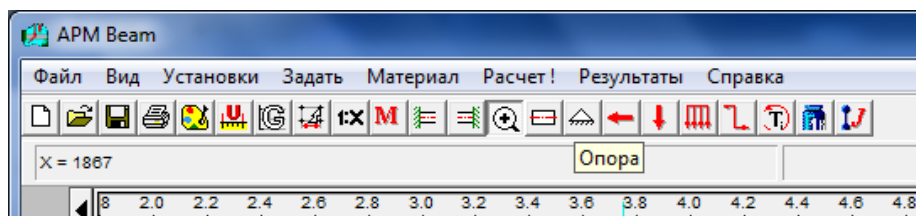


Рисунок 15- Задание опор

12. Достаиваем расчётную схему балки.
Устанавливаем опоры. На панели инструментов выбираем «Опора». Выбираем тип опоры подвижная или неподвижная и ее положение задаем в мм в расчете от начала балки (левая крайняя точка балки).

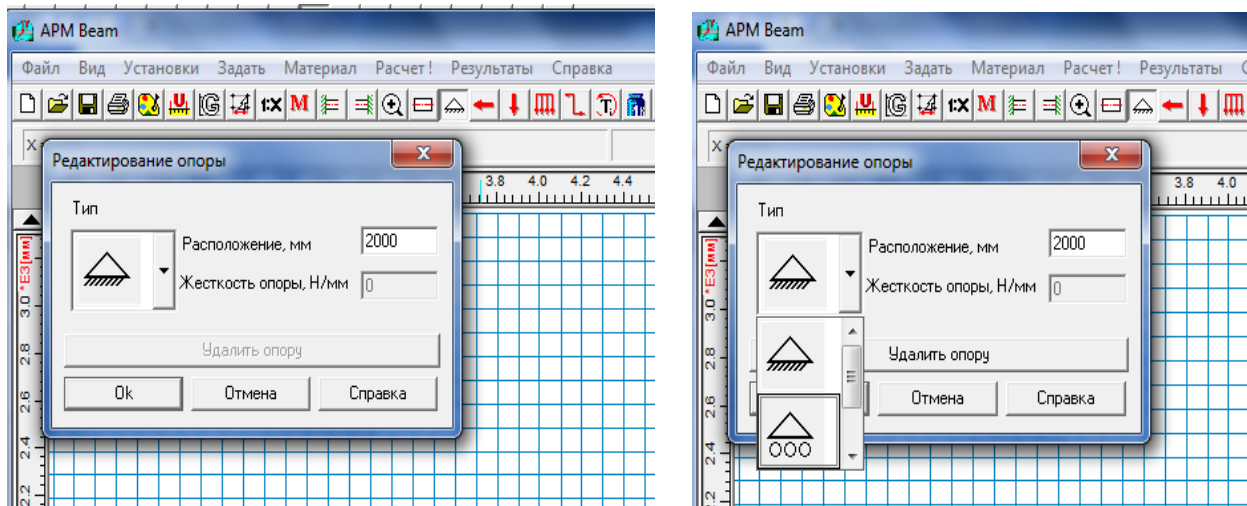






Рисунок16 - Задание вида и координат опор

13. С помощью следующих кнопок  - «поперечная сила»,  - «момент изгиба» и  - «скручивающий момент», показываем заданные моменты, как показано на рисунке, согласно задания. Задаём действующие силовые факторы. Прикладываем к полученной схеме бруса внешние нагрузки, для чего на панели инструментов выбираем команду поперечная сила , курсор мыши приобретает вид горизонтальной стрелки, и щелкаем мышью по сегменту к которому приложена нагрузка. Появляется диалоговое окно «редактирование радиальной силы», в которое заносим значение нагрузки, в Н и координату точки приложения, в мм.

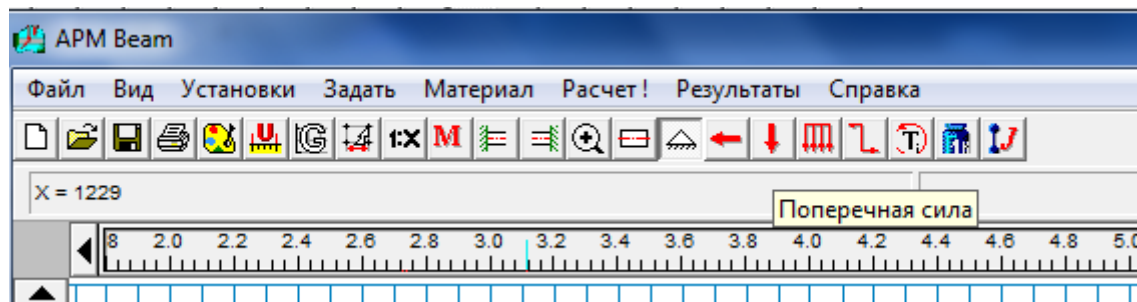


Рисунок 17- Кнопки задания нагрузок

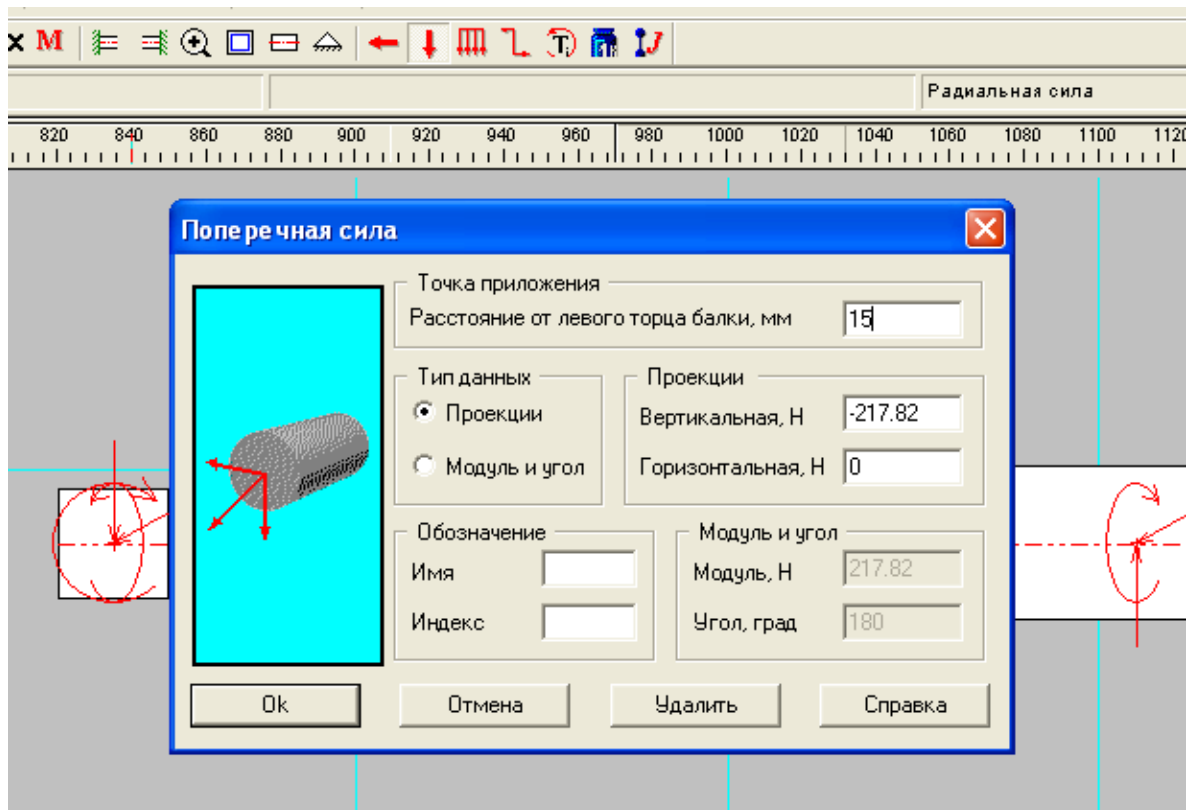



Рисунок18 - Задание сил поперечных к оси вала

В окне «Редактирования момента изгиба»  задаем значение момента, в Нм и его положение, в мм. Изгибающий момент соответствует приложенной осевой силе и рассчитывается $M_{и} = F_{a2} * d_2 / 2 = 179.52 * 0.38 / 2 = 34.1 \text{ Н м}$.

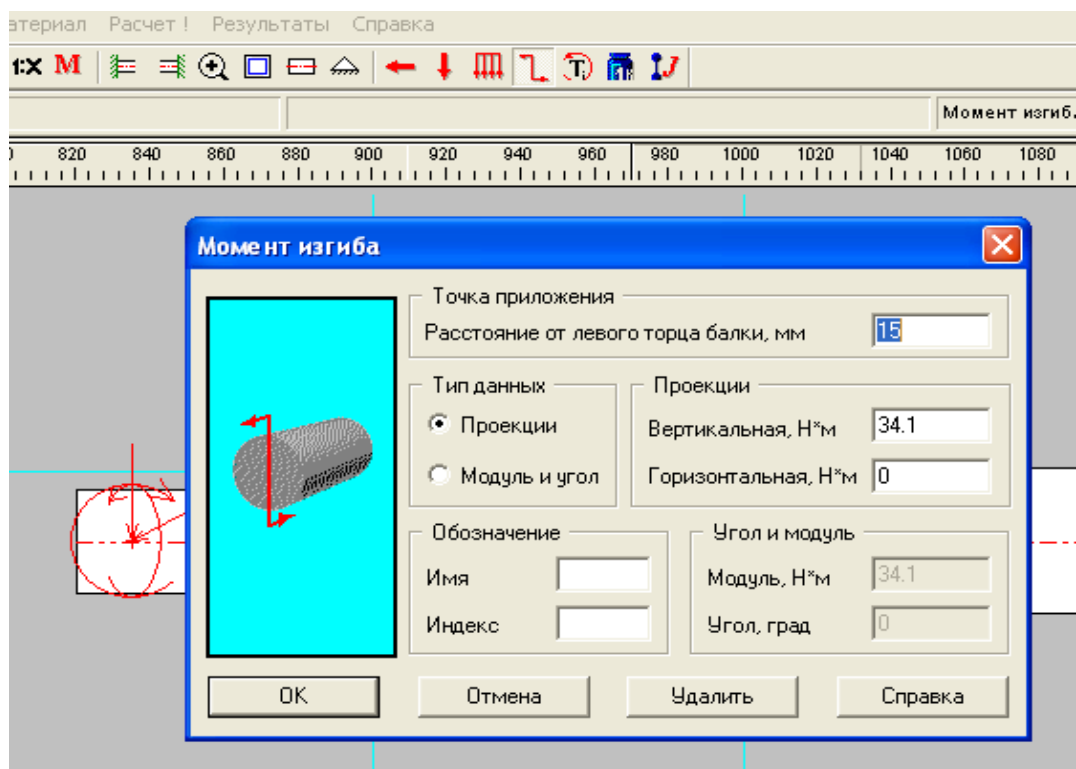



Рисунок 19 -Задание сосредоточенного изгибающего момента

А с помощью  - «скручивающий момент», показываем заданные моменты, отсчет положения моментов производят от левой крайней точки вала, как показано на рисунке.

