

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Металлургия и литейное производство»

**С. В. Авсейков**

## **ОБОРУДОВАНИЕ ВОЛОЧИЛЬНЫХ ЦЕХОВ**

**ПРАКТИКУМ**

**по одноименному курсу**

**для студентов специальности 1-42 01 01**

**«Металлургическое производство  
и материалобработка (по направлениям)»,**

**направления специальности 1-42 01 01-02**

**«Металлургическое производство  
и материалобработка (материалобработка)»,**

**специализации 1-42 01 01-02 01 «Обработка металлов  
давлением» дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2016

УДК 621.77(075.8)  
ББК 34.622я73  
А22

*Рекомендовано научно-методическим советом  
механико-технологического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 9 от 27.10.2015 г.)*

Рецензент: доц. каф. «Обработка материалов давлением» ГГТУ им. П. О. Сухого  
канд. техн. наук, доц. *С. Б. Сарело*

**Авсейков, С. В.**

А22 Оборудование волочильных цехов : практикум по одноим. курсу для студентов специальности 1-42 01 01 «Металлургическое производство и материалобработка (по направлениям)», направления специальности 1-42 01 01-02 «Металлургическое производство и материалобработка (материалобработка)», специализации 1-42 01 01-02 01 «Обработка металлов давлением» днев. и заоч. форм обучения / С. В. Авсейков. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2016. – 60 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Представлены теоретические сведения, методики и примеры выполнения расчетов: привода вращающейся волоки прямоточного волочильного стана, привода прямоточного волочильного стана, прочностной расчет главных валов волочильных станом со скольжением, рихтовального устройства, на прочность преформирующе-рихтовального устройства.

Для студентов специальности 1-42 01 01 «Металлургическое производство и материалобработка (по направлениям)» дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.77(075.8)  
ББК 34.622я73

© Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», 2016

## Содержание

	Стр.
1 Расчет привода вращающейся волоки прямоточного волоочильного стана	4
2 Расчет на прочность вала шпинделя стана NT-12.6	9
3 Расчет привода узла вытяжки	31
4 Расчет волокодержателя волоочильного стана со скольжением	42
5 Расчёт рихтовального устройства	48
6 Расчет на прочность преформирующе-рихтовального устройства	55
Список рекомендуемой литературы	59

## Практическая работа №1

### Расчет привода вращающейся волоки прямоточного волоочильного стана

Цель работы: рассчитать привод вращающейся волоки прямоточного  
волоочильного стана

#### Основные теоретические сведения

В связи с применением вращающейся волоки (рис.1.1) в стане 2500/2+1600/2+1250/9 возникла необходимость в анализе технической возможности ее использования. После прохода волочения с вращающейся волокой на поверхности проволоки образуется более плотный поверхностный слой смазки увеличенной толщины. Использование вращения волоки позволяет получить равномерный износ рабочей зоны канала волоки, а также улучшить подачу смазки в рабочую зону волоки. Более эффективная подача смазки совместно с эффектом вращения поверхности деформирования волоки обеспечивают снижение коэффициента трения волочения.

В соответствии с известными источниками [1] вращение волоки с угловой скоростью 3000 мин<sup>-1</sup> снижает усилие волочения на 25 %, что соответствует снижению коэффициента трения в волоке почти в два раза или на 50 %. Применяемое устройство обеспечивает вращение волоки со скоростью 120 об/мин или угловую скорость вращения  $\omega = 2 \cdot \pi \cdot 120 = 753,6$  мин<sup>-1</sup>. На этом основании можно предположить, что применяемая вращающаяся волока уменьшит коэффициент трения на следующую величину:

$$\frac{753,6 \cdot 50}{3000} = 12,56 \%$$

Поэтому принимается коэффициент контактного трения 0,06, который меньше коэффициента трения для сухой смазки 0,07 приблизительно на 12,5%. Это дает возможность увеличивать скорость волочения без дополнительного нагрева проволоки.

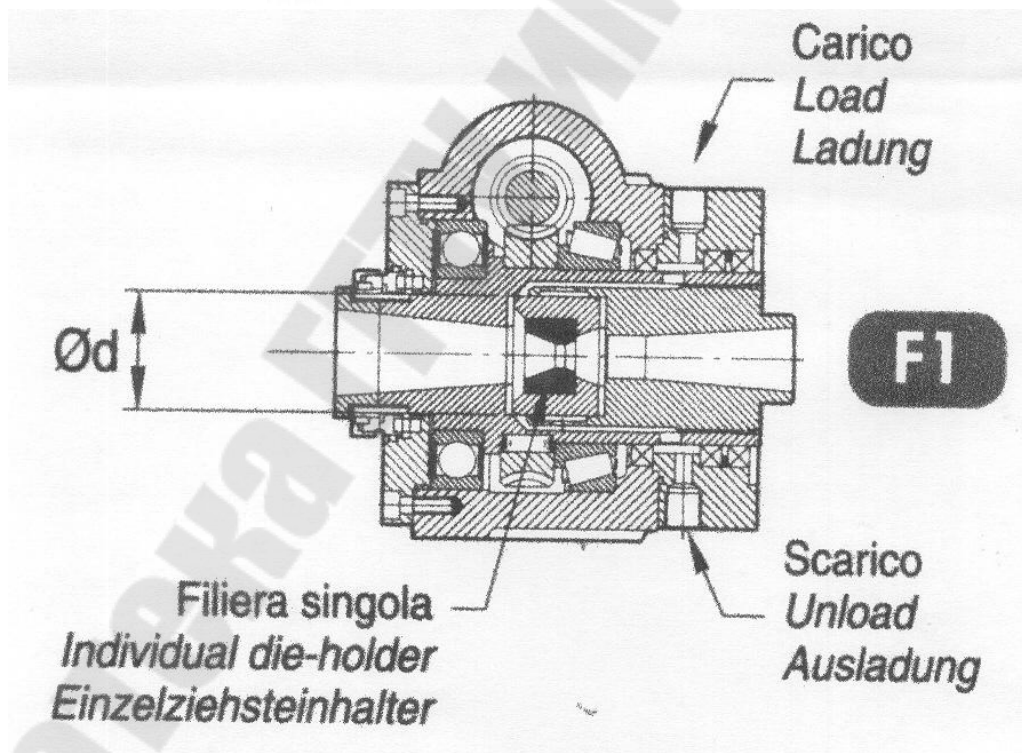
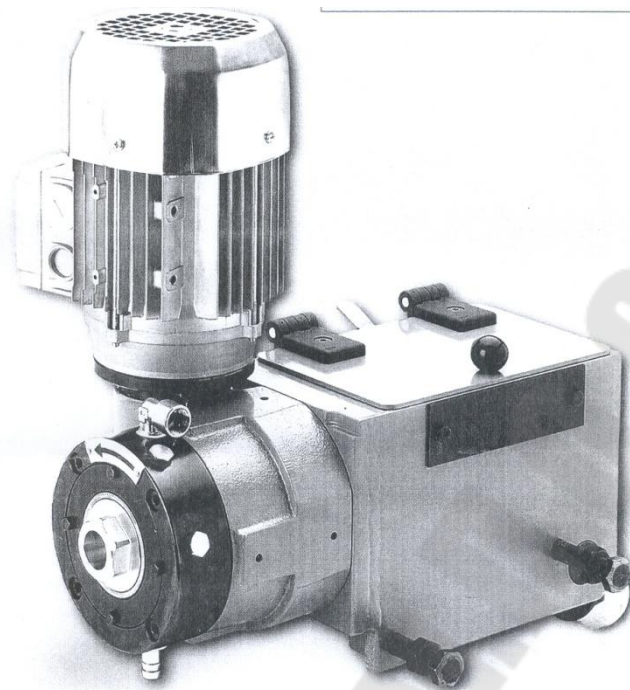


Рисунок 1.1 – Общий вид и схема вращающейся волоки

Предполагается использовать устройство для вращения волоки, состоящее из двигателя мощностью 0,37 кВт, от которого червячной передачей момент вращения передается к волокодержателю. Для проверочного расчета возможности применения данного устройства определим требуемую мощность двигателя привода вращения волоки и сравним ее с имеющейся мощностью двигателя привода волоки.

Имеющаяся мощность двигателя устройства вращения волоки должна быть больше потребной мощности.

### Практическая часть

Инженерный расчет значения потребной мощности двигателя привода устройства вращения волоки может быть выполнен по следующей зависимости:

$$N = w / \eta, \quad (1.1)$$

где  $N$  – потребная мощность, Вт;

$M$  – момент сил, обеспечивающий вращение волоки, Нм;

$w$  – угловая скорость вращения волоки, 1/с;

$\eta$  – коэффициент полезного действия привода вращения волоки с червячной передачей.

Величину  $M$  определим по зависимости:

$$M = T(d_0 + d_1) / 4, \quad (1.2)$$

где  $T$  – результирующая сила трения на контакте проволоки с рабочей зоной волоки, преодолеваемая приводом вращающейся волоки, Н;

$d_0, d_1$  – диаметры проволоки на выходе и входе из волоки, м.

Величину  $w$  определим по зависимости:

$$w = 2 \cdot \pi \cdot n, \quad (1.3)$$

где  $w$  – 1/с

$n$  – число оборотов вращения волоки, об/с.

Величину  $T$  определим из предположения о том, что вся величина контактных сил трения в волоке преодолевается усилием привода вращающейся волоки. Практически такое предположение осуществимо при вращении волоки без движения натянутой проволоки, например в начальный момент волочения проволоки на волочильном стане. Такое критическое предположение существенно завышает действительное значение  $T$ , так как большая часть

контактных сил трения в волоке при установившемся движении проволоки преодолевается приводом тяговых барабанов, создающих усилие волочения на каждой волоке. При удовлетворительном проверочном расчете с принятым завышенным значением  $T$  будет гарантированно выполняться проверочный расчет с действительным значением  $T$ , преодолеваемым усилием привода вращающейся волоки во время устойчивого движения проволоки при волочении.

Принимаемая величина  $T$  определится по зависимости:

$$T = P \cdot f / \sin(\alpha), \quad (1.4)$$

Где  $P$  – волочения во вращающуюся волоке, Н;

$f$  – коэффициент контактного трения в волоке;

$\alpha$  – полуугол конической рабочей зоны волоки.

### Пример расчета:

Пример 1. Результаты проверочного расчета для вращающейся волоки на первом переходе волочения стана грубого волочения 2500/2+1600/2+1250/9:

Исходные данные:  $n = 2$ , об/с;  $f = 0,06$ ;  $\eta = 0,85$ ;  $P = 13246$ , Н;  
 $d_0 = 5,58$ , мм;  $d_1 = 4,79$ , мм;  $\alpha = 5^\circ$ ;  $\eta = 0,8$ ;

Расчетные данные:

$$T = P \cdot f / \sin(\alpha) = 13246 \cdot 0,06 / \sin(5^\circ) = 4101, \text{ Н}$$

$$w = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 2 = 12,56, \text{ 1/с}$$

$$M = T \cdot (d_0 + d_1) / 4 = 4101 \cdot (5,58 + 4,79) / 4 = 3,49, \text{ Нм}$$

$$N = M \cdot w / \eta = 3,49 \cdot 12,56 / 0,8 = 54,793, \text{ Вт}$$

Пример 2. Результаты проверочного расчета для вращающейся волоки на последнем тринадцатом переходе волочения волочильного стана грубого волочения 2500/2+1600/2+1250/9:

Исходные данные:  $n = 2$ , об/с;  $f = 0,06$ ;  $\eta = 0,85$ ;  $P = 1961$ , Н;  
 $d_0 = 1,469$ , мм;  $d_1 = 1,36$ , мм;  $\alpha = 6^\circ$ ;  $\eta = 0,8$ ;

Расчетные данные:

$$T = P \cdot f / \sin(\alpha) \cdot 0,06 / \sin(5^\circ) = 862,7, \text{ Н}$$

$$w = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 2 = 12,56, \text{ 1/с;}$$

$$M = T \cdot (d_0 + d_1) / 4 = 862,7 \cdot (0,001469 + 0,00136) / 4 = 0,61, \text{ Нм}$$

$$N = M \cdot w / \eta = 0,61 \cdot 12,56 / 0,8 = 9,577, \text{ Вт}$$

Значения полученных значений потребной мощности двигателя привода вращающейся волоки  $N$  меньше имеющейся мощности двигателя привода 44 кВт, поэтому предлагаемое устройство для вращения волоки удовлетворяет разработанным технологическим режимам волочения.



