

ПРАВИТЕЛЬСТВО САНКТ-ПЕТЕРБУРГА

КОМИТЕТ ПО НАУКЕ И ВЫСШЕЙ ШКОЛЕ

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ

УЧРЕЖДЕНИЕ СРЕДНЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

**"АВТОТРАНСПОРТНЫЙ И ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ
КОЛЛЕДЖ"**

РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ РАБОТЫ 5-7

Специальность 190604 – Техническое обслуживание и ремонт
автомобильного транспорта

Дисциплина Техническая механика

РАБОЧАЯ ТЕТРАДЬ

АТЭМК2. РТ_0_ 000

Студента группы ____-____

№ РГР	№5	№6	№7
Оценка			
Подпись преподавателя			
Дата			

Содержание

1 Расчетно-графическая работа №5 Кручение	3
2 Расчетно-графическая работа № 6 Гипотезы прочности	10
3 Расчетно-графическая работа № 7 Устойчивость сжатых стержней	18
Литература	23

					АТЭМК2. РТ_0_. 000					
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Расчетно графические работы по технической механике			Лит.	Лист	Листов
Разраб.									2	23
Пров.								Группа -		
Т.контр.										
Н.контр.										
Утв.										

1 Расчетно-графическая работа № 5.

Кручение

1.1 Исходные данные

Для заданной системы скручивающих моментов, действующих на ступенчатый стальной вал, построить эпюру крутящих моментов по длине вала, вычислить диаметр вала круглого поперечного сечения каждой ступени из условия прочности и жесткости и построить эпюру углов поворота поперечных сечений по длине вала.

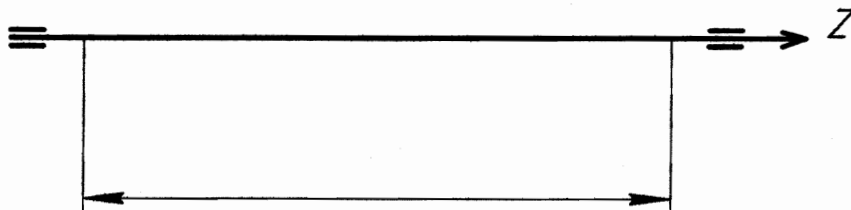
$$M_1 = \text{_____ кН·м} \quad M_2 = \text{_____ кН·м} \quad M_3 = \text{_____ кН·м}$$

$$l_1 = \text{_____ м} \quad l_2 = \text{_____ м} \quad l_3 = \text{_____ м}$$

$$[\tau_k] = \text{_____ МПа} \quad [\varphi_0] = \text{_____ } \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

$$G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$$

Схема нагрузки вала в соответствии с рисунком 1.1.



Масштаб _____ м = 1 мм

Рисунок 1.1 – Исходная схема вала

1.2 Нахождение неизвестного скручивающего момента M_0

Неизвестный скручивающий момент M_0 находим из условия равновесия вала

$$\sum_{k=1}^n M_k = 0 \quad M_1 - M_2 - M_3 - M_0 = 0$$

$$M_0 = M_1 - M_2 - M_3 = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ кН·м}$$

1.3 Вычисление значения крутящего момента на участках вала – эпюра M_k

$$M_{Z_1} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ кН·м}$$

$$M_{Z_2} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ кН·м}$$

$$M_{Z_3} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ кН·м}$$

1.4 Вычисление диаметра вала на каждой ступени из условия прочности

Вычисление диаметра вала d , мм, производится по формуле (1.1)

$$d^{np} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{Z_1}}{\pi \cdot [\tau_k]}} \quad (1.1)$$

где Mz – крутящий момент на данном участке вала, Н·мм;
 $[\tau_k]$ – допускаемое касательные напряжения, МПа

$$d_1^{np} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mz_1}{\pi \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot \underline{\hspace{1cm}}}{3,14 \cdot \underline{\hspace{1cm}}}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ мм}$$

$$d_2^{np} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mz_2}{\pi \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot \underline{\hspace{1cm}}}{3,14 \cdot \underline{\hspace{1cm}}}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ мм}$$

$$d_3^{np} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mz_3}{\pi \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot \underline{\hspace{1cm}}}{3,14 \cdot \underline{\hspace{1cm}}}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ мм}$$