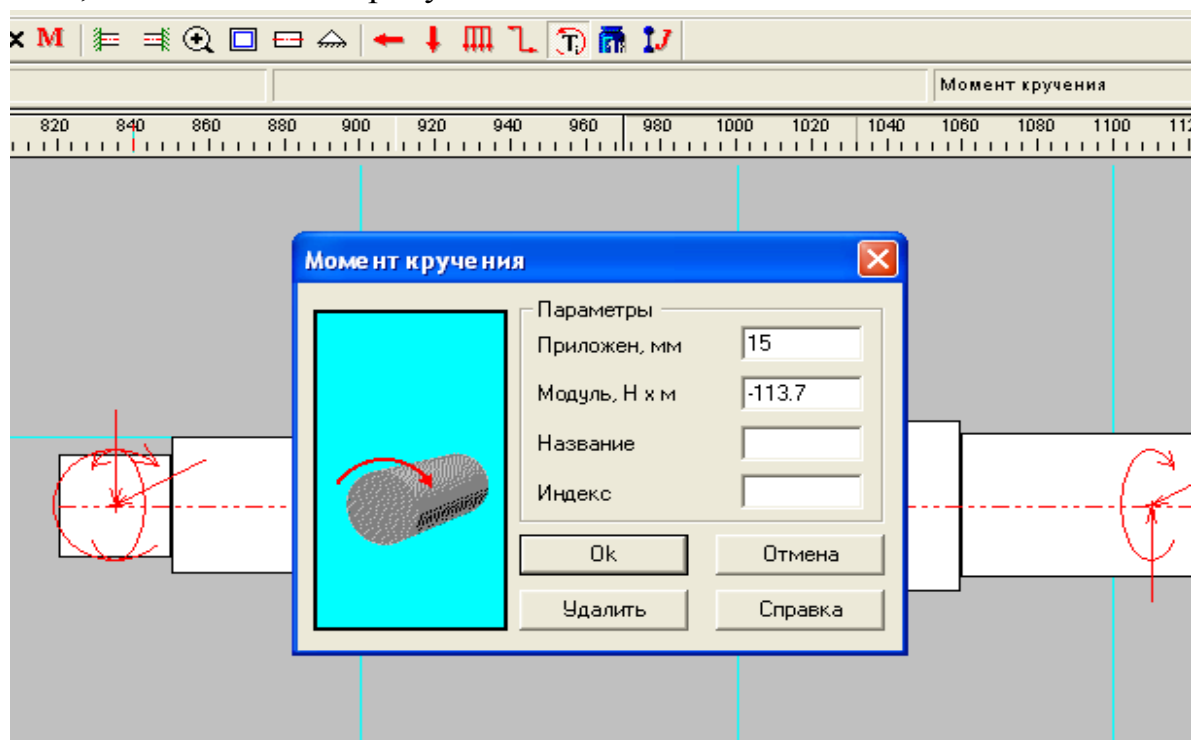


Рисунок 20 - Задание крутящих моментов

15. На инструментальной панели выбираем команду «Материал» и выбираем марку материал, из которого изготовлена балка

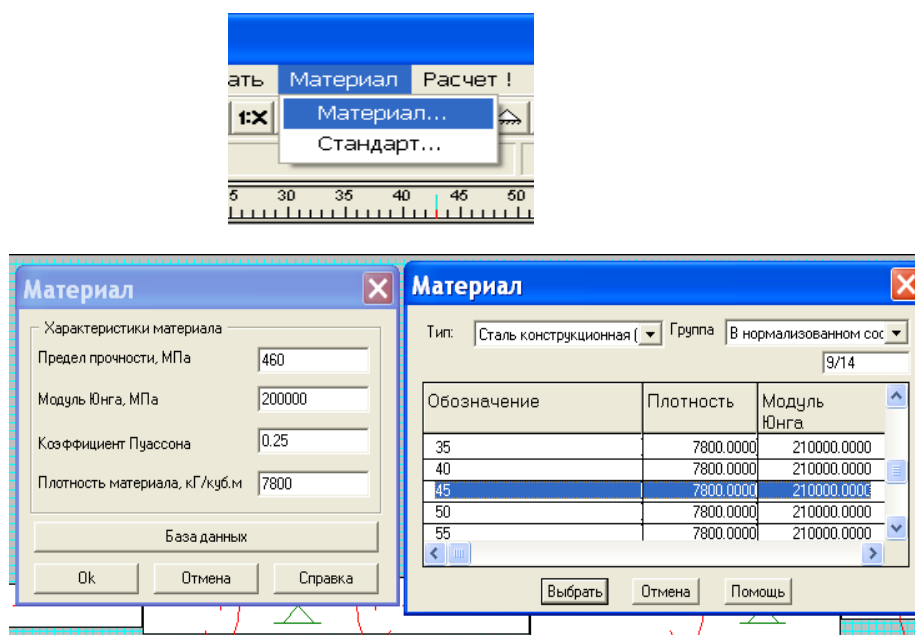


Рисунок 21 - Задание материала вала

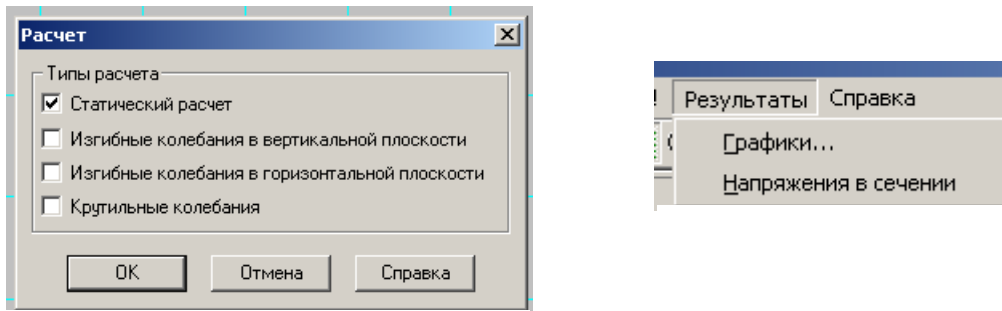


Рисунок 22 - Запуск расчёта вала

16. Проводим расчёт балки, выбрав в строке меню закладку «расчёт».

17. В появившемся диалоговом окне устанавливаем галочку напротив записи «статический расчёт» и выбираем «ОК».

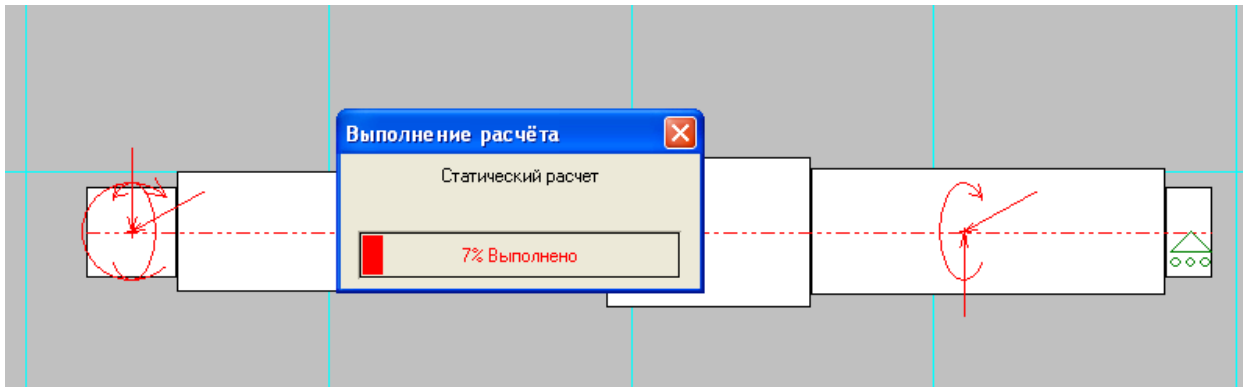
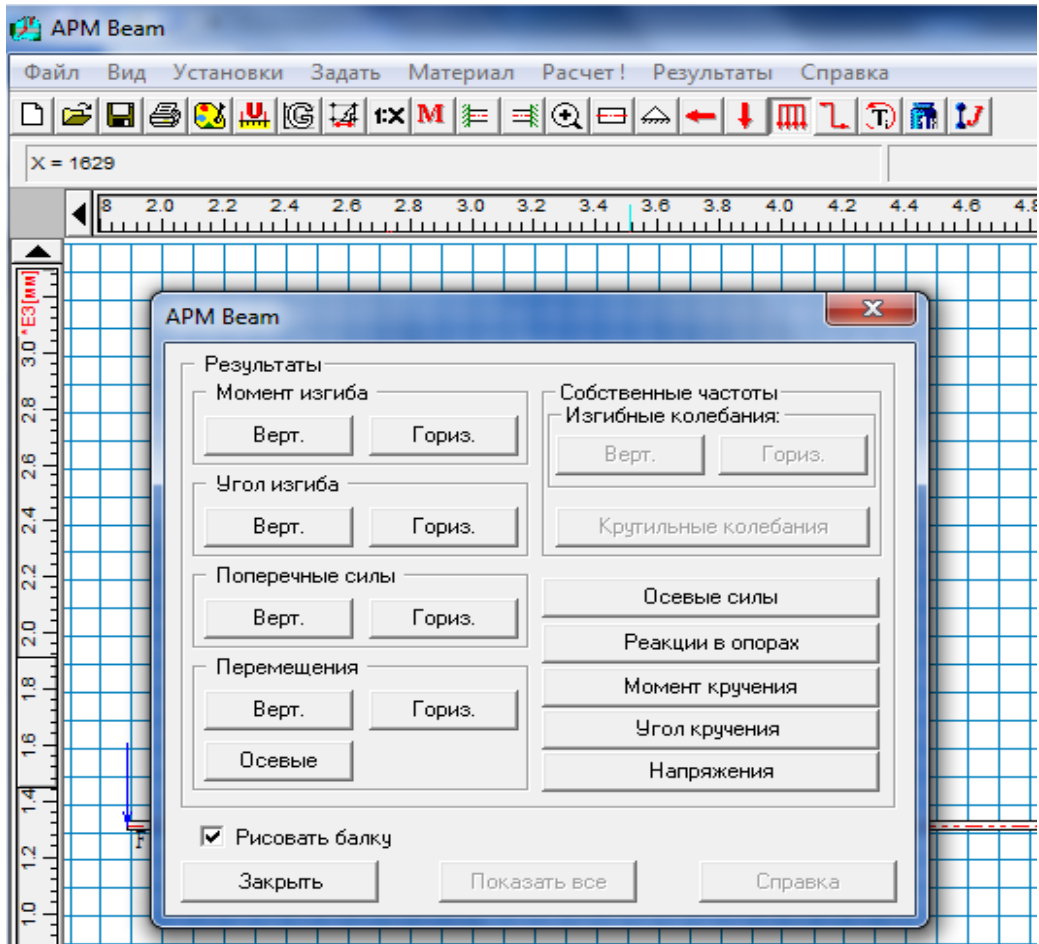


Рис.23. Демонстрация выполнения расчета

16. Просматриваем результаты расчёта с помощью команды «результаты», а в ней пункт «графики». Последовательно выводим графики момент изгиба верт., поперечные силы верт., угол изгиба и перемещения верт.