## Практическая работа №2. Расчет на прочность вала шпинделя стана NT-12.6

Цель работы: рассчитать на прочность вал шпинделя №2 стана NT-12.6.

### Основные теоретические сведения

Из практики работы тонкого волочения известно, что наиболее часто на станах NT-12.6 происходит поломка вала шпинделя №2. Поэтому проверка прочности механизмов стана производится по данному валу.

### Практическая часть

Первоначально для определения усилий, действующих на вал, необходимо произвести расчет ременных передач привода валов №4-2 и №2-1. Расчет производится по следующей схеме.

#### 2.1 Расчет ременных передач

Определяются диаметры делительных окружностей шкивов  $d$ , мм:

$$d = z \times m, \quad (2.1)$$

где  $z$  – число зубьев шкива;  
 $m$  – модуль ремня, мм:

$$m = \frac{t}{\pi}, \quad (2.2)$$

где  $t$  – шаг зубьев, мм.

Если неизвестно число зубьев ремня и его длина, то они определяются по формулам:

$$z_p = \frac{\left( \left( \frac{a}{k \times t} \right) \left( z_1 + z_2 \right) \right)}{2}, \quad (2.3)$$

где  $z_p$  – число зубьев ремня;

$a$  – межосевое расстояние, мм;  
 $k$  – коэффициент, учитывающий разность числа зубьев;  
 $z_1$  – число зубьев ведущего шкива;  
 $z_2$  – число зубьев ведомого шкива.

$$L = z_p \times t, \quad (2.4)$$

где  $L$  – длина ремня, мм.

Определяется передаточное число  $u$ :

$$u = \frac{z_2}{z_1}, \quad (2.5)$$

Определяется окружная скорость ремня  $V$ , м/с:

$$V = \frac{n_1 \times d_1 \times \pi}{60 \times 10^3}, \quad (2.6)$$

где  $n_1$  – частота вращения ведущего вала, об/мин;  
 $d_1$  – диаметр делительной окружности ведущего шкива, мм.  
 Угол обхвата ремнем ведущего шкива  $\alpha, ^\circ$ :

$$\alpha = 180^\circ - 57^\circ \times \frac{d_2 - d_1}{a}, \quad (2.7)$$

где  $d_2$  – диаметр ведомого шкива, мм.

Число зубьев на дуге обхвата  $z_{01}$ :

$$z_{01} = z_1 \times \frac{\alpha}{360^\circ}, \quad (2.8)$$

Мощность, передаваемая ремнем  $N_p$ , кВт:

$$N_p = \frac{N_n}{\eta_p \times \eta_{пк}}, \quad (2.9)$$

где  $N_n$  – мощность, потребляемая ведомым валом, кВт;

$\eta_p$  – КПД зубчато-ременной передачи;  
 $\eta_{нк}$  – КПД пары подшипников качения.

Необходимая ширина ремня  $B$ , мм:

$$B = \frac{N_p \times k_t}{N_t \times z_{01}}, \quad (2.10)$$

где  $N_t$  – мощность, передаваемая одним зубом ремня шириной 1 мм в стандартном режиме, кВт/мм;

$k_t$  – уточняющий коэффициент, определяющийся по формуле:

$$k_t = k_1 + k_2 + k_3, \quad (2.11)$$

где  $k_1$  – коэффициент, учитывающий тип двигателя;

$k_2$  – коэффициент, учитывающий тип рабочей машины;

$k_3$  – коэффициент, учитывающий передаточное число.

Крутящий момент  $T$  (Н · м), передаваемый ремнем:

$$T = 9,55 \times 10^3 \times \frac{N_p}{n_1}, \quad (2.12)$$

Окружная сила  $F_t$  (Н), передаваемая ремнем:

$$F_t = 2 \times 10^3 \times \frac{T}{d_1}, \quad (2.13)$$

Сила  $F$  (Н), нагружающая вал передачи:

$$F = 1,1 \times F_t, \quad (2.14)$$

### Пример расчета

Пример 1. Производится расчет ременной передачи привода вала шпинделя №1. Исходные данные:

- межосевое расстояние  $a = 440$  мм;
- число зубьев шкивов  $z_1 = 54$  и  $z_2 = 61$ ;

- шаг ремня  $t = 8$  мм;
- частота вращения ведущего вала  $n_1 = 121,085$  об/мин;
- коэффициенты  $k = 0,25$ ,  $k_1 = 0,25$ ,  $k_2 = 1,4$  и  $k_3 = 0$ ;
- КПД зубчато-ременной передачи  $\eta_p = 0,98$ ;
- КПД пары подшипников качения  $\eta_{пк} = 0,99$ .

По формуле (56) определяется модуль ремня:

$$m = \frac{8}{3,14} = 2,5465 \text{ мм}$$

Определяются диаметры делительных окружностей шкивов:

$$d_1 = 54 \times 2,5465 = 137,51 \text{ мм}$$

$$d_2 = 61 \times 2,5465 = 155,335 \text{ мм}$$

Определяется число зубьев ремня:

$$z_p = \frac{\left( \left( \frac{440}{0,25 \times 8} \right) + (54 + 61) \right)}{2} = 167,5$$

Принимается  $z_p = 168$ .

Определяется длина ремня:

$$L = 168 \times 8 = 1344 \text{ мм}$$

Определяется передаточное число передачи:

$$u = \frac{61}{54} = 1,1296$$

Определяется окружная скорость ремня:

$$v = \frac{121,085 \times 137,51 \times 3,14}{60 \times 10^3} = 0,872 \text{ м/с}$$

Определяется угол обхвата ремнем ведущего шкива:

$$\alpha = 180^\circ - 57^\circ \times \frac{(155,335 - 137,51)}{440} = 177,691^\circ$$

Определяется число зубьев на дуге обхвата:

$$z_{01} = 54 \times \frac{177,691}{360^\circ} = 26,654$$

Мощность  $N_n$ , потребляемая ведомым валом, определяется как сумма мощностей привода контрприводных шайб №1-9:

$$N_n = \sum_{i=1}^9 N_{ki}, \quad (2.15)$$

$$N_n = 0,144 \text{ кВт}$$

Определяется мощность, передаваемая ремнем:

$$N_p = \frac{0,144}{0,98 \times 0,99} = 0,148 \text{ кВт}$$

Определяется уточняющий коэффициент для расчета ширины ремня:

$$k_t = 0,25 + 1,4 + 0 = 1,65$$

Определяется необходимая минимальная ширина ремня:  
 $N_t = 0,005 \text{ кВт/мм}$  – определяется по номограмме.

$$B = \frac{0,148 \times 1,65}{0,005 \times 26,654} = 1,838 \text{ мм}$$

Определяется крутящий момент, передаваемый ремнем:

$$T = 9,55 \times 10^3 \times \frac{0,148}{121,085} = 11,706 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Определяется окружная сила, передаваемая ремнем:

$$F_t = 2 \times 10^3 \times \frac{11,706}{137,51} = 170,259 \text{ Н}$$

Определяется сила, нагружающая вал передачи:

$$F = 1,1 \times 170,259 = 187,285 \text{ Н}$$

Пример №2. Производится расчет ременной передачи привода вала шпинделя №2. Исходные данные:

- межосевое расстояние  $a = 334 \text{ мм}$ ;
- число зубьев шкивов  $z_1 = 46$  и  $z_2 = 138$ ;
- шаг ремня  $t = 8 \text{ мм}$ ;
- частота вращения ведущего вала  $n_1 = 362,491 \text{ об/мин}$ ;
- коэффициенты  $k = 0,25$ ,  $k_1 = 0,25$ ,  $k_2 = 1,4$  и  $k_3 = 0$ ;
- КПД зубчато-ременной передачи  $\eta_p = 0,98$ ;
- КПД пары подшипников качения  $\eta_{пк} = 0,99$ ;
- длина ремня  $L = 1440 \text{ мм}$

По формуле (56) определяется модуль ремня:

$$m = \frac{8}{3,14} = 2,5465 \text{ мм}$$

Определяются диаметры делительных окружностей шкивов:

$$d_1 = 46 \times 2,5465 = 117,138 \text{ мм}$$

$$d_2 = 138 \times 2,5465 = 351,414 \text{ мм}$$

Определяется передаточное число передачи:

$$u = \frac{138}{46} = 3$$

Определяется окружная скорость ремня:

$$V = \frac{362,491 \times 117,138 \times 3,14}{60 \times 10^3} = 2,223 \text{ м/с}$$

Определяется угол обхвата ремнем ведущего шкива:

$$\alpha = 180^\circ - 57^\circ \times \frac{(351,414 - 117,138)}{334} = 140,019^\circ$$

Определяется число зубьев на дуге обхвата:

$$z_{01} = 46 \times \frac{140,019}{360^\circ} = 17,891$$

Мощность  $N_n$ , потребляемая ведомым валом, определяется как мощность, передаваемая на вал №1 + сумма мощностей волочения на переходах №1-9:

$$N_n = N_{n1} + \sum_{i=1}^9 N_i, \quad (2.16)$$

Определяется мощность, передаваемая ремнем:

$$N_p = \frac{5,632}{0,98 \times 0,99} = 5,81 \text{ кВт}$$

Определяется уточняющий коэффициент для расчета ширины ремня:

$$k_t = 0,25 + 1,4 + 0 = 1,65$$

Определяется необходимая минимальная ширина ремня:  
 $N_t = 0,02 \text{ кВт/мм}$  – определяется по номограмме.

$$B = \frac{5,81 \times 1,65}{0,02 \times 17,891} = 26,789 \text{ мм}$$

Определяется крутящий момент, передаваемый ремнем:

$$T = 9,55 \times 10^3 \times \frac{5,81}{362,491} = 153,055 \text{ Н м}$$

Определяется окружная сила, передаваемая ремнем:

$$F_t = 2 \times 10^3 \times \frac{153,055}{117,138} = 2613,245 \text{ Н}$$

Определяется сила, нагружающая вал передачи:

$$F = 1,1 \times 2613,245 = 2874,57 \text{ Н}$$

## 2.2 Расчет вала на статическую и усталостную прочность

Для расчета необходимо определить силы, действующие на вал.

На рисунке 2.1 схематично показан вал – линия ABCDE. Точки на этой линии обозначают:

- точка А – позиция посадки ведомого шкива ременной передачи 4-2, точка приложения силы  $F_{p1}$  и крутящего момента  $M_{к1}$  от этой передачи;
- точка В – позиция посадки ведущего шкива ременной передачи 2-1, точка приложения силы  $F_{p2}$  и крутящего момента  $M_{к2}$  от этой передачи;

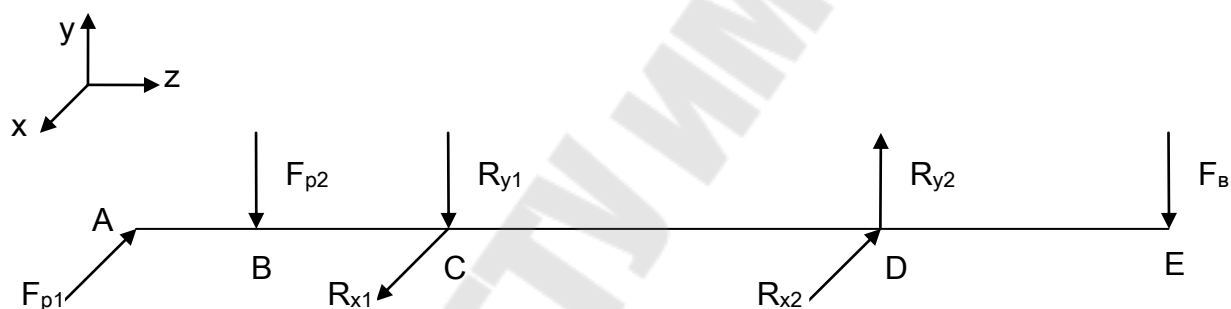


Рисунок 2.1 – Схема нагружения вала

- точка С – позиция опоры подшипникового узла №1 (2 подшипника типа 26211К), точка возникновения сил реакции  $R_{x1}$  и  $R_{y1}$ ;
- точка D – позиция опоры подшипникового узла №2 (1 подшипник типа 32509), точка возникновения сил реакции  $R_{x2}$  и  $R_{y2}$ ;
- точка Е – позиция посадки волоочильного конуса, точка приложения силы  $F_B$  и момента  $M_{кв}$ .

