ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО»

институт ЭНЕРГЕТИКИ

ВЫСШАЯ ШКОЛА \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

**К У Р С О В А Я Р А Б О Т А**

**Расчет вала в условиях сложного сопротивления**

**на статическую и усталостную прочность**

по дисциплине «Прикладная механика»

вариант \_\_\_\_\_

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Выполнил |  |  |
| студент гр. \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ |  | \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ |
| Руководитель  доцент |  | Китаева Д.А. |
|  |  |  |

Санкт-Петербург

202\_

СОДЕРЖАНИЕ

[ЗАДАНИЕ 3](#_Toc529819700)

[1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ ДАВЛЕНИЯ ШКИВОВ НА ВАЛ 6](#_Toc529819701)

[2. ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР ВНУТРЕННИХ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ 9](#_Toc529819702)

[2.1. Построение эпюры продольных сил 9](#_Toc529819703)

[2.2. Построение эпюры крутящих моментов 9](#_Toc529819704)

[2.3. Построение эпюры изгибающих моментов в вертикальной плоскости 9](#_Toc529819705)

[2.4. Построение эпюры изгибающих моментов в горизонтальной плоскости 10](#_Toc529819706)

[2.5. Построение эпюры суммарных изгибающих моментов 11](#_Toc529819707)

[3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА СПЛОШНОГО ВАЛА 13](#_Toc529819708)

[4. ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮРЫ НОРМАЛЬНЫХ И КАСАТЕЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ 14](#_Toc529819709)

[5. ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ В НАИБОЛЕЕ ОПАСНОЙ ТОЧКЕ 16](#_Toc529819710)

[6. УСТАЛОСТНЫЙ РАСЧЕТ 17](#_Toc529819711)

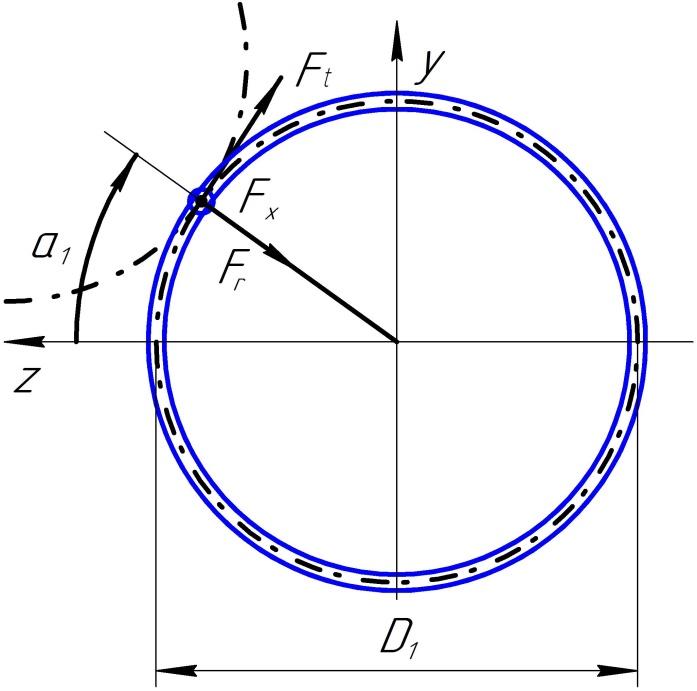
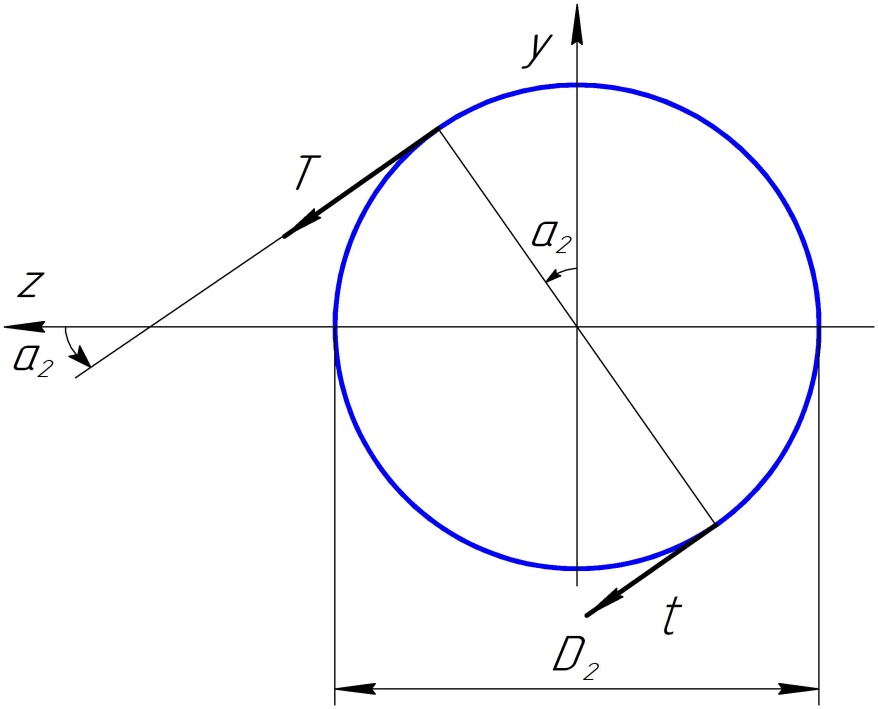
[ЗАКЛЮЧЕНИЕ 18](#_Toc529819712)