Риснок 24 - Выбор просмотра результатов расчета

Эпюры моментов изгиба в вертикальной и горизональной плоскостях

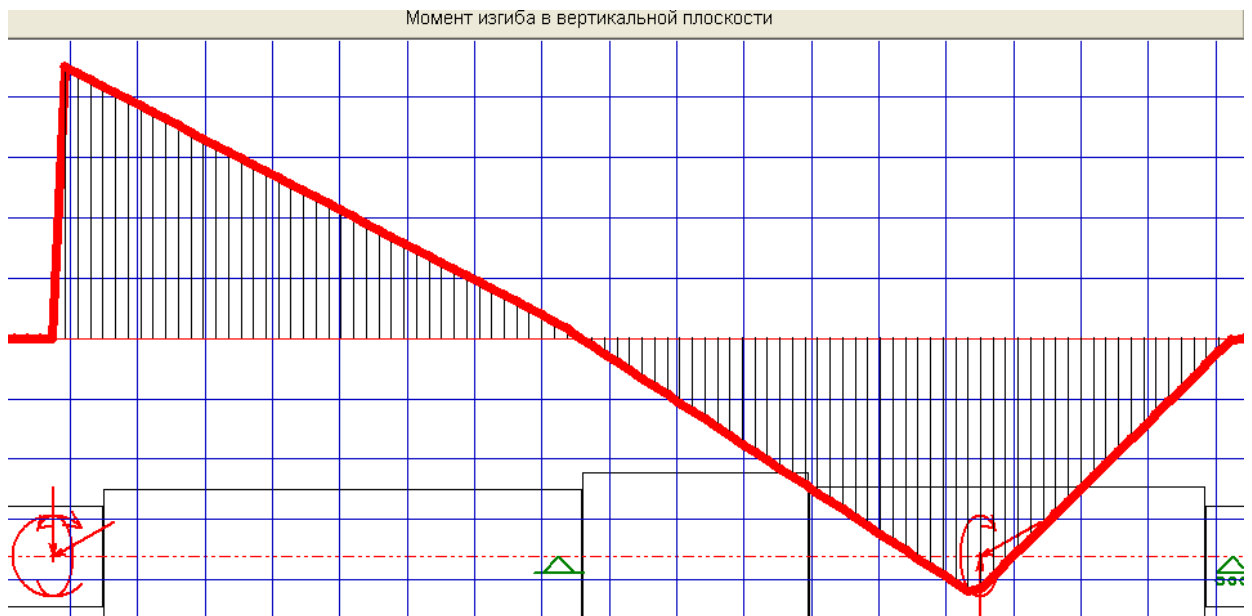


Рисунок 25 - Эпюра моментов изгиба в вертикальной плоскости



Рисунок 26- Эпюра моментов изгиба в горизонтальной плоскости

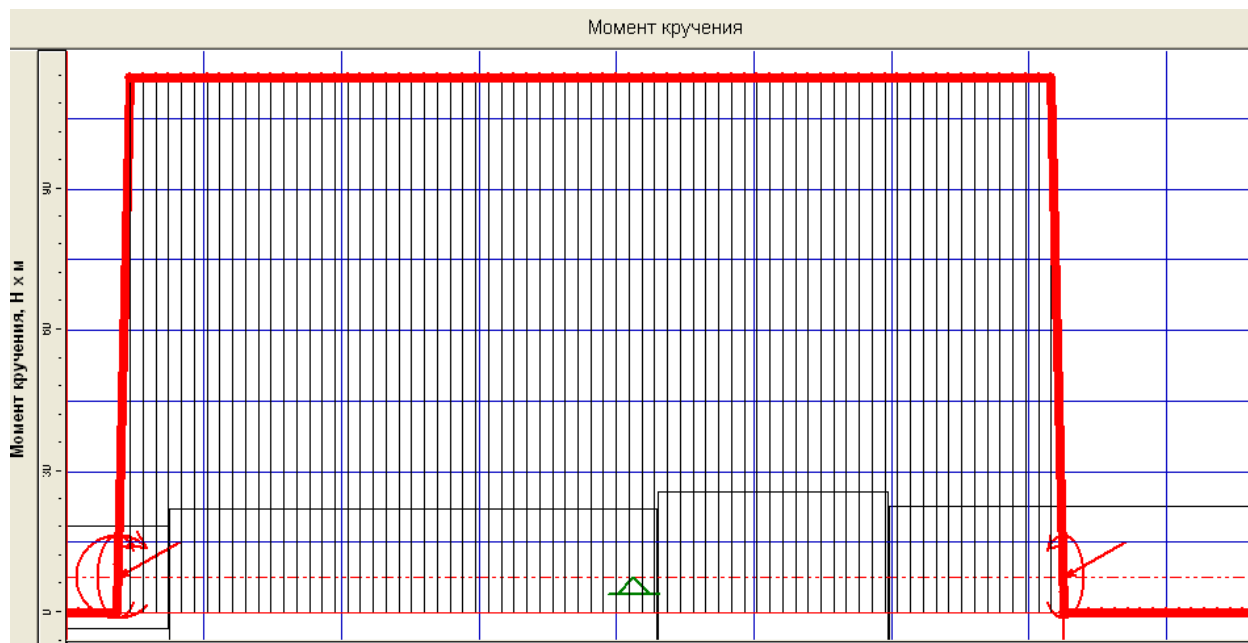


Рисунок 27- Эпюра крутящих моментов

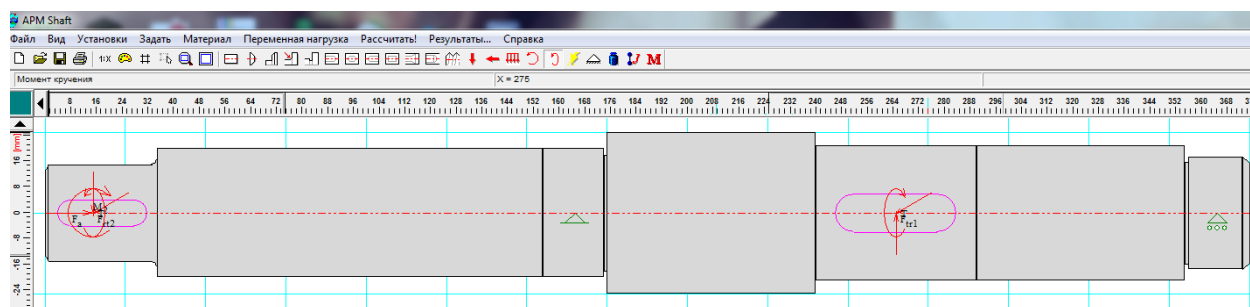
Все результаты, полученные в программе *APM* сравниваем с расчетными значениями. В случае обнаружения несоответствия необходимо найти ошибку и устранить.

17. Полученные в программе данные распечатываем и подшиваем к расчетам.

Перед распечаткой необходимо сохранить данные расчётов в файлы с расширением *RTF*, либо с помощью кнопки на клавиатуре *Print Screen* и программы типа *Paint*.

Расчёт вала в модуле APM Shaft

Данный модуль предназначен для проведения расчётов на статическую и усталостную прочность, на жёсткость и на колебания прямых валов круглого сечения. Исходными данными являются: эскиз вала со всеми конструктивными особенностями (канавками, отверстиями, фасками, проточками, шпоночными пазами и др.) координаты опор и колёс на валу, величина и направление приложенных нагрузок, материал вала.



величина и направление приложенных нагрузок, материал вала.

Рисунок 28- Эскиз вала в APM Shaft с приложенными нагрузками

Таблица: Нагрузки

Радиальные силы

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Модуль, Н	Угол, град
0	15.00	636.81	-110.00
1	265.00	2016.64	-70.00

Моменты изгиба

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Модуль, Нхм	Угол, град
0	15.00	34.10	0.00

Осевые силы

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Значение, Н
0	15.00	179.52

Моменты кручения

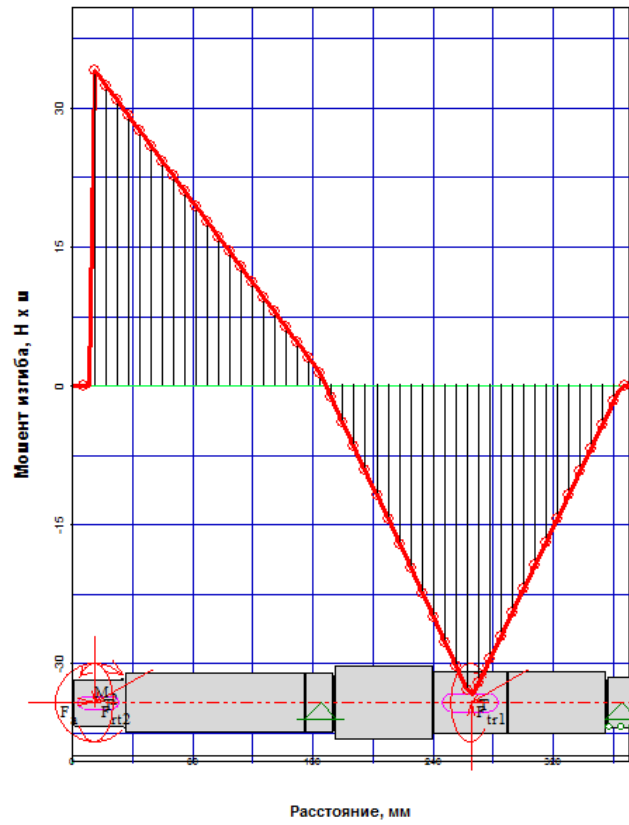
N	Расстояние от левого конца вала, мм	Значение, Нхм
0	15.00	113.70
1	265.00	-113.70

Результаты расчёта Shaft

Таблица Реакции в опорах

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Реакция верт., Н	Реакция гориз., Н	Реакция осевая, Н	Модуль, Н	Угол, град
0	165.00	-134.20	1994.70	-179.52	1999.21	-3.85
1	365.00	-337.76	498.70	0.00	602.31	-34.11

Момент изгиба в вертикальной плоскости



Момент изгиба в горизонтальной плоскости

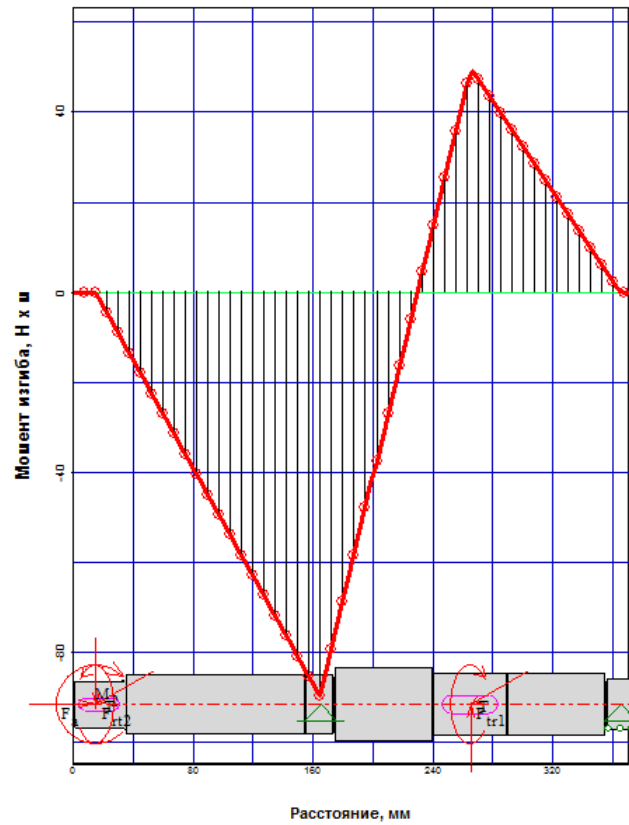
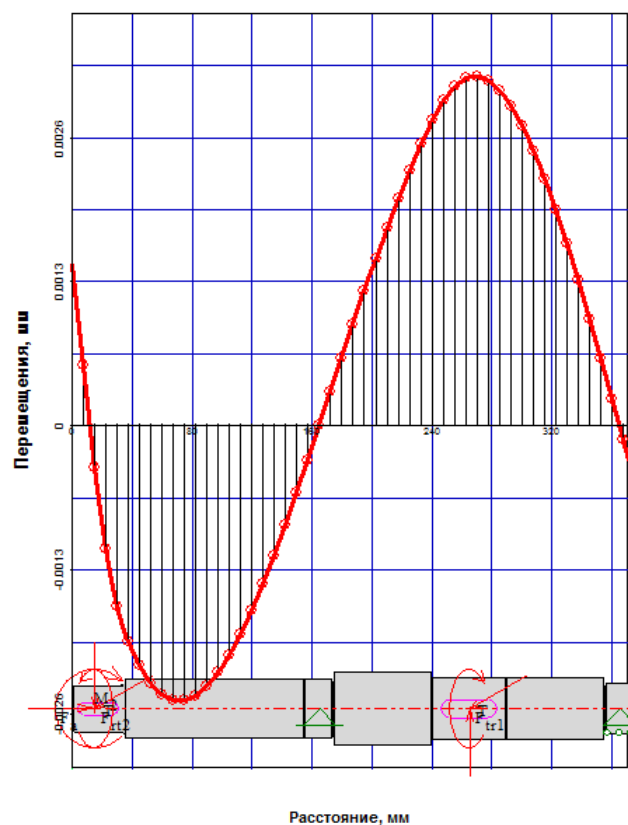


Рисунок 29- Эпюры изгибающих моментов

Перемещения в вертикальной плоскости



Перемещения в горизонтальной плоскости

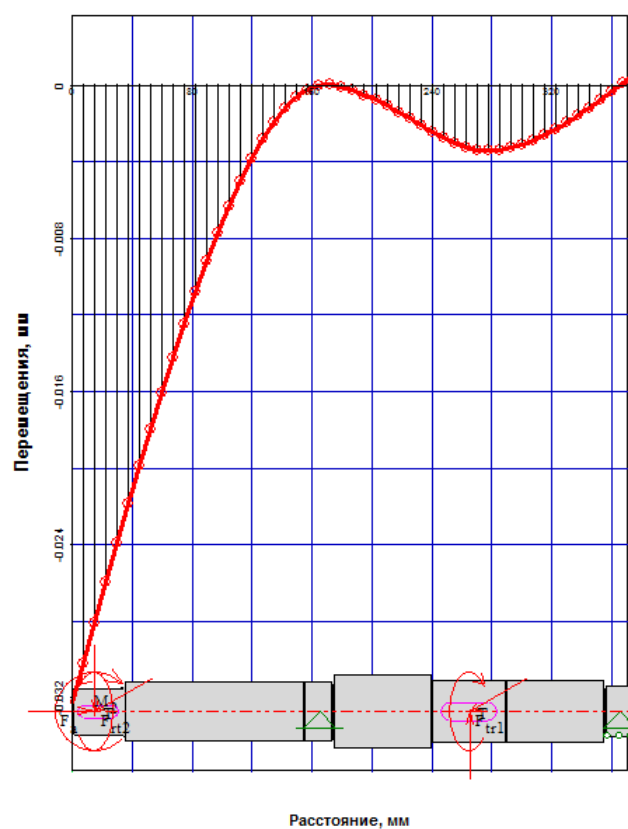
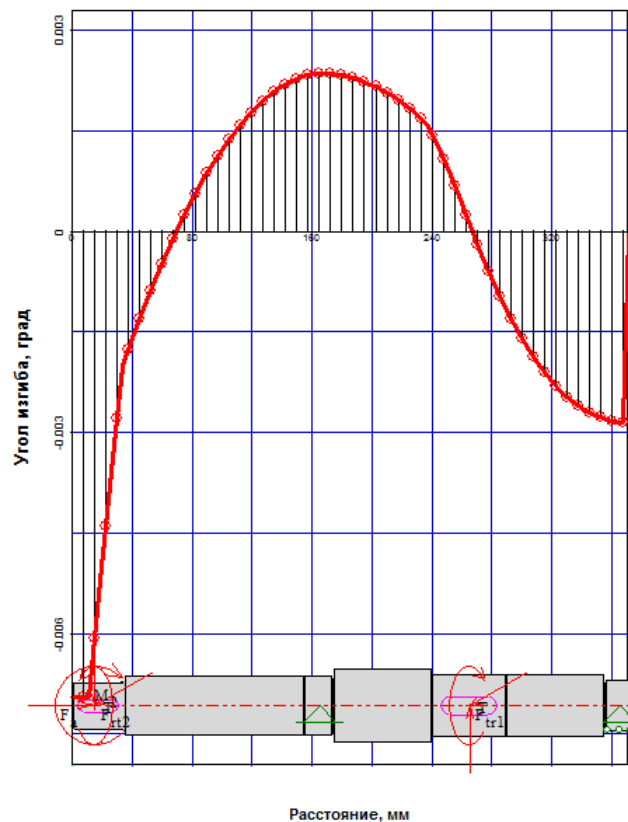


