

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ
ФГБОУ ВО ИРКУТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ им. ЕЖЕВСКОГО
Кафедра технического сервиса и общеинженерных дисциплин

СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА

Методические указания

**Задания, примеры выполнения и краткие методические указания
для студентов инженерного факультета заочного обучения
направление 23.03.03– Эксплуатация транспортно-технологических
машин и комплексов в АПК**

ИРКУТСК 2016

УДК 539

Косарева А.В., Токмакова А.Л. Сопротивление материалов. Контрольная работа. Иркутск. 2016.- с.48, ил.

Данное методическое пособие по содержанию полностью соответствует примерным рабочим программам, Государственным образовательным стандартам курса Сопротивления материалов подготовки бакалавров направления 23.03.03– Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов в АПК.

Предназначено для выполнения контрольных работ студентами – заочниками. Содержит задания, краткие методические указания и примеры выполнения контрольных задач.

Рецензенты:

С.Ф. Горбунов – к.т.н., доцент кафедры Естественных наук дисциплин Московского государственного университета гражданской авиации (Иркутский филиал)

Рекомендовано к изданию:

Методическим советом инженерного факультета Иркутского государственного аграрного университета (протокол № 9 от 28 мая 2016 г.).

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Контрольная работа по дисциплине «Сопротивление материалов» для студентов инженерного факультета состоит из двух частей, первая выполняется на 1 курсе, 2 – на втором. Контрольные работы состоят из заданий по разделам дисциплины «Сопротивление материалов». Все задачи имеют краткие методические указания, набор рисунков и таблицу с данными для расчетов. Каждому студенту выдают задание в соответствии с последними цифрами его учебного шифра (зачетной книжки).

Последняя цифра номер строки. Предпоследняя – номер рисунка

Все задания выполняются 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 четко, с учетом условий варианта задания. Решение задачи необходимо сопровождать краткими пояснениями и в соответствии с теми обозначениям, которые даны на чертежах. Допускается оформлять контрольную работу в тетради, с учетом всех требований.

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА №1

ТЕМА “ДЕФОРМАЦИЯ РАСТЯЖЕНИЕ – СЖАТИЕ”

ЗАДАЧА № 1

РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКИ ОПРЕДЕЛИМОГО СТУПЕНЧАТОГО СТЕРЖНЯ БЕЗ УЧЕТА СОБСТВЕННОГО ВЕСА

Дано: двухступенчатый стержень, на который действуют активные силы F_1 ; F_2 и F_3 ; площади поперечных сечений A_1 и A_2 . Стержень изготовлен из стали Ст.3. Допускаемое напряжение на растяжение для стали Ст. 3 $[\sigma]_p = 125 \text{ МПа}$

Определить:

1. Количество расчетных участков;
2. Продольные силы для каждого участка
3. Вычислить значение нормальных напряжений для каждого участка;
5. Вычислить деформации и перемещения;
6. Построить эпюры продольных сил, нормальных напряжений и перемещений.
7. Определить опасный участок.

Деформация, при которой в поперечном сечении бруса действует только один внутренний силовой фактор – продольная сила, называется *растяжением*.

Указания.

Задачи решают в следующей последовательности:

1. Определяют реакции связей или неизвестные внешние силы, приложенные к ступенчатому стержню, из условия равновесия:

$$\sum F_{kx} = 0, \text{ где ось } X \text{ – ось стержня;}$$

2. Определяем границы участков и их количество по характерным точкам. *Характерными* называются точки сечения, в которых приложены внешние продольные силы, начинается или заканчивается участок распределенной нагрузки и где происходит резкое изменение площади сечения стержня или начинается (или заканчивается) участок постепенного изменения площади.

3. Определяют продольные силы в сечениях *I-I*, *II-II* и т.д используя метод сечений.

Продольная сила в сечении равна алгебраической сумме всех внешних продольных сил, приложенных по одну сторону (обычно слева) от выбранного сечения.

Правило знаков: продольная сила положительна, если она растягивающая, отрицательна, если сжимающая.

4. Определяют нормальные напряжения в сечениях *I-I* и *II-II* и т.д.:

$$\sigma_{I-I} = \frac{N_{I-I}}{A_{I-I}}; \quad \sigma_{II-II} = \frac{N_{II-II}}{A_{II-II}}$$

где N – продольная сила, A – площадь поперечного сечения, соответствующая участку.

5. Определяют продольные силы, нормальные напряжения и деформации в характерных сечениях стержня.
6. Строят эпюры продольных сил и нормальных напряжений
Эпюрой называется график изменения продольной силы или нормального напряжения по длине стержня.
7. Определяют напряжение в опасном сечении и сравниваем его с допусковым напряжением:

$$\sigma_{\text{макс}} \leq [\sigma]$$

Опасным называется сечение, где действует наибольшее по абсолютной величине нормальное напряжение.

Допускаемое выбирается по справочным данным. Для расчетов принимается для стали ст.3 допусковое напряжение $[\sigma]_p = 125 \text{ МПа}$

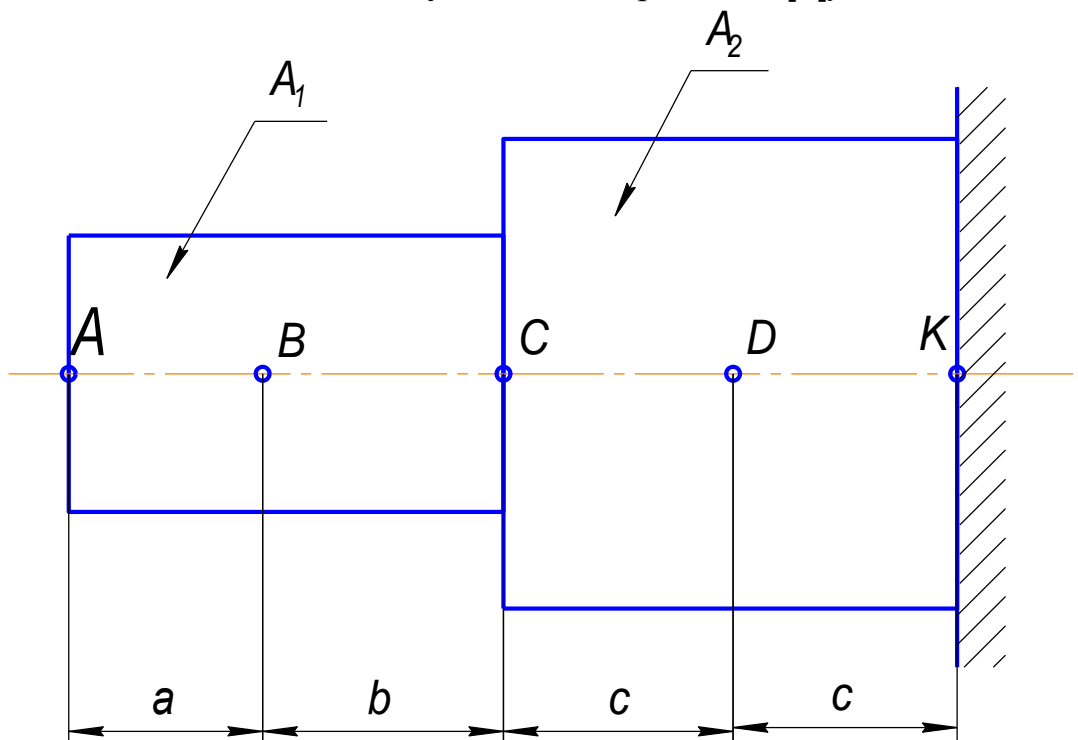


Рис. 1

Таблица 1 - Данные для расчетов

№ n/n (последняя цифра зачетной книжки)	Приложенные силы, кН			Площадь поперечного сечения, см ²		Геометрические размеры, м			Точки приложения и направление сил, F _i (F ₁ , F ₂ , F ₃), стрелка вниз – растяжение, стрелка вверх – сжатие
	F ₁	F ₂	F ₃	A ₁	A ₂	a	b	c	
1	10	50	15	8	2	0,2	0,4	0,2	A↓ B↓ C↑
2	50	20	40	10	5	0,4	0,5	0,4	A↑ B↓, D↓
3	10	20	50	15	10	0,2	0,2	1,0	A↑ D↓ C↓
4	15	40	20	20	15	0,5	0,1	2,0	B↓ C↓ D↑
5	20	25	40	10	5	0,6	1,0	1,0	A↓, B↓ C↓
6	40	10	60	20	10	0,1	0,5	0,5	A↑, B↑ D↑
7	10	50	80	15	5	0,2	0,1	1,0	A↑ D↑, C↓
8	25	10	10	15	5	0,4	1,0	0,2	B↓, C↑ D↓
9	40	15	15	10	5	0,5	0,5	0,1	A↑, B↓ C↑
10	50	20	20	5	2	1,0	0,4	0,4	A↓ B↑, D↑

Пример выполнения.

Дано: стальной ступенчатый стержень, рис. 2, на который действуют силы $F_1 = 10 \text{ кН}$; $F_2 = 15 \text{ кН}$; $F_3 = 45 \text{ кН}$, площади поперечных сечений $A_1 = 2,0 \text{ см}^2$; $A_2 = 2,5 \text{ см}^2$. Длины участков $a=b=c=0,25 \text{ м}$. Стержень изготовлен из стали Ст.3. Расчет произвести без учета собственного веса. Допускаемое напряжение на растяжение для стали Ст. 3 $[\sigma]_p = 125 \text{ МПа}$ (допускаемое напряжение на сжатие $[\sigma]_c = 0,8 \cdot [\sigma]_p = 0,8 \cdot 125 = 100 \text{ МПа}$)

Решение:

1. Определяем неизвестную реакцию связи R , для чего составим уравнения равновесия:

$$\sum F_{kx} = F_1 + F_2 - F_3 - R = 0, \text{ тогда } R = F_1 + F_2 - F_3$$

Подставим значения сил и определим $R = 10 + 15 - 45 = -20 \text{ кН}$.

2. Определяем продольные силы в сечениях I-I, II-II, III-III и IV-IV для чего воспользуемся методом сечений и последовательно проведем указанные сечения. Продольная сила в сечении будет равна алгебраической сумме всех внешних сил приложенных по одну сторону от выбранного сечения. Будем складывать все силы, расположенные слева от сечения (см. рис. 2, а):

Определим продольные силы и нормальные напряжения в сечениях I-I, II-II, III-III и IV-IV.

$$N_{I-I} = N_{AB} = -F_1 = -10 \text{ кН}$$

$$N_{II-II} = N_{BC} = -F_1 - F_2 = -10 - 15 = -25 \text{ кН}$$

$$N_{III-III} = N_{CD} = -F_1 - F_2 = -10 - 15 = -25 \text{ кН}$$

$$N_{IV-IV} = N_{DK} = -F_1 - F_2 + F_3 = -10 - 15 + 45 = 20 \text{ кН}$$

Строим эпюру продольных сил (ЭН), откладывая значения от оси эпюры с учетом знаков (вверх положительные значения, вниз – отрицательные), см. рис. 2, а.

3. Определим значение нормальных напряжений в сечениях *I-I*, *II-II*, *III-III* *IV-IV*:

$$\sigma_{I-I} = \sigma_{AB} = \frac{N_{I-I}}{A_{I-I}} = \frac{-10000}{200} = -50 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{II-II} = \sigma_{BC} = \frac{N_{II-II}}{A_{II-II}} = \frac{-25000}{200} = -125 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{III-III} = \sigma_{CD} = \frac{N_{III-III}}{A_{III-III}} = \frac{-25000}{250} = -100 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{IV-IV} = \sigma_{DK} = \frac{N_{IV-IV}}{A_{IV-IV}} = \frac{20000}{250} = 80 \text{ МПа};$$

По полученным значениям строим эпюру нормальных напряжений (σ), откладывая их от оси эпюры с учетом знаков, рис. 2, б.

4. Определяем деформации по участкам:

Согласно закона Гука: $\Delta l = \frac{N l}{EA}$

$$\Delta l_{I-I} = \Delta l_{AB} = \frac{N_{I-I} \cdot a}{EA_{I-I}} = \frac{-10 \cdot 10^3 \cdot 0.25 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 200} = -0.000625 \text{ мм}$$

$$\Delta l_{II-II} = \Delta l_{BC} = \frac{N_{II-II} \cdot b}{EA_{II-II}} = \frac{-25 \cdot 10^3 \cdot 0.25 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 200} = -0.00156 \text{ мм}$$

$$\Delta l_{III-III} = \Delta l_{CD} = \frac{N_{III-III} \cdot c}{EA_{III-III}} = \frac{-25 \cdot 10^3 \cdot 0.25 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 250} = -0.00125 \text{ мм}$$

$$\Delta l_{IV-IV} = \Delta l_{DK} = \frac{N_{IV-IV} \cdot b}{EA_{IV-IV}} = \frac{20 \cdot 10^3 \cdot 0.25 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 250} = 0.001 \text{ мм}$$

5. Определяем перемещение характерных сечений стержня:

$$\Delta l_K = 0;$$

$$\Delta l_D = \Delta l_K + \Delta l_{DK} = 0.001 \text{ мм};$$

$$\Delta l_C = \Delta l_D + \Delta l_{CD} = 0.001 - 0.00125 = -0.00025 \text{ мм};$$

$$\Delta l_B = \Delta l_C + \Delta l_{BC} = -0.00025 - 0.00156 = -0.00181 \text{ мм};$$

$$\Delta l_A = \Delta l_B + \Delta l_{AB} = -0.00181 + 0.001 = -0.00081 \text{ мм};$$

По полученным значениям строим эпюру перемещений, рис.2, в.