[Библиографический список: 19](#_Toc529819713)

# ЗАДАНИЕ

На рис. 1 приведен чертеж одного из вариантов компоновки вала. Вал закреплен в двух подшипниках, из которых один является неподвижной шарнирной опорой (НО), а другой - подвижной (ПО). На валу закреплены дна шкива: ведущий диаметра D1 и ведомый диаметра D2. Ведущий шкив передает момент М и представляет собой зубчатое колесо, находящееся в зацеплениис другим зубчатым колесом в точке, определяемой углом  (рис. 2а). Ведомый шкив включен в плоскоременную передачу с углом наклона ветвей ремня к горизонту  (рис. 2б).





а) б)

Рис. 2. Сечения косозубого зубчатого колеса (а) и ведущего шкива (б).

1. Начертить в аксонометрии схему вала, соблюдая масштаб. Расположение шкивов определяется номером сечения, приведенного в *Таблице 2* в скобках после значения соответствующего диаметра, в графе «НО» указан номер сечения, в котором находится неподвижная опора.

2. Определить силы давления шкивов на вал, приняв соотношения

а) для зубчатого колеса радиальная сила, осевая сила, где *Ft* — окружная сила;

б) для плоскоременной передачи Т2 = 2*t*2.

Перенести внешние силы на ось вала, добавив, если нужно, соответствующие моменты. Для удобства разложить внешние силы на составляющие по осям у и z.

1. Построить эпюру продольной силы Nx.
2. Построить эпюру крутящего момента Мх.
3. Построить эпюры изгибающих моментов Му в горизонтальной плоскости и МZ в вертикальной плоскости, а также эпюру суммарных изгибающих моментов.
4. Определить опасное сечение и подобрать диаметр сплошного вала по третьей теории прочности (принять [σ] = 160 MПa), округлив его до ближайшего стандартного значения в мм по ГОСТ 3478-79: 10, 12, 15, 17, 20, 22, 25, 28, 30, 32, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 130, 140, 150.
5. В опасном сечении построить эпюру распределения нормальных и касательных напряжений, определить положение нейтральной линии и отрезки, отсекаемые ею на осях координат.
6. Для элемента, выделенного из боковой поверхности вала в окрестности опасной точки, определить положение главных площадок и значение главных напряжений, показать их на рисунке элемента.

9. Для опасного сечения провести усталостный расчет:

а) найти амплитудное и среднее напряжения цикла, начертить график  
зависимости σ(t);

б) вычислить приведенную амплитуду нормальных напряжений , считая *=* 300 МПа, = 0,5. и взять из таблицы 2, a  выбрать в соответствии с найденным в п.6 диаметром по *Таблице 1*;

в) вычислить коэффициент запаса и, если он окажется меньше нормативного значения, увеличить диаметр вала в раз, где .

*Таблица 1*

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| d, мм | 10 | 20 | 30 | 40 | 60 | 100 | 200 |
|  | 1 | 0,93 | 0,86 | 0,78 | 0,70 | 0,60 | 0,50 |

Для промежуточных значений используйте линейную интерполяцию.

Исходные данные: 0746

*Таблица 2*

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| М  кНм | D1  м | D2  м | L1  м | L2  м | L3  м | НО | *α*1  гр | *α*2  гр | Кσ | Кf |
| 1,2 | 0,3 | 0,4 | 0,4 | 0,6 | 0,2 | 4 | 45 | 30 | 2,26 | 0,91 |

Дата получения задания: «\_\_\_» \_\_\_\_\_\_\_\_ 202\_ г.

Руководитель \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Китаева Д.А.