Рисунок 30- Эпюры прогибов вала

Угол изгиба в вертикальной плоскости



Угол изгиба в горизонтальной плоскости

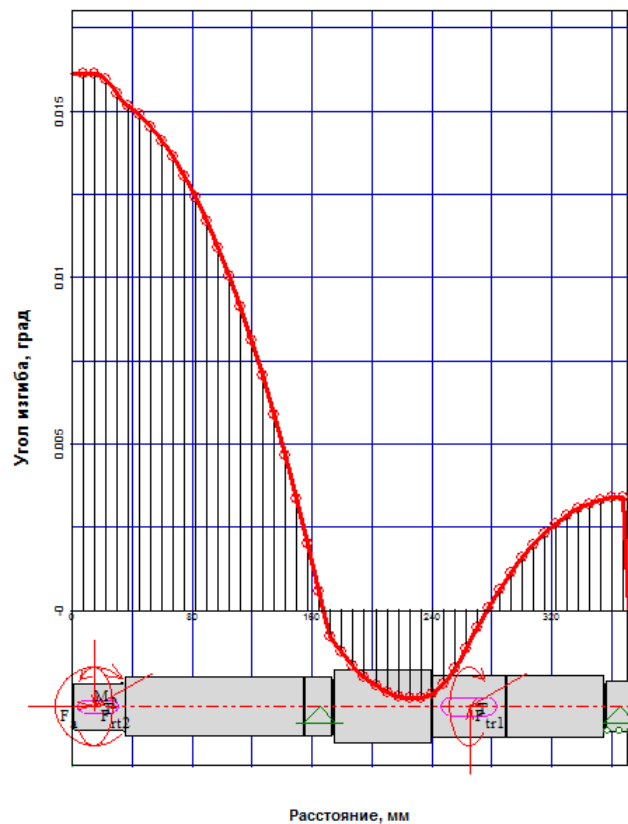
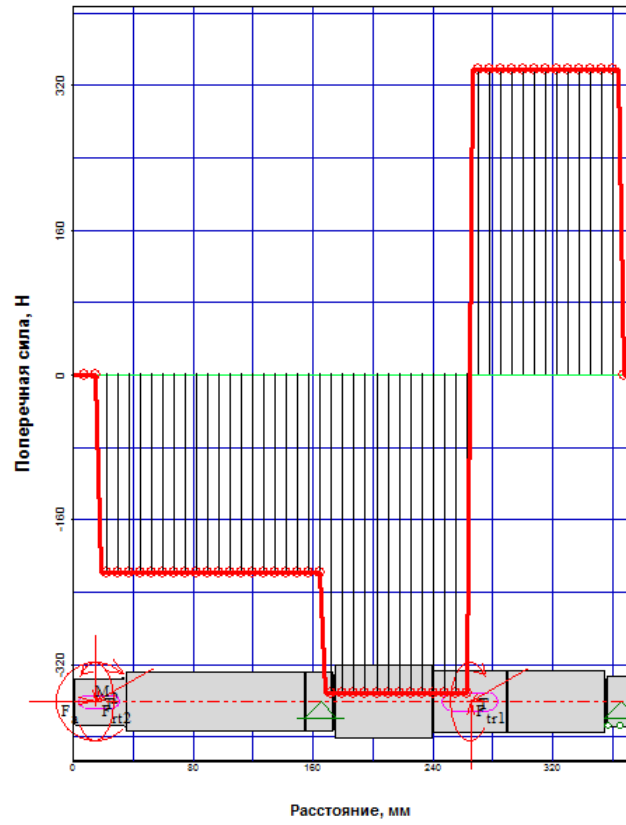


Рисунок 32- Эпюры углов изгиба

Поперечные силы в вертикальной плоскости



Поперечные силы в горизонтальной плоскости

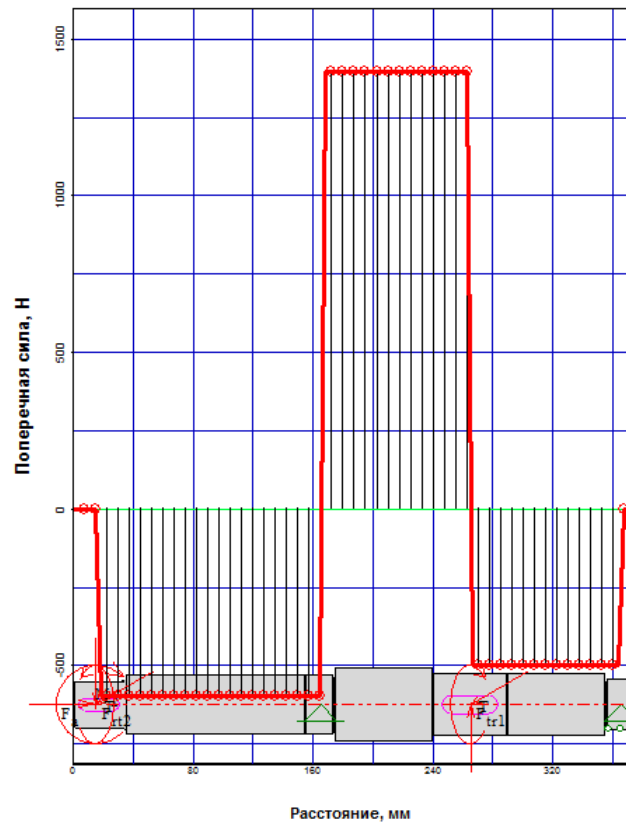
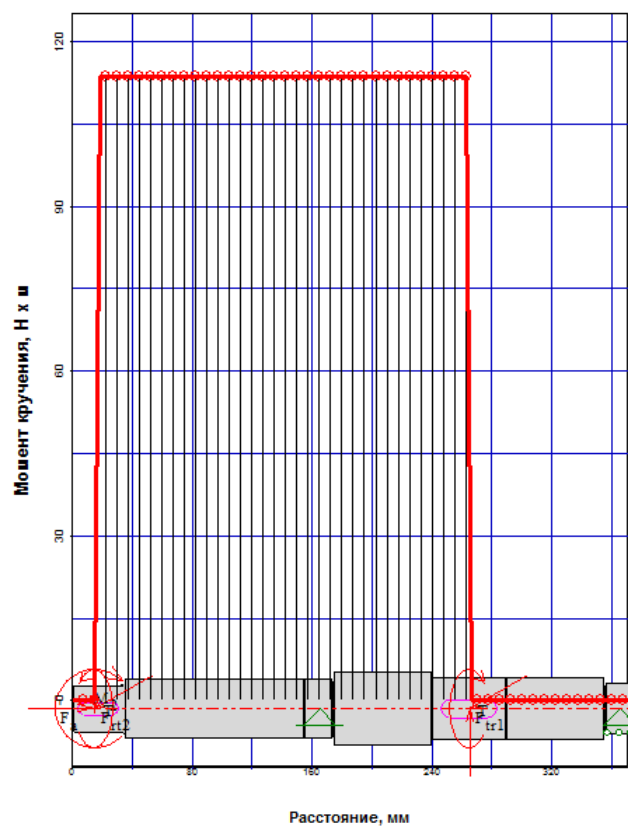


Рисунок33- Эпюры поперечных сил

Момент кручения



Угол кручения

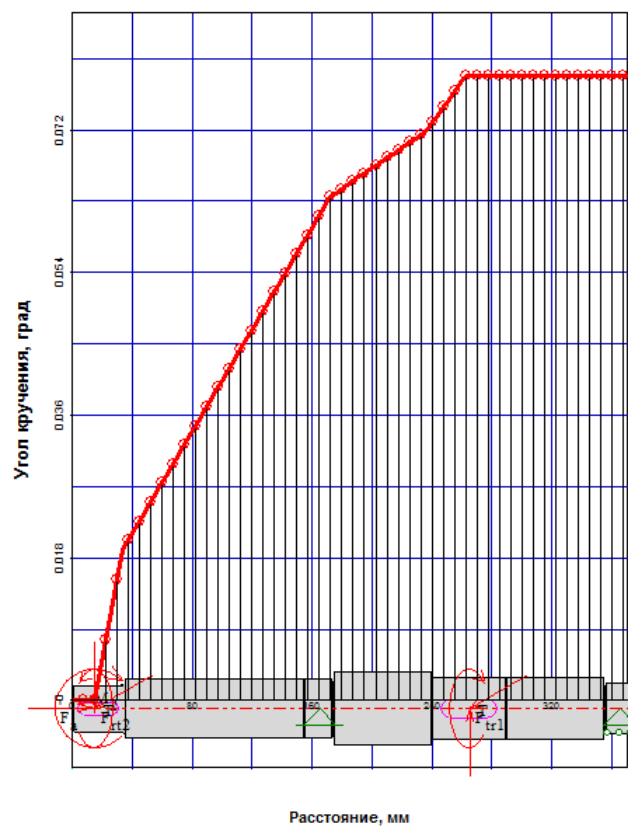
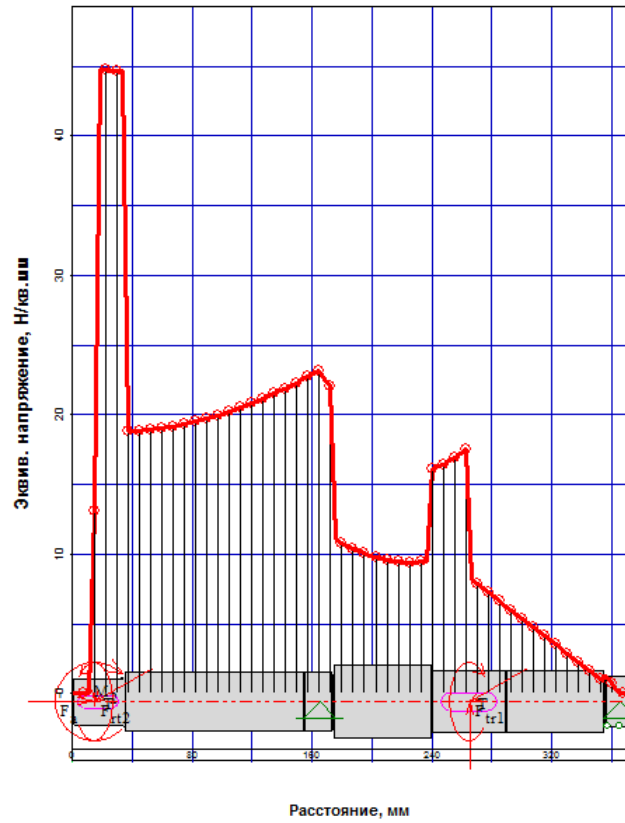


Рисунок 34- Эпюры крутящего момента и угла закручивания

Эквивалентное напряжение



Коэффициент запаса по усталостной прочности

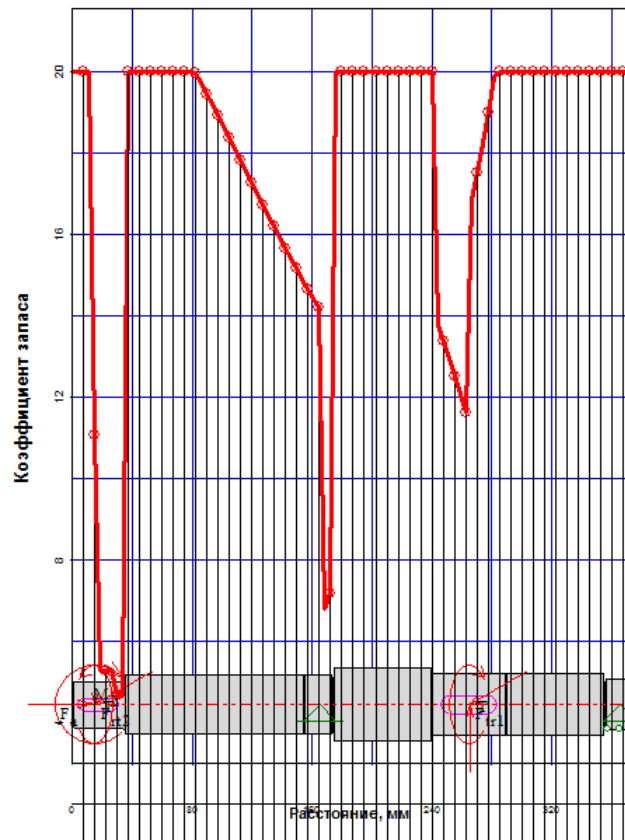


Рисунок 35- Эпюры эквивалентного напряжения и коэффициента запаса прочности

Оценка результатов расчёта и проверка жёсткости вала

Основные результаты расчёта в модуле Shaft можно определить, наводя курсор на линии эпюр (графиков), полученных в расчёте.