6. Полная деформация стержня равна:

$$\begin{aligned} \Delta l &= \Delta l_{AB} + \Delta l_{BC} + \Delta l_{CD} + \Delta l_{DK} = \\ &= -0.000625 - 0.00156 - 0.00125 + 0.001 = -0.000806 \text{ мм} \end{aligned}$$

7. Определим напряжения в опасном сечении.

Опасным называется сечение, в котором действует максимальное (по абсолютной величине) нормальное напряжение.

По эюре определяем, что наибольшие напряжения действуют на участке BC , где они равны 125 МПа

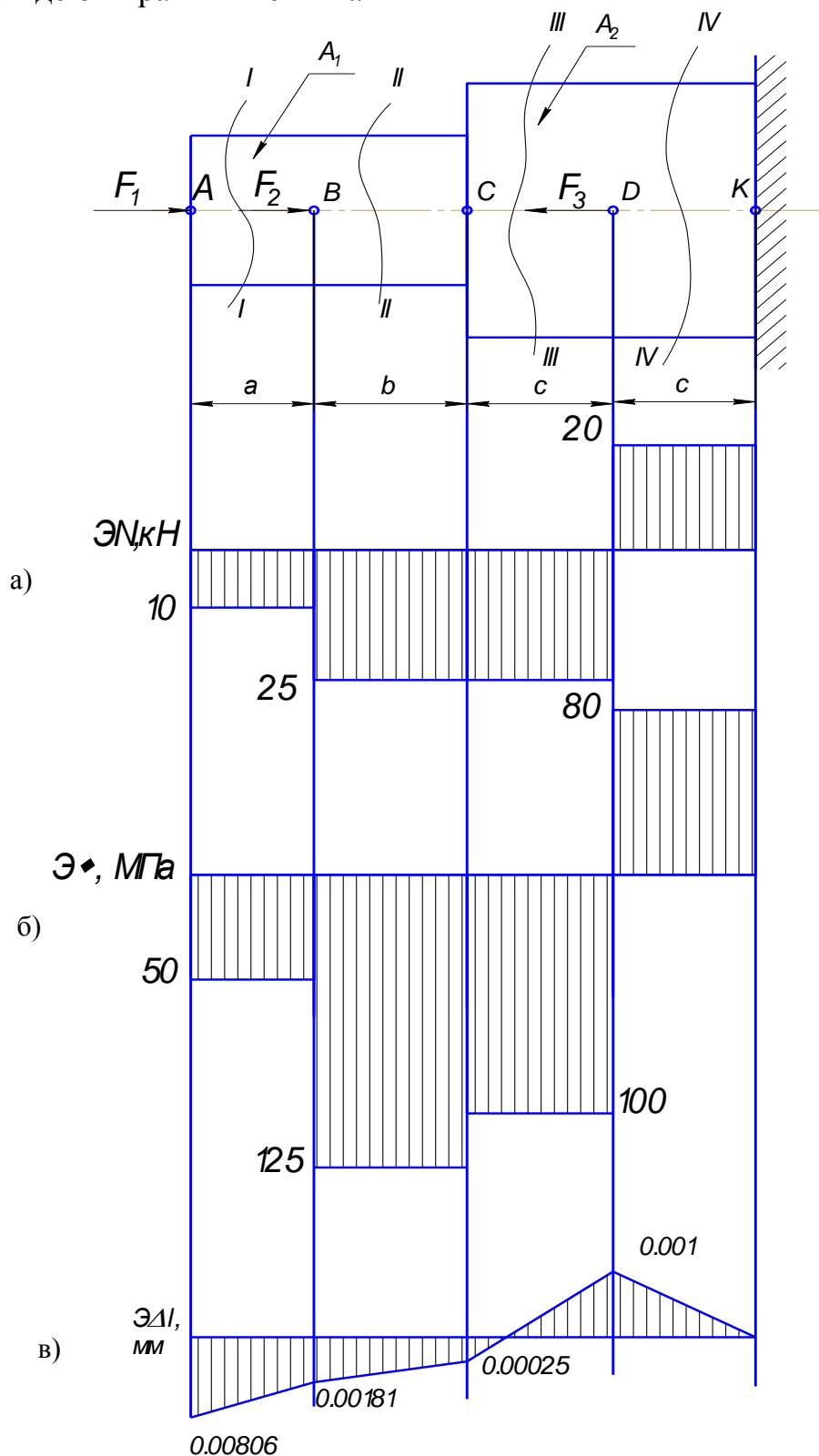


Рис.2

ЗАДАЧА № 2 РАСЧЕТ СТЕРЖНЕВЫХ СИСТЕМ

Дано: статически определимая стержневая система, рис.3 изготовленная из стали Ст.3, в точке *B* подвешен груз, равный *F*. Сечение стержня *AB* - круглое, *BC* – квадратное.

Определить усилие в системе, подобрать размеры сечений стержней из условия прочности.

Указания.

1. Определить неизвестные усилия в стержнях из условия равновесия сходящейся системы сил:

$$\begin{cases} \sum F_{Kx} = 0 \\ \sum F_{Ky} = 0 \end{cases}$$

2. Подобрать размеры сечений стержней по допускаемым напряжениям из условия прочности:

$$\sigma_{\text{макс}} = \frac{N}{A} \leq [\sigma] \Rightarrow A \geq \frac{N}{[\sigma]}$$

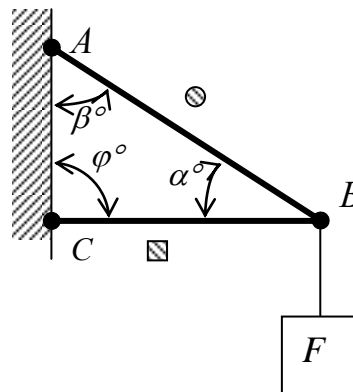


Рис. 3

Таблица 2 - Данные для расчетов

№ п/п (Последняя цифра зачетной книжки)	Марка стали	α°	β°	φ°	<i>F</i> ,кН
1	Ст.3	30	60	90	10
2	Ст.2	45	45	90	10
3	Ст.4	60	60	60	20
4	Ст.5	60	30	90	5
5	Ст.3	30	60	90	4
6	Ст.2	45	45	90	10
7	Ст.4	60	60	60	15
8	Ст.5	60	30	90	20
9	Ст.3	30	60	90	25
0	Ст.2	45	45	90	40

Пример выполнения:

Дана статически определимая стрелневая система, рис. 4, а, изготовленная из стали Ст.3, в точке В подвешен груз, равный $F = 10$ кН. Сечение стержня АВ – круглое, ВС – квадратное.

Определить усилие в системе, подобрать размеры сечений стержней по допускаемым напряжениям.

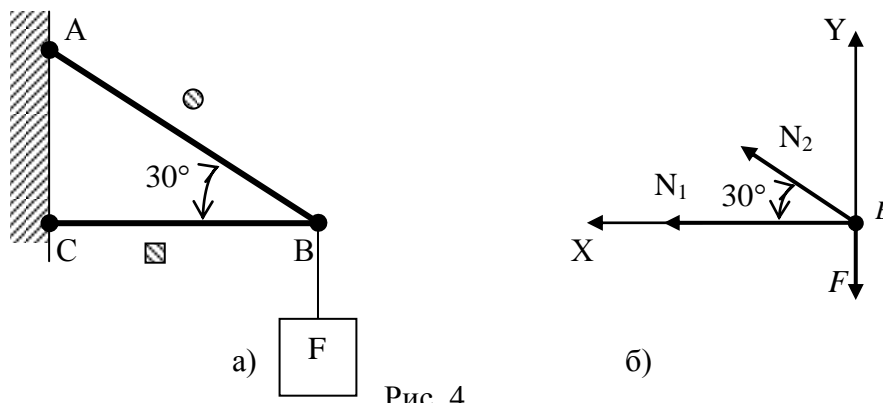


Рис. 4

Решение:

1. Определить усилия (продольные силы) в отдельных стержнях, применив метод вырезания узлов.

Вырежем узел В, рис. 4,б, к шарниру приложена сила F и неизвестные усилия в стержнях 1 и 2 – N_1 и N_2 (усилия направляем от узла считая, что оба стержня растягиваются). Заключаем систему сил в систему координат. Рассмотрим равновесие этого узла.

Составим два уравнения равновесия (т.к. полученная система сил – сходящаяся), рисунок 4б).

$$\begin{aligned}\sum F_{kx} &= N_1 + N_2 \cos 30^\circ = 0; \\ \sum F_{ky} &= -F + N_2 \sin 30^\circ = 0;\end{aligned}$$

Из полученных уравнений определяем неизвестные реакции N_1 и N_2 .

$$\text{Из уравнения (2) } N_2 = \frac{F}{\sin 30^\circ} = 2 * 10 \text{ кН} = 20 \text{ кН};$$

$$\text{Из уравнения (1) } N_1 = -N_2 * \cos 30^\circ = -20 \text{ кН} * 0,866 = -17,32 \text{ кН}$$

Знак у полученных значений усилий показывает, растягивается или сжимается стержень. Знак плюс (+) показывает, что стержень растягивается. А знак (-) минус, что стержень сжимается.

В нашем случае, стержень ВС - сжат, стержень АВ – растянут.

3. Определяем допускаемые напряжения

Допускаемые напряжения для стержней, работающих на растяжение, определяем по таблице данных, в зависимости от марки стали.

Допускаемое напряжение стержней, работающих на сжатие определяем по формуле:

$$[\sigma]_c = (0.6 \div 0.8) \cdot [\sigma]_p.$$

В нашем случае по таблице для Ст.3 определяем, что $[\sigma]_p = 125 \text{ МПа}$, $[\sigma]_c = 0.8 \cdot 125 = 100 \text{ МПа}$.

Таблица 3 - Значения допускаемых напряжений

Марка стали	Ст.2	Ст.3	Ст.4	Ст.5
Допускаемое напряжение (статическая нагрузка), $[\sigma]_p$, МПа	115	125	140	165

4. Определим размеры сечения стержня по допускаемым напряжениям из условия прочности

$$\sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{A} \leq [\sigma]$$

Необходимые площади сечений стержней AB и BC (с учетом их деформаций) равны

$$A_{AB} \geq \frac{N_1}{[\sigma_p]} = \frac{17,32 \cdot 10^3}{125 \cdot 10^6} = 0,138 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

$$A_{BC} \geq \frac{N_2}{[\sigma_c]} = \frac{20 \cdot 10^3}{100 \cdot 10^6} = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Площадь круглого поперечного сечения определяется по формуле

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \text{ откуда диаметр стержня } AB \text{ равен}$$

$$d = \sqrt{\frac{4A_{AB}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,138 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 0,0132 \text{ м} \approx 1,4 \text{ см}$$

Принимаем $d = 2 \text{ мм}$.

Площадь квадратного поперечного сечения определяется по формуле $A = a^2$, откуда сторона квадрата BC равна

$$a = \sqrt{A} = \sqrt{0,0002} = 0,0142 \text{ м} \approx 1,5 \text{ см}$$

Обе величины взяты с округлением в большую сторону.

ТЕМА “КРУЧЕНИЕ”
ЗАДАЧА № 3
РАСЧЕТ ВАЛА НА КРУЧЕНИЕ

Дано: вал, на который действуют моменты M_1, M_2, M_3, M_4 . Вал изготовлен из стали. Допускаемое напряжение для материала 60МПа .

Определить диаметр вала из условия прочности и жесткости.

Указания.

Кручение – вид деформации, при котором в поперечных сечениях возникает единственный **внутренний силовой фактор** – *крутящий момент*, представляющий собой результирующий момент внутренних касательных сил, действующих в поперечном сечении бруса.

Крутящий момент T в любом поперечном сечении численно равен алгебраической сумме **внешних моментов**, приложенных к брусу по одну сторону от рассматриваемого поперечного сечения.

При расчетах на прочность и жесткость знак крутящего момента определяется, согласно следующего правила: *крутящий момент считается положительным, если при наблюдении с торца вдоль оси рассматриваемой части он стремится вращать сечение по часовой стрелке*, рис.5.

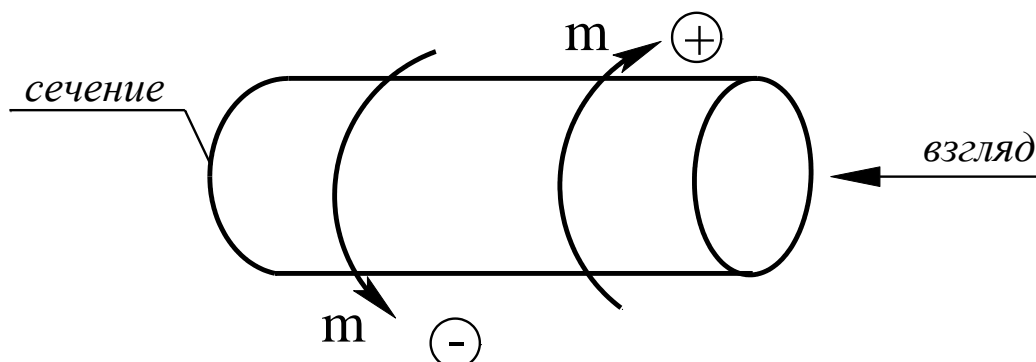


Рисунок 5 - Правило знаков

Для вала постоянного диаметра опасным является участок, в котором действует наибольший крутящий момент.

Для ступенчатого вала, опасным считают участок вала, в поперечных сечениях которого действуют наибольшие по величине касательные напряжения.

Условие прочности при кручении имеет вид:

$$\tau_{max} = \frac{T_{max}}{W_p} \leq [\tau_{sp}]$$

где T_{max} - максимальный крутящий момент;

W_p - момент сопротивления сечения кручению (полярный момент сопротивления);

$[\tau_{кр}]$ - допускаемое напряжение при кручении, для пластичных материалов принимают равным $[\tau] \approx (0,55 \div 0,60) [\sigma]$.