(подпись)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

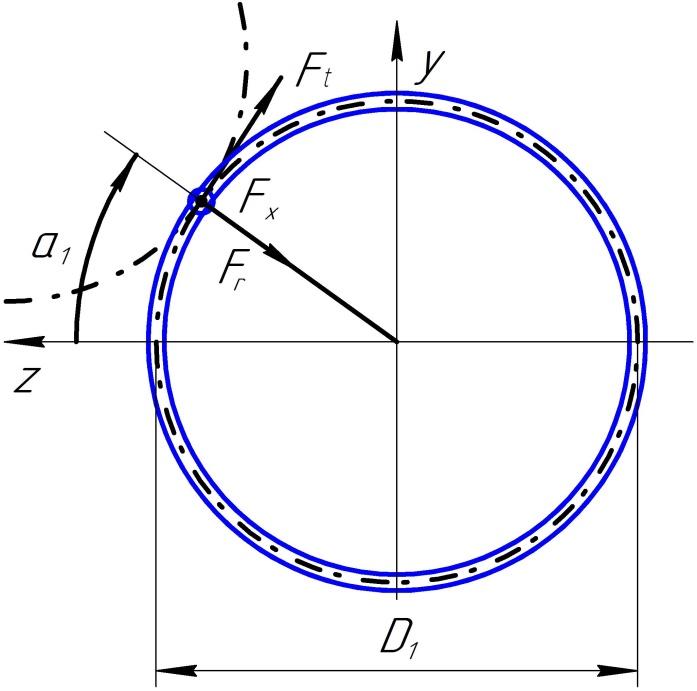
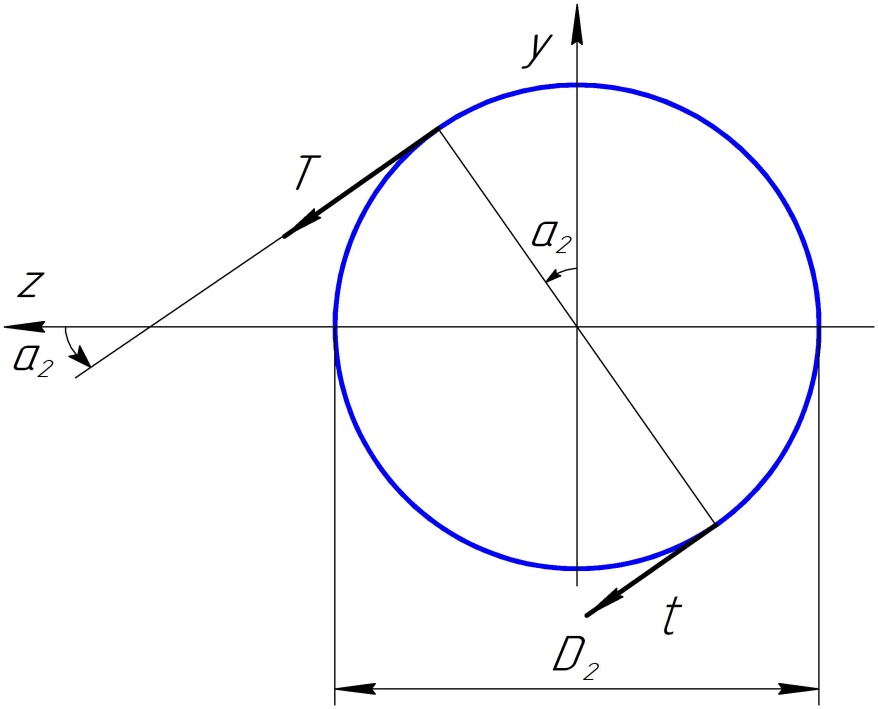
(подпись студента)

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ ДАВЛЕНИЯ ШКИВОВ НА ВАЛ

На рис. 1., приведен чертеж компоновка вала, передающего вращающий момент M = 1,2 кН·м от одного шкива (колеса) к другому. Вал закреплен в двух подшипниках качения, радиальном A (шарнирно-неподвижная опора, условно обозначенная НО) и радиально-упорном B (шарнирно-подвижная опора, условно обозначенная ПО), располагающихся в сечениях 4 и 2 соответственно. В сечении 3 находится ведомый шкив диаметра D1 = 0,3 м, представляющий собой косозубое зубчатое колесо, входящее в зацепление с другим колесом в составе зубчатой передачи в точке (полюсе), определяемой углом α 1 = 45˚ (рис.2, а). Ведущий шкив диаметра D2 = 0,4 м, находящийся в сечении 1, включен в плоскоременную передачу с углом наклона ветвей ремня к горизонту α 2 = 30˚(рис.2, б).

# C:\Users\user\Desktop\3.png

Рис.1. Чертеж компоновки вала



а) б)

Рис.2 Сечения косозубого зубчатого колеса (а) и ведущего шкива (б).

Изобразим в аксонометрии схему приложения внешних сил к валу (рис.3.). Для упрощения дальнейших расчетов приведем к оси вала внешние силы, приложенные в точках, не лежащих на оси вала, при этом сразу будем раскладывать их на составляющие, направленные вдоль координатных осей.