Для оценки прочности вала - максимальное эквивалентное напряжение в сечении вала под коническим колесом $\sigma_{\text{эКВ}} = 44,9 \text{ МПа} < [\sigma] = 85 \text{ МПа}$.

Коэффициент запаса прочности: минимальный запас $S = 4.7$ в сечении с шпоночной канавкой на левом конце вала, в сечении рядом с левой опорой $S = 6,8$. Условия прочности выполнено $S > [S] = 1.7 \dots 2.5$.

Для оценки жёсткости вала определим по эпюре угла закручивания его максимальную величину $\varphi = 0,079$ градуса на длине $0,250 \text{ м}$, таким образом относительный угол закручивания составил $\Theta = \varphi / l = 0.079 / 0.25 = 0.316$ градус на метр. Допустимый относительный угол закручивания вала зависит от назначения привода. В ответственных приводах точных машин данный угол может быть равен $0,1 \dots 0,2$ градус/м, при отсутствии жёстких требований к точности $[\Theta] \approx 1$ градус/м, отсюда можно сделать вывод, что условие жёсткости на кручение выполнено.

Жёсткость вала на изгиб оценивается по двум параметрам: прогиб и угол поворота поперечного сечения. Допустимые значения $[y]$ для валов зубчатых колёс: под колесом $0,01 \text{ м}$ — для цилиндрических колёс и $0,005 \text{ м}$ — для конических. Для валов общего назначения $[y] = (0,0002 \dots 0,0003) / l$ где l межопорное расстояние. Угол взаимного наклона валов под зубчатыми колёсами $[y] < 0,001$ градус. Угол поворота вала в подшипнике скольжения $[\Theta] < 0,05$ градус, в радиальном шарикоподшипнике $[\Theta] < 0,1$ градус, в роликовом подшипнике $[\Theta] < 0,03$ градус.

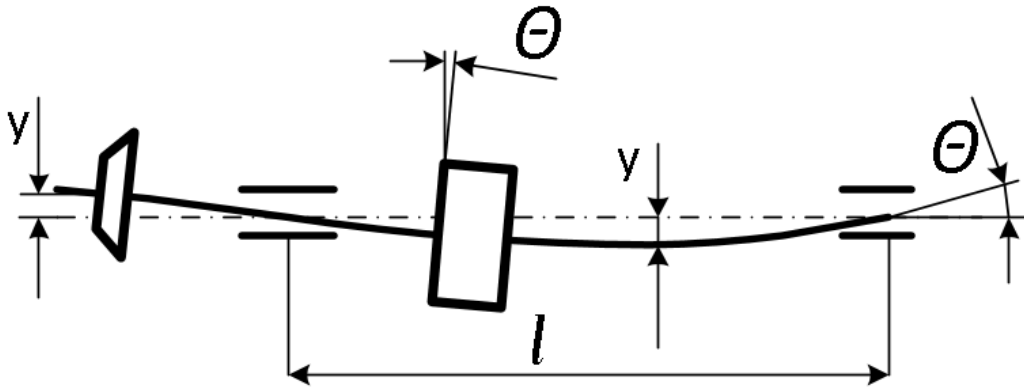


Рисунок 36 - Схема упругой деформации вала и параметры жесткости.

Определим допустимые значения прогиба и угла поворота для нашего примера:

-допустимый прогиб между опорами $[y]=(0.0002-0.0003)250=0.05\dots0.075\text{мм}$; -допустимый прогиб на участке конического колеса $[y]=0,005m$, примем модуль зуба конического колеса $m=2\dots4\text{ мм}$, $[y]=0.005(2\dots4)=0,01\dots0,02\text{мм}$. -допустимый прогиб на участке цилиндрического колеса $[y]=0,01(2\dots4)=0,02\dots0,04\text{ мм}$.

Допустимый угол поворота сечения в опорах примем исходя из предположения, что вал вращается на роликовых конических подшипниках $[\Theta] = 0,03\text{ градус}$.

В результате расчёта получены следующие упругие деформации:

- максимальный прогиб между опорами в горизонтальной плоскости $y_x=0.003\text{мм}$, в вертикальной плоскости $y_y=0.003\text{мм}$, суммарный прогиб –

$$y = \sqrt{y_x^2 + y_y^2} = \sqrt{0.003^2 + 0.003^2} = 0,0042\text{мм} \quad \text{что меньше } 0,05\text{мм}.$$

- В зоне цилиндрического колеса $y=0.004\text{мм}$ меньше чем $0,04\text{мм}$.
- В зоне конического колеса прогиб $y=0,033\text{мм}$, что превышает $0,01\dots0,02\text{мм}$, вывод - **жесткость левого выходного конца недостаточна.**

Проверим углы поворота вала в опорах:

- Угол поворота в левой опоре $\Theta=0,0024\text{ градуса}$ это меньше чем $0,03$;

- Угол поворота в правой опоре $\Theta = \sqrt{0,003^2 + 0,0034^2} = 0,0057$, меньше допустимого 0,03 градуса.

Вывод: несмотря на то, что прочность вала обеспечена, проверка на жесткость показала, что левый конец вала под нагрузкой будет прогибаться больше допустимого по условиям работы конического колеса. Причем прогиб наблюдается в основном в горизонтальной плоскости, смотри рис.30.

Так как значительный изгиб происходит на участке вала до левой опоры, увеличим диаметр под коническим колесом с 30 до 35 мм, на втором участке увеличим диаметр с 40 до 45 мм (рисонок.37) и пересчитаем.

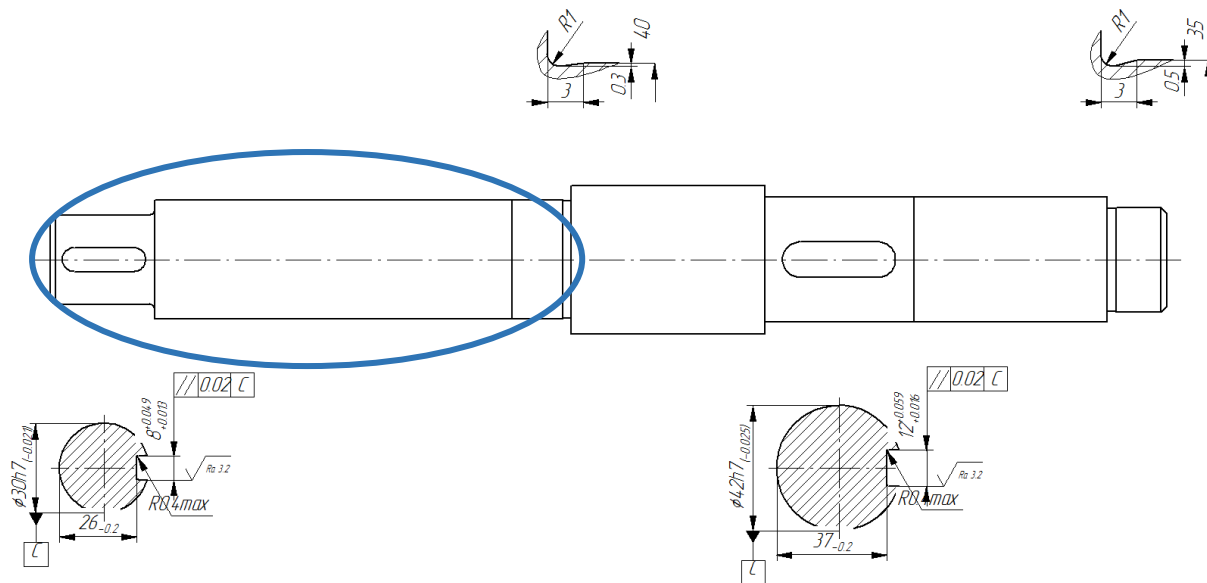


Рисунок 37- Изображение вала, полученное в автоматизированном режиме в программе APM Shaft.

Редактирование размеров вала

Участок вала с недостаточной жёсткостью выделен. Редактируем конструкцию вала. Рисунок 38. и пересчитываем.

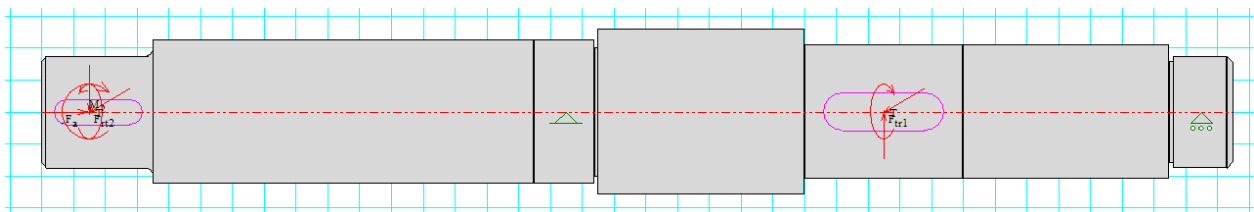


Рис.38. Эскиз вала с увеличенными размерами двух левых участков

$$\Theta = \sqrt{0,003^2 + 0,0034^2} = 0,0057$$

Определяем по эпюрам основные результаты проверки прочности и жесткости отредактированного вала:

- Эквивалентное напряжение в опасном месте $\sigma_{\text{ЭКВ}}=28,2 \text{ МПа} < 85 \text{ МПа}$;
- Коэффициент запаса прочности $S = 7,4$ значительно больше требуемого.
- Угол поворота сечения вала $\Theta = 0,0095 < 0,03$ градуса;
- Прогиб вала на участке конического колеса $y=0,019 \text{ мм} < 0,02 \text{ мм}$. Прогиб близок к максимально допустимому при работе конического колеса с модулем $m=4 \text{ мм}$. В заданных условиях зубья конического колеса должны иметь модуль зуба не менее 4 мм.

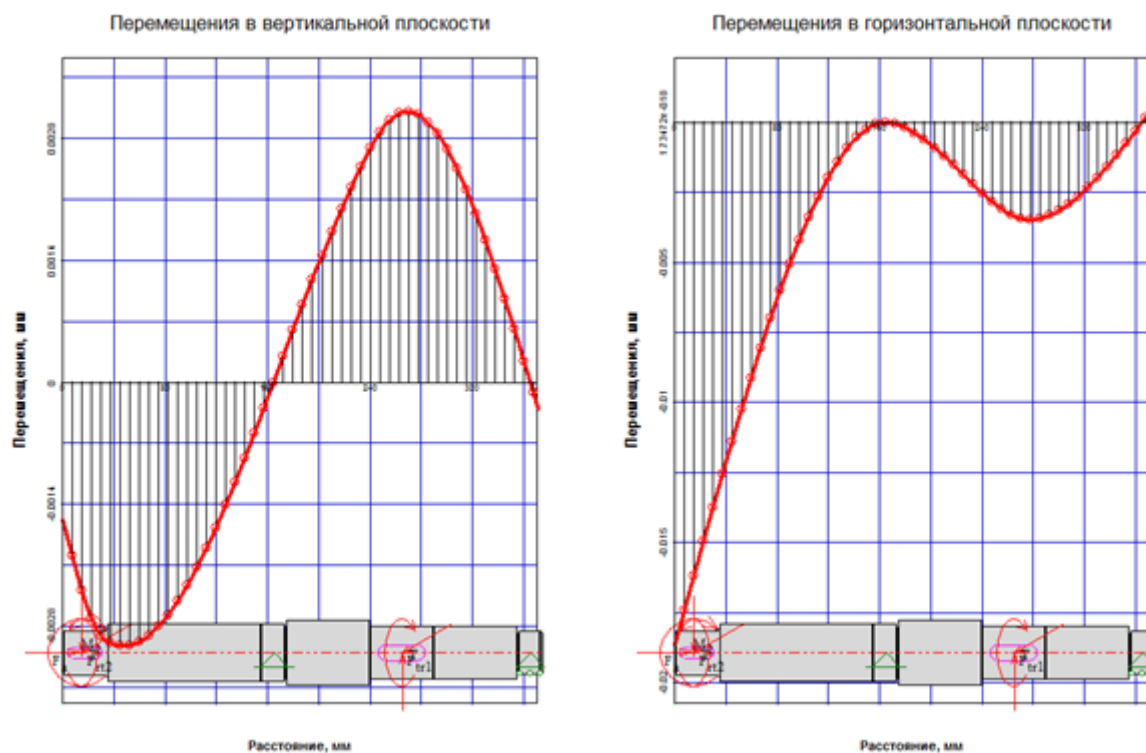


Рисунок 39- Эпюры прогибов вала после редактирования размеров.