Характеристикой деформации при кручении является угол закручивания φ - это угол, на который поперечное сечение поворачивается по отношению к своему первоначальному положению. В пределах упругих деформаций угол закручивания связан с крутящим моментом линейной зависимостью:

$$\varphi = \frac{Tl}{GJ_p}$$

где G - модуль сдвига, l - длина бруса, J_p - полярный момент инерции, GJ_p - так называемая жесткость при кручении.

Мерой жесткости при кручении является относительный угол закручивания (угол закручивания на единицу длины вала). Относительный угол закручивания равен:

$$\Theta = \frac{\varphi}{l} = \frac{T}{G \cdot J_p}$$

Тогда формула для расчета на жесткость (проверочный расчет) имеет вид:

$$\Theta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{T \cdot 100}{GJ_p} \leq [\Theta], \text{ рад на см длины}$$

где $[\Theta] = 0,15-2,5^\circ$ на 1м длины стержня (от $0,0015$ до $0,025^\circ$ на 1см длины или от $0,000026$ до $0,00035$ рад на см длины вала)

Проектный расчет. Определяем требуемый диаметр вала (участка вала):

$$\text{для круглого сечения } d \geq \sqrt[4]{\frac{180 \cdot T \cdot 100}{\pi \cdot G \cdot [\Theta]}}, \text{ см}$$

$$\text{для кольцевого поперечного сечения } d \geq \sqrt[4]{\frac{180 \cdot T \cdot 100}{\pi \cdot G \cdot [\Theta](1 - c^4)}}, \text{ см}$$

Условие жесткости вала :

$$\varphi = \frac{T}{GJ_p} \leq [\varphi]$$

где $[\varphi]$ - допускаемый относительный угол закручивания

$$[\varphi] = (0,15^\circ \div 1^\circ)$$

Порядок решения задачи:

1. Определить, пренебрегая трением в подшипниках, скручивающий момент, M_0 .
2. Изобразить расчетную схему вала.
3. Разбиваем вал на участки
4. Определить величину крутящих моментов, касательных напряжений и углов закручивания в поперечных сечениях.
5. Построить эпюры крутящих моментов, напряжений и углов закручивания.
6. Найти опасные участки вала, это участки, в поперечных сечениях которых действуют наибольшие по абсолютной величине крутящие моменты
7. Из условия прочности и жесткости определить диаметр поперечного сечения вала.

Таблица 4 - Данные для расчета

№ рис. п/п	$M_1, \text{кН}$	$M_2, \text{кН}$	$M_3, \text{кН}$	$M_4, \text{кН}$
1	600	400	500	2000
2	800	200	1200	600
3	2000	200	400	1000
4	300	1200	1000	1000
5	400	200	600	200
6	100	300	1000	200
7	500	100	500	100
8	100	100	600	400
9	1000	200	1800	500
10	200	1000	1500	800
11	1000	1500	800	200
12	800	800	600	800
13	100	500	1000	600
14	1400	200	400	1000
15	1000	500	500	1000
16	200	800	2000	2000

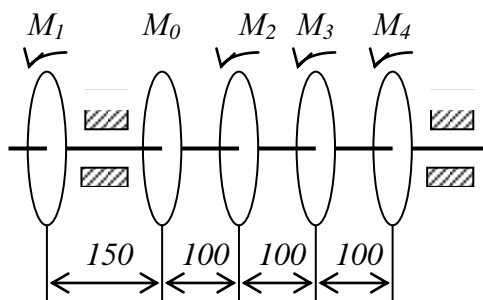


Рис. 1

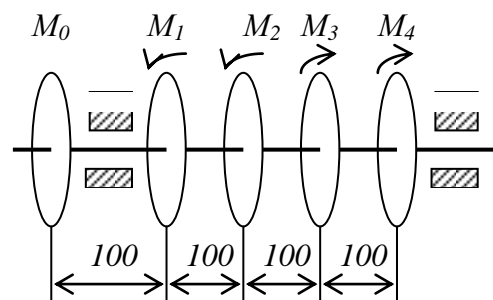


Рис. 2

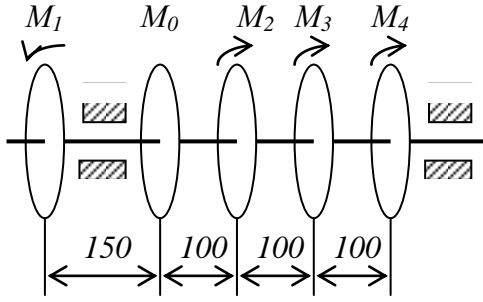


Рис. 3

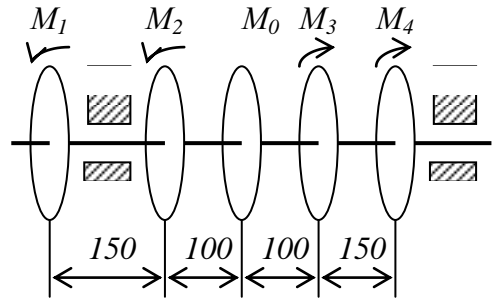


Рис. 4

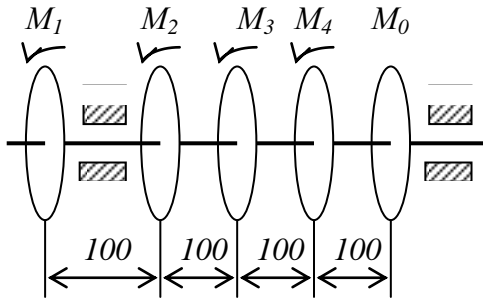


Рис. 5

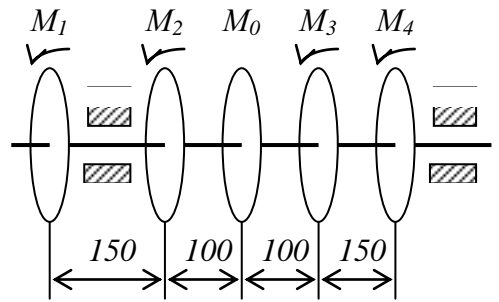


Рис. 6

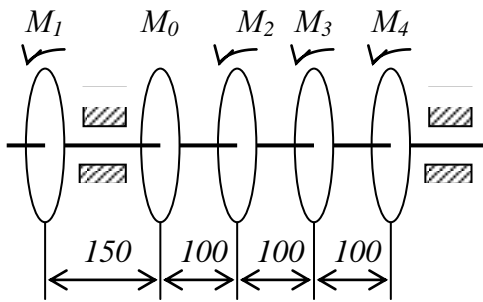


Рис. 7

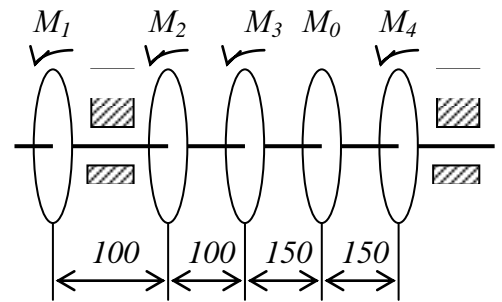


Рис. 8

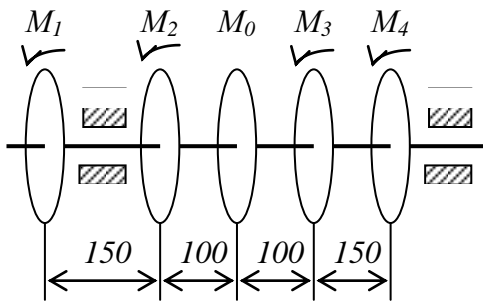


Рис. 9

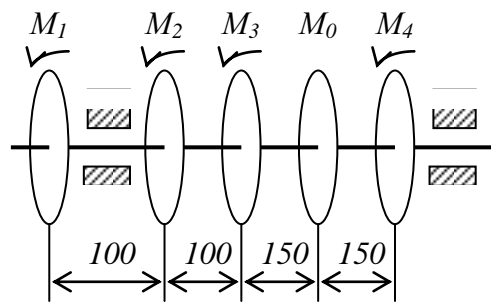


Рис. 0

Пример выполнения.

Дано: вал, на который действуют моменты $M_1 = 400\text{Нм}$, $M_2 = 800\text{Нм}$, $M_3 = 600\text{Нм}$, $M_4 = 1000\text{Нм}$. Вал изготовлен из стали Ст3. Расстояния между шкивами $a = 0,5\text{м}$, $b = 0,4\text{м}$, $c = 0,5\text{м}$, $d = 0,5\text{м}$. Допускаемое напряжение для материала 60МПа , допускаемый угол закручивания $0,5\text{град/м}$.

Требуется: построить эпюры крутящих моментов, определить диаметр вала из условия прочности, построить эпюру углов поворота для сплошного вала.

Решение:

1. Определим значение скручивающего момента M_0

$$M_0 = -M_1 - M_2 + M_3 + M_4 = 400\text{Нм} + 800\text{Нм} - 600\text{Нм} - 1000\text{Нм} = -400\text{Нм}$$

2. Изобразим расчетную схему вала, рис.б.

3. Запишем уравнения и построим эпюру крутящих моментов, рис. б

На основании метода сечений имеем, что крутящий момент в сечении численно равен алгебраической сумме внешних (скручивающих) моментов, действующих по одну сторону от сечения.

На первом участке: отбрасываем правую часть, чтобы уравновесить внешний скручивающий момент, в поперечном сечении стержня должен возникнуть равный ему и противоположно направленный крутящий момент. С учетом правила знаков:

$$T_{1-1} = -M_1 = -400\text{Нм}$$

Аналогично на втором участке:

$$T_{2-2} = -M_1 - M_2 = -400\text{Нм} - 400\text{Нм} = -800\text{Нм}$$

На третьем участке:

$$T_{3-3} = -M_1 - M_2 + M_3 = -400\text{Нм} - 400\text{Нм} + 600\text{Нм} = -200\text{Нм}$$

На четвертом участке

$$T_{4-4} = -M_1 - M_2 + M_3 + M_4 = -400\text{Нм} - 400\text{Нм} + 600\text{Нм} + 1000\text{Нм} = 800\text{Нм}$$

Вычисленные значения крутящих моментов в выбранном масштабе и с учетом их знака откладываем от этой оси. В пределах каждого из участков стержня крутящий момент постоянен, поэтому мы как бы «заштриховываем» вертикальными линиями соответствующий участок.

В местах приложения внешних скручивающих моментов на эпюре получили скачкообразное изменение внутреннего крутящего момента на величину соответствующего внешнего момента.

3. Из условия прочности определяем диаметр вала.

Условие прочности на кручение

$$\tau_{max} = \frac{T_{max}}{W_p} \leq [\tau_{кр}],$$

где $W_p = \frac{\pi d^3}{16}$

Максимальный крутящий момент определяем по эпюре (рисунок 6), он действует на втором участке $T_{max} = 800 \text{ Нм}$.

$$[\tau_{кр}] = 60 \text{ МПа по условию}$$

Определим диаметр по формуле

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{max}}{\pi \cdot [\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 800 \cdot 10^3}{3.14 \cdot 60}} = 40.65 \text{ мм}$$

Требуемый диаметр $d \geq 40.65 \text{ мм}$

4. Определяем диаметр вала из условия жесткости:

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{180 \cdot T_{max}}{\pi \cdot G \cdot [\Theta]}} = \sqrt[4]{\frac{180 \cdot 800 \cdot 10^3}{3.14 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 0.5 \cdot 10^{-3}}} = 32.7 \text{ мм},$$

где максимальный крутящий момент определяем по эпюре $T_{max} = 800 \text{ Нм}$,
 G – модуль сдвига, $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$, $[\Theta]$ – допускаяемый относительный угол закручивания, $[\Theta] = 0.5 \text{ град/м}$.

Требуемый диаметр $d \geq 32.7 \text{ мм}$

По условию жесткости требуется меньший диаметр сплошного вала, чем по условию прочности. Окончательно принимаем $d = 45 \text{ мм}$

5. Определяем касательные напряжения по участкам по формулам:

$$\tau_{max} = \frac{T_{max}}{W_p} \leq [\tau_{кр}]$$

где $T_{max} = 800 \text{ Нм}$ (по эпюре, рисунок 6);

W_p - момент сопротивления сечения кручению определяется :

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{3.14 \cdot 45^3}{16} = 17883.28 \text{ мм}^3 = 17.9 \text{ см}^3$$

$$\tau_{1-1} = \frac{T_{1-1}}{W_p} = -\frac{400 \cdot 10^3}{17883.28} = -22.4 \text{ МПа}$$

$$\tau_{2-2} = \frac{T_{2-2}}{W_p} = -\frac{800 \cdot 10^3}{17883.28} = -44.8 \text{ МПа}$$

$$\tau_{3-3} = \frac{T_{3-3}}{W_p} = -\frac{200 \cdot 10^3}{17883,28} = -11,2 \text{ МПа}$$

$$\tau_{4-4} = \frac{T_{4-4}}{W_p} = \frac{800 \cdot 10^3}{17883,28} = 44,8 \text{ МПа}$$

По значениям напряжений по участкам строим эпюру касательных напряжений.

6. Для построения эпюры углов поворота определяем полные углы закручивания вала на отдельных участках.