Расстояния между точками определяются конструктивными особенностями вала и составляют:

$$AB = 42 \text{ мм};$$

$$BC = 114 \text{ мм};$$

$$CD = 257,5 \text{ мм};$$

$$DE = 162,5 \text{ мм}.$$

Сила  $F_B$  определяется по формуле:

$$F_B = 1,1 \times \sum_{i=1}^9 P_i, \quad (2.17)$$



где  $P_i$  – усилие волочения, Н.

$$F_B = 1,1 \times 7404,155 = 8144,57 \text{ Н}$$

Остальные силы, а также крутящие моменты берутся из расчета ременных передач:

$$F_{p1} = 2874,57 \text{ Н};$$

$$F_{p2} = 187,285 \text{ Н};$$

$$M_{к1} = 153,055 \text{ Н};$$

$$M_{к2} = 11,706 \text{ Н}.$$

$$M_{кв} = M_{к1} - M_{к2} = 153,055 - 11,706 = 141,349 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Определяются реакции опор:

- в плоскости ОХ:

Согласно условию равновесия тел сумма изгибающих моментов относительно точки опоры должна быть равна нулю:

Относительно точки С:

$$\Sigma M_C = 0$$

$$F_{p1} \times (AB + BC) - R_{x2} \times CD = 0$$

$$R_{x2} = \frac{F_{p1} \times (AB + BC)}{CD} = \frac{2874,57 \times (42 + 114)}{257,5} = 1741,487 \text{ Н}$$

Относительно точки D:

$$\Sigma M_D = 0$$

$$F_{p1} \times (AB + BC + CD) - R_{x1} \times CD = 0$$

$$R_{x1} = \frac{F_{p1} \times (AB + BC + CD)}{CD} = \frac{2874,57 \times (42 + 114 + 257,5)}{257,5} = 4616,057 \text{ Н}$$

Выполняется проверка (сумма сил должна быть равна нулю):

$$\Sigma F = -F_{p1} + R_{x1} - R_{x2} = -2874,57 + 4616,057 - 1741,487 = 0$$

- в плоскости OY:
- Относительно точки C:

$$\Sigma M_C = 0$$

$$F_{p2} \times BC + R_{y2} \times CD - F_B \times (CD + DE) = 0$$

$$R_{y2} = \frac{F_B \times (CD + DE) - F_{p2} \times BC}{CD} = \frac{8144,57 \times (257,5 + 162,5) - 187,285 \times 114}{257,5} = 13201,433$$

H

Относительно точки D:

$$\Sigma M_D = 0$$

$$F_{p2} \times (BC + CD) + R_{y1} \times CD - F_B \times DE = 0$$

$$R_{y1} = \frac{F_B \times DE - F_{p2} \times (BC + CD)}{CD} = \frac{8144,57 \times 162,5 - 187,285 \times (114 + 257,5)}{257,5} = 4869,578$$

H

Выполняется проверка:

$$\Sigma F = -F_{p2} - R_{y1} + R_{y2} - F_B = 0$$

Определяются крутящие моменты:

$$M_{кА} = -M_{к1} = -153,055 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{кВ} = -M_{к1} + M_{к2} = -153,055 + 11,706 = -141,349 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{кС} = M_{кВ} = -141,349 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{кD} = M_{кВ} = -141,349 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{кE} = -M_{к1} + M_{к2} + M_{кВ} = -153,055 + 11,706 + 141,349 = 0$$

Определяются изгибающие моменты:

- в плоскости OX:

$$M_{xA} = 0$$

$$M_{xB} = -F_{p1} \times AB \times 10^{-3} = -2874,57 \times 42 \times 10^{-3} = -120,732 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{xC} = -F_{p1} \times (AB + BC) \times 10^{-3} = -2874,57 \times (42 + 114) \times 10^{-3} = -448,433 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{xD} = (-F_{p1} \times (AB + BC + CD) + R_{x1} \times CD) \times 10^{-3} = (-2874,57 \times (42 + 114 + 257,5) + 4616,057 \times 257,5) \times 10^{-3} = 0$$

$$M_{xE} = 0$$

- в плоскости OX:

$$M_{yA} = 0$$

$$M_{yB} = 0$$

$$M_{yC} = -F_{p2} \times BC \times 10^{-3} = -187,285 \times 114 \times 10^{-3} = -21,35 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{yD} = (-F_{p2} \times (BC + CD) - R_{y1} \times CD) \times 10^{-3} = (-187,285 \times (114 + 257,5) - 4869,578 \times 257,5) \times 10^{-3} = -1323,493 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{yE} = (-F_{p2} \times (BC + CD + DE) - R_{y1} \times (CD + DE) + R_{y2} \times DE) \times 10^{-3} = (-187,285 \times (114 + 257,5 + 162,5) - 4869,578 \times (257,5 + 162,5) + 13201,433 \times 162,5) \times 10^{-3} = 0$$

- суммарные изгибающие моменты  $M_{\Sigma}$ :

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}, \quad (2.18)$$

$$M_{\Sigma A} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0$$

$$M_{\Sigma B} = \sqrt{(-120,732)^2 + 0^2} = 120,732 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\Sigma C} = \sqrt{(-448,433)^2 + (-21,35)^2} = 448,941 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\Sigma D} = \sqrt{0^2 + (-1323,493)^2} = 1323,493 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\Sigma E} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0$$

Определяются эквивалентные моменты  $M_{\text{экв}}$ :

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + M_K^2}, \quad (2.19)$$

$$M_{\text{эквA}} = \sqrt{0^2 + (-153,055)^2} = 153,055 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{эквB1}} = \sqrt{120,732^2 + (-153,055)^2} = 194,941 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{эквB2}} = \sqrt{120,732^2 + (-141,349)^2} = 185,892 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{эквC}} = \sqrt{448,941^2 + (-141,349)^2} = 470,667 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{эквD}} = \sqrt{1323,493^2 + (-141,349)^2} = 1331,02 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{эквE}} = \sqrt{0^2 + (-141,349)^2} = 141,349$$

Производится построение эпюр крутящих и изгибающих моментов (рисунок 2.1).

Очевидно, что наиболее опасными являются сечение вала в точке D (подшипниковая опора №2), а также сечение в точке перехода конца вала в шейку, ослабленное галтелью (на расстоянии 73,5 мм правее точки D на схеме).

### Пример расчета

Пример 1. Производится расчет сечения вала в точке D на статическую прочность.

Вал изготовлен из стали марки 45Х улучшенной, имеющей следующие характеристики:

- предел прочности  $\sigma_b = 1030 \text{ Н/мм}^2$ ;
- предел текучести  $\sigma_T = 830 \text{ Н/мм}^2$ ;
- предельное напряжение растяжения  $[\sigma_p] = 350 \text{ Н/мм}^2$ ;
- предел выносливости по нормальным напряжениям  $\sigma_{-1} = 610 \text{ Н/мм}^2$ ;
- предел выносливости по касательным напряжениям  $\tau_{-1} = 280 \text{ Н/мм}^2$ .

Изгибающий момент в этом сечении составляет 1323,493 Н · м, крутящий 141,349 Н · м, эквивалентный 1331,02 Н · м. Диаметр вала  $d = 45$  мм.

Определяется осевой момент сопротивления изгибу  $W_x$ , мм<sup>3</sup>:

$$W_x = \frac{\pi \times d^3}{32}, \quad (2.20)$$

где  $d$  – диаметр вала, мм.

$$W_x = \frac{3,14 \times 45^3}{32} = 8946,176 \text{ мм}^3$$

Определяется прочность сечения по условию Сен-Венана:

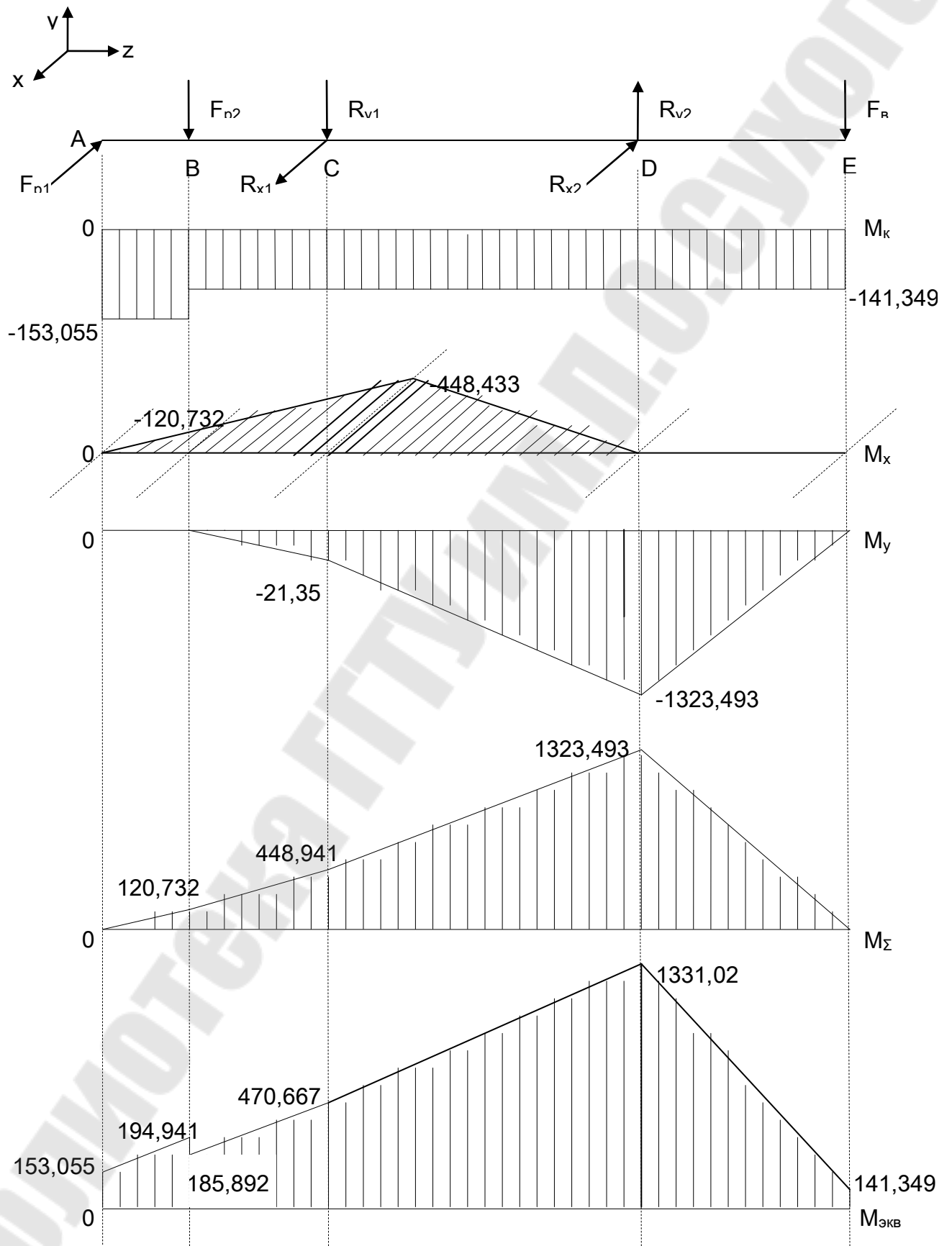


Рисунок 2.2 – Эпюры моментов

$$\sigma = \frac{M_{\text{экр}} \times 10^3}{W_x} \leq [\sigma_p], \quad (2.21)$$

где  $\sigma$  – действующее на сечение напряжение, Н/мм<sup>2</sup>.

$$\sigma = \frac{1331,02 \times 10^3}{8946,176} = 148,781 \text{ Н/мм}^2$$

Расчет сечения D на усталостную прочность.