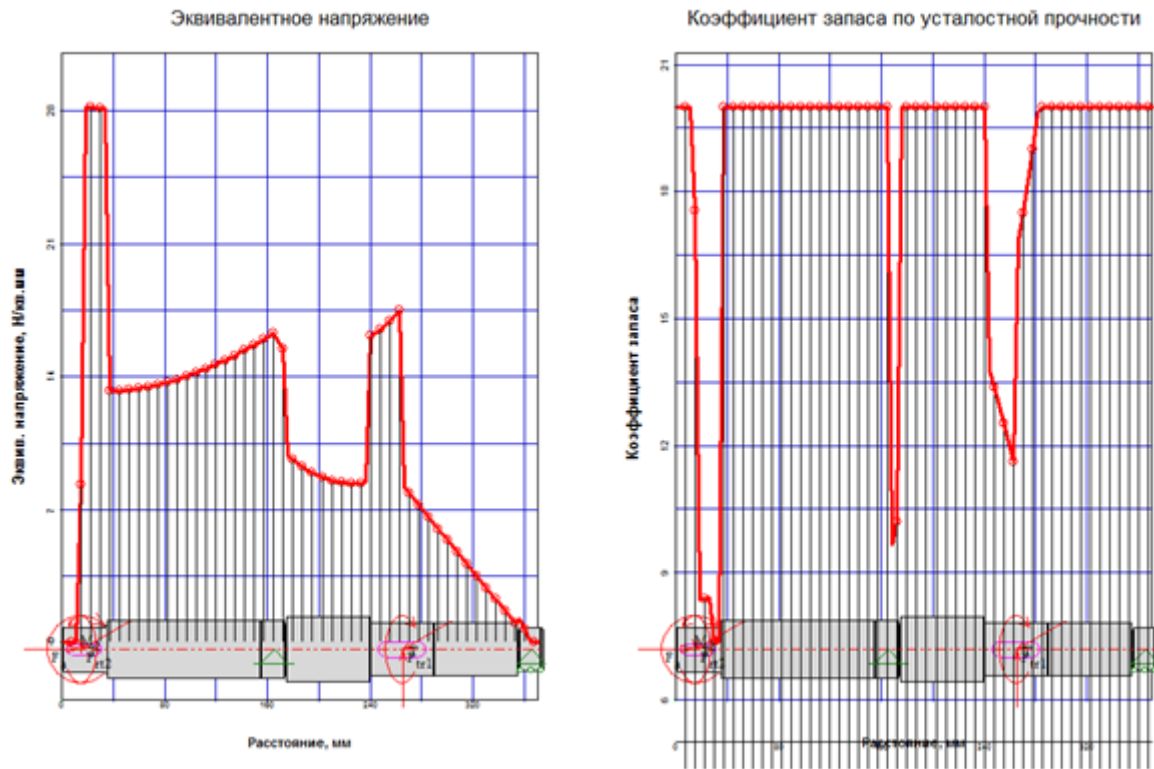


Рис.40. Эпюры эквивалентного напряжения и коэффициента запаса прочности после редактирования размеров вала.

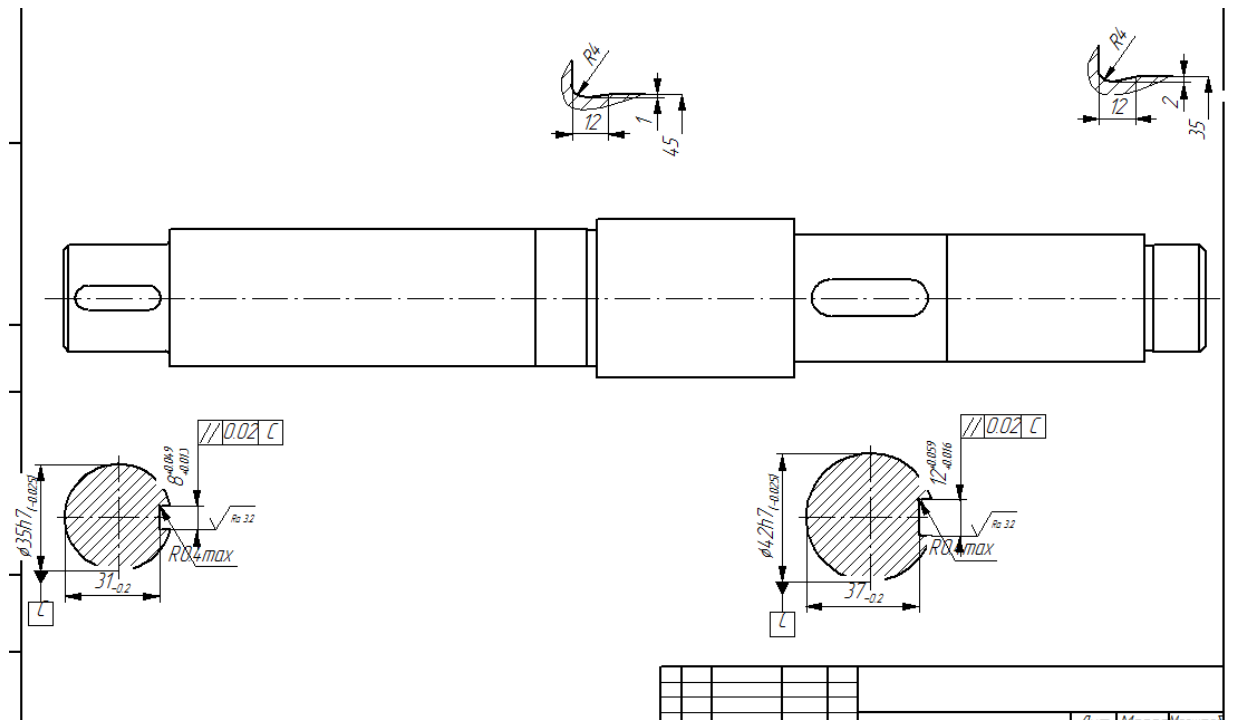


Рисунок 41- Фрагмент чертежа отредактированного вала.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В заданных условиях был сконструирован и рассчитан приводной вал. На первом этапе размеры вала были определены по условиям статической прочности, и проверены на выносливость. Для валов общего назначения без особых требований к их точности обычно этого бывает достаточно. Проверочные расчёты на жёсткость по условиям работы подшипников вала и зубчатых колёс показали, показали необходимость увеличения жёсткости вала за счёт увеличения диаметра. При конструировании размеры валов определяются не только условием прочности, но в некоторых случаях и условием жёсткости.

Список литературы

1. Беляев Н. М. Сопротивление материалов: Учеб. для вузов. 15-е изд.- М.: Наука, 1976.-608 с.: ил.
2. Подскребко М. Д. Сопротивление материалов: Лаб. Пр.: Учеб.пособие/М. Д. Подскребко, О. И. Мисуно, С. А. Легеньский.— Мн.:Амалфея, 2001.—272 с.
3. Копнов В.А., Кривошапко С.Н. Сопротивление материалов: Руководство для решения задач и выполнения лабораторных и расчетно–графических работ.- М.:Высш.шк., 2003.-351с.:ил.
4. В.Я. Молотников. Курс сопротивления материалов.- СПб.:Лань, 2006.- 380с.
5. Очинский В.В. Сопротивление материалов: именной и терминолог. Словарь: уч. Пособие для вузов/В.В. Очинский, А.А. Кожухов, Ю.А. Лобейко.- 2-е изд., перераб. и доп. – М.:Колос; Ставрополь: Агрус, 2009.- 191с.
6. Степин П.А. Сопротивление материалов: учеб. для вузов/ П.А. Степин.- 12-е изд., стер.-СПб.: Лань, 2012.-320с.
7. <https://zachnik.ru/blog/obrazec-oformleniya-kontrolnoj-raboty/>
8. <https://studlance.ru/blog/oformlenie-kontrolnoj-raboty-po-gostu>

СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица П.1

Механические характеристики некоторых сталей

Марка стали	Предел прочности, МПа	Изгиб			Растяжение–сжатие			Кручение		
		σ_T	σ_{-1}	σ_0	σ_T	σ_{-1}	σ_0	τ_T	τ_{-1}	τ_0
		МПа			МПа			МПа		
10	370	230	170	300	220	120	220	140	110	200
15	400	270	180	320	230	130	230	120	115	220
20	420	280	180	340	240	130	240	150	115	220
25	450	300	185	350	250	135	250	165	120	230
30	500	340	200	380	280	150	290	175	125	240
35	550	370	240	440	310	180	340	190	140	260
45	650	430	240	470	360	200	360	220	160	300
50	600	450	250	480	380	210	380	240	170	320
60	750	500	325	520	420	230	410	260	190	370
40ХН	830	690	360	550	620	280	430	380	200	380
50ХН	1150	1010	510	830	920	350	600	540	280	520
30ХМА	980	810	410	670	730	300	530	420	240	420
12ХН3А	950	780	400	700	700	280	500	400	220	390
10ХН3А	1000	800	420	750	750	310	520	410	230	400
18ХН3А	1100	1050	500	800	800	320	600	500	260	500
25ХН3А	1200	1090	530	870	1000	370	650	610	300	570

Влияние обработки поверхности. Значения коэффициента шероховатости

Материал, способ обработки, способ поверхностного упрочнения	Коэффициент
Полированная поверхность	1
Чистое шлифование	1,1 – 1,2
Точение	1,2 – 1,5
Углеродистая и легированная сталь: поверхностная закалка токами высокой частоты; деталь без концентратора напряжений	0,83
Углеродистая и легированная сталь; поверхностная закалка токами высокой частоты; деталь с концентратором напряжений	0,67
Сталь: азотирование; деталь без концентратора напряжений	0,91
Сталь: азотирование; деталь с концентратором напряжений	0,77
Сталь малоуглеродистая: цементация; деталь без концентратора напряжений	0,91
Сталь малоуглеродистая: цементация; деталь с концентратором напряжений	0,83
Углеродистая и легированная сталь: обкатка роликами; деталь без концентратора напряжений	0,91
Углеродистая и легированная сталь: обкатка роликами; деталь с концентратором напряжений	0,77
Углеродистая и легированная сталь: обдувка дробью (независимо от концентратора напряжений)	0,91

Значения коэффициентов влияния масштабного фактора

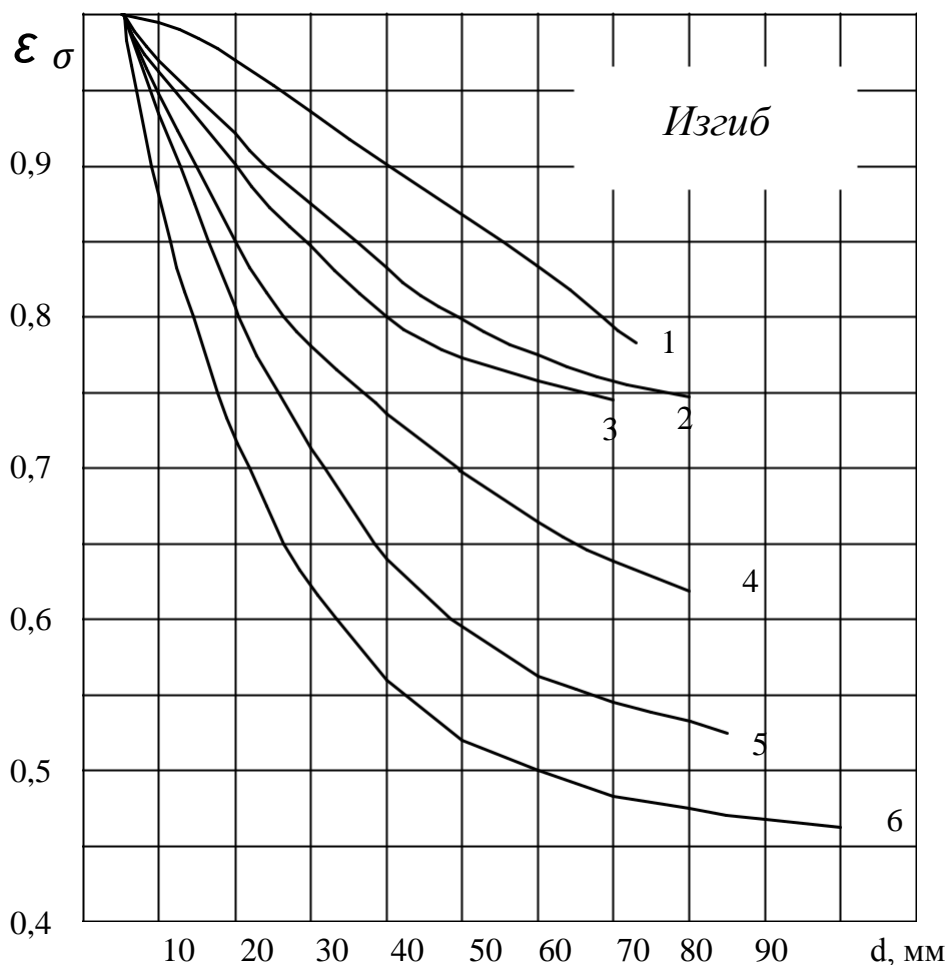


Рис. П.1 Значения коэффициентов влияния масштабного фактора k_d (ϵ_σ):