Определяем осевой момент инерции сечения:

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 45^4}{32} = 402,37 \text{ см}^4$$

Определим значения углов закручивания отдельных участков по формулам:

$$\varphi_{1-1} = \frac{T_{1-1} \cdot l_1}{G \cdot J_{p1-1}} = -\frac{400 \cdot 0,5}{8 \cdot 10^{10} \cdot 402,37 \cdot 10^{-8}} = -6,2 \cdot 10^{-4} \text{ рад}$$

$$\varphi_{2-2} = \frac{T_{2-2} \cdot l_2}{G \cdot J_{p2-2}} = -\frac{800 \cdot 0,4}{8 \cdot 10^{10} \cdot 402,37 \cdot 10^{-8}} = -9,94 \cdot 10^{-4} \text{ рад}$$

$$\varphi_{3-3} = \frac{T_{3-3} \cdot l_3}{G \cdot J_p} = -\frac{200 \cdot 0,5}{8 \cdot 10^{10} \cdot 402,37 \cdot 10^{-8}} = -3,1 \cdot 10^{-4} \text{ рад}$$

$$\varphi_{4-4} = \frac{T_{4-4} \cdot l_4}{G \cdot J_p} = \frac{800 \cdot 0,5}{8 \cdot 10^{10} \cdot 402,37 \cdot 10^{-8}} = 12,43 \cdot 10^{-4} \text{ рад}$$

5. В качестве неподвижного условно рассматриваем поперечное сечение вала, в котором расположен нулевой шкив (т.В, рисунок 6).

Вычислим углы поворота характерных точек:

$$\varphi_B = 0;$$

$$\varphi_A = \varphi_B + \varphi_{1-1} = 0 + (-6,2 \cdot 10^{-4}) = -6,2 \cdot 10^{-4} \text{ рад};$$

$$\varphi_C = \varphi_B + \varphi_{2-2} = 0 + (9,94 \cdot 10^{-4}) = 9,94 \cdot 10^{-4} \text{ рад};$$

$$\varphi_D = \varphi_B + \varphi_{2-2} + \varphi_{3-3} = \varphi_C + \varphi_{3-3} = 0 + (-9,94 \cdot 10^{-4}) + (-3,1 \cdot 10^{-4}) = -13,04 \cdot 10^{-4} \text{ рад}$$

$$\varphi_E = \varphi_B + \varphi_{2-2} + \varphi_{3-3} + \varphi_{4-4} = \varphi_D + \varphi_{4-4} =$$

$$= 0 + (-9,94 \cdot 10^{-4}) + (-3,1 \cdot 10^{-4}) + 12,43 \cdot 10^{-4} = -0,61 \cdot 10^{-4} \text{ рад}$$

По полученным результатам построим эпюру углов закручивания, рисунок 6

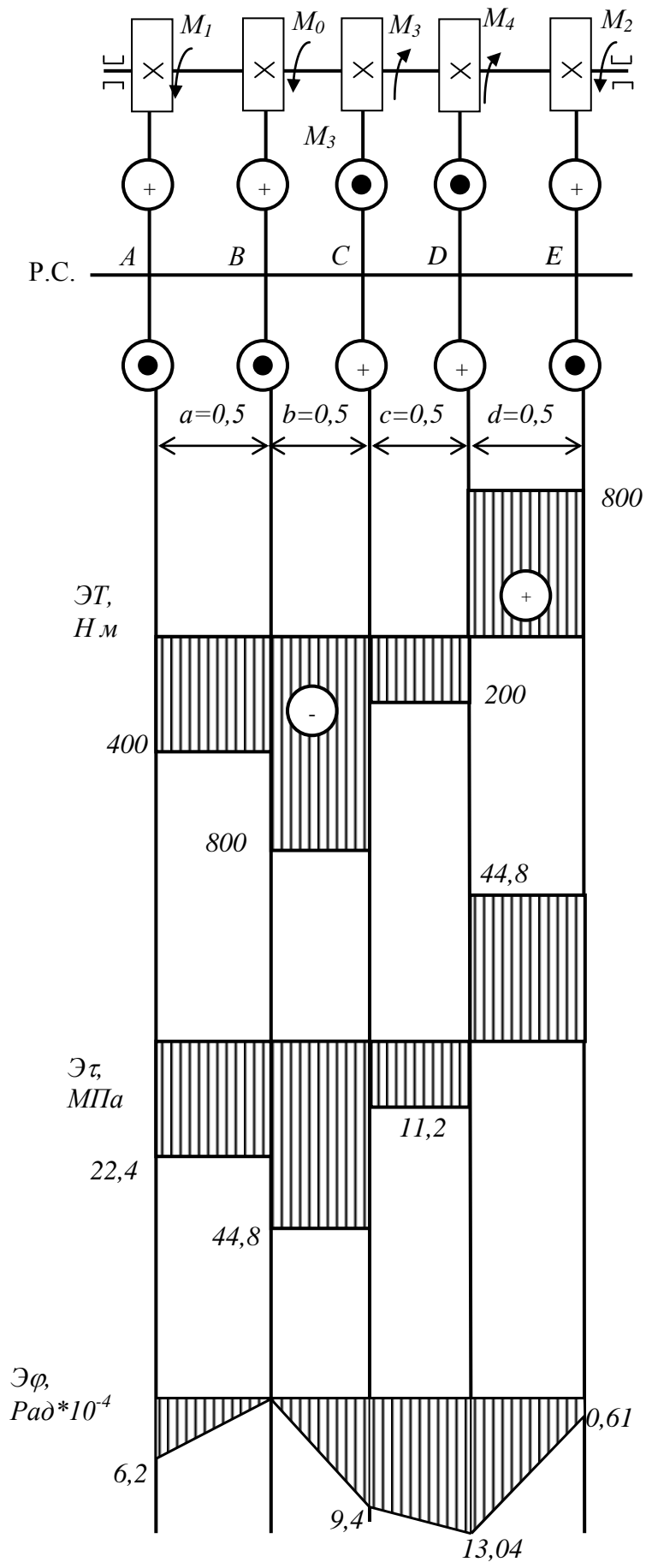


Рисунок 6

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА №2

ТЕМА “ИЗГИБ”

ЗАДАЧА № 4

РАСЧЕТ БАЛКИ НА ПОПЕРЕЧНЫЙ ИЗГИБ

Дана балка, ее поперечные размеры и действующие на нее силы.

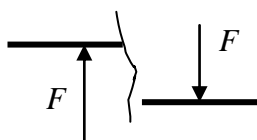
Построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов и определить опасное сечение и подобрать поперечное сечение балки.

Указания.

Под *изгибом* понимают такой вид деформации, при которой в поперечном сечении бруса действует изгибающий момент, от действия последнего происходит искривление оси бруса.

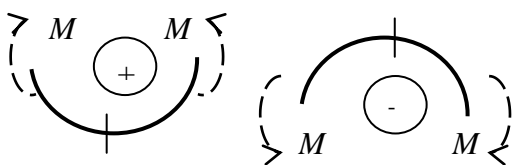
Различают два вида плоского изгиба: чистый и поперечный изгиб.

Поперечная сила в сечении равна алгебраической сумме сил приложенных к балке, слева или справа от сечения.



При построении эпюр поперечных сил необходимо учитывать «правило знаков»: если сила, приложена справа от сечения и направлена вниз или слева от сечения и направлена вверх, то она положительна, рис. 1.

Изгибающий момент в сечении равен алгебраической сумме моментов, приложенных к балке, слева или справа от сечения.



При построении эпюр изгибающих моментов необходимо учитывать «правило знаков»: момент силы, расположенной слева от сечения будет положительным, если он направлен по ходу часовой стрелки и момент силы, расположенной справа от сечения будет положительным, если он направлен против хода часовой стрелки.

Правила контроля правильности построения эпюр Q и M :

1. В сечении, в котором к балке приложена сосредоточенная внешняя сила, перпендикулярная к оси балки эпюра поперечных сил Q делает скачок на величину этой силы и с ее знаком.
2. На участке, где приложена равномерно распределенная нагрузка q , эпюра поперечных сил имеет вид прямой наклонной линии.
3. На участке, где приложена равномерно распределенная нагрузка, эпюра изгибающих моментов ограничена параболической кривой.
4. В сечении, где приложена пара сил, эпюра изгибающих моментов делает скачок на величину этой пары и с ее знаком.
5. В сечениях балки, где эпюра поперечных сил пересекает ось эпюры,

изгибающий момент имеет экстремум. Если при этом поперечная сила меняет знак с плюса на минус, на эпюре изгибающих моментов имеет место максимум, при смене знака с минуса на плюс имеет место минимум.

6. На участке, где поперечная сила равна нулю, наблюдается деформация чистого плоского изгиба, при котором изгибающий момент является постоянной величиной ($M=\text{const}$).
7. На участке, где поперечная сила положительна ($Q>0$), эпюра изгибающих моментов возрастает.
8. На участке, где поперечная сила отрицательна ($Q<0$), эпюра изгибающих моментов убывает.
9. На участке балки, где поперечная сила имеет постоянное значение, эпюра M ограничена прямой наклонной линией.
10. Сосредоточенная (или распределенная) пара сил влияния на закон изменения поперечных сил на участке не оказывает, и на эпюре Q это ни как не отражается.
11. В этом сечении эпюра изгибающих моментов делает резкое изменение угла наклона смежных участков эпюры (излом эпюры). Излом эпюры направлен навстречу вектору силы.

Так как при поперечном изгибе в поперечном сечении балки возникает два силовых фактора: изгибающий момент и поперечная сила, то условия прочности при изгибе определяются по следующим формулам:

Условие прочности по нормальным напряжениям

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{I} y_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma_{\text{изг}}],$$

где M_{\max} – максимальный изгибающий момент, определяется по эпюре.

W – момент сопротивления, мм^3

I – осевой момент инерции сечения, мм^4

$[\sigma_{\text{изг}}]$ – допускаемое нормальное напряжение, Мпа

y_{\max} – максимальная удаленность от оси поперечного сечения балки, мм.

Условие прочности по касательным напряжениям

$$\tau_{\max} = \frac{Q_{\max} \cdot S^o}{I \cdot b} \leq [\tau_{\text{изг}}],$$

где Q_{\max} – максимальная поперечная сила, определяется по эпюре.

I – осевой момент инерции сечения, мм^4

$[\tau_{\text{изг}}] = 0,6[\sigma_{\text{изг}}]$ – допускаемое касательное напряжение, Мпа

b – ширина поперечного сечения балки, мм.

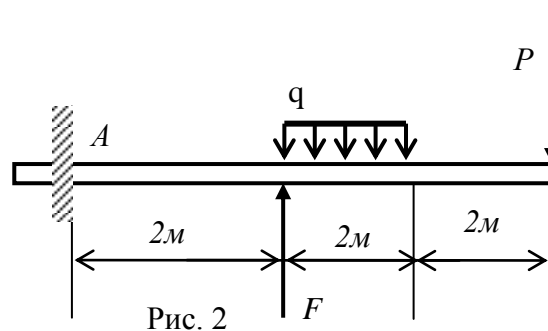
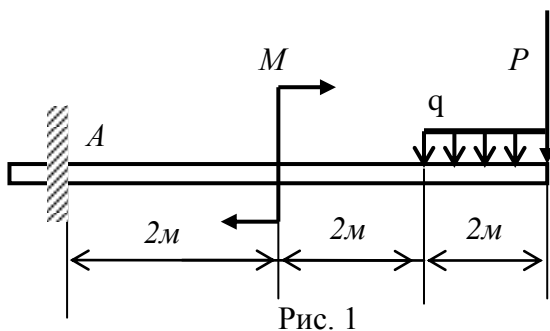
Исходя из условий прочности и вида материала (хрупкий или пластичный) можно решить три типа задач сопротивления материалов: задача проверочного расчета, проектного (определение поперечного сечения) и задача на определение несущей способности балки.

Порядок выполнения задания:

1. Выполнить рисунок, показать все силы и моменты, действующие на балку.
2. Поместить балку в систему координат и выбрать точку начала отсчета, которая может быть изменена в процессе решения задачи, если это упрощает решение.
3. Определить реакции связей (у консольной балки расчет начинают со свободного конца, поэтому определять реакции нет необходимости).
4. Разбить балку на участки (начало участка совпадает с точкой приложения сосредоточенной силы или момента, началом и концом распределенной нагрузки, началом и концом балки).
5. Провести сечение на каждом участке и показать переменную величину z_I для каждого сечения, по отношению к началу отсчета.
6. Определить величины поперечных сил и изгибающих моментов в сечениях.
7. Построить эпюры продольных сил и изгибающих моментов
8. Проверить правильность построения эпюр, используя правила контроля.