Определяется напряжение цикла изменения напряжений изгиба  $\sigma_a$ , Н/мм<sup>2</sup>:

$$\sigma_a = \frac{M_{\Sigma} \times 10^3}{W_x}, \quad (2.22)$$

$$\sigma_a = \frac{1323,493 \times 10^3}{8946,176} = 147,939 \text{ Н/мм}^2$$

Определяется коэффициент запаса прочности вала по нормальным напряжениям  $s_{\sigma}$ :

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \times k_{\sigma d}}, \quad (2.23)$$

где  $k_{\sigma d}$  – коэффициент снижения предела выносливости при изгибе:

$$k_{\sigma d} = \left( \frac{k_{\sigma} + \frac{1}{k_F} - 1 \right) \times \frac{1}{k_v}, \quad (2.24)$$

где  $k_{\sigma}$  – коэффициент концентрации напряжений по изгибу;

$k_d$  – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;

$k_F$  – коэффициент влияния параметров шероховатости поверхности;

$k_v$  – коэффициент влияния поверхностного упрочнения.

Для данного сечения коэффициенты составят:

$$k_{\sigma} = 1; k_d = 0,75; k_F = 0,9; k_v = 1,7$$

$$k_{\sigma d} = \left( \frac{1}{0,75} + \frac{1}{0,9} - 1 \right) \times \frac{1}{1,7} = 0,85$$

$$s_{\sigma} = \frac{610}{147,939 \times 0,85} = 4,853$$

Определяется коэффициент запаса по касательным напряжениям  $s_{\tau}$ :

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \times k_{\tau d} + \psi_{\tau} \times \tau_m}, \quad (2.25)$$

где  $\tau_a$  – амплитуда цикла напряжений кручения, Н/мм<sup>2</sup>;

$k_{\tau d}$  – коэффициент снижения предела выносливости при кручении;

$\psi_{\tau}$  – коэффициент, характеризующий чувствительность материала вала к асимметрии цикла изменения напряжений;

$\tau_m$  – постоянная составляющая напряжений кручения, Н/мм<sup>2</sup>

$$\tau_a = \tau_m = \frac{M_k \times 10^3}{2 \times W_p}, \quad (2.26)$$

где  $W_p$  – момент сопротивления кручению, мм<sup>3</sup>:

$$W_p = \frac{\pi \times d^3}{16}, \quad (2.27)$$

$$k_{\tau d} \neq \left( \frac{k_{\tau}}{k_d} + \frac{1}{k_F} - 1 \right) \times \frac{1}{k_v}, \quad (2.28)$$

где  $k_{\tau}$  – коэффициент концентрации напряжений по кручению.

$k_{\tau} = 1$ ;  $\psi_{\tau} = 0,10$

$$k_{\tau d} = \left( \frac{1}{0,75} + \frac{1}{0,9} - 1 \right) \times \frac{1}{1,7} = 0,85$$

$$W_p = \frac{3,14 \times 45^3}{16} = 17892,352 \text{ мм}^3$$



$$\tau_a = \tau_m = \frac{141,349 \times 10^3}{2 \times 17892,352} = 3,95 \text{ Н/мм}^2$$

$$s_\tau = \frac{280}{3,95 \times 0,85 + 0,10 \times 3,95} = 74,643$$

Определяется общий запас сопротивления усталости  $s$ :

$$s = \frac{s_\sigma \times s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq s_{min} \quad , \quad (2.29)$$

где  $s_{min}$  – минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности.

$$s_{min} = 1,5$$

$$s = \frac{4,853 \times 74,643}{\sqrt{4,853^2 + 74,643^2}} = 4,843$$

Производится расчет сечения вала в точке перехода конца вала в шейку на статическую прочность.

Изгибающий момент в этом сечении составляет:

$$M_\Sigma = |M_{yи}| \quad , \quad \text{так как } M_{xи} = 0$$

$$M_{yи} = (-F_{p2} \times (BC + CD + 73,5) - R_{y1} \times (CD + 73,5) + R_{y2} \times 73,5) \times 10^{-3} = (-187,285 \times (114 + 257,5 + 73,5) - 4869,578 \times (257,5 + 73,5) + 13201,433 \times 73,5) \times 10^{-3} = -724,867 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_\Sigma = 724,867 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Крутящий момент  $141,349 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , эквивалентный по формуле:

$$M_{э\text{кв}} = \sqrt{724,867^2 + 141,349^2} = 738,52 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Диаметр вала  $d = 35 \text{ мм}$ . Концентратор напряжения – галтель.

Определяется осевой момент сопротивления изгибу по формуле:

$$W_x = \frac{3,14 \times 35^3}{32} = 4209,243 \text{ мм}^3$$

Определяется прочность сечения по условию Сен-Венана по формуле:

$$\sigma = \frac{738,52 \times 10^3}{4209,243} = 175,452 \text{ Н/мм}^2$$

Расчет сечения вала в точке перехода конца вала в шейку на усталостную прочность.

Определяется напряжение цикла изменения напряжений изгиба по формуле:

$$\sigma_a = \frac{724,867 \times 10^3}{4209,243} = 172,208 \text{ Н/мм}^2$$

Определяется коэффициент снижения предела выносливости при изгибе по формуле:

$$k_\sigma = 2; k_d = 0,65; k_F = 0,9; k_v = 1,7$$

$$k_{\sigma d} = \left( \frac{2}{0,65} + \frac{1}{0,9} - 1 \right) \times \frac{1}{1,7} = 1,875$$

Определяется коэффициент запаса прочности вала по нормальным напряжениям по формуле:

$$s_\sigma = \frac{610}{172,208 \times 1,875} = 1,889$$

Определяется момент сопротивления кручению по формуле:

$$W_p = \frac{3,14 \times 35^3}{16} = 8418,487 \text{ мм}^3$$

Определяется амплитуда цикла и постоянная составляющая напряжений кручения по формуле:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{141,349 \times 10^3}{2 \times 8418,487} = 8,395 \text{ Н/мм}^2$$

Определяется коэффициент снижения предела выносливости при кручении по формуле:

$$k_{\tau} = 1,53$$

$$k_{\tau d} = \left( \frac{1,53}{0,65} + \frac{1}{0,9} - 1 \right) \times \frac{1}{1,7} = 1,45$$

Определяется коэффициент запаса по касательным напряжениям по формуле:

$$\psi_{\tau} = 0,10$$

$$s_{\tau} = \frac{280}{8,395 \times 1,45 + 0,10 \times 8,395} = 21,518$$

Определяется общий запас сопротивления усталости по формуле:

$$s = \frac{1,889 \times 21,518}{\sqrt{1,889^2 + 21,518^2}} = 1,882$$

### 2.3 Расчет подшипников вала

Наиболее нагруженным является подшипник узла №2. В этом узле применяется подшипник типа 32509, имеющий следующие характеристики:

- внутренний диаметр  $d = 45$  мм;
- наружный диаметр  $D = 85$  мм;
- ширина  $B = 23$  мм;
- базовая грузоподъемность  $C = 59,4$  кН;
- базовая долговечность  $L_h = 10500$  часов.

Определяется эквивалентная динамическая нагрузка  $R_e$ , Н:

$$R_e = V \times \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \times k_d \times k_t, \quad (2.30)$$

где  $V$  – коэффициент вращения;

$k_d$  – коэффициент, учитывающий динамичность внешней нагрузки;

$k_t$  – коэффициент, учитывающий влияние температуры подшипникового узла.

$V = 1,0$ ;  $k_d = 1,1$ ;  $k_t = 1,0$

$$R_e = 1,0 \times \sqrt{1741,487^2 + 13201,433^2} \times 1,1 \times 1,0 = 14647,383 \text{ Н}$$

Определяется расчетная динамическая грузоподъемность  $C_p$ , Н:

$$C_p = R_e \times \sqrt[3]{60 \times n \times \frac{L_h}{10^6}} \leq C, \quad (2.31)$$

где  $p$  – коэффициент;

$n$  – частота вращения вала, об/мин.

Для роликоподшипников  $p = 3,33$

$$C_p = 14647,383 \times \sqrt[3]{60 \times 121,085 \times \frac{10500}{10^6}} = 53833,746 \text{ Н}$$

Определяется расчетная долговечность  $L_{hp}$ , часов:

$$L_{hp} = \frac{10^6}{60 \times n} \times \left( \frac{C}{R_e} \right)^p \geq L_h, \quad (2.32)$$

$$L_{hp} = \frac{10^6}{60 \times 121,085} \times \left( \frac{59400}{14647,383} \right)^{3,33} = 14570,899 \text{ часов}$$

Так как  $C_p < C$  и  $L_{hp} > L_h$  то данный подшипник является пригодным.

В подшипниковом узле №1 установлены два подшипника типа 26211К. Их характеристики:

- внутренний диаметр  $d = 55$  мм;
- наружный диаметр  $D = 100$  мм;
- ширина  $B = 21$  мм;
- базовая грузоподъемность  $C = 46,3$  кН;
- базовая долговечность  $L_h = 10500$  часов.

Определяется эквивалентная динамическая нагрузка по формуле:

$$R_e = 1,0 \times \sqrt{4616,057^2 + 4869,578^2} \times 1,1 \times 1,0 = 7380,727 \text{ Н}$$

Определяется расчетная динамическая грузоподъемность на оба подшипника по формуле:

для шарикоподшипников  $p = 3$

$$C_p = 7380,727 \times \sqrt[3]{60 \times 121,085 \times \frac{10500}{10^6}} = 31302,29 \text{ Н}$$

на каждый из подшипников:

$$31302,29 / 2 = 15651,145 \text{ Н}$$

Определяется расчетная долговечность по формуле:

$$L_{hp} = \frac{10^6}{60 \times 121,085} \times \left( \frac{46300}{7380,727} \right)^3 = 33978,48 \text{ часов}$$

Так как подшипника в узле два, то:

$$L_{hp} = 33978,48 \times 2 = 67956,96 \text{ часов}$$

Данные подшипники являются пригодными.

#### 2.4 Расчет шпоночных соединений

На валу применяется два шпоночных соединения:

- соединение вала с волоочильным конусом призматической шпонкой  $10 \times 8 \times 100$  ГОСТ 23360-78 ( $t_1 = 5$  мм);
- соединение вала со шкивами ременных передач призматической шпонкой  $16 \times 10 \times 125$  ГОСТ 23360-78 ( $t_2 = 6$  мм).

Материал шпонок – сталь 45 нормализованная (допускаемое напряжение смятия  $[\sigma_{см}] = 110 \text{ Н/мм}^2$ ).

Определяется напряжение смятия  $\sigma_{см}$ ,  $\text{Н/мм}^2$ :

$$\sigma_{см} = \frac{2 \times M_k}{d \times (l - b) \times (h - t_1)} \leq [\sigma_{см}], \quad (2.33)$$

где  $M_k$  – крутящий момент на валу,  $\text{Н} \cdot \text{м}$ ;

$d$  – диаметр вала, мм;  
 $l$  – длина шпонки, мм;  
 $b$  – ширина шпонки, мм;  
 $h$  – высота шпонки, мм;  
 $t_1$  – глубина шпоночного паза на валу, мм.

Для первого соединения:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \times 141,349}{35 \times (100 - 10) \times (8 - 5,5)} = 29,915 \text{ Н/мм}^2$$

Для второго соединения:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \times 153,055}{45 \times (125 - 16) \times (10 - 6)} = 15,602 \text{ Н/мм}^2$$

Данные шпонки являются пригодными.

Расчеты показывают, что узлы волочильного стана НТ-12.6 после модернизации способны выдержать нагрузки при заданных параметрах деформации.