1.5 Вычисление диаметра вала на каждой степени
из условия жёсткости

Вычисление диаметра вала d , мм, производится по
формуле (1.2)

$$d^{жест} \geq \sqrt{\frac{32 \cdot Mz}{\pi \cdot G \cdot [\varphi_0]}} \quad (1.2)$$

где Mz – крутящий момент на данном участке вала, Н·мм;

$G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль сдвига для стали;

$[\varphi_0]$ – допускаемый угол закручивания, $\frac{\text{рад}}{\text{мм}}$.

$$d_1^{жест} \geq \sqrt{\frac{32 \cdot Mz_1}{\pi \cdot G \cdot [\varphi_0]}} = \sqrt{\frac{32 \cdot \underline{\hspace{1cm}}}{3,14 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot \underline{\hspace{1cm}}}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ мм}$$

$$d_2^{\text{жест}} \geq \sqrt{\frac{32 M z_2}{\pi G [\varphi_0]}} = \sqrt{\frac{32 \cdot \underline{\hspace{1cm}}}{3,14 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot \underline{\hspace{1cm}}}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ мм}$$

$$d_3^{\text{жест}} \geq \sqrt{\frac{32 M z_3}{\pi G [\varphi_0]}} = \sqrt{\frac{32 \cdot \underline{\hspace{1cm}}}{3,14 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot \underline{\hspace{1cm}}}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ мм}$$

1.6 Определение диаметра вала на каждой ступени

$$d_1 = \max (d_1^{\text{пр}}; d_1^{\text{жест}}) = \underline{\hspace{1cm}} \text{ мм}$$

$$d_2 = \max (d_2^{\text{пр}}; d_2^{\text{жест}}) = \underline{\hspace{1cm}} \text{ мм}$$

$$d_3 = \max (d_3^{\text{пр}}; d_3^{\text{жест}}) = \underline{\hspace{1cm}} \text{ мм}$$

Округляем значения диаметров в большую сторону до целых мм

$$d_1 = \underline{\hspace{1cm}} \text{ мм}$$

$$d_2 = \underline{\hspace{1cm}} \text{ мм}$$

$$d_3 = \underline{\hspace{1cm}} \text{ мм}$$

1.7 Вычисление полярных моментов инерции круглого поперечного сечения вала на каждой ступени

Вычисление полярного момента инерции $Y_p, \text{мм}^4$, круглого поперечного сечения производится по формуле (1.3)

$$\gamma_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad (1.3)$$

где d – (мм) – диаметр вала

$$\gamma_{p1} = \frac{\pi \cdot d_1^4}{32} = \frac{3,14 \cdot \underline{\hspace{1cm}}}{32} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ мм}^4$$

$$\gamma_{p2} = \frac{\pi \cdot d_2^4}{32} = \frac{3,14 \cdot \underline{\hspace{1cm}}}{32} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ мм}^4$$

$$\gamma_{p3} = \frac{\pi \cdot d_3^4}{32} = \frac{3,14 \cdot \underline{\hspace{1cm}}}{32} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ мм}^4$$

1.8 Вычисление углов поворота поперечных сечений отдельных участков вала

Вычисление углов поворота φ , рад, производится по формуле (1.4)

$$\varphi = \frac{Mz \cdot l}{G \cdot \gamma_p} \quad (1.4)$$

где Mz – крутящий момент на данном участке вала Н·мм;
 l – длина данного участка вала, мм;

$G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль сдвига для стали;

γ_p – полярный момент инерции круглого поперечного сечения вала на каждом участке, мм.

$$\varphi_1 = \frac{Mz_1 \cdot l}{G \cdot \gamma_{p1}} = \frac{\underline{\hspace{1cm}}}{8 \cdot 10^4 \cdot \underline{\hspace{1cm}}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ рад}$$

$$\varphi_2 = \frac{Mz_2 \cdot l}{G \cdot Y p_2} = \frac{\underline{\hspace{1cm}}}{8 \cdot 10^4 \cdot \underline{\hspace{1cm}}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ рад}$$

$$\varphi_3 = \frac{Mz_3 \cdot l}{G \cdot Y p_3} = \frac{\underline{\hspace{1cm}}}{8 \cdot 10^4 \cdot \underline{\hspace{1cm}}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ рад}$$