Таблица 5 - Данные для расчета

№ рис.	P , кН	F , кН	q , кН	M , кНм
1	2	5	6	10
2	6	4	2	6
3	6	8	4	5
4	2	4	6	1
5	1	2	5	-
6	4	5	8	2
7	1	8	6	2
8	5	10	1	2
9	8	16	8	5
10	2	12	2	10



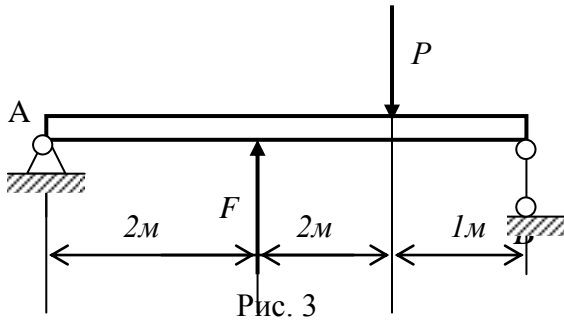


Рис. 3

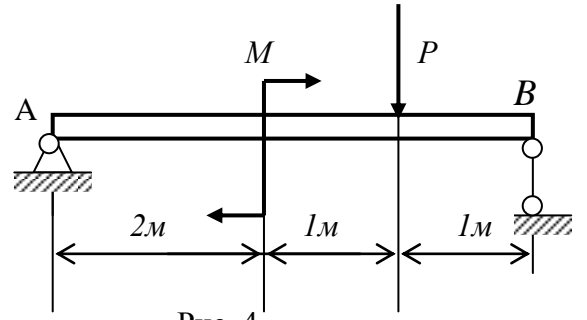


Рис. 4

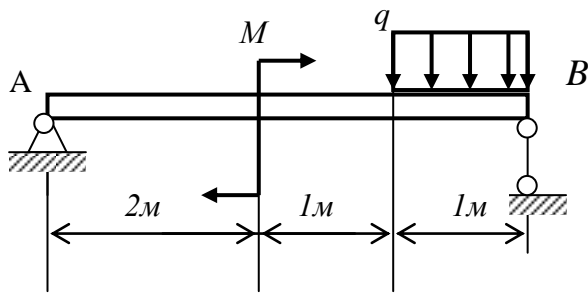


Рис. 5

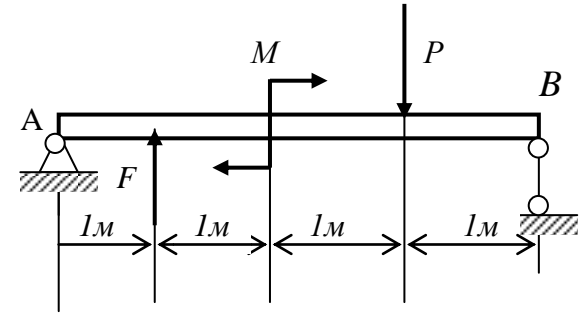


Рис. 6

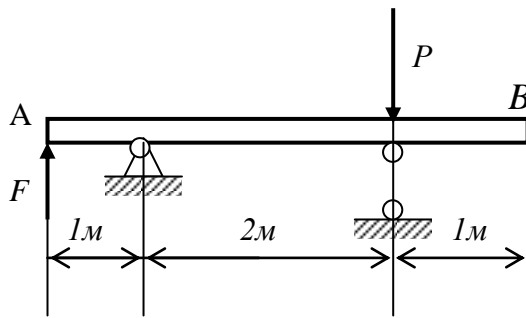


Рис. 7

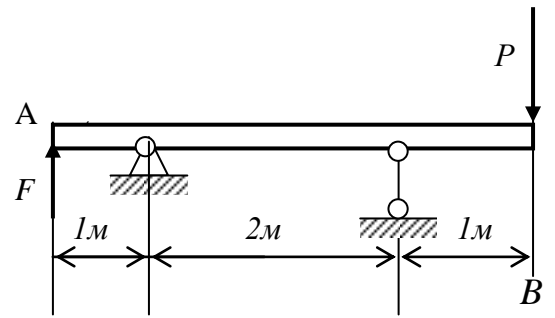


Рис. 8

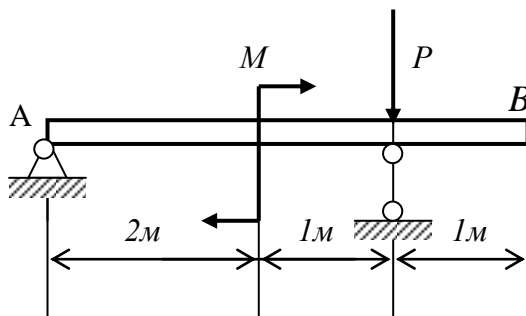


Рис. 9

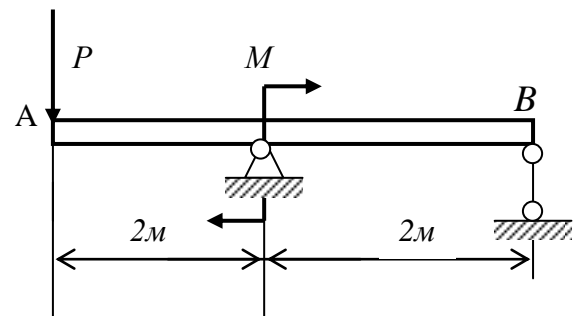


Рис. 10

Пример выполнения:

Дана балка, рис. 7, к которой приложены $F = 10\text{кН}$, $M = 20\text{кН м}$; $q = 1\text{кН/м}$; расстояния между точками приложения сил и моментов заданы на рис.7.

Построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов.

Решение:

1. Выполняем рисунок, показываем все силы и моменты, действующие на балку.
2. Поместить балку в систему координат
3. Определим реакции связей. Покажем их на рисунке. В точке A реакции неподвижного цилиндрического шарнира направлены по осям координат, в точке B (шарнирно-подвижная опора) - вдоль оси стержня.

Составим уравнения равновесия произвольной плоской системы сил:

$$\sum F_{kx} = X_A = 0;$$

$$\sum m_A(\bar{F}_k) = F \cdot 2 - M + R_B \cdot 6 - q \cdot 2 \cdot 3 = 0.$$

$$\sum m_B(\bar{F}_k) = F \cdot 8 - M - R_A \cdot 6 + q \cdot 2 \cdot 3 = 0.$$

Из первого уравнения $X_A = 0$

$$\text{Из третьего уравнения } R_A = \frac{F \cdot 8 - M - q \cdot 2 \cdot 3}{6} = 11\text{кН}.$$

$$\text{Из второго уравнения определим } R_B = \frac{-F \cdot 8 + M + q \cdot 2 \cdot 3}{6} = 1\text{кН}.$$

Правильность полученных результатов необходимо проверить.

Подставим значения в уравнение

$$\sum F_{ky} = -F + R_A - q \cdot 2 + R_B = 0 \text{ и получим}$$

$$\sum F_{ky} = -10 + 11 - 1 \cdot 2 + 1 = 0$$

Левая часть равенства равна нулю. Вычисления выполнены верно.

4. Разбиваем балку на участки.

Балка разбивается на четыре участка, которые обозначим цифрами 1, 2, 3, 4. Рассмотрим ее слева направо. Начало первого участка - начало балки и точка приложения силы F . Начало второго и конец первого - точка A (точка приложения реакции связи R_A). Начало третьего и конец второго - начало распределенной нагрузки. Начало четвертого и конец третьего - конец распределенной нагрузки. Конец четвертого участка - конец балки и точка приложения реакции связи R_B .

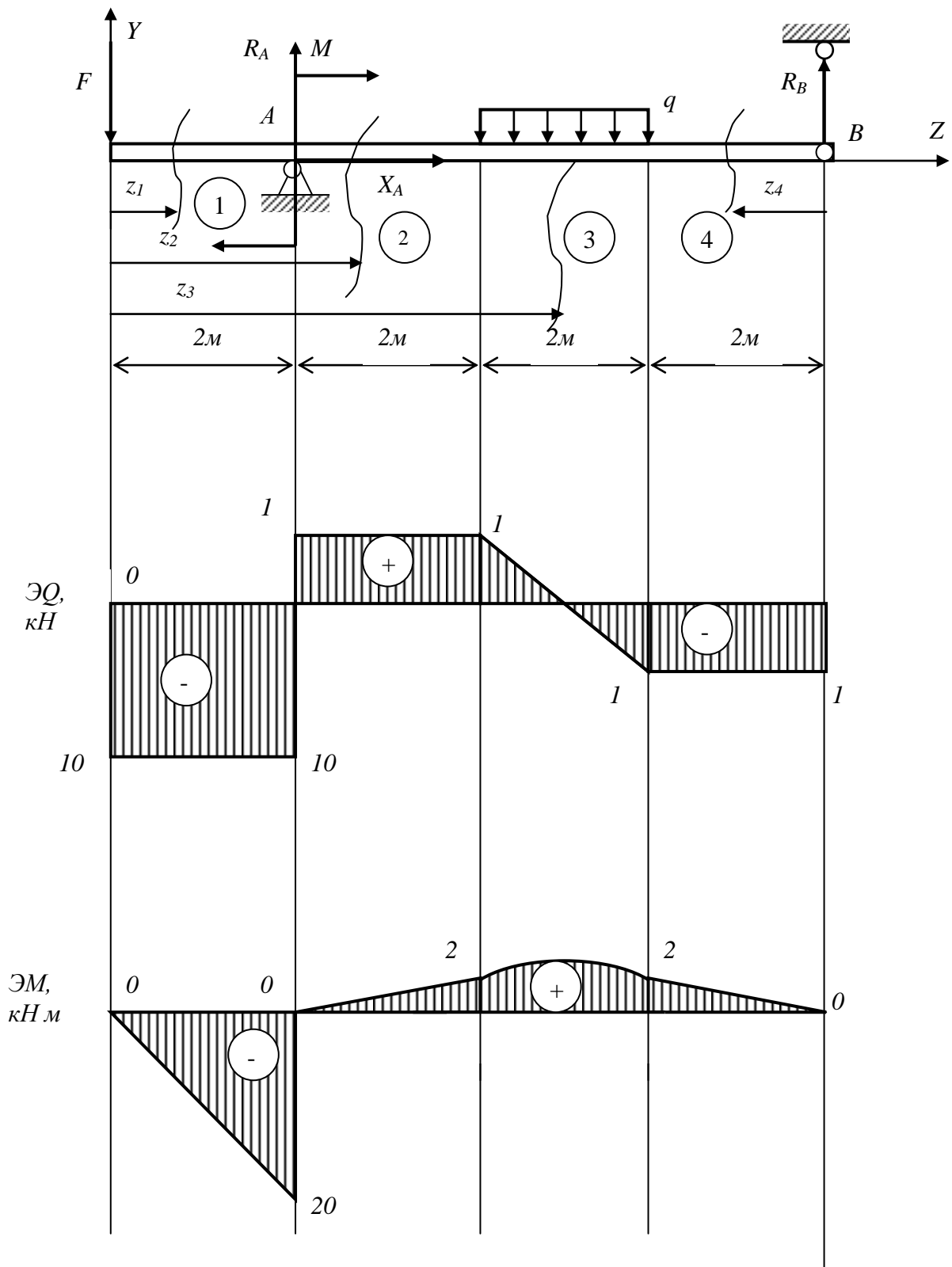


Рисунок 7 – Эпюры поперечных сил и изгибающих моментов балки

5. Проведем сечение на каждом участке и показать переменные величины z_1 и z_2 , z_3 для каждого сечения отсчитываем от левого конца балки, а величину z_4 от правого конца балки. Смена точки отсчета позволит более просто определить поперечную силу и изгибающий момент.
6. Определим величины поперечных сил и изгибающих моментов в сечениях.

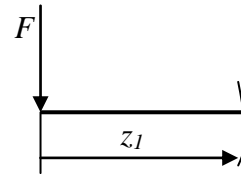
Определим величину поперечных сил.

I участок

Рассмотрим силы расположенные слева от сечения.

$$Q_{I-I} = -F;$$

$$Q_{I-I} = -10 \text{ кН};$$



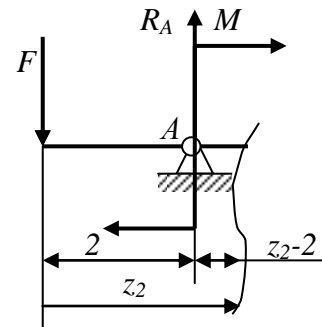
На первом участке поперечная сила не зависит от переменной величины z_1 и изображается на эпюре прямой линией.

II участок

Рассматриваем силы, расположенные слева от сечения как и в первом случае.

$$Q_{II-II} = -F + R_A;$$

$$Q_{II-II} = -10 + 11 = 1 \text{ кН};$$



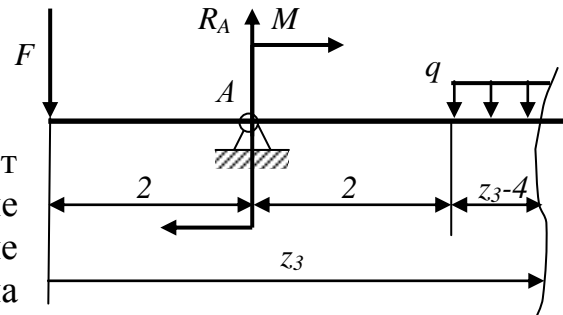
Поперечная сила на втором участке так же не зависит от переменной величины z_2 . На эпюре - прямая параллельная оси OZ.

III участок

Рассматриваем силы как и в первых двух случаях.

$$Q_{III-III} = -F + R_A - q(z_3 - 4);$$

На третьем участке поперечная сила зависит от переменной величины z_3 . Выражение поперечной силы представляет собой уравнение прямой линии. Для того чтобы изобразить ее на эпюре необходимо определить значение силы в начале и конце участка.



В начале участка $z_3 = 4 \text{ м}$, а в конце $z_3 = 6 \text{ м}$.

$$Q_{III-III} = -10 + 11 - q(4 - 4) = 1 \text{ кН} - \text{ в начале участка}$$

$$Q_{III-III} = -10 + 11 - q(6 - 4) = -1 \text{ кН} - \text{ в конце участка.}$$

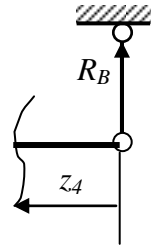
На эпюре поперечная сила - наклонная прямая.

IV участок

Рассматриваем силы расположенные справа от сечения.

$$Q_{IV-IV} = -R_B; \quad Q_{IV-IV} = -1 \text{ кН}$$

Поперечная сила не зависит от переменной величины z_4 . На эпюре изображается прямой параллельной оси OZ.