- 1 – углеродистая сталь, гладкий полированный вал;
- 2 – углеродистая сталь, гладкий шлифованный вал;
- 3 – легированная сталь, гладкий полированный вал;
- 4 – легированная сталь, гладкий шлифованный вал; и углеродистая сталь, деталь с концентратором напряжений;
- 5 – легированная сталь, деталь с умеренной концентрацией напряжений ($K_\sigma < 2$);
- 6 – конструкционная сталь ($\sigma_s \leq 650$ МПа), вал с напрессованной деталью; для $d \leq 60$ мм – легированная сталь с резкой концентрацией напряжений ($K_\sigma \geq 2$)

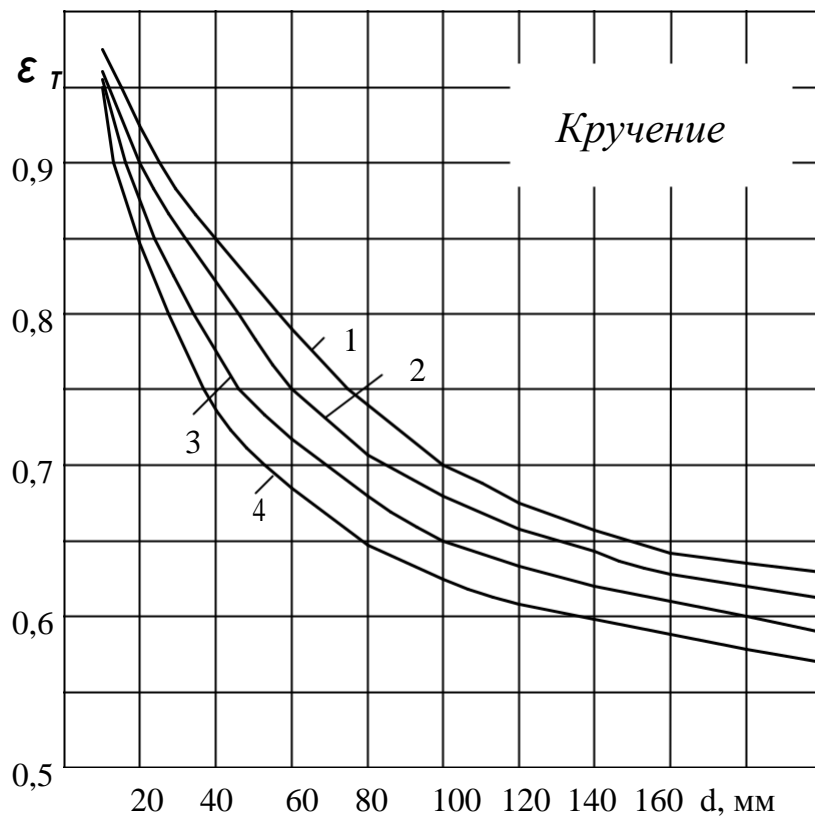


Рис. П.2 Значения коэффициентов влияния масштабного фактора ϵ_T :

- 1 – углеродистая сталь $\sigma_{\epsilon} = 400 \dots 500$ МПа;
- 2 – углеродистая сталь и легированная сталь $\sigma_{\epsilon} = 500 \dots 800$ МПа;
- 3 – легированная сталь $\sigma_{\epsilon} = 800 \dots 1200$ МПа;
- 4 – легированная сталь $\sigma_{\epsilon} = 1200 \dots 1400$ МПа

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с галтелями

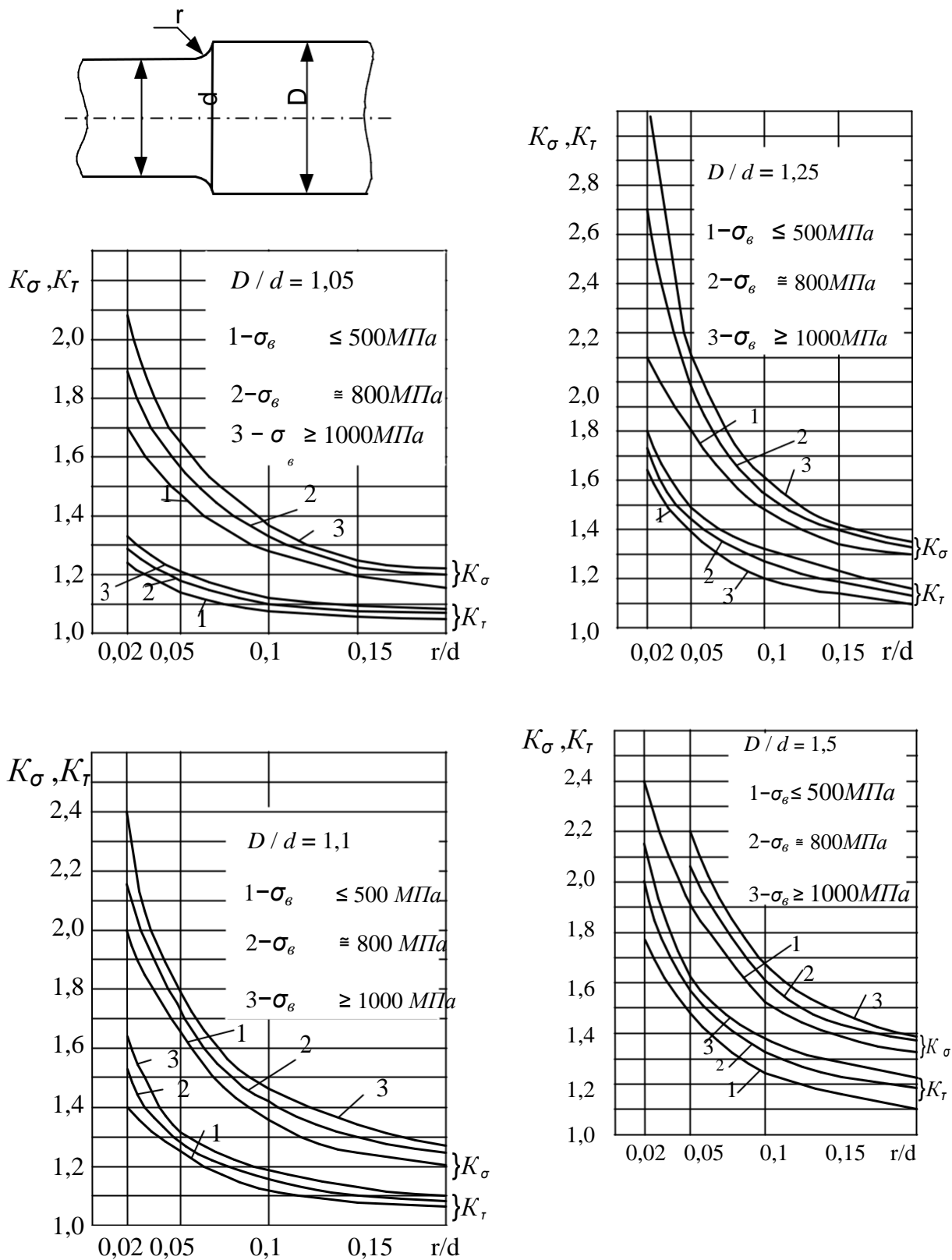


Рис. П.3 Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с галтелями

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с выточками

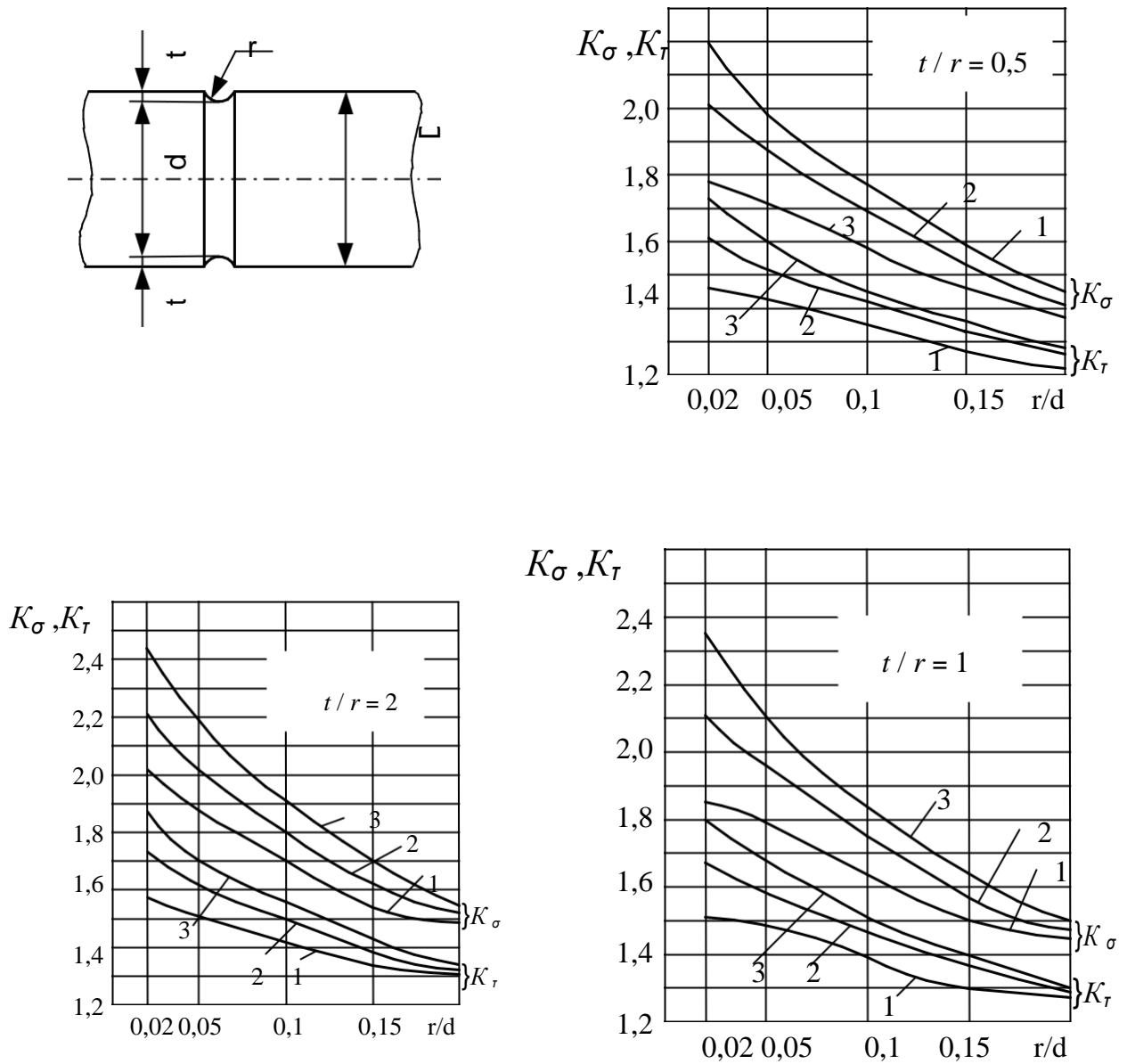


Рис. П.4 Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_τ для валов с выточками:

1- $\sigma_s \leq 500$ МПа;

2- $\sigma_s \approx 800$ МПа;

3- $\sigma_s \geq 1000$ МПа

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с поперечными отверстиями

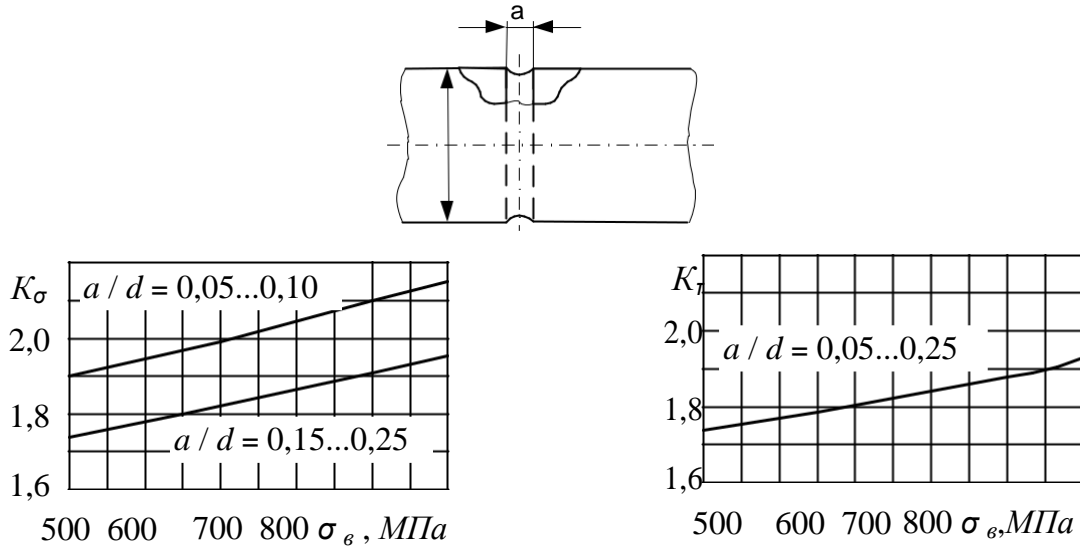


Рис. П.5

Примечание. Номинальные значения нормальных и касательных напряжений следует определять по нетто-сечению, вычисляя моменты сопротивления по формулам:

$$W_H \approx \frac{\pi d^3}{32} \left(1 - 1,54 \frac{a}{d} \right);$$

$$W_K \approx \frac{\pi d^3}{16} \left(1 - \frac{a}{d} \right).$$

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с одной или двумя шпоночными канавками