### Практическая работа №3. Расчет привода узла вытяжки

Цель работы: рассчитать провод узла вытяжки волочильного стана

#### Основные теоретические сведения

Узел вытяжки предназначен для протягивания проволоки через волоку с узла размотки.

Узел состоит из двух барабанов: один приводной вытяжной, а другой холостой с ребордами. Барабаны служат для подачи проволоки с необходимым усилием, задаваемым волочением. Проволока на оба барабана наматывается в несколько витков, таким образом, создается трение проволоки о барабаны, исключая проскальзывание, и обеспечения постоянной скорости перемотки.

Вытяжной барабан приводится во вращение от электродвигателя постоянного тока E90P-SX мощностью 5,9 кВт 2000об/мин. через зубчато-ременную передачу на угловой редуктор RAM180 с передаточным отношением  $u_p=1$ .

Далее через зубчато-ременную передачу на промежуточный вал и далее через зубчато-ременную передачу на вал натяжного барабана.

#### Практическая часть

1. Мощность на валу вытяжного барабана:

$$N_{\sigma} = F_n \cdot v \cdot 1,5, \quad (3.1)$$

где 1,5 – коэффициент учитывающий неравномерность усилий между витками на барабанах.

2. Число оборотов на валу вытяжного барабана:

$$n_{\sigma} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot v}{\pi \cdot D_{\sigma}}. \quad (3.2)$$

3. Угловая скорость на валу вытяжного барабана:

$$\omega_{\sigma} = \frac{\pi \cdot n_{\sigma}}{30}. \quad (3.3)$$

4. Вращающий момент на валу вытяжного барабана:

$$T_6 = \frac{N_6}{\omega_6}. \quad (3.4)$$

*Расчёт зубчато-ременной передачи и сил действующих на вал вытяжного барабана*

5. Модуль, мм:

$$m = \frac{t}{\pi}. \quad (3.5)$$

6. Делительные диаметры шкивов, мм:

$$d_5 = Z_5 \cdot m, \quad (3.6)$$

$$d_6 = Z_6 \cdot m. \quad (3.7)$$

7. Определяем межосевое расстояние при  $L_p=Z_p=66$  – длина ремня в шагах, мм:

$$a = \frac{t}{4} \left[ L_p - \frac{Z_5 + Z_6}{2} + \sqrt{\left( L_p - \frac{Z_5 + Z_6}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{Z_6 - Z_5}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (3.8)$$

8. Определяем передаваемую окружную силу:

$$F_t = \frac{N_6}{q v_p}, \quad (3.9)$$

где  $N_6=1800$ Вт=1,8кВт;

$v$  – скорость движения ремня;

$q=6 \cdot 10^{-3}$  кг/м·мм – масса 1м ремня;

9. Скорость движения ремня,  $\frac{м}{с}$ :

$$v_p = \frac{\omega_6 \cdot d_6}{2 \cdot 1000}. \quad (3.10)$$



10. Сила предварительного натяжения ветвей ремня, Н:

$$F_0 = 1,2 \cdot B_p \cdot q \cdot v^2, \quad (3.11)$$

где  $B_p=38,1$  мм – ширина ремня.

11. Находим силу  $F_r$ , действующую на вал вытяжного барабана и направленную по оси центров передачи:

$$F_r = 0,5 \cdot F_0 \cdot F_t. \quad (3.12)$$

12. Определяем реакции в опорах вала вытяжного барабана:

$$\sum M_2 = 0,$$

$$F_u(73+31) - R_1 \cdot 73 + F_r \cdot 40,$$

$$R_1 = \frac{F_u(73+31) + F_r \cdot 40}{73}, \quad (3.13)$$

$$\sum M_1 = 0,$$

$$R_2 = \frac{F_u \cdot 31 + F_r(40+73)}{73}, \quad (3.14)$$

$$R_2 = \frac{120 \cdot 31 + 372 \cdot 113}{73} = 626,8 \text{ Н}.$$

Проверка:  $F_u - R_1 + R_2 - F_r = 0$ .

Плечи в формулах приняты из компоновки вала. Вычерчиваем расчётную схему вала вытяжного барабана и строим эпюры изгибающих сил, изгибающих моментов.

#### *Проверка долговечности подшипников*

В качестве опор вала приняты одинаковые подшипники по ГОСТ 8882-15. Шариковые радиальные однорядные с уплотнением №180508  $d=40$  мм – внутренний диаметр кольца подшипника.

13. Эквивалентная нагрузка:

$$P_3 = V \cdot P_r \cdot k_\sigma \cdot k_T, \quad (3.15)$$

где  $V=1$  – вращаемое внутреннее кольцо подшипника;

$P_1=P_2=626,8\text{Н}$  – радиальная нагрузка;

$k_\sigma=1,2$  – коэффициент безопасности (табл. 9.19) [3];

$k_T=1$  – температурный коэффициент (температура до  $100^\circ$ ).

14. Расчётная долговечность подшипника, млн.об.:

$$L = \left( \frac{C}{P_3} \right)^3. \quad (3.16)$$

15. Расчётная долговечность:

$$L_n = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_\sigma}. \quad (3.17)$$

### *Расчёт вала на прочность*

Рассмотрим более нагруженное сечение А-А. Концентрация напряжений обусловлена посадкой подшипника.

По табл. 8.7 [3]  $\frac{k_\sigma}{\xi_\sigma} = 4$  и  $\frac{k_\tau}{\xi_\tau} = 0,6 \frac{k_\sigma}{\xi_\sigma} + 0,4 = 0,6 \cdot 4 + 0,4 = 2,8$ ,

где  $k_\sigma$  и  $k_\tau$  – коэффициент концентрации нормальных и касательных напряжений;

$\xi_\sigma$  и  $\xi_\tau$  – максимальный фактор для касательных и нормальных напряжений.

16. Осевой момент сопротивления сечения:

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}. \quad (3.18)$$

17. Амплитуда нормальных напряжений:

$$\sigma_\nu = \sigma_{\max} = \frac{M}{W}, \quad (3.19)$$

где  $M=F_r \cdot 40=372 \cdot 40=14880\text{Н}\cdot\text{мм}$  – изгибающий момент;

$\sigma_m=0$  – т.к. отсутствует осевая нагрузка.

18. Момент сопротивления кручению:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16}. \quad (3.20)$$

19. Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T_b}{2 \cdot W_k}. \quad (3.21)$$

20. Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$S_T = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\xi_\tau} \cdot \tau_v + \psi_\tau \cdot \tau_m}. \quad (3.22)$$

21. Результирующий коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}. \quad (3.33)$$

Сечение Б-Б, концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки. По табл. 8.14 [1]  $k_\sigma=2,15$ ;  $k_\tau=2,05$ ;  $\xi_\sigma=0,85$ ;  $\xi_\tau=0,73$ .

22. Момент сопротивления кручению:

$$W_{k_{\text{НЕТТО}}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2d}, \quad (3.34)$$

где  $b=10\text{мм}$  – ширина шпоночной канавки;

$t_1=5\text{мм}$  – глубина шпоночной канавки.

23. Момент сопротивления изгиба:

$$W_{\text{НЕТТО}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}. \quad (3.35)$$

24. Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T_{\delta}}{2 \cdot W_{k_{\text{УТННУ}}}}. \quad (3.36)$$

25. Амплитуда нормальных напряжений изгиба:

$$\sigma_v = \frac{M}{W_{\text{НЕТТО}}}. \quad (3.37)$$

26. Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

$$\delta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\xi_{\sigma}} \cdot \sigma_v + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}. \quad (3.38)$$

27. Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\xi_{\tau}} \cdot \tau_v + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}. \quad (3.39)$$

28. Результирующий коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}. \quad (3.40)$$

Проверка прочности шпоночных соединений.

Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.

Напряжение смятия и условие прочности находим по формуле:

$$\sigma_{\text{см}}^{\text{MAX}} = \frac{2 \cdot T_{\delta}}{d(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (3.40)$$

где  $[\sigma_{\text{см}}]=100 \div 120 \text{ МПа}$  – для Стали 45.

### Пример расчёта

1. Мощность на валу вытяжного барабана:

$$N_{\sigma} = 132,732 \cdot 0,91 \cdot 1,5 = 181,179 \text{ кВт};$$

2. Число оборотов на валу вытяжного барабана:

$$n_{\sigma} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 0,91}{\pi \cdot 670} = 25,94 \text{ об/мин};$$

3. Угловая скорость на валу вытяжного барабана:

$$\omega_{\sigma} = \frac{\pi \cdot 25,94}{30} = 2,716 \text{ с}^{-1};$$

4. Вращающий момент на валу вытяжного барабана:

$$T_{\sigma} = \frac{181,179}{2,716} = 66,708 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

*Расчёт зубчато-ременной передачи и сил действующих на вал  
вытяжного барабана*

5. Модуль, мм:

$$m = \frac{1}{\pi} = 0,318 \text{ мм};$$

6. Делительные диаметры шкивов, мм:

$$d_5 = 66 \cdot 0,318 = 20,988 \text{ мм};$$

$$d_6 = 66 \cdot 0,318 = 20,988 \text{ мм};$$

7. Определяем межосевое расстояние при  $L_p=Z_p=66$  – длина ремня в шагах, мм:

$$a = \frac{1}{4} \left[ 66 - \frac{66 + 66}{2} + \sqrt{\left( 66 - \frac{66 + 66}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{66 - 66}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] = 0 \text{ мм};$$

8. Определяем передаваемую окружную силу:

$$F_t = \frac{1,8}{0,006 \cdot 0,029} = 10340 \text{ Н};$$

9. Скорость движения ремня,  $\frac{\text{м}}{\text{с}}$ :

$$v_p = \frac{2,716 \cdot 20,988}{2 \cdot 1000} = 0,029 \text{ м/с};$$

10. Сила предварительного натяжения ветвей ремня, Н:

$$F_0 = 1,2 \cdot 38,1 \cdot 0,006 \cdot 0,91^2 = 0,25 \text{ Н};$$

11. Находим силу  $F_r$ , действующую на вал вытяжного барабана и направленную по оси центров передачи:

$$F_r = 0,5 \cdot F_0 \cdot F_t.$$

12. Определяем реакции в опорах вала вытяжного барабана:

$$\sum M_2 = 0,$$

$$F_u(73 + 31) - R_1 \cdot 73 + F_r \cdot 40,$$

$$R_1 = \frac{F_u(73 + 31) + F_r \cdot 40}{73},$$

$$\sum M_1 = 0,$$

$$R_2 = \frac{F_u \cdot 31 + F_r(40 + 73)}{73},$$

$$R_2 = \frac{120 \cdot 31 + 372 \cdot 113}{73} = 626,8 \text{ Н}.$$

Проверка:  $F_t - R_1 + R_2 - F_r = 0$ .

Плечи в формулах приняты из компоновки вала. Вычерчиваем расчётную схему вала вытяжного барабана и строим эпюры изгибающих сил, изгибающих моментов.

### *Проверка долговечности подшипников*

В качестве опор вала приняты одинаковые подшипники по ГОСТ 8882-15. Шариковые радиальные однорядные с уплотнением №180508 d=40мм – внутренний диаметр кольца подшипника.