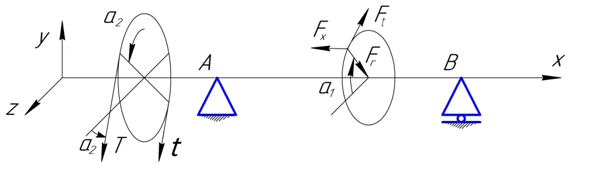
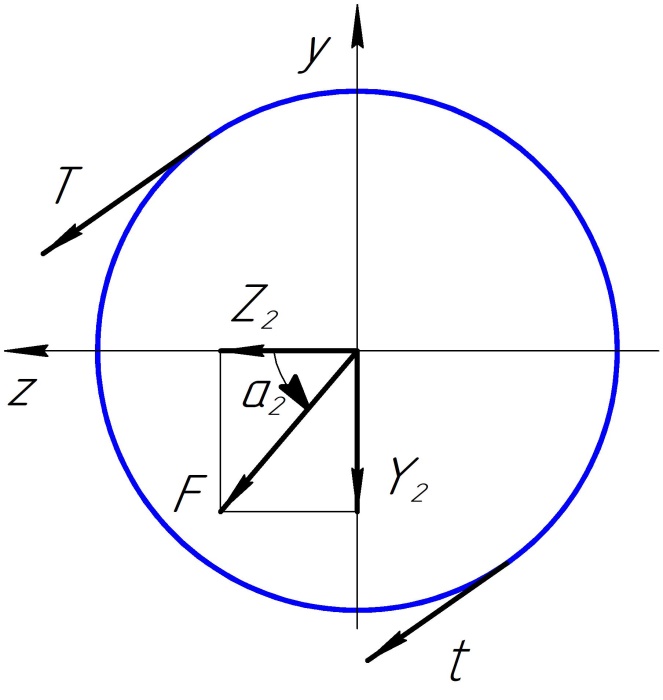
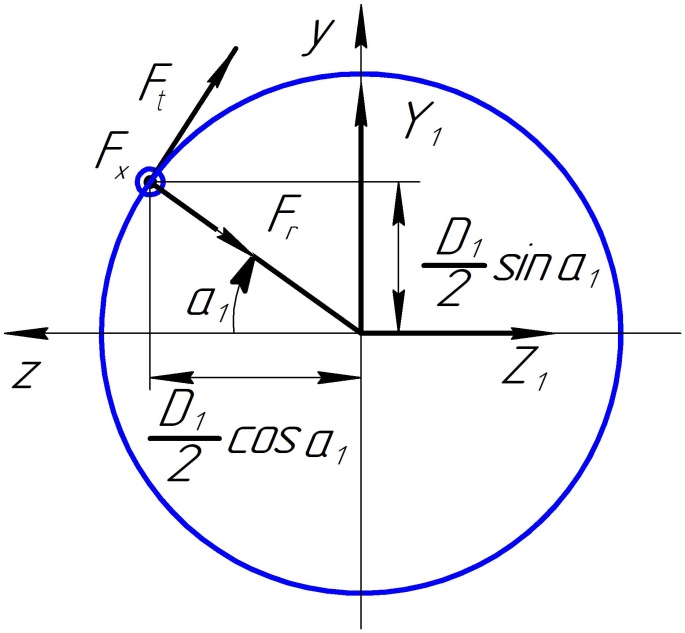


Рис.3. Схема приложения внутренних сил в аксонометрии

Зубчатое зацепление и ременная передача.

Рассмотрим зубчатое зацепление (рис.4). Внешний вращающий момент Мк1 = Мвозникает при переносе на ось вала окружной силы Ft:

M = Ft ⇒ Ft == 8 кН

|  |  |
| --- | --- |
| Рис.4 Силы, действующие в  зубчатом зацеплении | Рис.5 Силы, действующие  в ременной передаче |

Рассчитаем значения осевой и радиальной сил:

Fx = 0,3Ft = 2,4 кН Fr = 0,4 Ft = 3,2 кН.

При параллельном переносе на ось вала осевой силы Fx ,приложенной в точке зацепления на начальной окружности зубчатого колеса, возникают моменты:

Мy1 = Fx cos α1 = 0,26 кН Мz1 = Fx sin α1 = 0,26 кН.

Сила остается неизменной: X1 = - Fx = - 2,4 кН.

При переносе радиальной силы Fr не возникает моментов, так как она действует вдоль радиуса окружности и, следовательно, пересекает ось вала.

Разложим Ft и Fr на составляющие по осям y и z и просуммируем их:

Y1 = Ft cos 30˚ - Fr sin 30˚ = 5,3 кН Z1 = - Ft sin 30˚ - Fr cos 30˚= -6,7 кН

Рассмотрим ременную передачу (рис.5).