1.9 Вычисление углов поворота пограничных сечения вала

Считаем левый конец вала закрепленным, тогда:

$$\varphi_A = 0$$

$$\varphi_B = \varphi_1 = \underline{\hspace{1cm}} \text{ рад}$$

$$\varphi_C = \varphi_1 + \varphi_2 = \underline{\hspace{1cm}} + \underline{\hspace{1cm}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ рад}$$

$$\varphi_D = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = \underline{\hspace{1cm}} + \underline{\hspace{1cm}} + \underline{\hspace{1cm}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ рад}$$

1.10 Построение эюр

Эюры представлены в соответствии с рисунком 1.2

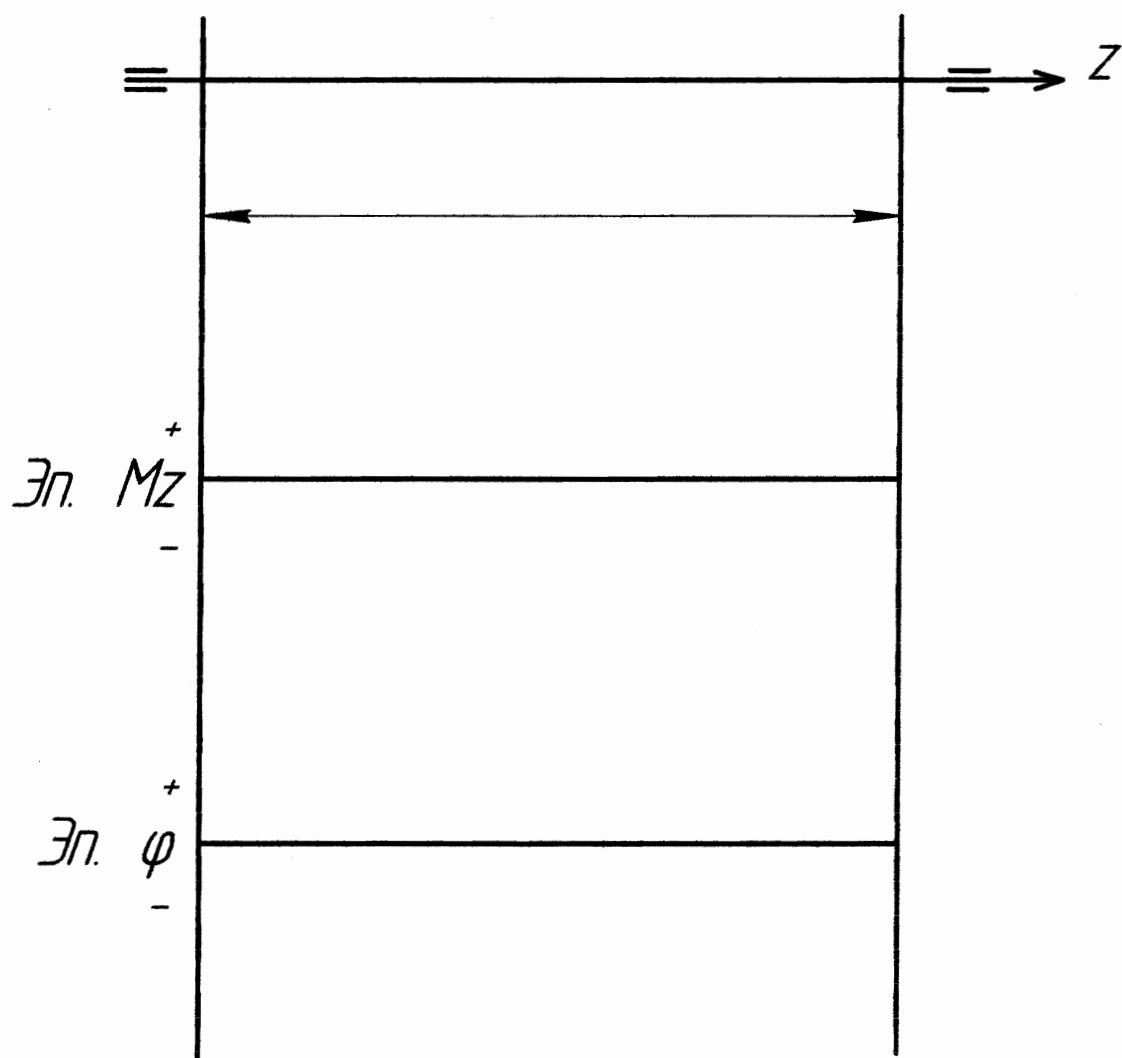


Рисунок 1.2 – Эюры крутящих моментов и углов закручивания.