1. Эквивалентная нагрузка:

$$P_э = 1 \cdot 626,8 \cdot 1,2 \cdot 1 = 752,16 ,$$

2. Расчётная долговечность подшипника, млн.об.:

$$L = \left( \frac{16800}{752,16} \right)^3 = 11140 \text{ млн. об.};$$

3. Расчётная долговечность:

$$L_h = \frac{11140 \cdot 10^6}{60 \cdot 25,94} = 7158000 .$$

### *Расчёт вала на прочность*

4. Осевой момент сопротивления сечения:

$$W = \frac{\pi \cdot 40^3}{32} = 6283 .$$

5. Амплитуда нормальных напряжений:

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{14880}{6283} = 2,368 .$$

6. Момент сопротивления кручению:

$$W_k = \frac{\pi \cdot 40^3}{16} = 12570 .$$

7. Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{66,708}{2 \cdot 12570} = 0,0027 .$$

8. Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$S_T = \frac{0,645}{\frac{2,05}{0,73} \cdot 0,0027 + 0,65 \cdot 0,0027} = 70,302 .$$

9. Результирующий коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{0,003 \cdot 0,301}{\sqrt{0,003^2 + 0,301^2}} = 0,003 .$$

10. Момент сопротивления кручению:

$$W_{k_{\text{НЕТТО}}} = \frac{\pi \cdot 40^3}{16} - \frac{10 \cdot 1 \cdot (40 - 5)^2}{2 \cdot 40} = 12410 ,$$

11. Момент сопротивления изгиба:

$$W_{\text{НЕТТО}} = \frac{\pi \cdot 40^3}{32} - \frac{10 \cdot 1 \cdot (40 - 5)^2}{2 \cdot 40} = 6130 .$$

12. Амплитуда нормальных напряжений изгиба:

$$\sigma_v = \frac{14880}{6130} = 2,427 .$$

13. Напряжение смятия и условие прочности находим по формуле:

$$\sigma_{\text{см}}^{\text{max}} = \frac{2 \cdot 66,708}{40 \cdot (10 - 5)(66 - 10)} = 0,012 \leq [\sigma_{\text{см}}] ,$$



## Практическая работа №4

### Расчет волокодержателя волочильного стана со скольжением

Цель работы: рассчитать волокодержатель волочильного стана со скольжением на прочность.

#### Основные теоретические сведения

В данной практической работе производится модернизация волокодержателя, связанная с изменением диаметра волокни. Чтобы убедиться в его надежности, произведем расчет на изгиб и кручение волокодержателя, а так же излом болтовых соединений. Так как при модернизации стана NT 12.6, волокодержатель меняется в начале маршрута волочения, то расчет волокодержателя проводим в данном отрезке маршрута волочения .

Для того чтобы рассчитать волокодержатель, представим его в виде бруса с зашечленным концом (рисунок 4.1), нагруженным изгибающими силами волочения и крутящими моментами, создаваемыми этими силами.

#### Практическая часть

1. Изгибающим моментом называется результирующий момент нормальных внутренних сил, возникающих в поперечном сечении бруса, взятый относительно нейтральной оси:

$$M_{изг} = P_1 \cdot l_1 + P_2 \cdot l_2 + P_3 \cdot l_3 + P_4 \cdot l_4 + P_5 \cdot l_5 + P_6 \cdot l_6 \quad (4.1)$$

где  $P_{1-23}$  – силы волочения маршрута 1 – 7 волокни, Н;

$l_{1-7}$  – расстояние от места приложения силы до основания волокодержателя, м.

2. Крутящим моментом называется результирующий момент относительно продольной оси бруса, внутренних касательных сил, возникающих в его поперечном сечении:

$$M_{кр} = P_1 \cdot a_1 + P_2 \cdot a_2 + P_3 \cdot a_3 + P_4 \cdot a_4 + P_5 \cdot a_5 + P_6 \cdot a_6 \quad (4.2)$$

где  $P_{1-7}$  – силы волочения маршрута 1 – 7 волокни, Н;

$a_{1-7}$  – расстояние от места приложения силы до осиволокодержателя, м.

Так как самый нагруженный волокодержатель третьего вала, расчет ведем по нему.

3. Условие прочности бруса:

$$\sigma_{\text{экс}} = \frac{M_{\text{экс}}}{W_x} \leq (\sigma), \quad (4.3)$$

где  $[\sigma]$  - предельно допускаемые напряжения (для чугуна  $[\sigma] = 35$  МПа);

$M_{\text{экс}}$  – эквивалентный момент, рассчитываемый по формуле:

$$M_{\text{экс}} = \sqrt{M_{\text{изг}}^2 + M_{\text{кр}}^2}, \quad (4.4)$$

$W_x$  – осевой момент сопротивления. Для прямоугольника:

$$W_x = \frac{b \cdot h^2}{7} \quad (4.5)$$

где  $h, b$  – стороны сечения.

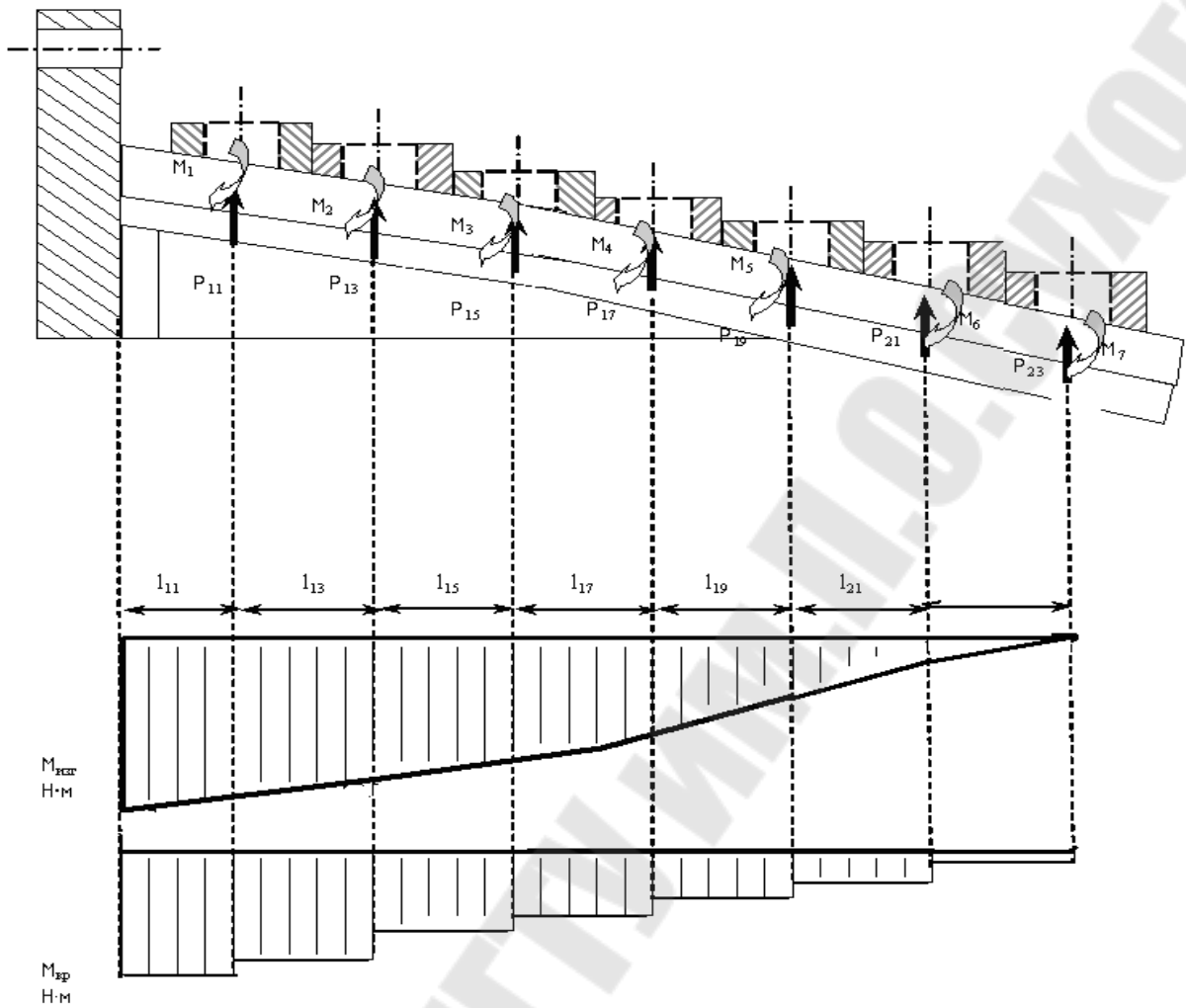


Рисунок 4.1 – Схема и эпюры нагружения волокодержателя

Расчет соединения, включающего группу болтов, сводится к определению наиболее нагруженного болта. Затем рассчитывают прочность этого болта. При расчете соединения, сдвигающего детали в стыке силу заменяют такой же силой, приложенной в центре тяжести стыка, и моментом  $T = F_{\Sigma} \cdot l$ . Момент и сила стремятся повернуть и сдвинуть волокодержатель. Нагрузка от силы  $F_{\Sigma}$  распределяется по болтам равномерно:  $F_F = F_{\Sigma} / z$ .

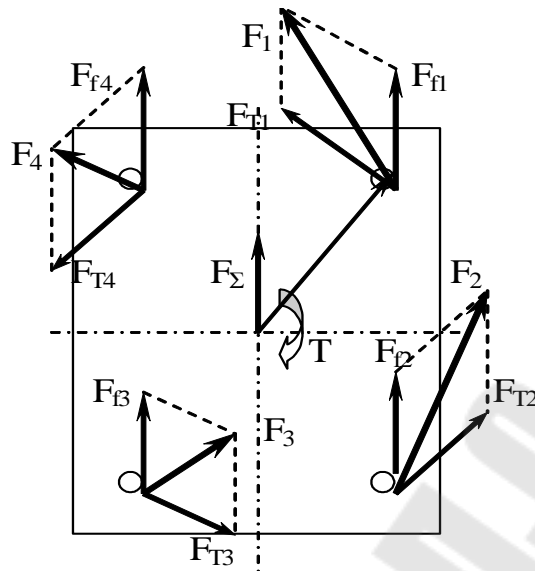


Рисунок 4.2 – Схема распределения сил крепёжной плиты

4. Условие равновесия:

$$T = 4 \cdot F_{T1} \cdot r_1 \quad (4.6)$$

где  $r_1$  – внутренний диаметр обоймы, м.

$$F_{T1} = \frac{T}{4 \cdot r_1}, \quad (4.7)$$

Суммарная нагрузка каждого болта равна геометрической сумме сил  $F_T$  и  $F_F$ . За расчетную принимают наибольшую из суммарных нагрузок. Нагрузка воспринимается силами трения в стыке, для образования которых болтам дают соответствующую затяжку,  $F_{\max} = 392 \text{ Н}$ .

5. Необходимая затяжка болтов:

$$F_{\text{зат}} = \frac{K \cdot F_{\max}}{f} \quad (4.8)$$

где  $K = 1,3 - 2,0$  – коэффициент запаса;

$F_{\max}$  – сила, приходящаяся на наиболее нагруженный болт;

$f$  – коэффициент трения (для сухих чугунных и стальных поверхностей  $f = 0,15 - 0,2$ ).

При контролируемой затяжке болта М10  $[F_{\text{зат}}] = 7200 \text{ Н}$ .

6. Эквивалентная нагрузка на наиболее нагруженный болт определится по формуле:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1.3 \cdot F_{\text{зам}}}{\left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot d_1^2} \leq (\sigma) \quad (4.9)$$

где  $\sigma_{\text{экв}}$ , [σ] = 200 МПа – эквивалентная и допускаемая нагрузка на болт;

$d$  – внутренний диаметр резьбы (для резьбы М10 составляет 8,5 мм).

Условия выполняются. Волокодержатель и болтовые соединения станины выдерживают нагрузки.

### Пример расчёта

1. Определяем изгибающий момент:

$$M_{\text{изг}} = 716 \cdot 0.053 + 698 \cdot 0.0695 + 625 \cdot 0.086 + 556 \cdot 0.01065 = 199.4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Определяем крутящий момент:

$$M_{\text{кр}} = 716 \cdot 0.0316 + 698 \cdot 0.0363 + 625 \cdot 0.0417 + 556 \cdot 0.05 = 101.825 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Эквивалентный момент:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{199.423^2 + 101.825^2} = 223.915 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

4. Осевой момент сопротивления:

$$W_x = \frac{0.063 \cdot 0.074^2}{4} - \frac{0.056 \cdot 0.034^2}{4} = 6.708 \cdot 10^{-5} \text{ Н} \cdot \text{м}$$

5. Условие прочности бруса:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{223.915}{6.708 \cdot 10^{-5}} = 3.338 \text{ МПа};$$

6. Условие равновесия:

$$T = 95.235 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

7. Необходимая затяжка болтов:

$$F_{\text{зат}} = \frac{2 \cdot 618.414}{0.18} = 6871.3 \text{ Н}.$$

8. Эквивалентная нагрузка на наиболее нагруженный болт:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1.3 \cdot 6871.3}{\left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot 8.5^2} = 157.417 \text{ МПа} \leq [200]$$

Условия выполняются. Волокодержатель и болтовые соединения станины выдерживают нагрузки.