Внешний вращающий момент МК2 = М, возникающий при переносе сил натяжения ремней на ось вала, равен: M = T - t .

T=2t ⇒ M = t ⇒ t = = 6 кН ⇒ T = 2t = 12 кН.

Суммарная сила давления шкива на ось вала направлена под углом α2 к горизонту и равна F = T + t = 18 кН.

Y2 = - F sin α2 = - 9 кН Z2 = F cos α2 = 15,6 кН

# ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР ВНУТРЕННИХ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ

Теперь все внешние силы приведены к оси вала(рис. 7.а). В соответствии с принципом суперпозиции, рассмотрим по отдельности внешние нагрузки, соответствующие разным видам деформации.

## Построение эпюры продольных сил

Силы, действующие вдоль оси вала, обусловливают деформацию растяжения. Найдем горизонтальную реакцию в опоре B:

∑ Fx: -x1+RBX=0 ⇒ RBX = x1 = 2,4 кН

Вычислим продольные силы на участках вала, используя метод сечений:

2-2: N2 = -x1 + RBx = 0 кН

3-3: N3 = -x1 = 2,4 кН

А на участке 1 продольные силы отсутствуют (рис.7.б).

## Построение эпюры крутящих моментов

Построим эпюру крутящего момента (рис.7.в).

Вычислим крутящий момент на участках вала, используя метод сечений:

Mk1 = M =Mk2 = 1,2 кН∙м

1-1: Mx1 = -Mk2 = -1,2 кН∙м

2-2: Mx2 = -Mk2 = -1,2 кН∙м

3-3: Mx3 = -Mk1 + Mk2 = 0 кН∙м.

## Построение эпюры изгибающих моментов в вертикальной плоскости

Рассмотрим плоский изгиб, связанный с силами, действующими в вертикальной плоскости (рис.7.г). Вертикальные реакции находятся из уравнений равновесия:

∑ MiВ = 0,

MZ1 +Y1· l2 + Y2 ∙ l1 + Ray · (l2+l3) = 0 ⇒ Ray = 0,2 кН

⇒ направление для RАy было выбрано верно

∑ MiА = 0,

MZ1+Y2·(l1+l2+l3) + Rby·(l2+l3) – Y1∙l3 = 0 ⇒Rby = 14,5кН

⇒ направление для RАy было выбрано верно

Проверка: ∑ Fiy = 0, Y1 – Rby – Y2 + Ray = 0

9 – 14,5 – 9 + 0,1 = 0

Эпюра изгибающего момента MZ (рис.7.г) :

Участок 1 ( 0 ≤ x1 ≤ 0,4 ) MZ(х1)= Y2 x1

MZ(0) = 0 кН·м

MZ(0,4) = 3,6 кН·м

Участок 2 ( 0 ≤ x2 ≤ 0,6) MZ(х2)= Y2 (0,4 + x1) – RBy·x2

MZ(0) = 3,6

MZ(0,6) = 0,3 кН·м

Участок 3 ( 0 ≤ x3 ≤ 0,2) MZ(х3)= Y2 (1 + x3) – RBy·(0,6 + x3) - MZ1 + Y1 x3

MZ(0) = 0,04 кН·м

MZ(0,2) = 0 кН·м

## Построение эпюры изгибающих моментов в горизонтальной плоскости

Рассмотрим плоский изгиб, связанный с силами, действующими в горизонтальной плоскости (рис. 7.д). Горизонтальные реакции находятся из уравнений равновесия:

∑ Mia = 0,

My1–Z1· l2 – Z2 ∙ l1 – Raz · (l2+l3) = 0 ⇒ Raz = -2,45 кН

⇒ направление для RАy было выбрано неверно

∑ Mib = 0,

My1–Z2·(l1+l2+l3) - Rbz·(l2+l3) + Z1∙l3 = 0 ⇒Rbz = -24,75 кН

⇒ направление для RBy было выбрано неверно

Проверка: ∑ Fiz = 0, -Z1 – Rbz + Z2 + Raz = 0

15,6 –24,75 + 6,7 + 2,45 = 0

Строим эпюру изгибающих моментов MY

Участок 1 ( 0 ≤ x1 ≤ 0,4 ) My(х1)= Z2 x1

My(0) = 0 кН·м

My(0,4) = 6,24 кН·м

Участок 2 ( 0 ≤ x2 ≤ 0,6 ) My(х2)= Z2 (0,4 + x2) - RBz·x2

My(0) = 6,24

My(0,6) = 0,75 кН·м

Участок 3 ( 0 ≤ x3 ≤ 0,2) My(х3)= Z2 (1+ x3) - RBz·(0,6 + x3 ) + Z1·x3 - My1

My(0) = 0,49 кН·м

My(0,2) = 0 кН·м

## Построение эпюры суммарных изгибающих моментов

Поскольку сечение вала круглое, в нем будет происходить плоский изгиб в плоскости, перпендикулярной суммарному вектору изгибающего момента Mизг в каждом сечении вала. Определим опасное сечение, построив эпюру Mизг= . Заметим, что эта эпюра очерчена кривой на всех 3 участках (рис.7.е).