2 Расчетно-графическая работа №6

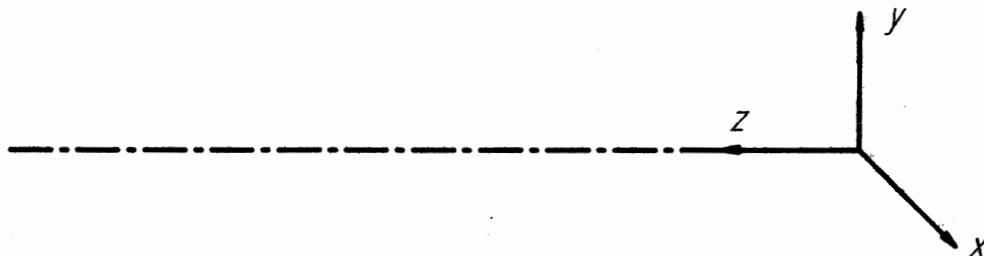
Гипотезы прочности

2.1 Исходные данные

Для заданной системы сил, действующих на вал, используя гипотезу наибольших касательных напряжений, вычислить значение диаметра вала, учитывая совместное действие изгиба и кручения.

$$\begin{array}{lll} F_1 = \text{---} \text{ кН} & a = \text{---} \text{ м} & K_1 = \text{---} \\ D_1 = \text{---} \text{ м} & b = \text{---} \text{ м} & K_2 = \text{---} \\ D_2 = \text{---} \text{ м} & l = \text{---} \text{ м} & [\sigma] = 70 \text{ МПа} \end{array}$$

Схема нагрузки вала в соответствии с рисунком 2.1.



Масштаб $\text{---} \text{ м} = 1 \text{ мм}$
Рисунок 2.1 – Исходная схема вала

2.2 Расчетная схема вала

Освободим вал в точках А и В от опор, заменяя их действие реакциями данных связей. Пренебрегая размерами самого вала, представим его в виде прямой линии, совпадающей с осью вала. Перенесем все нагрузки, действующие на вал, на эту прямую. В случае параллельного переноса сил добавим моменты в соответствии с теоремой Пуансо о параллельном переносе сил.

$$M_1 = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ кН}\cdot\text{м}$$

$$M_2 = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ кН}\cdot\text{м}$$

$$M_3 = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ кН}\cdot\text{м}$$

Расчетную схему вала начертим в соответствии с исходной схемой на рисунке 2.

2.3 Нахождение силы F_2 и опорных реакций вала

Выберем такое положение пространственной системы координат XYZ, при котором начало координат совпадает с точкой А – точкой опоры вала. Составим уравнения равновесия относительно выбранной системы координат

$$\sum_{k=1}^n X_k = 0 \quad \textcircled{1} \quad \underline{\hspace{10cm}}$$

$$\sum_{k=1}^n y_k = 0 \quad \textcircled{2} \quad \underline{\hspace{10cm}}$$

$$\sum_{k=1}^n z_k = 0 \quad \textcircled{3} \quad \underline{\hspace{10cm}}$$

$$\sum_{k=1}^n M_x (\bar{F}_k) = 0 \quad \textcircled{4} \quad \underline{\hspace{10cm}}$$

$$\sum_{k=1}^n M_y (\bar{F}_k) = 0 \quad \textcircled{5} \quad \underline{\hspace{10cm}}$$

$$\sum_{k=1}^n M_z (\bar{F}_k) = 0 \quad \textcircled{6} \quad \underline{\hspace{10cm}}$$