## Практическая работа №5 Расчёт рихтовального устройства

Цель работы: Рассчитать рихтовальное устройство

### Основные теоретические сведения

Рихтовальное устройство (рихтовка) состоит из двух металлических плит одна из которых подвижная, с установленными на них роликами расположенными во взаимно перпендикулярных плоскостях. Прошедшая рихтовку проволока, направляющим роликом подается на катушку с готовой продукцией.

### Практическая часть

#### 1. Расчет моментов рихтовального устройства

Расчет моментов, необходимых для изгибания во время рихтовки.

Схема расчета моментов рихтовки приведена на рисунке 2.

Значение изгибающего момента можно определить по формуле:

$$M_{min} = \sigma_m \cdot W, \quad (5.1)$$

где  $\sigma_m$  – временное сопротивление материала, Н/мм<sup>2</sup>;

$W$  – момент сопротивления площади сечения проволоки, мм<sup>3</sup>,

$$W = 0,1 \cdot d^3, \quad (5.2)$$

где  $d$  – диаметр проволоки, мм.

При определении изгибающих моментов в сечении проволок при рихтовке принято считать, что значения моментов, изгибающих проволоку против второго и третьего роликов, равны и определяются по формуле:

$$M_2 = M_3 = \sigma_m \cdot S, \quad (5.3)$$

где  $S$  – пластический момент сопротивления, мм<sup>3</sup>,

$$S = 0,167 \cdot d^3, \quad (5.4)$$

А значения моментов, изгибающих проволоку в сечениях против четвертого ролика и всех последующих, могут определяться по формуле:

$$M_4 = M_5 = \dots = M_{n-1} = \sigma_m \cdot W, \quad (5.5)$$

## 2. Расчет усилий рихтовального устройства

Зная моменты можно определить силы, действующие в сечении проволоки на ролики. Для этого рассмотрим сечение 2-2:

Схема расчета момента рихтовки приведена на рисунке 5.1.

$$P_1 = (2 \cdot M_2) / t = (2 \cdot \sigma_m \cdot S) / t, \quad (5.6)$$

где  $t$  – расстояние между осями роликов,  $t=16$  мм (подшипник 80064 диаметром 16 мм).

Рассмотрим сечение 3-3:

$$-P_1 \cdot t + P_2 \cdot t / 2 = M_3, \quad (5.7)$$

Рассмотрим сечение 4-4:

$$P_3 = (M_4 + P_2 \cdot t - P_1 \cdot (3 \cdot t / 2)) \cdot (2 / t), \quad (5.8)$$

Рассмотрим сечение 5-5:

$$P_4 = (M_5 + P_1 \cdot (4 \cdot t / 2) - P_2 \cdot (3 \cdot t / 2 + P_3 \cdot t)) \cdot (2 / t), \quad (5.9)$$

Рассмотрим сечение 6-6:

$$P_5 = (M_6 - P_1 \cdot (5 \cdot t / 2) + P_2 \cdot (4 \cdot t / 2) - P_3 \cdot (3 \cdot t / 2) + P_4 \cdot t) \cdot 2 / t, \quad (5.10)$$

Рассмотрим сечение 7-7:

$$P_6 = (M_7 + P_1 \cdot (6 \cdot t / 2) - P_2 \cdot (5 \cdot t / 2) + P_3 \cdot (4 \cdot t / 2) - P_4 \cdot (3 \cdot t / 2) + P_5 \cdot t) \cdot (2 / t), \quad (5.11)$$



Рассмотрим сечение 8-8:

$$P_7 = (M_8 - P_1 \cdot (7 \cdot t/2) + P_2 \cdot (6 \cdot t/2) - P_3 \cdot (5 \cdot t/2) + P_4 \cdot (4 \cdot t/2) - P_5 \cdot (3 \cdot t/2) + P_6 \cdot t) \cdot 2/t, \quad (5.12)$$

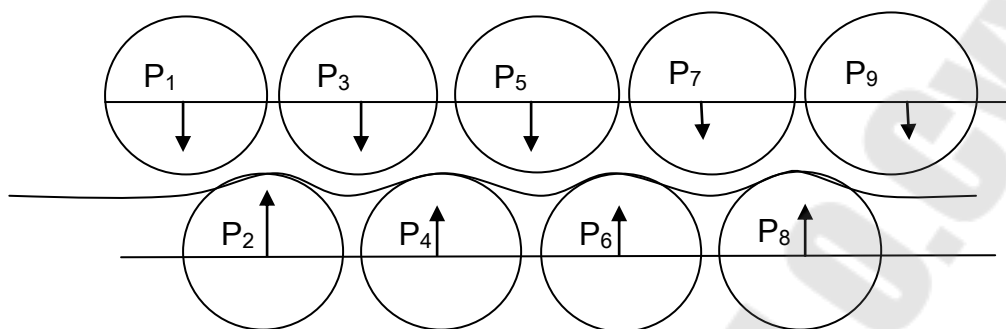


Рисунок 5.1 – Схема расчета моментов рихтовки

Наибольшее давление на ось ролика рихтовального устройства возникает в сечении 3-3, поэтому проверку производим в этом сечении.

### 3. Расчет оси рихтовального устройства

Прочность оси ролика считается обеспеченной при условии  $s \geq [s]$ , где  $[s] = 2,5$  – допускаемая величина коэффициента запаса прочности.

Коэффициент запаса прочности в опасном сечении определяется по формуле:

$$S = \frac{(s_\sigma \cdot s_T)}{\sqrt{s_\sigma^2 \cdot s_T^2}}, \quad (5.12)$$

где  $s_\sigma$  – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям.

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \beta\right) \cdot \sigma_V + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (5.13)$$

где  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба, Н/мм<sup>2</sup>.

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_b, \quad (5.14)$$

где  $\sigma_b$  – предел прочности стали.

$K_\sigma$  – эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений,  $K_\sigma = 2,35$ ;  $\psi_\sigma = 0,15$ ;  $\varepsilon_\sigma = 0,79$ .

$\beta = 1$  – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности;

$\sigma_v$  – амплитуда цикла нормальных напряжений, равная наибольшему напряжению изгиба  $\sigma_u$  в нормальном сечении;

$\sigma_m$  – среднее напряжение цикла нормальных напряжений, при симметричном цикле  $\sigma_m = 0$ ;

$s_\tau$  – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям;

$$\sigma_v = M_3 / W, \quad (5.15)$$

где  $W$  – осевой момент сопротивления,

$$W = \frac{\pi d^3}{32}, \quad (5.16)$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\left( \frac{K_\tau}{\varepsilon_1} \cdot \beta \right) \cdot \tau_v + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (5.17)$$

где  $\tau_{-1}$  – предел выносливости стали при симметричном цикле кручения, МПа

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1}, \quad (5.18)$$

$K_\tau$  – эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений,  $K_\tau = 1,45$ ;  $\varepsilon_\tau = 0,67$ ;  $\psi_\tau = 0,1$ .

Полярный момент сопротивления, мм<sup>3</sup>:

$$W_p = 2 \cdot W, \quad (5.19)$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

$$\tau_v = \tau_m$$

### Пример для расчёта

Исходные данные:  $\sigma_m = 1096 \text{ Н/мм}^2$ ;  $d = 6,5 \text{ мм}$ .

1. Расчет моментов рихтовального устройства  
Значение изгибающего момента определим по формуле(5.1):

$$M_{min} = 1096 \cdot 0,0022 = 2,406 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

где  $W$  определим по формуле (5.2):

$$W = 0,1 \cdot 0,28^3 = 0,0022 \text{ мм}^3;$$

При определении изгибающих моментов в сечении проволоки при рихтовке принято считать, что значения моментов, изгибающих проволоку против второго и третьего роликов, равны и определяются по формуле(5.3):

$$M_2 = M_3 = 1096 \cdot 0,0036 = 4,018 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

где  $S$  определим по формуле (5.4):

$$S = 0,167 \cdot 0,28^3 = 0,0036 \text{ мм}^3;$$

А значения моментов, изгибающих проволоку в сечениях против четвертого ролика и всех последующих, определим по формуле(5.5):

$$M_4 = M_5 = M_6 = M_7 = M_8 = M_{min} = 2,406 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

2. Расчет усилий рихтовального устройства  
Усилие в сечении 2-2 определим по формуле (5.6):

$$P_1 = (2 \cdot 4,018) / 16 = 0,502 \text{ Н};$$

Усилие в сечении 3-3 определим по формуле (5.7):

$$P_2 = (4,018 + 0,502 \cdot 16) \cdot 2/16 = 1,507 \text{ Н};$$

Усилие в сечении 4-4 определим по формуле (5.8):

$$P_3 = (2,406 + 1,507 \cdot 16 - 0,502 \cdot (3 \cdot 16/2)) \cdot (2/16) = 1,807 \text{ Н};$$

Усилие в сечении 5-5 определим по формуле (5.9):

$$P_4 = (2,406 + 0,502 \cdot (4 \cdot 16/2) - 1,507 \cdot (3 \cdot 16/2 + 1,807 \cdot 16)) \cdot (2/16) = -7,657 \text{ Н};$$

Усилие в сечении 6-6 определим по формуле (5.10):

$$P_5 = (2,406 - 0,502 \cdot (5 \cdot 16/2) + 1,507 \cdot (4 \cdot 16/2) - 1,807 \cdot (3 \cdot 16/2) + (-7,657) \cdot 16) \cdot 2/16 = -16,92 \text{ Н};$$

Усилие в сечении 7-7 определим по формуле (5.11):

$$P_6 = (2,406 + 0,502 \cdot (6 \cdot 16/2) - 1,507 \cdot (5 \cdot 16/2) + 1,807 \cdot (4 \cdot 16/2) - (-7,657) \cdot (3 \cdot 16/2) + (-16,92) \cdot 16) \cdot (2/16) = -7,859 \text{ Н};$$

Усилие в сечении 8-8 определим по формуле (5.12):

$$P_7 = (2,406 - 0,502 \cdot (7 \cdot 16/2) + 1,507 \cdot (6 \cdot 16/2) - 1,807 \cdot (5 \cdot 16/2) + (-7,657) \cdot (4 \cdot 16/2) - (-16,92) \cdot (3 \cdot 16/2) + (-7,859) \cdot 16) \cdot 2/16 = 1,203 \text{ Н}.$$

### 3. Расчет оси рихтовального устройства

Коэффициент запаса прочности в опасном сечении определяется по формуле (5.12):

$$S = \frac{(178,651 \cdot 0,442)}{\sqrt{178,651^2 \cdot 0,442^2}} = 1,$$

где  $s_\sigma$  определяется по формуле (5.13):

$$s_\sigma = \frac{1290}{\left(\frac{2,35}{0,79} \cdot 1\right) \cdot 1830 + 0,18 \cdot 0} = 178,651 \text{ МПа},$$

где  $\sigma_{-1}$  определяется по формуле (5.14):

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 3000 = 1290 \text{ МПа},$$

где  $\sigma_b = 3000$  МПа,

где  $\sigma_v$  определяется по формуле (5.15):

$$\sigma_v = 4,018 / 0,0021 = 1830 \text{ МПа},$$

где  $W$  определяется по формуле (5.16):

$$W = \frac{\pi \cdot 0,28^3}{32} = 0,0021 \text{ мм}^3,$$

где  $S_\tau$  определяется по формуле (5.17):

$$S_\tau = \frac{748,2}{\left(\frac{1,45}{0,67} \cdot 1\right) \cdot 748,2 + 0,1 \cdot 748,2} = 0,442 \text{ МПа},$$

где  $\tau_{-1}$  определяется по формуле (5.18):

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 1290 = 748,2 \text{ МПа},$$

Полярный момент сопротивления определим по формуле (5.19):

$$W_p = 2 \cdot 0,0021 = 0,00431 \text{ мм}^3.$$

## Практическая работа №6 Расчет на прочность преформирующе-рихтовального устройства

Цель работы: Рассчитать на прочность преформирующе-рихтовальное устройство

### Основные теоретические сведения

После модернизации стана NT 25.6 на него было установлено преформирующе-рихтовальное устройство. Наибольшую нагрузку испытывает ось (рисунок 6.1) и подшипник.