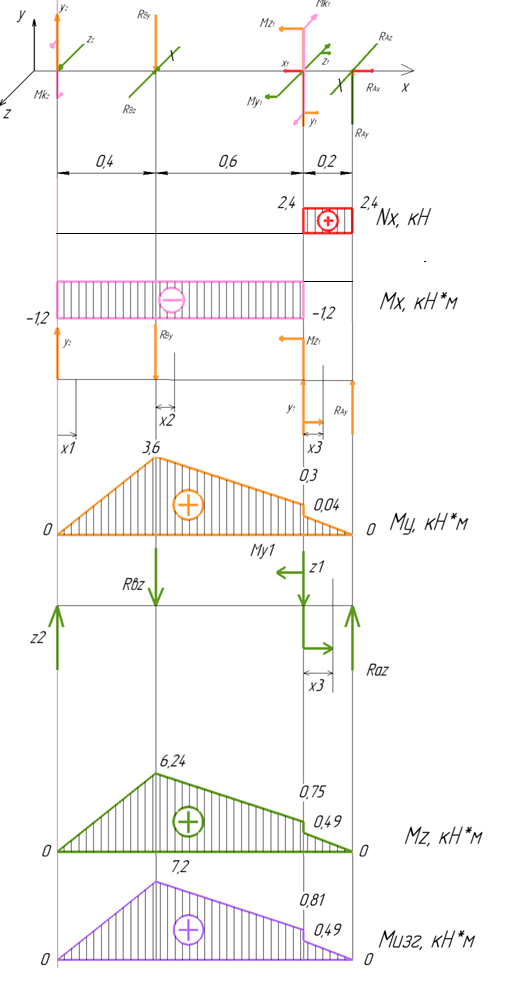
MизгC = 0 кН·м

MизгB = = 7,2 кН·м

MизгE1 = = 0,81 кН·м

MизгE2 = = 0,49 кН·м

MизгA = 0



# ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА СПЛОШНОГО ВАЛА

Сопоставляя эпюры Mх и Mизг, находим опасное сечение – это сечение 2. Внутренние усилия в нем: Nх = 2,4 кН, Mх =-1,2 кНм, MY = 3,6 кНм,

MZ = 6,24 кНм, Mизг = 7,2 кНм (рис.8).

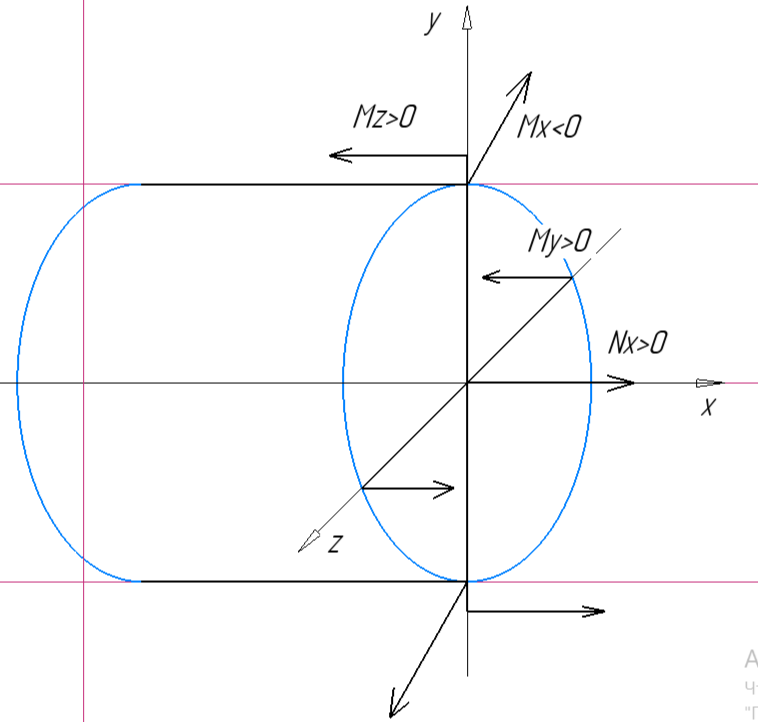


Рис.8 Внутренние силовые факторы в наиболее опасном сечении.