Определим величину изгибающего момента

I участок

Рассмотрим силы расположенные слева от сечения.

$$M_{I-I} = -F \cdot z_1;$$

Эпюра - наклонная прямая. Для построения эпюры найдем значение изгибающего момента в начале и конце участка.

$$\text{При } x_1 = 0: M_{I-I} = -10 \cdot 0 = 0 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$\text{При } z_1 = 2 \text{ м}: M_{I-I} = -10 \cdot 2 = 20 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

II участок

Рассмотрим силы расположенные слева от сечения.

$$M_{II-II} = -F \cdot z_2 + R_A \cdot (z_2 - 2) + M;$$

Эпюра - наклонная прямая, определяем значения изгибающего момента, так же как и на первом сечении.

$$\text{При } z_2 = 2 \text{ м}: M_{II-II} = -10 \cdot 2 + 11 \cdot (2 - 2) + 20 = 0 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$\text{При } z_2 = 4 \text{ м}: M_{II-II} = -10 \cdot 2 + 11 \cdot (4 - 2) + 20 = 2 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

III участок

Рассматриваем силы как и в первых двух случаях.

$$M_{III-III} = -F \cdot x_3 + R_A \cdot (z_3 - 2) + M - q \cdot (x_3 - 4) \frac{(z_3 - 4)}{2};$$

где $q(z_3 - 4)$ - сила, а $(z_3 - 4)/2$ - плечо момента.

Эпюра - парабола, ветви которой изгибаются вверх (навстречу силам распределенной нагрузки). Для построения ветки параболы определим значения изгибающих моментов в трех точках - в начале, середине и конце участка.

При $z_3 = 4\text{м}$:

$$M_{III-III} = -10 \cdot 4 + 11 \cdot (4 - 2) + 20 - 1 \cdot (4 - 4) \frac{(4 - 4)}{2} = 2\text{кН} \cdot \text{м};$$

При $z_3 = 5\text{м}$:

$$M_{III-III} = -10 \cdot 4 + 11 \cdot (5 - 2) + 20 - 1 \cdot (5 - 4) \frac{(5 - 4)}{2} = 2.5\text{кН} \cdot \text{м};$$

При $z_3 = 6\text{м}$:

$$M_{III-III} = -10 \cdot 6 + 11 \cdot (6 - 2) + 20 - 1 \cdot (6 - 4) \frac{(6 - 4)}{2} = 2\text{кН} \cdot \text{м};$$

IV участок

Рассматриваем силы расположенные справа от сечения.

$$M_{IV-IV} = R_B \cdot z_4;$$

Эпюра - наклонная прямая. Определим значения изгибающих моментов в начале и конце участка:

$$\text{При } z_4 = 0\text{м}: M_{IV-IV} = 1 \cdot 0 = 0;$$

$$\text{При } z_4 = 2\text{м}: M_{IV-IV} = 1 \cdot 2 = 2\text{кН}$$

7. По результатам полученных данных построим эпюры продольных сил и изгибающих моментов.

При построении эпюр необходимо учитывать, что отрицательные значения откладываются вниз от оси, а положительные вверх. Все значения откладывают в примерном масштабе. Эпюры заштриховывают перпендикулярно оси.

8. Проверим правильность построения эпюр, используя правила контроля.

9. Подберем поперечное сечение балки и выполним сравнительную оценку разных видов поперечного сечения.

Из условия прочности $\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma_{изг}]$ определяем момент сопротивления:

$$W = \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{20 \cdot 10^6}{140} = 142857.14 \text{мм}^3 = 142,9 \text{см}^3$$

По таблицам сортамента ГОСТ 26020-83 (приложение Б, стр. 43 методических указаний)

Подбираем двутавр номер 18Б2, у которого $W = 146,3 \text{см}^3$, $A_{об} = 23.95 \text{см}^2$

Из условия прочности при изгибе определяем размеры квадратного и круглого поперечных сечений, приложение В, стр. 44.

Для квадратного поперечного сечения:

$$W = \frac{b^3}{6}, \text{ откуда определяем диаметр}$$

$$b = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot M_{\max}}{[\sigma_{\text{изг}}]}} = 94.99 \approx 95 \text{ мм} = 9.5 \text{ см}$$

Площадь круглого поперечного сечения равна $A = b^2 = 9.5^2 = 90.24 \text{ см}^2$

Для круглого поперечного сечения:

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}, \text{ откуда определяем диаметр}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\max}}{[\sigma_{\text{изг}}]}} = 165.96 \text{ мм} \approx 16.6 \text{ см}$$

Площадь круглого поперечного сечения равна $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 216.3 \text{ см}^2$.

Оценим полученные результаты по площади поперечного сечения:

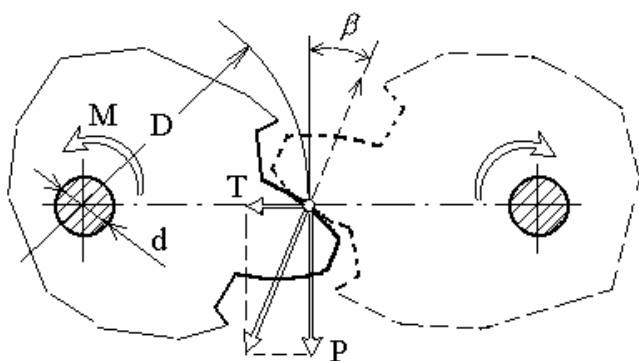
Сечение	Площадь, см ²	Относительная величина по отношению к двутавру
Двутавр	23.95	1
Квадратное	90.24	3,8
Круглое	216.3	9

Сравнительная оценка полученных результатов показывает, что наиболее рациональным поперечным сечением является двутавровое, самым нерациональным - круглое.

ТЕМА «СЛОЖНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ»
ЗАДАЧА № 5
РАСЧЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ВАЛА РЕДУКТОРА

Дано промежуточный вал редуктора
Требуется сконструировать вал

Вал равномерно вращается в шарнирных опорных устройствах. На нём установлены зубчатые колёса (шестерни), находящиеся в зацеплении с другими, не показанными на схеме. Зацепление эвольвентное, давление передаётся под углом β . Ошибка! Объект не может быть создан из кодов полей редактирования. и определяется окружной (F_t), радиальной (F_r), и осевой (F_a) составляющими:



$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d},$$
$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = F_t \cdot k_r,$$
$$F_a = F_a \cdot k_a$$

Указания:

1. Определить крутящий момент передаваемый валом;
2. Определить действующие нагрузки в передаче;
5. Составить расчетную схему вала в вертикальной и горизонтальной плоскостях;
6. Построить эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскости;
7. Определить суммарные изгибающие моменты в характерных сечениях вала и построить эпюру;
8. Построить эпюру крутящих моментов;
9. Определить эквивалентный момент в опасном сечении вала;
10. Определить диаметр вала в опасном сечении и в месте установки зубчатых колес;
11. Сконструировать вал и выполнить его рабочий чертеж;

Исходные данные выбираются из таблицы 6.

Таблица 6 – Данные для расчетов

	Р, кВт	n, об/мин	a, м	b, м	c, м	d ₁ , м	d ₂ , м	№; схемы
1	10	1000	0,1	0,15	0,15	0,25	0,35	1
2	12	1200	0,15	0,1	0,2	0,3	0,4	2
3	7	1440	0,1	0,2	0,2	0,2	0,5	3
4	5	1250	0,2	0,2	0,15	0,3	0,4	4
5	8	980	0,2	0,15	0,2	0,25	0,35	5
6	14	750	0,15	0,15	0,2	0,2	0,4	6
7	20	200	0,15	0,2	0,2	0,2	0,35	7
8	15	250	0,2	0,2	0,15	0,35	0,5	8
9	8	1500	0,2	0,15	0,15	0,3	0,5	9
10	7,5	1700	0,15	0,2	0,2	0,25	0,45	10

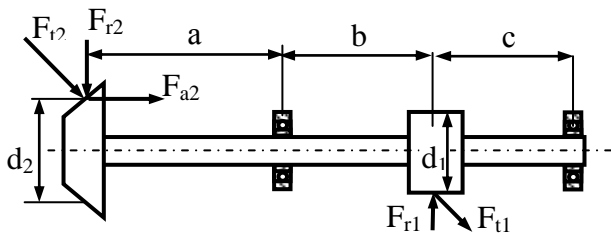


Рис.1

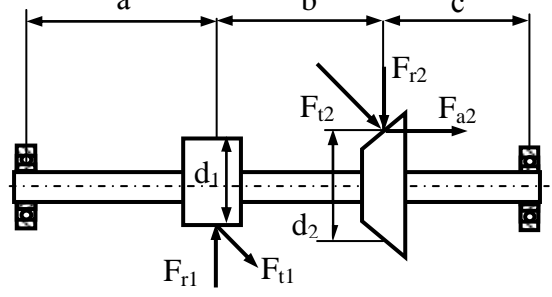


Рис.2

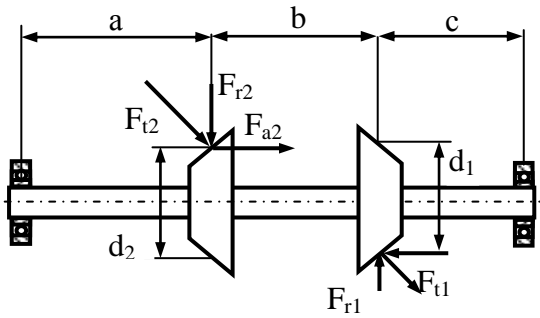


Рис.3

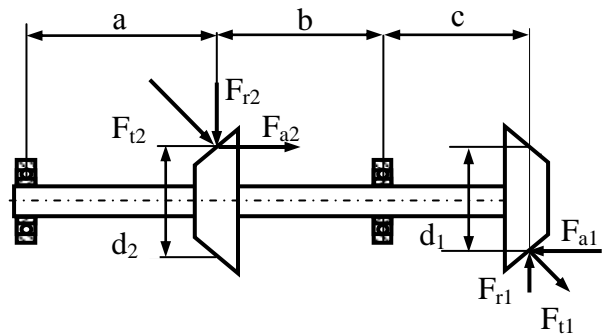


Рис.4

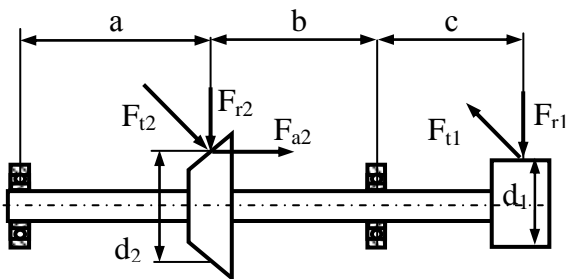


Рис.5

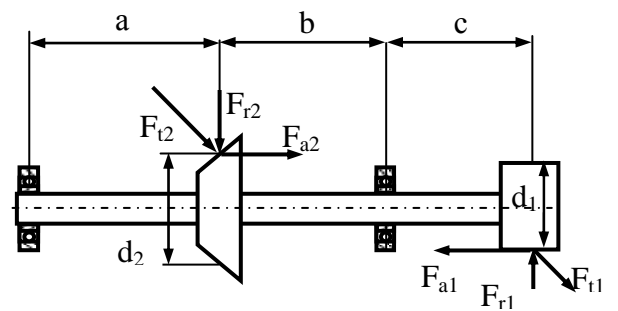


Рис.6

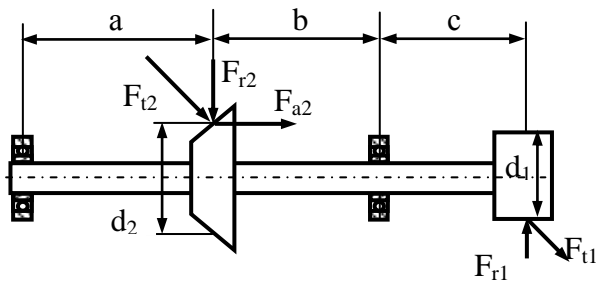


Рис.7

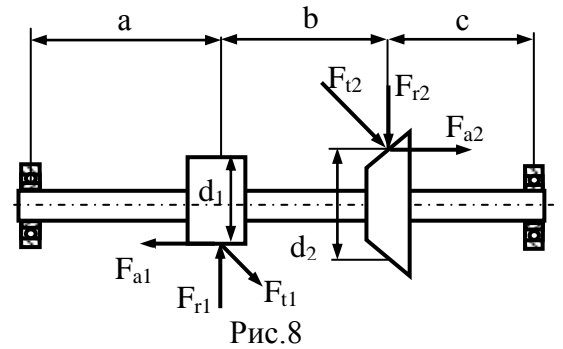


Рис.8

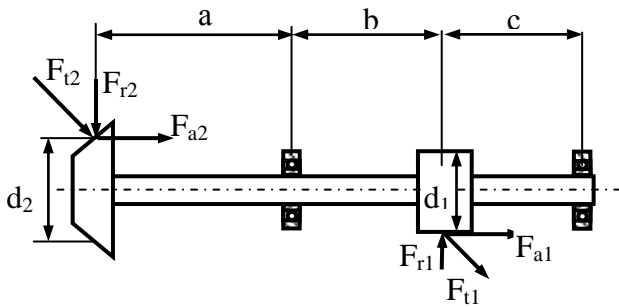


Рис.9

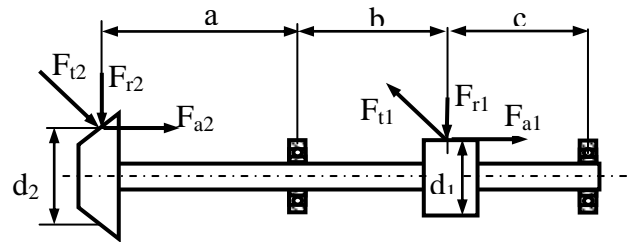


рис.0

Общий порядок выполнения расчета

1. Определяем крутящий момент передаваемый валом;

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

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 расчете принять $k_r = 0,364, k_a = 0,3$.