#### Расчет на прочность оси

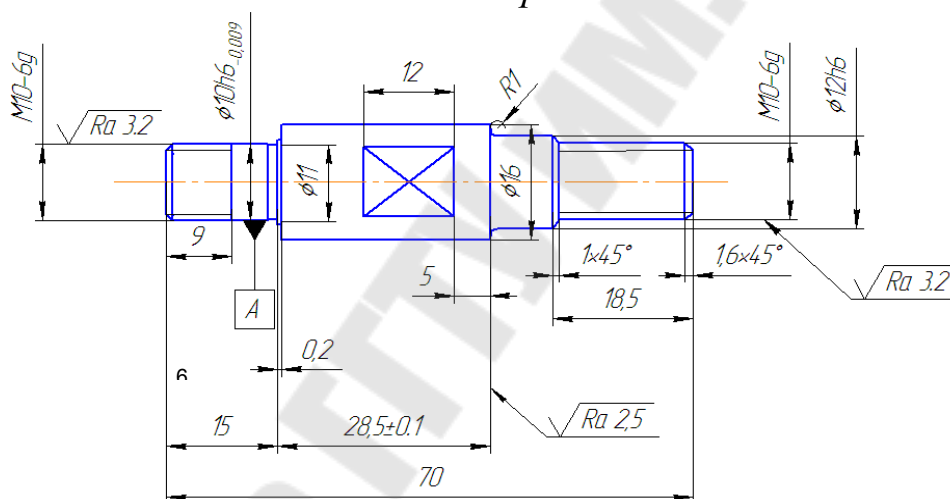


Рисунок 6.1 – Схема оси

### Практическая часть

Для расчета необходимо определить силы, действующие на вал (рисунок 6.2).

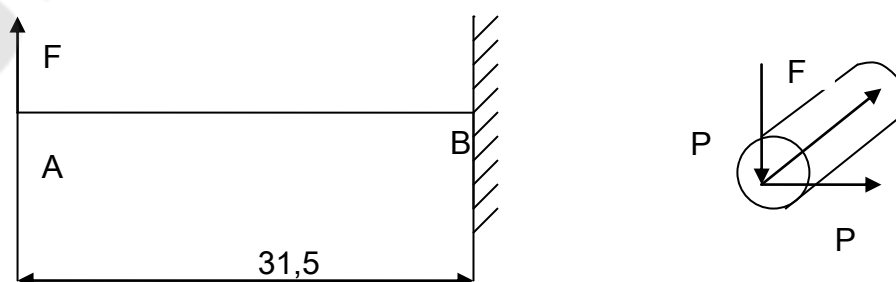


Рисунок 6.2 – Схеманагружения оси

Точка А – точка посадки ролика, точка приложения силы F, Н:

$$F = \sqrt{P^2 + B^2}, \quad (6.1)$$

где  $P$  – усилие волочения на последнем переходе.

Точка В – точка посадки оси в корпус крепления.

Расстояния между точками определяются конструктивными особенностями вала.

Определяем изгибающий момент в точке А и В.

$$M_u^A = F \cdot 0 = 0, \quad (6.2)$$

Строим эпюру изгибающих моментов (рисунок 6.3).

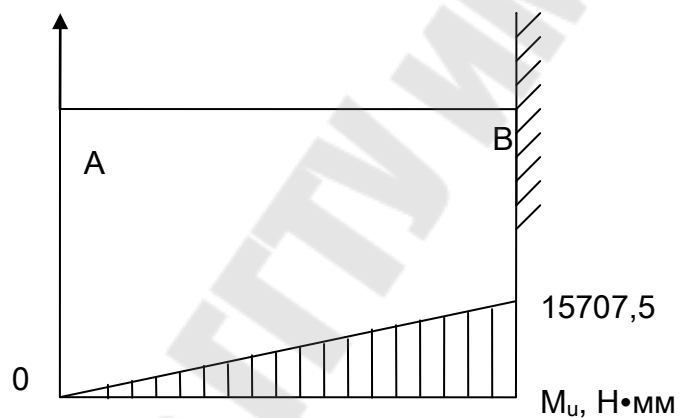


Рисунок 6.3 – Эпюра изгибающих моментов

Проверяем вал на изгиб в точке В.

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_{oc}} \leq [\sigma_u], \quad (6.3)$$

$$[\sigma_u] = \frac{\sigma_T}{[S]}, \quad (6.4)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести металла, сталь 45,  $\sigma_T = 355$  МПа.

Определяется осевой момент сопротивления изгибу  $W_{oc}$ , мм<sup>3</sup>:

$$W_{oc} = \frac{\pi \cdot d^3}{32}, \quad (6.5)$$

Проверяем вал на срез в точке В.

$$\tau = \frac{F}{A} \leq [\tau], \quad (6.6)$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения,

$$A = \frac{\pi d^2}{4}, \quad (6.7)$$

где  $[\tau] = 0,6 \cdot [\sigma]$  МПа,

Определяем нагрузку в точке В.

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma], \quad (6.8)$$

#### *Расчет подшипника*

Нагруженным является подшипник типа 80200, имеющий следующие характеристики:

- внутренний диаметр  $d = 10$  мм;
- наружный диаметр  $D = 30$  мм;
- ширина  $B = 9$  мм;
- динамическая грузоподъемность  $C = 5,9$  кН;

Определяется эквивалентная динамическая нагрузка  $R_e$ , Н:

$$R_e = V \cdot F \cdot k_D \cdot k_t, \quad (6.9)$$

где  $V$  – коэффициент вращения,  $V = 1,0$ ;

$k_D$  – коэффициент, учитывающий динамичность внешней нагрузки,  $k_D = 1,3$ ;

$k_t$  – коэффициент, учитывающий влияние температуры подшипникового узла,  $k_t = 1,0$ .



Определяем расчетную долговечность  $L_{hp}$ , часов:

$$L_{hp} = \frac{10^6}{60 \times n} \times \left( \frac{C}{R_e} \right)^p \geq L_h, \quad (6.10)$$

где  $p$  – коэффициент, для шарикоподшипников  $p = 3$ ;  
 $n$  – частота вращения вала, об/мин.

$$n = \frac{30\varpi}{\pi}, \quad (6.11)$$

$$\varpi = \frac{V}{R}, \quad (6.12)$$

где  $\varpi$  – угловая скорость вращения подшипника;  
 $V$  – линейная скорость волочения проволоки на последнем переходе;  
 $R$  – радиус подшипника.

### Пример для расчёта

Исходные данные:  $P = 99.674$  Н;  $B = 13$ ;  $d = 0,28$  мм.

Точка А – точка посадки ролика, точка приложения силы  
 $F$  определяется по формуле (6.1):

$$F = \sqrt{99,674^2 + 13^2} = 100,518 \text{ Н},$$

Определяем изгибающий момент в точке А и В по формуле (6.2):

$$M_u^A = 100,518 \cdot 0 = 0,$$

Определяется осевой момент сопротивления изгибу  $W_{oc}$  по формуле (6.5):

$$W_{oc} = \frac{\pi \cdot 0,28^3}{32} = 0,0021 \text{ мм}^3,$$

Проверяем вал на срез в точке В по формуле (6.6):

$$\tau = \frac{100,518}{0,062} = 1621 \text{ МПа},$$

где А определим по формуле (6.7):

$$A = \frac{\pi \cdot 0,28^2}{4} = 0,062 \text{ мм}^2,$$

Определяем нагрузку в точке В по формуле (6.8).

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{3000^2 + 4 \cdot 1621^2} = 3490 \text{ МПа}$$

#### Расчёт подшипника

Определим эквивалентную динамическую нагрузку  $R_e$  по формуле (6.9):

$$R_e = 1 \cdot 100,518 \cdot 1,3 \cdot 1 = 130,674 \text{ Н},$$

Определяем расчетную долговечность  $L_{hp}$  по формуле (6.10):

$$L_{hp} = \frac{10^6}{60 \times 6,341} \times \left( \frac{5900}{130,674} \right)^3 = 241900000 \text{ ч},$$

где  $n$  определим по формуле (6.11) об/мин.

$$n = \frac{30 \cdot 0,664}{\pi} = 6,341 \text{ об / мин},$$

где  $\omega$  определим по формуле (6.12):

$$\omega = \frac{13,286}{20} = 0,664.$$

### Список рекомендуемой литературы:

1. Горловский, М. Б. Справочник волочильщика проволоки / М. Б. Горловский, В. Н. Меркачев. – Москва : Металлургия, 1993. – 336 с.
2. Коковихин, Ю. И. Технология сталепроволочного производства : учебник для вузов / Ю. И. Коковихин. – Киев, 1995. – 608 с.
3. Юхвец, И. А. Волочильное производство / И. А. Юхвец. – Москва : Металлургия, 1964. – 374 с.
4. Битков, В. В. Технология и машины для производства проволоки / В. В. Битков. – Екатеринбург : УрО РАН, 2004.
5. Горловский М.Б. Оборудование и инструмент для волочения стальной проволоки. - М.: Металлургия, 1960. -260с.
6. Марьин Б.Н. Теория и технология волочения: учеб.пособие / Б.Н. Марьин, С.Б. Марьин, В.В. Куриный, Е.А. Тютин. – 2-е изд., доп. – Комсомольск-на-Амуре: ГОУВПО «КНАГТУ», 2006. – 85 с.
7. Технология сталепроволочного производства: Учебник для Вузов/ Коковихин Ю.И. – Киев, 1995. - 608с.
8. Производство низкоуглеродистой проволоки: Учебник/ Коковихин Ю.И., Пинашина В.А., Буравлев И.Б. – К.: ИСДО, 1995. – 328с.
9. Битков В.В. Технология и машины для производства проволоки. Екатеринбург: УрО РАН, 2004.
10. Волочильное производство / Юхвец И.А. – М.: Металлургия, 1964.- 374с.
11. Волочильный инструмент/ Берин И.Ш., Днестровский Н.З. – М.: Металлургия, 1971. – 174с.
12. Волочильщик проволоки. Красильников Л.А., Лысенко А.Г. Учеб. пособие для СПТУ.- 3-е изд., перебраб. и доп. М.: Металлургия, 1987. -320 с.
13. Производство метизов / Шахпазов Х.С., Недовизий И.Н., Ориничев В.И. и др. – М.: Металлургия, 1977. - 391с.
14. Производство стальных калиброванных прутков/ Шефтель Н.И. - Металлургия, 1970 - 432 с.
15. Когос А.М. Механическое оборудование волочильных и лентопрокатных цехов – 3-е изд. -Москва : Металлургия, 1980. - 312с.

16. Анурьев В.И.. Справочник конструктора – машиностроителя. Изд. 8-е в 3-х тт. – М.: Машиностроение, т. 2, 2001.
17. Целиков А.И., Полухин П.И. и др. Машины и агрегаты металлургических заводов, Т.3. - М.: Металлургия, 1988.- 438 с.

**Авсейков Сергей Владимирович**

## **ОБОРУДОВАНИЕ ВОЛОЧИЛЬНЫХ ЦЕХОВ**

**ПРАКТИКУМ**

**по одноименному курсу**

**для студентов специальности 1-42 01 01**

**«Металлургическое производство  
и материалобработка (по направлениям)»,**

**направления специальности 1-42 01 01-02**

**«Металлургическое производство  
и материалобработка (материалобработка)»,**

**специализации 1-42 01 01-02 01 «Обработка металлов  
давлением» дневной и заочной форм обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку  
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного  
учебно-методического документа 22.11.16.

Рег. № 90Е.

<http://www.gstu.by>