Первоначальный подбор сечения по 3-ей теории прочности без учета продольной силы производится по формуле:

R ≥ = 0,039 м = 39 мм

Диаметр сечения d = 2R = 78 мм, округляя его до ближайшего большего стандартного значения по ГОСТ 3478-79, принимаем d = 80 мм.

# ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮРЫ НОРМАЛЬНЫХ И КАСАТЕЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Вычислим геометрические характеристики сечения:

А= = 5·10-3 м2 - площадь

W= = 50·10-6 м3 – осевой момент сопротивления

Wр= = 101·10-6 м3- полярный момент сопротивления

Вычислим нормальные напряжения в точках B и C, наиболее удаленных от нейтральной оси (рис.4):

σB = + = 145 МПа

σС = - = -144 МПа

Касательные напряжения во всех точках контура равны:

τB = τC = τmax == -12,9 МПа

Эквивалентное напряжение в опасной точке B по третьей теории прочности составляет

σэкв= = 147,3 МПа < [σ].

Как видно, диаметр, подобранный без учета продольной силы, удовлетворяет условию прочности.

Отрезки, отсекаемые нейтральной линией по осям:

*; ;*

Нейтральная линия всегда лежит в противоположной стороне от опасной четверти.

Эпюры распределения нормальных и касательных напряжений представлены рис. 9.

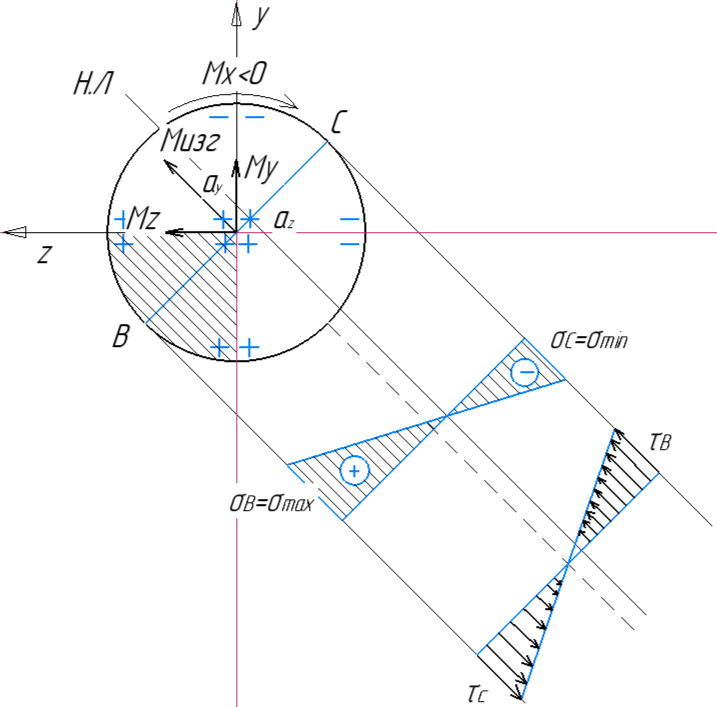


Рис.9. Эпюры нормальных и касательных напряжений.

# ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ В НАИБОЛЕЕ ОПАСНОЙ ТОЧКЕ

Рассмотрим напряженное состояние элемента материала, выделенного из боковой поверхности вала в окрестности опасной точки: σx=145 МПа,

σy = 0, τxy = -12,9 МПа. Главные напряжения вычислим по формулам:

σmax/min = = 72,5 73,6 МПа

В соответствии с правилом нумерации главных напряжений:

σ1= 146,1 МПа σ2= 0 σ3= -1,1 МПа

Положение главных площадок определяется углом :

= - = -0,18 ⇒ = 8,9°

Главные площадки и главные напряжения представлены на рис.10.

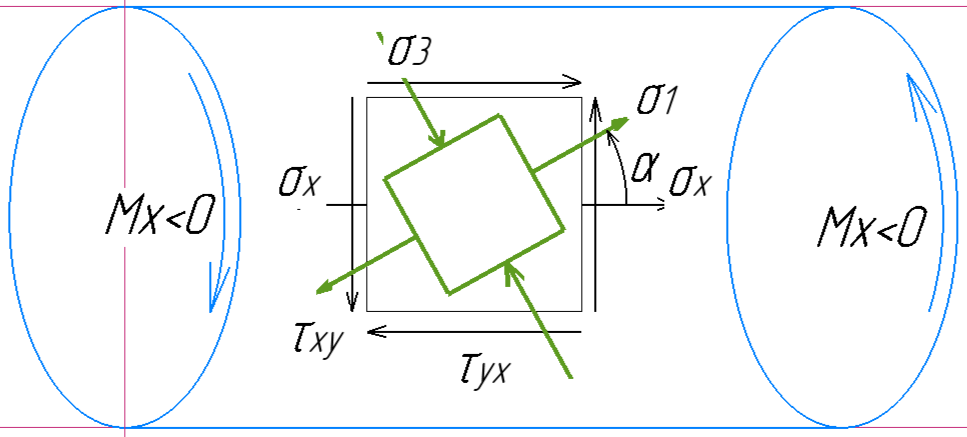


Рис.10 Главные площадки и напряжения.