Решая систему уравнений, найдем неизвестные силы:

$$\textcircled{6} \Rightarrow F_2 = \underline{\hspace{2cm}} \text{ кН}$$

$$\textcircled{4} \Rightarrow Y_B = \underline{\hspace{2cm}} \text{ кН}$$

$$\textcircled{5} \Rightarrow X_B = \underline{\hspace{2cm}} \text{ кН}$$

$$\textcircled{1} \Rightarrow X_A = \underline{\hspace{2cm}} \text{ кН}$$

$$\textcircled{2} \Rightarrow Y_A = \underline{\hspace{2cm}} \text{ кН}$$

$$\textcircled{3} \Rightarrow Z = \underline{\hspace{2cm}} \text{ кН}$$

Выполняем проверку. Для этого выбираем новое положение пространственной системы координат $X_1 Y_1 Z_1$, при которой начало координат совпадает с точкой В – точкой опоры вала. Составим уравнения равновесия относительно выбранной системы координат $X_1 Y_1 Z_1$ которые не использовались для

нахождения неизвестных усилий

$$\sum_{k=1}^n M_{x_1} (\bar{F}_k) = \underline{\hspace{10cm}} =$$

$$= \underline{\hspace{10cm}} = \underline{\hspace{1cm}}$$

$$\sum_{k=1}^n M_{y_1} (\bar{F}_k) = \underline{\hspace{10cm}} =$$

$$= \underline{\hspace{10cm}} = \underline{\hspace{1cm}}$$

2.3 Вычисление значения
крутящего момента – эюра M_z

$$M_z = \underline{\hspace{10cm}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ кН}\cdot\text{м}$$

2.4 Вычисление значений
изгибающего момента от нагрузок,
расположенных в вертикальной плоскости – эюра M_x

$$M_x^{(1)} = \underline{\hspace{10cm}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ кН}\cdot\text{м}$$

$$M_x^{(2)} = \underline{\hspace{10cm}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ кН}\cdot\text{м}$$

$$M_x^{(3)} = \underline{\hspace{10cm}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ кН}\cdot\text{м}$$

$$M_x^{(4)} = \underline{\hspace{10cm}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ кН}\cdot\text{м}$$

$$M_x^{(5)} = \underline{\hspace{10cm}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ кН·м}$$

$$M_x^{(6)} = \underline{\hspace{10cm}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ кН·м}$$

2.5 Вычисление значений
изгибающего момента от нагрузок,
расположенных в вертикальной плоскости – эюра M_y

$$M_y^{(1)} = \underline{\hspace{10cm}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ кН·м}$$

$$M_y^{(2)} = \underline{\hspace{10cm}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ кН·м}$$

$$M_y^{(3)} = \underline{\hspace{10cm}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ кН·м}$$

$$M_y^{(4)} = \underline{\hspace{10cm}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ кН·м}$$

$$M_y^{(5)} = \underline{\hspace{10cm}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ кН·м}$$

$$M_y^{(6)} = \underline{\hspace{10cm}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ кН·м}$$

2.6 Построение эюр

Эюры представлены в соответствии с рисунком 2.2.