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. Освобождаемся от связей и определяем опорные реакции в вертикальной и горизонтальной плоскостях;
5. Разбиваем балку на участки и определяем изгибающие моменты в характерных сечениях последовательно в вертикальной и горизонтальной плоскостях;
6. Определяем суммарные изгибающие моменты в характерных сечениях вала:

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

7. Определяем крутящие моменты на участках вала и строим эпюру крутящих моментов;

8. Определяем эквивалентный крутящий момент в опасном сечении вала по третьей теории прочности:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\text{сум.м}}^2 + T^2}$$

9. Определяют диаметр вала в опасном сечении:

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

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

Полученное значение диаметра округляют до ближайшего стандартного значения по нормальному ряду размеров (табл.8).

13 Диаметр вала в месте установки зубчатого колеса:

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

где $[\tau]$ – пониженное допускаемое напряжения кручения, $[\tau] = 20 \div 25$ МПа.

Полученное значение округляют по нормальному ряду размеров (табл. 8).

13 Диаметр выходного конца вала, если в задании одно из зубчатых колес установлено на выходном конце вала:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}$$

где $[\tau]$ – пониженное допускаемое напряжения кручения, $[\tau] = 20 \div 35$ МПа.

Полученное значение округляют по нормальному ряду размеров (табл. 8).

Таблица 7 - Механические свойства сталей

Марка стали	Диаметр заготовки	Твердость, НВ	Механические характеристики, Мпа				
			$\sigma_{\text{вр}}$	σ_{T}	τ_{T}	σ_{-1}	τ_{-1}
Сталь 45	Любой до 80	200	560	280	150	250	150
Сталь 40Х	Любой до 120	270	900	650	390	380	230
		200	730	500	280	320	200
Сталь 40 ХН	Любой до 200	270	900	750	450	410	240
		240	820	650	390	360	210
Сталь 20 Х	до 120	270	920	750	450	420	250
		197	650	400	240	300	160

Таблица 8 -Ряд нормальных линейных размеров

...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	ПО	120	125	130	140
150	160	170	180	190	200	210	220	240	250...

Таблица 9 - Параметры призматической шпонки (из ГОСТ 23360-78)

Диаметр вала, d	Сечение шпонки		Фаска у шпонки, s	Глубина паза		Длина, l
	b	h		вала, t_1	ступицы, t_2	
Св. 12 до 17	5	5	0,25-0,4	3	2,3	10 – 56
» 17 » 22	6	6		3,5	2,8	14 – 70
» 22 » 30	8	7		4	3,3	18 – 90
» 30 » 38	10	8	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

12. Проводим конструирование вала (пример вала на рисунок 8, рисунок 9):

Длина ступицы цилиндрического зубчатого колеса – $L_{ст} = (0,8... 1,5) d_в$

Длина ступицы конического зубчатого колеса – $L_{ст} = (0,9... 1,2) d_в$

Упорный бурт зубчатого колеса – $d_{бк} = d_к + (3...7 \text{ мм})$

Ширина подшипника - $B = (0,3... 0,5) d_п$

Упорные буртики для подшипника или зубчатых колес - $d_{бп}$ или $d_{бк}$; высота заплечиков может быть принята (рис 1): $d_{бп} (d_{бк}) = d_п (d_к) + 2 h$

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

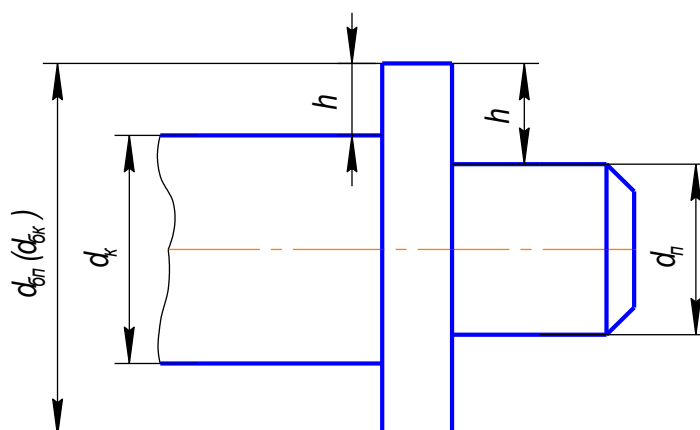


Рис. 8.

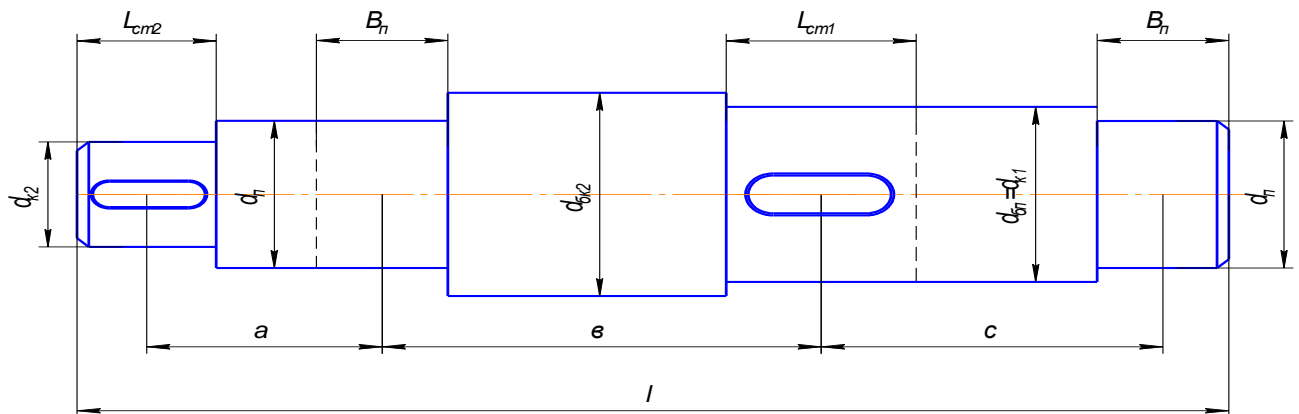


Рис. 9

13. Подбираем шпонки под зубчатые колеса и проверяем их на прочность.

Пример выполнения задания

Дано: Мощность двигателя $P = 10$ кВт, число оборотов, передаваемых на вал $n = 840$ об/мин, делительные диаметры зубчатых колес $d_1 = 120$ мм, $d_2 = 380$ мм, расстояние между опорами и зубчатыми колесами $a = 150$ мм, $b = 100$ мм, $c = 100$ мм. Материал вала сталь 45.

Решение

1. Определяем крутящий момент передаваемый валом:

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

3. Определяем усилия в зацеплении передач:

• Цилиндрическая передача

Окружное усилие - $F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{120} = 1895 \text{ Н}$

Радиальное усилие - $F_r = F_t k_r = 1895 \cdot 0,364 = 689,78 \text{ Н}$

• Коническая передача

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

Радиальная нагрузка - $F_r = k_r F_t = 0,364 \cdot 598,4 = 217,82 \text{ Н}$

Осевая нагрузка - $F_a = k_a F_t = 0,3 \cdot 598,4 = 179,52 \text{ Н}$

3. Составляем расчетные схемы вала в вертикальной и горизонтальной плоскостях:

Вертикальная плоскость.

Освобождаемся от связей и определяем опорные реакции в вертикальной плоскости:

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

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

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

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

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

4. 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. 10, в).

Горизонтальная плоскость

Освобождаемся от связей и определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости:

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

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

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

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

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

5. Определяем 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 (на рис. 10, д)

6. Определяем суммарные изгибающие моменты в характерных точках сечения:

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

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

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

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

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

Строим эпюру суммарных изгибающих моментов (рис. 10, е). Опасным является сечение А, где $M_A^{\text{сумм}} = 89,77 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

7. 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, рисунок 10.

8. Определяем эквивалентный момент в опасном сечении по третьей теории прочности:

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

9. 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, и диаметр вала необходимо округлить до стандартного значения кратного 5. Принимаем $d_{\text{п}} = 30 \text{ мм}$.

10. Определяем диаметр вала в месте установки зубчатых колес:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 41,75 \text{ мм}$$

Полученное значение округляем до стандартного значения по табл. 7 и в данном сечении устанавливается цилиндрическое колесо. Принимаем $d_{K1} = 42$ мм.

11. Определяем диаметр выходного конца вала:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{113,7 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 28,33 \text{ мм}$$

Полученное значение округляем до стандартного значения по табл. 7 и в данном сечении устанавливается коническое колесо. Принимаем $d_{K2} = 28$ мм.

$$L_{ст2} = (0,9 \dots 1,2) d_{K2} = (0,9 \dots 1,2) \cdot 28 = 25,2 \dots 33,6 \text{ мм} = 30 \text{ мм}$$

$$L_{ст1} = (0,8 \dots 1,5) d_{K2} = (0,8 \dots 1,5) \cdot 42 = 33,6 \dots 63 \text{ мм} = 50 \text{ мм}$$

$$d_{бк1} = d_{K1} + (5 \dots 8 \text{ мм}) = 42 + (5 \dots 8 \text{ мм}) = 47 \dots 50 \text{ мм} = 50 \text{ мм}$$

$$B = (0,3 \dots 0,5) d_{п} = (0,3 \dots 0,5) \cdot 30 = 9 \dots 15 \text{ мм} = 15 \text{ мм}$$

$$d_{бп} = d_{п} + (3 \dots 5 \text{ мм}) = 30 + (3 \dots 5 \text{ мм}) = 33 \dots 35 \text{ мм}$$

$$d_{бк2} = d_{K2} + (3 \dots 5 \text{ мм}) = 28 + (3 \dots 5 \text{ мм}) = 31 \dots 33 \text{ мм}$$

конструктивно принимаем $d_{бп} = 42$ мм; $d_{бк2} = 30$ мм.

12. Проводим конструирование вала (рис. 11):

Подбираем призматические шпонки под зубчатые колеса:

- для зубчатого колеса конической передачи -

$$h = 7 \text{ мм}; \quad b = 8 \text{ мм}; \quad l_2 = L_{см2} - b = 30 - 8 = 22 \text{ мм}; \quad t_1 = 4 \text{ мм}.$$

- для зубчатого колеса цилиндрической передачи -

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

12. Проверяем прочность шпонок по касательным напряжениям среза:

$$\tau_{ср1} = \frac{2T}{l_1 d_{K1} b} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{38 \cdot 42 \cdot 12} = 11,87 \text{ МПа} \leq [\tau]_{ср} = 70 \text{ МПа}$$

$$\tau_{ср2} = \frac{2T}{l_2 d_{K2} b} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{22 \cdot 28 \cdot 8} = 46,15 \text{ МПа} \leq [\tau]_{ср} = 70 \text{ МПа}$$

Прочность шпонок по касательным напряжениям обеспечена.

13. Проверяем прочность шпонок по нормальным напряжениям смятия:

$$\sigma_{см1} = \frac{2T}{l_1 d_{K1} (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{38 \cdot 42 \cdot (8 - 5)} = 47,5 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{см} = 150 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{см2} = \frac{2T}{l_2 d_{K2} (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{22 \cdot 28 \cdot (7 - 4)} = 123,05 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{см} = 150 \text{ МПа}$$

Прочность шпонок по нормальным напряжениям смятия обеспечена.

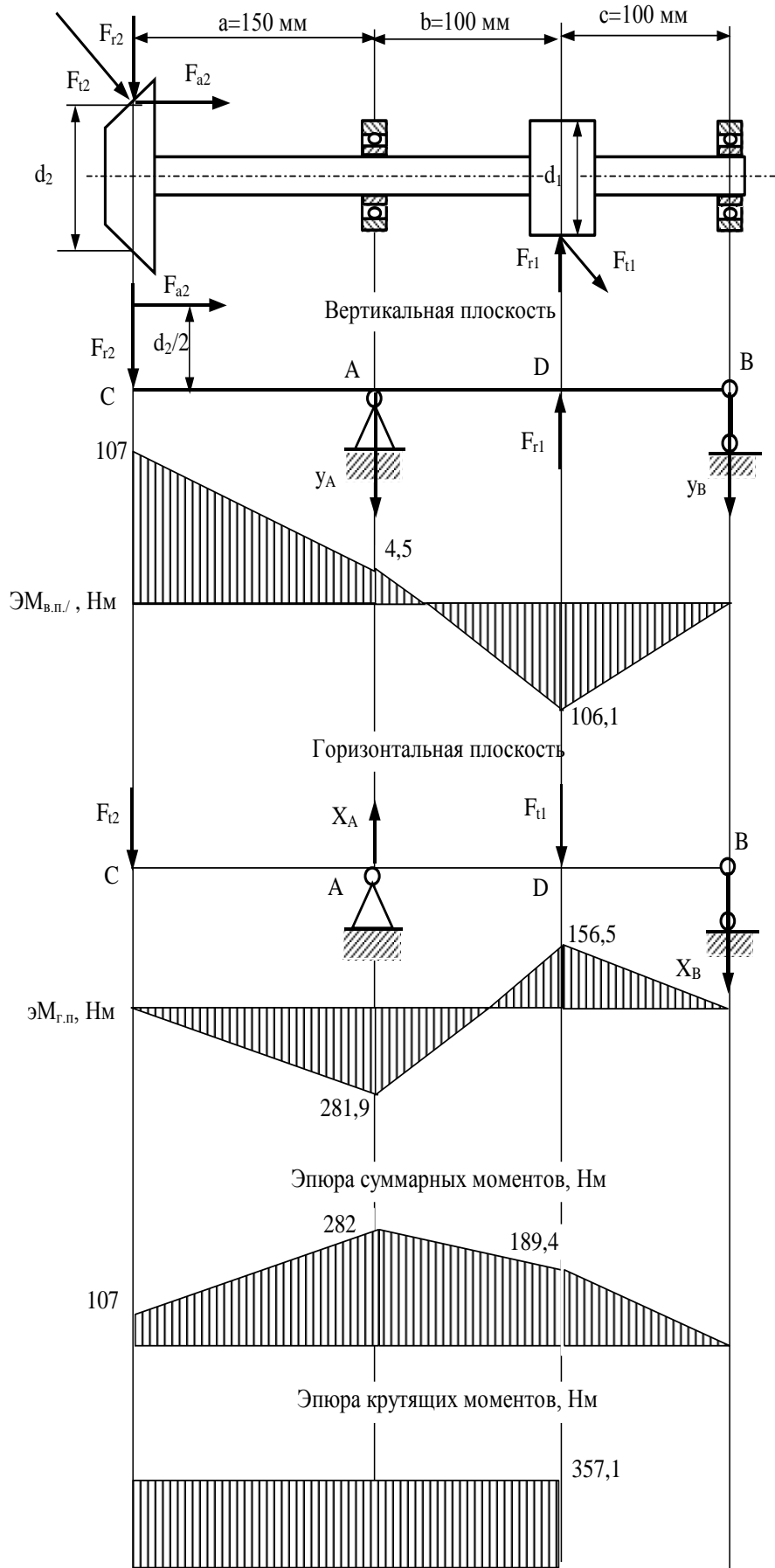


Рисунок 10

14. Вычерчиваем чертеж вала на формате А4, можно использовать для вычерчивания графические программы (КОМПАС, AutoCAD)