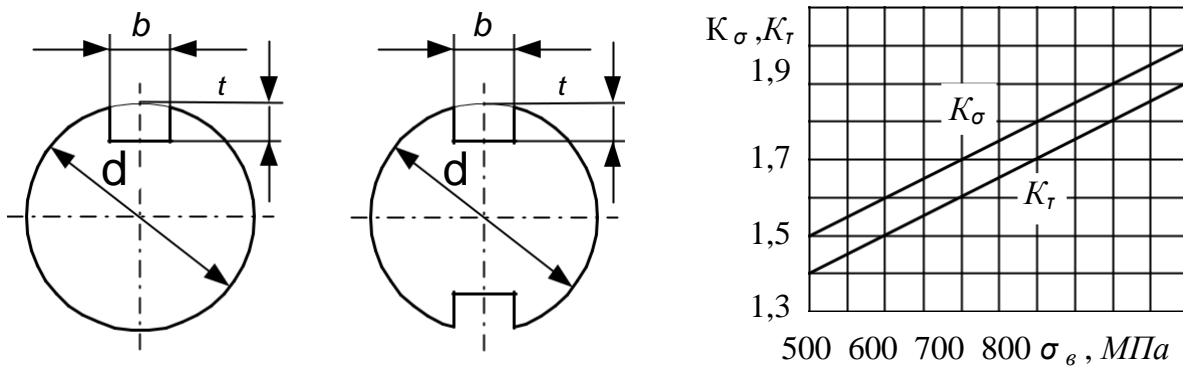


Рис. П.6

Примечание. Номинальные значения нормальных и касательных напряжений следует определять по нетто-сечению, вычисляя моменты сопротивления по формулам:

при одной шпоночной канавке

$$W_{II} \approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d};$$

$$W_K \approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d};$$

при двух шпоночных канавках

$$W_{II} \approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d};$$

$$W_K \approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}.$$

Таблица П.3

Шпонки призматические (из ГОСТ 23360-78)

Диаметр вала d, мм	b, мм	t, мм	Диаметр вала d, мм	b, мм	t, мм	Диаметр вала d, мм	b, мм	t, мм
17-22	6	3,5	44-50	14	5,5	75-85	22	9
22-30	8	4	50-58	16	6	85-95	25	9
30-38	10	5	58-65	18	7	95-110	28	10
38-44	12	5	65-75	20	7,5	110-130	32	11

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для шлицевых (зубчатых) участков валов

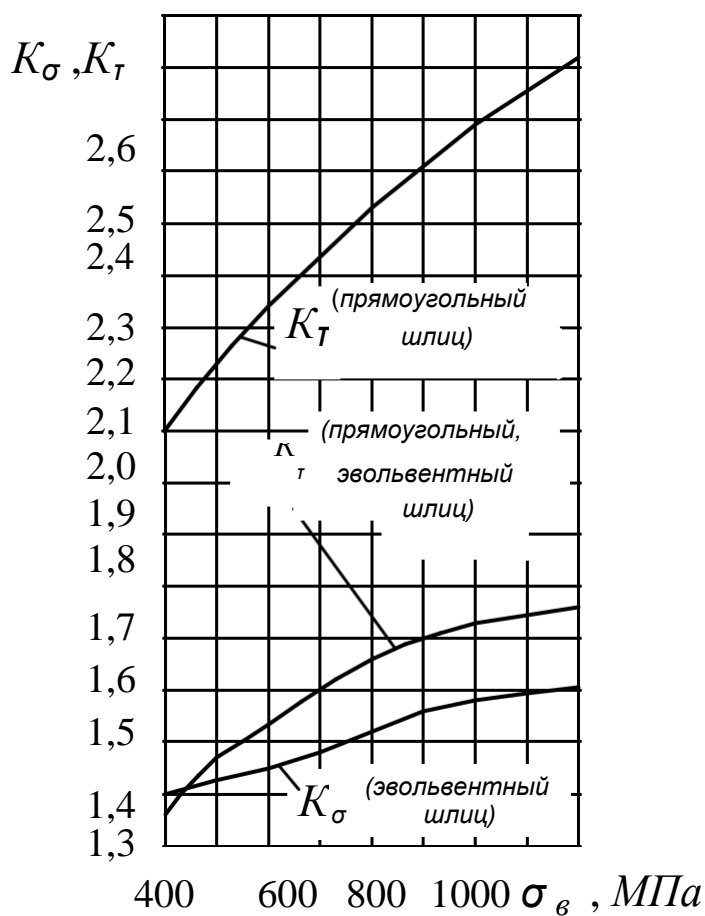


Рис. П.7

Примечание. Моменты сопротивления для участков с прямоугольными шлицями определяют по формулам:

$$W_{II} = \xi \frac{\pi d^3}{32}; \quad W_K = 2W_{II},$$

где d – внутренний диаметр; ξ – поправочный коэффициент, принимаемый по следующим данным.

Серия шлицевого соединения ξ :

- легкая 1,09...1,16;
- средняя 1,14...1,27;
- тяжелая 1,14...1,39.

Меньшие значения ξ соответствуют большим d .

Для эвольвентных шлицевых соединений величины W_{II} и W_K следует определять, как

для сплошного круглого сечения, диаметр которого равен диаметру делительной окружности.

Таблица П.4

Номинальный размер $z \times d \times D$ шлицевых прямобоочных соединений (из ГОСТ 1139-80) (мм)

Серия					
легкая	средняя	тяжелая	легкая	средняя	тяжелая
6×23×26	6×11×14	10×16×20	10×72×78	8×42×48	16×52×60
6×26×30	6×13×16	10×18×23	10×82×88	8×46×54	16×56×65
6×28×32	6×16×20	10×21×26	10×92×98	8× 52 × 60	16×62×72
8×32×36	6×18×22	10×23×29	10×102×108	8× 56 × 65	16×72×82
8×36×40	6×21×25	10×26×32	10×112×120	8× 62 × 72	20×82×92
8×42×46	6×23×28	10×28×35		10×72×82	20× 92 × 102
8×46×50	6×26×32	10×32×40		10×82×92	20× 102× 115
8×52×58	6×28×34	10×36×45		10× 92 × 102	20×112×125
8×56×62	8×32×38	10×42×52		10× 102× 112	
8×62×66	8×36×42	10×46×56		10× 112× 125	

Для эвольвентных шлицевых соединений значения модулей в миллиметрах по ГОСТ 6033-80* таковы:

ряд 1 0,5; 0,8; 1,25; 2; 3; 5; 8;

ряд 2 0,6; 1; 1,5; 2,5; 3,5; 4; 6; 10.

При выборе модуля ряд 1 следует предпочесть ряду 2. Модуль 3,5 применять не рекомендуется.

Диаметр делительной окружности эвольвентных шлицевых соединений зависит от модуля m и количества зубьев z : $d = m \cdot z$.

Параметры соединения следует выбирать из двух следующих таблиц.

Таблица П.5

Основные геометрические параметры эвольвентных соединений(поСТСЭВ269-76)

Наружный диаметр D , мм	Число зубьев z при модуле m				
	0,8*	1	1,5	2*	2,5
20	23	18	12	8	6
22*	26	20	14	9	7
25	30	24	15	11	8
28*	34	26	17	12	10
30	36	28	18	13	10
32*	38	30	20	14	11
35	42	34	22	16	12
38*	46	36	24	18	14
40	48	38	25	18	14
42*	51	40	26	20	15
45	55	44	28	21	16
50	50	48	32	24	18
55	66	54	35	26	20
60	74	58	38	28	22

Примечания:

1. При выборе наружного (номинального) диаметра и модуля предпочтительны значения, не отмеченные звездочками.
2. Числа зубьев, выделенные курсивом, являются предпочтительными.

Таблица П.6

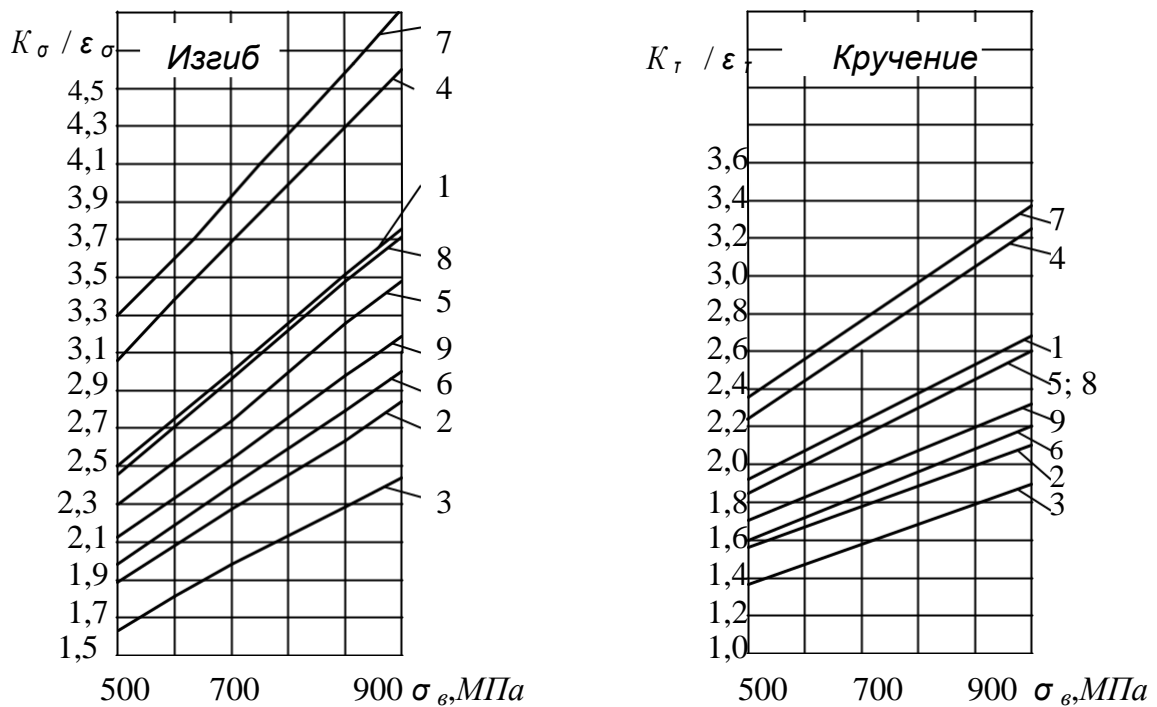
Основные геометрические параметры эвольвентных соединений(поСТСЭВ269-76)

Наружный диаметр D , мм	Число зубьев z при модуле m				
	2*	2,5	3	5*	10
65	31	24	20	10	-
70	34	26	22	12	-
75	36	28	24	13	-
80	38	30	25	14	6
85	41	32	27	15	7
90	44	34	28	16	7
95	46	36	30	18	8
100	48	38	32	18	8
110	54	42	35	20	9
120	58	46	38	22	10
130	64	50	42	24	11
140	68	54	45	26	12
150	74	58	48	28	13
160	-	-	52	30	14

Примечания:

1. При выборе наружного (номинального) диаметра и модуля предпочтительны значения, не отмеченные звездочками.
2. Числа зубьев, выделенные курсивом, являются предпочтительными.

**Коэффициенты снижения предела выносливости
при изгибе (K_σ/ϵ_σ) и при кручении (K_τ/ϵ_τ) для
валов у краев насаженных деталей**



Для диаметров менее 30 мм – линии 1, 2, 3 соответствуют посадкам Пр, Н, С. Для диаметров менее 50 мм – линии 4, 5, 6 соответствуют посадкам Пр, Н, С. Для диаметров менее 100 мм – линии 7, 8, 9 соответствуют посадкам Пр, Н, С

Рис. П.8

Примечания:

1. Для посадки внутренних колец подшипников качения следует принимать значения K_σ/ϵ_σ , K_τ/ϵ_τ , соответствующие прессовой посадке.
2. При посадке детали на вал со шпоночной канавкой номинальные напряжения следует определять по нетто-сечению и принимать большее из значений K_σ/ϵ_σ , K_τ/ϵ_τ , соответствующее влиянию посадки и шпоночной канавки.
3. Влияние концентрации напряжений от посадки детали необходимо учитывать при определении коэффициента запаса для сечений валов, совпадающих с краями насаженной детали.

Пример оформления титульного листа

Министерство сельского хозяйства и продовольствия РФ
ФГБОУ ВО Иркутский государственный аграрный университет им. А.А. Ежевского
Кафедра технического сервиса и общеинженерных дисциплин

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА
по Сопротивлению материалов

Выполнил(а): студент(ка) ___ курса
___ группы
инженерного факультета
спец. _____
Фамилия И.О.
шифр _____

Проверил: Ф.И.О. преподавателя

Иркутск 202___