# УСТАЛОСТНЫЙ РАСЧЕТ

Проведем расчет на усталостную прочность, для опасного сечения, считая заданными коэффициенты Kσ = 2,26, Kf = 0,91, Kd = 0,75, причем Kd определяется по таблице с использованием линейной интерполяции.

φ(x) = f(a)+(x+a) ∙

Kd = [60;100]

Kd(60) = 0,7, Kd(100) = 0,6 ⇒ Kd(55) = 0,75.

Среднее напряжение цикла равно нормальному напряжению от продольной силы, постоянному по всей площади сечения, амплитудное же значение напряжения связано с линейно изменяющимися по высоте сечения нормальными напряжениями от изгиба:

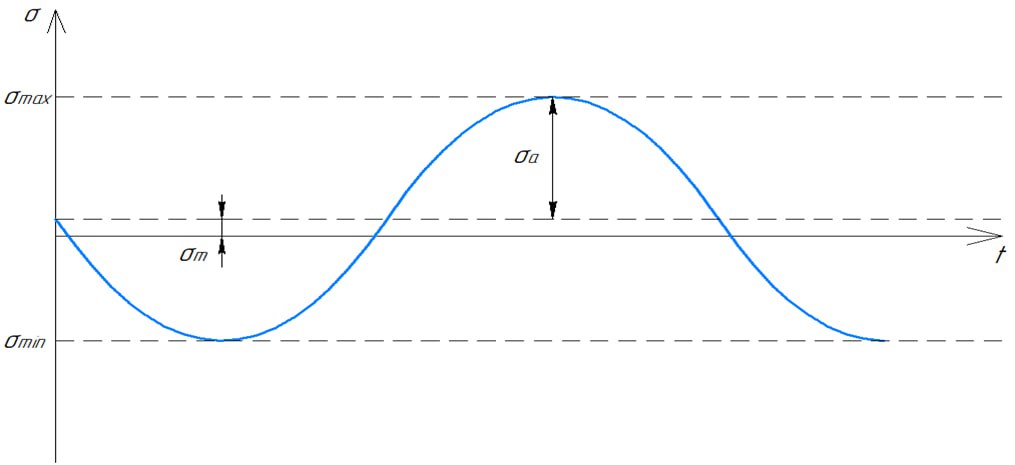
σm= = 0,48 МПа σa= = 144 МПа

Рис. 11. Амплитуда циклических напряжений

При вращении вала нормальные напряжения изменяются:

σmax= σB= 145 МПа σmin= σC= -144 МПа

Вычислим приведенную амплитуду циклических напряжений:

= σa +σ σm= = 477,1 МПа

Здесь принято соотношение пределов прочности и выносливости

σ= = 0,5

Теперь, считая предел выносливости равным σ-1=300 МПа, определим коэффициент запаса по усталостной прочности:

Sσ = = 2,1 >[S]=1,7.

# ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При выполнении курсовой работы, были определены силы давления шкивов на вал. После чего, построены эпюры: продольных сил, крутящих моментов, изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Кроме того, построена суммарная эпюра изгибающих моментов. Сопоставляя эпюры, было определенно наиболее опасное сечение вала (№3), в котором возникают следующие внутренние силовые факторы: Nx =2,4 кН, Mx = -1,2 кНм, My= 3,6 кНм, Mz = 6,24 кНм, Mизг = 7,2 кНм. Используя третью теорию прочности, был определен диаметр вала d = 80 мм из условия статической прочности. Определив геометрические характеристики поперечного сечения вала, были посчитаны и построены эпюры распределения нормальных и касательных напряжений. После этого было проведено исследование напряженного состояния наиболее опасной точки вала, определенны главные напряжения и положение главных площадок. Также, в рамках курсовой работы, был проведен усталостный расчет, который удовлетворяет условию усталостной прочности.

# Библиографический список:

1. Чернышева Н.В. Прикладная механика. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016.

2. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016.

3. Павлов П.А., Паршин Л.К., Мельников Б.Е., Шерстнев В.А. Сопротивление материалов. – СПб.: Лань, 2007.

4. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. – М.: Альянс, 2014.

5. Ицкович Г.М., Минин Л.С., Винокуров А.И. Руководство к решению задач по сопротивлению материалов. – М.: Высшая школа, 2001.