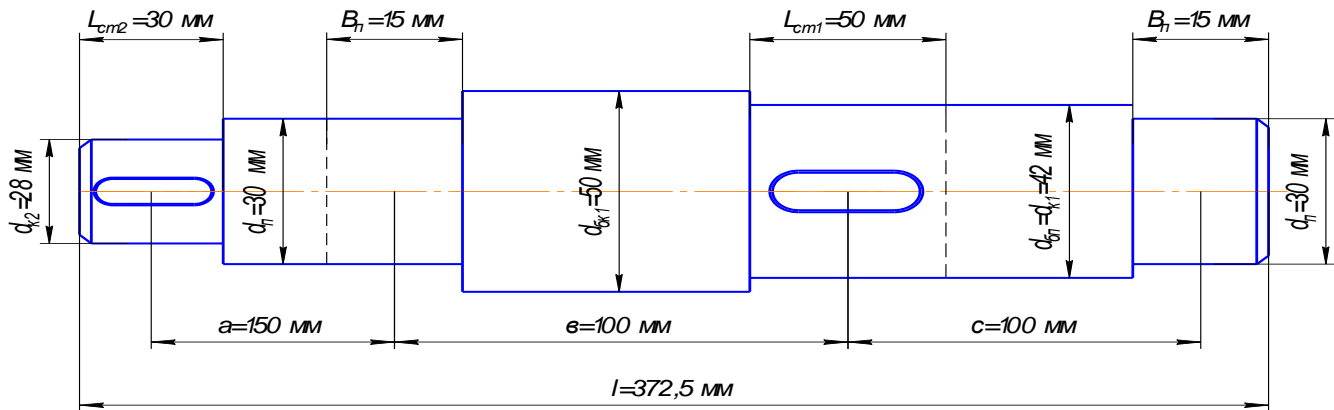


Рисунок 11 – Чертеж вала.

Список рекомендованной 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. <http://www.soprotmat.ru/lect.html>

Пример оформления титульного листа

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

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА
по Сопротивлению материалов

Выполнил(а): студент(ка) ____ курса
____ группы
инженерного факультета
спец. 23.03.03
Фамилия И.О.
шифр _____

Проверил: Ф.И.О. преподавателя

Иркутск 201____

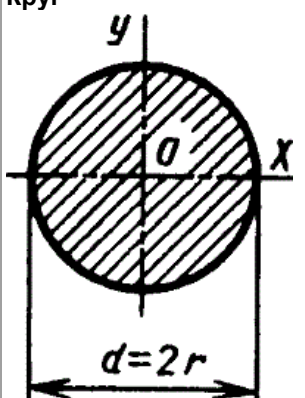
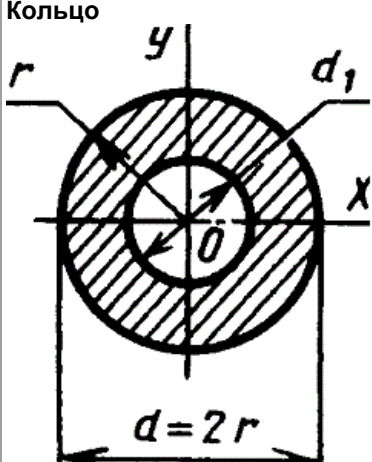
ГОСТ 26020-83 ДВУТАВРЫ СТАЛЬНЫЕ ГОРЯЧЕКАТАНЫЕ С ПАРАЛЛЕЛЬНЫМИ ГРЯНЯМИ ПОЛОК

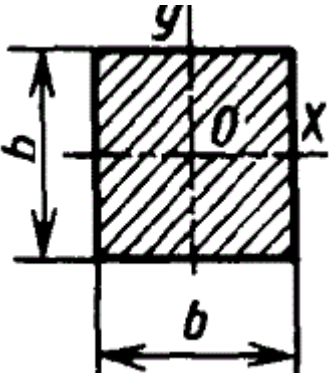
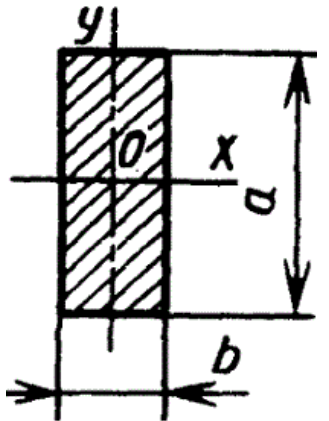
Сортамент

Номер профиля	мм					Площадь сечения, см ²	Линейная плотность, кг/м	Справочные величины для осей						
	<i>h</i>	<i>b</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>r</i>			X-X				Y-Y		
								<i>I_x</i> , см ⁴	<i>W_x</i> , см ³	<i>S_x</i> , см ³	<i>t_x</i> , см	<i>I_y</i> , см ⁴	<i>W_y</i> , см ³	<i>t_y</i> , см
Нормальные двутавры														
10Б1	100	55	4,1	5,7	7	10,32	8,1	171	34,2	19,7	4,07	15,9	5,8	1,24
12Б1	117,6	64	3,8	5,1	7	11,03	8,7	257	43,8	24,9	4,83	22,4	7,0	1,42
12Б2	120	64	4,4	6,3		13,21	10,4	318	53,0	30,4	4,90	27,7	8,6	1,45
14Б1	137,4	73	3,8	5,6	7	13,39	10,5	435	63,3	35,8	5,70	36,4	10,0	1,65
14Б2	140	73	4,7	6,9		16,43	12,9	541	77,3	44,2	5,74	44,9	12,3	1,65
16Б1	157	82	4,0	5,9	9	16,18	12,7	689	87,8	49,5	6,53	54,4	13,3	1,83
16Б2	160	82	5,0	7,4		20,09	15,8	869	108,7	61,9	6,58	68,3	16,6	1,84
18Б1	177	91	4,3	6,5	9	19,58	15,4	1063	120,1	67,7	7,37	81,9	18,0	2,04
18Б2	180	91	5,3	8,0		23,95	18,8	1317	146,3	83,2	7,41	100,8	22,2	2,05
20Б1	200	100	5,6	8,5	12	28,49	22,4	1943	194,3	110,3	8,26	142,3	28,5	2,23
23Б1	230	110	5,6	9,0	12	32,91	25,8	2996	260,5	147,2	9,54	200,3	36,4	2,47
26Б1	258	120	5,8	8,5	12	35,62	28,0	4024	312,0	176,6	10,63	245,6	40,9	2,63
26Б2	261	120	6,0	10,0		39,70	31,2	4654	356,6	201,5	10,83	288,8	48,1	2,70
30Б1	296	140	5,8	8,5	15	41,92	32,9	6328	427,0	240,0	12,29	390,0	55,7	3,05
30Б2	299	140	6,0	10,0		46,67	36,6	7293	487,8	273,8	12,50	458,6	65,5	3,13
35Б1	346	155	6,2	8,5	18	49,53	38,9	10060	581,7	328,6	14,25	529,6	68,3	3,27
35Б2	349	155	6,5	10,0		55,17	43,3	11550	662,2	373,0	14,47	622,9	80,4	3,36

40Б1	392	165	7,0	9,5	21	61,25	48,1	15750	803,6	456,0	16,03	714,9	86,7	3,42
40Б2	396	165	7,5	11,5		69,72	54,7	18530	935,7	529,7	16,30	865,0	104,8	3,52
45Б1	443	180	7,8	11,0	21	76,23	59,8	24940	1125,8	639,5	18,09	1073,7	119,3	3,75
45Б2	447	180	8,4	13,0		85,96	67,5	28870	1291,9	732,9	18,32	1269,0	141,0	3,84
50Б1	492	200	8,8	12,0	21	92,98	73,0	37160	1511,0	860,4	19,99	1606,0	160,6	4,16
50Б2	496	200	9,2	14,0		102,80	80,7	42390	1709,0	970,2	20,30	1873,0	187,3	4,27
55Б1	543	220	9,5	13,5	24	113,37	89,0	55680	2051,0	1165,0	22,16	2404,0	218,6	4,61
55Б2	547	220	10,0	15,5		124,75	97,9	62790	2296,0	1302,0	22,43	2760,0	250,9	4,70
60Б1	593	230	10,5	15,5	24	135,26	106,2	78760	2656,0	1512,0	24,13	3154,0	274,3	4,83
60Б2	597	230	11,0	17,5		147,30	115,6	87640	2936,0	1669,0	24,39	3561,0	309,6	4,92
70Б1	691	260	12,0	15,5	24	164,70	129,3	125930	3645,0	2095,0	27,65	4556,0	350,5	5,26
70Б2	697	260	12,5	18,5		183,60	144,2	145912	4187	2393,0	28,19	5437,0	418,2	5,44
80Б1	791	280	13,5	17,0	26	203,20	159,5	199500	5044	2917,0	31,33	6244,0	446,0	5,54
80Б2	798	280	14,0	20,5		226,60	177,9	232200	5820	3343,0	32,01	7527,0	537,6	5,76
90Б1	893	300	15,0	18,5	30	247,10	194,0	304400	6817	3964,0	35,09	8365,0	557,6	5,82
90Б2	900	300	15,5	22,0		272,40	213,8	349200	7760	4480,0	35,80	9943,0	662,8	6,04
100Б1	990	320	16,0	21,0	30	293,82	230,6	446000	9011	5234,0	38,96	11520,0	719,9	6,26
100Б2	998	320	17,0	25,0		328,90	258,2	516400	10350	5980,0	39,62	13710,0	856,9	6,46
100Б3	1006	320	18,0	29,0		364,00	285,7	587700	11680	6736,0	40,18	15900,0	993,9	6,61
100Б4	1013	320	19,5	32,5		400,60	314,5	655400	12940	7470,0	40,45	17830,0	1114,3	6,67

Осевые моменты инерции, моменты сопротивления и радиусы инерции плоских фигур
 (Моменты инерции J даны для главных центральных осей. Радиус инерции $i=(J/F)^{1/2}$, где A - площадь сечения

Форма поперечного сечения	Осевой момент инерции, $J, \text{см}^4$	Момент сопротивления $W, \text{см}^3$	Радиус инерции $i, \text{см}$
<p>Круг</p> 	$J_x = J_y = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi r^4}{4}$ $J_x = J_y \approx 0,05d^4$	$W_x = W_y = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi r^3}{4}$ $W_x = W_y \approx 0,1d^3$	$i_x = i_y = \frac{d}{4} = \frac{r}{2}$
<p>Кольцо</p>  <p style="text-align: right;">$c=d_1/d$</p>	$J_x = J_y = \frac{\pi(d^4 - d_1^4)}{64} = \frac{\pi d^4}{64}(1 - c^4)$ $J_x = J_y = \frac{\pi r^4}{4}(1 - c^4)$ $J_x = J_y \approx 0,05d^4(1 - c^4)$	$W_x = W_y = \frac{\pi d^3}{32}(1 - c^4)$ $W_x = W_y \approx 0,1d^3(1 - c^4)$	$i_x = i_y = \frac{1}{4} \sqrt{d^2 + d_1^2}$

Форма поперечного сечения	Осевой момент инерции, J, см ⁴	Момент сопротивления W, см ³	Радиус инерции i, см
<p>Квадрат</p> 	$J_x = J_y = \frac{b^4}{12}$	$W_x = W_y = \frac{b^3}{6}$	$i_x = i_y = \frac{b}{\sqrt{12}} = 0,289b$
<p>Прямоугольник</p> 	$J_x = \frac{ba^3}{12}$ $J_y = \frac{ab^3}{12}$	$W_x = \frac{ba^2}{6}$ $W_y = \frac{ab^2}{6}$	$i_x = \frac{a}{\sqrt{12}} = 0,289a$ $i_y = \frac{b}{\sqrt{12}} = 0,289b$

СОДЕРЖАНИЕ

Контрольная работа №1

Тема “Деформация растяжение – сжатие”.

Задача № 1. Расчет статически определимого ступенчатого стержня без учета собственного веса 4

Задача № 2. Расчет стержневых систем 9

Тема “Кручение”

Задача № 3. Расчет вала на кручение 12

Контрольная работа №2

Тема “Изгиб” 20

Задача № 4. Расчет балки на поперечный изгиб

Тема «Сложное сопротивление»

Задача № 5 Расчет промежуточного вала редуктора 30

Список рекомендованной литературы 41

Приложение А 42

Приложение Б 43

Приложение В 45