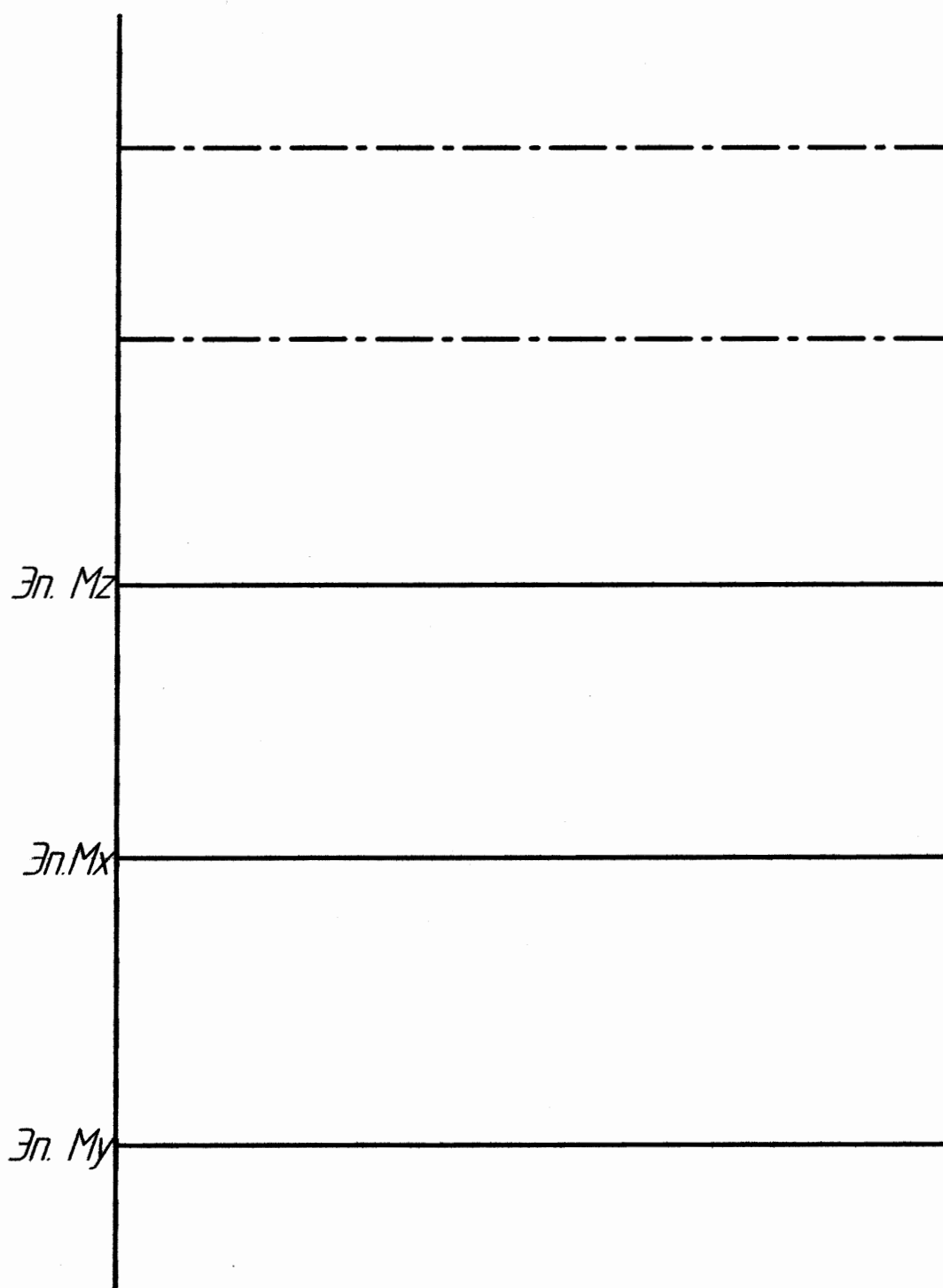


Рисунок 2.2

2.7 Определение эквивалентного момента

Эквивалентный момент по гипотезе наибольших касательных напряжений определяется по формуле (2.2)

$$M_{\text{эIII}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}, \quad (2.2)$$

где M_x – изгибающий момент от нагрузок, расположенных в вертикальной плоскости, кН·м;
 M_y – изгибающий момент от нагрузок, расположенных в горизонтальной плоскости, кН·м;
 M_z – крутящий момент, кН·м.

Эквивалентный момент вычисляем в наиболее напряженных сечениях

$$M_{\text{эIII}}^{(1)} = \sqrt{\quad + \quad + \quad} = \quad \text{кН·м}$$

$$M_{\text{эIII}}^{(2)} = \sqrt{\quad + \quad + \quad} = \quad \text{кН·м}$$

Опасным является то сечение, в котором $M_{\text{эIII}}$ – наибольший.

(.) – опасное сечение

$M_{\text{эIII}}^{(1)} = \quad \text{кН·м}$ – наибольший эквивалентный момент

2.8 Определение диаметра вала

Вычисление диаметра вала d , мм, производится по формуле (2.3)

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\text{экв.}}}{\pi [\sigma]}} \quad (2.3)$$

где $M_{\text{экв.}}$ – эквивалентный момент, Н·мм.

$[\sigma]$ – допускаемое нормальное напряжение, МПа

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot ______}{3,14 \cdot 70}} = ______ \text{ мм}$$

Округляем значение диаметра в большую сторону до целых мм:

$$d = ______ \text{ мм.}$$

3 Расчетно-графическая работа №7.

Устойчивость сжатых стержней

3.1 Исходные данные

Определить допускаемую нагрузку для стойки из стали $[σ]$, $[σ_c] = 160$ МПа с каким коэффициентом запаса устойчивости работает стойка при нагрузке, равной допускаемой.

Схема нагрузки стойки в соответствии с рисунком 3.1

Рисунок 3.1 – Схема нагрузки стойки

Изм.	Листы	№ докум.	Подп.	Дата

АТЭМК2. РТ_0_. 000

Листы

18

3.2 Вычисление главных моментов инерции и площади поперечного сечения стойки

Поперечное сечение стойки состоит из профильного проката, поэтому, используя ГОСТ, определим площадь и моменты инерции отдельных составляющих относительно собственных главных центральных осей

$$A^{\text{ГОСТ}} = \text{---} \text{ см}^2$$

$$Y_{x1}^{\text{ГОСТ}} = \text{---} \text{ см}^4$$

$$Y_{y1}^{\text{ГОСТ}} = \text{---} \text{ см}^4$$

Определяем площадь и главные моменты инерции опасного сечения стойки

$$A = \text{---} \text{ см}^2$$

$$Y_x = \text{---} \text{ см}^4$$

$$Y_y = \text{---} \text{ см}^4$$

Определяем минимальный момент инерции

$$Y_{\min} = \min(Y_x, Y_y) = \text{---} \text{ см}^4$$

3.3 Определение минимального радиуса инерции поперечного сечения стойки

Минимальный радиус инерции поперечного сечения стойки вычисляется по формуле (3.1)

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{Y_{\min}}{A}} \quad (3.1)$$

где Y_{\min} – минимальный момент инерции поперечного сечения, см^4 ;

A – площадь поперечного сечения стойки, см^2

$$i_{\min} = \sqrt{\quad} = \quad \text{см}$$

3.4 Определение гибкости стойки

Гибкость стойки определяется по формуле (3.2)

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_{\min}} \quad (3.2)$$

где l – длина стойки, см

i_{\min} – минимальный радиус инерции поперечного сечения, см;

μ – коэффициент приведения длины

$\mu = \quad$ (рисунок 12.9, [1])

$\lambda = \quad = \quad$

3.5 Определение допускаемой нагрузки

Допускаемую нагрузку определяем по формуле (3.3)

$$[F] = \varphi \cdot [\sigma_c] \cdot A \quad (3.3)$$

где $[\sigma_c]$ – допускаемые нормальные напряжения по сжатию, МПа;

A – площадь поперечного сечения стойки, мм²

φ – коэффициент продольного изгиба

$\varphi = \underline{\hspace{2cm}}$ (таблица 12.1, [1])

$[F] = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ Н} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ кН}$

3.6 Определение критической силы

Если $\lambda < 60$, то критическую силу вычисляем по формуле (3.4)

$$F_{кр} = \sigma_T \cdot A \quad (3.4)$$

где $\sigma_T = 230 \text{ МПа}$ – предел текучести стали ст3;

A – площадь поперечного сечения стойки, мм².

Если $60 \leq \lambda < 100$, то критическую силу вычисляем по формуле (3.5)

$$F_{кр} = A \cdot (a - b \cdot \lambda) \quad (3.5)$$

где $a = 310 \text{ МПа}$ – для стали ст3

$b = 1,13 \text{ МПа}$ – для стали ст3

(3.6) Если $\lambda > 100$, то критическую силу вычисляем по формуле

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot A}{\lambda^2} \quad (3.6)$$

где $E = 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль Юнга для стали ст3, при условии, что гибкость стойки

$\lambda = \underline{\hspace{2cm}}$

определяем критическую силу:

$F_{кр} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ Н} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ кН}$

3.7 Определение коэффициента запаса устойчивости

Коэффициент запаса устойчивости определяем по формуле (3.7).

$$[n_y] = \frac{F_{кр}}{[F]} \quad (3.7)$$

где $F_{кр}$ – критическая сила, кН;

$[F]$ – допускаемая нагрузка, кН

$[n_y] = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}}$

Литература

- 1 *Ицкович, Г.М., "Сопротивление материалов", М.; "Высшая школа", 1982 г.*
- 2 *Никитин, Е.М., "Теоретическая механика", М.; "Наука" 1988 г.*
- 3 *ГОСТ 8239-86. Сталь прокатная. Балки двутавровые.*
- 4 *ГОСТ 8240-86. Сталь прокатная. Швеллеры.*
- 5 *ГОСТ 8509-86. Сталь прокатная, угловая равнобокая.*