

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Учреждение образования «Витебский государственный технологический  
университет»

## РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ТИПОВЫХ МАШИН ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

### **Методические указания к практическим занятиям**

для студентов специальности 1-36 08 01 «Машины и аппараты легкой,  
текстильной промышленности и бытового обслуживания» специализации  
1-36 08 01 01 «Машины и аппараты легкой промышленности»

Витебск

2011

УДК 67/68:682.5

Расчет и конструирование типовых машин легкой промышленности : методические указания к практическим занятиям для студентов специальности 1-36 08 01 «Машины и аппараты легкой, текстильной промышленности и бытового обслуживания» специализации 1-36 08 01 01 «Машины и аппараты легкой промышленности».

Витебск : Министерство образования Республики Беларусь, УО «ВГТУ», 2010.

Составитель: д.т.н., проф. Сункуев Б.С.

В методических указаниях изложены решения задач по расчету колебаний конструктивных элементов машин, расчету демпфирующих устройств и виброизоляции, расчету производительности машин. Материалы предназначены для студентов при подготовке к практическим занятиям, при выполнении курсового и дипломного проектов.

Одобрено кафедрой «Машины и аппараты легкой промышленности» УО «ВГТУ» 10 ноября 2010 г., протокол № 3.

Рецензент: проф. Локтионов А.В.  
Редактор: доц. Кириллов А.В.

Рекомендовано к опубликованию редакционно-издательским советом УО «ВГТУ» «9» декабря 2010 г., протокол № 8.

Ответственный за выпуск: Данилова И.А.

Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет»

-----  
Подписано к печати \_\_\_\_\_ Формат \_\_\_\_\_ Уч.- изд. лист. \_\_\_\_\_  
Печать ризографическая. Тираж \_\_\_\_\_ экз. Заказ № \_\_\_\_\_ Цена \_\_\_\_\_ руб.

-----  
Отпечатано на ризографе учреждения образования «Витебский государственный технологический университет».  
Лицензия № 02330/0494384 от 16.03.2009.  
210035, г. Витебск, Московский пр-т, 72.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
1 РАСЧЕТ КОЛЕБАНИЙ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН .....	4
1.1 Расчет частоты собственных колебаний системы с одной степенью свободы.....	4
1.2 Расчет частоты собственных колебаний системы с двумя степенями свободы с помощью частотного уравнения .....	6
1.3 Расчет частоты собственных колебаний системы с двумя степенями свободы по методу Донкерли.....	9
1.4 Расчет частоты собственных колебаний системы с двумя степенями свободы по методу Рэлея.....	12
1.5 Расчет частоты собственных колебаний балки с распределенными параметрами.....	14
1.6 Расчет динамического демпфера .....	16
1.7 Расчет демпфера вязкого трения .....	19
1.8 Расчет активной виброизоляции машины .....	22
1.9 Исследование активной виброизоляции .....	25
1.10 Расчет пассивной виброизоляции.....	26
2 РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ МАШИН .....	28
2.1 Расчет теоретической производительности однооперационного однопозиционного полуавтомата .....	28
2.2 Расчет теоретической производительности вышивального многоголовочного полуавтомата с единым приводом головок .....	29
2.3 Расчет теоретической производительности многоголовочного вышивального полуавтомата с автономными приводами головок.....	30
2.4 Расчет теоретической производительности однооперационной многопозиционной машины-автомата .....	32
2.5 Расчет фактической производительности короткошовного швейного полуавтомата ПШК-100 (см. условие задачи 2.1).....	33
ЛИТЕРАТУРА .....	36
ПРИЛОЖЕНИЕ .....	37

## ВВЕДЕНИЕ

Учебным планом специализации «Машины и аппараты легкой промышленности» предусмотрено проведение практических занятий по дисциплине «Расчет и конструирование типовых машин легкой промышленности» в объеме 34 часов.

В настоящих методических указаниях приведены решения типовых задач по следующим темам: «Расчет колебаний конструктивных элементов машин», «Расчет производительности машин».

Методические указания предназначены для студентов, изучающих дисциплину «Расчет и конструирование типовых машин легкой промышленности», выполняющих курсовой и дипломный проекты по специальности 1-36 08 01 01.

### 1 РАСЧЕТ КОЛЕБАНИЙ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН

#### 1.1 Расчет частоты собственных колебаний системы с одной степенью свободы

Дана конструкция, содержащая вал на двух подшипниковых опорах и диск, закрепленный на валу (рис. 1.1). При этом:  $l = 0,2\text{ м}$ ;  $d = 0,01\text{ м}$ ;  $D = 0,1\text{ м}$ ;  $b = 0,03\text{ м}$ , материал вала и диска – сталь 20.

Составить расчетную схему колебательной системы и определить частоту собственных колебаний  $\omega_0$ .

##### *Решение*

Расчетная схема системы представлена на рис. 1.2 в виде гибкой оси и сосредоточенной массы  $m$ , закрепленной посередине оси. Масса  $m$  определяется по формуле Лунца [1]:

$$m = m_1 + \frac{2}{3}m_2, \quad (1.1)$$

где  $m_1$  – масса диска, кг;  $m_2$  – масса вала, кг.

Массы  $m_1$  и  $m_2$  определяются из формул:

$$m_1 = V_1 \cdot \rho,$$

$$m_2 = V_2 \cdot \rho,$$

где  $\rho$  – плотность стали 20,  $\rho = 7800\text{ кг/м}^3$ ;  $V_1, V_2$  – объемы вала и диска,  $\text{м}^3$ .

$$m_1 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot b \cdot \rho = \frac{\pi(0,1^2 - 0,01^2)}{4} \cdot 0,03 \cdot 7800 = 1,82\hat{e}\tilde{a},$$

$$m_2 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot l \cdot \rho = 0,122\hat{e}\tilde{a}.$$

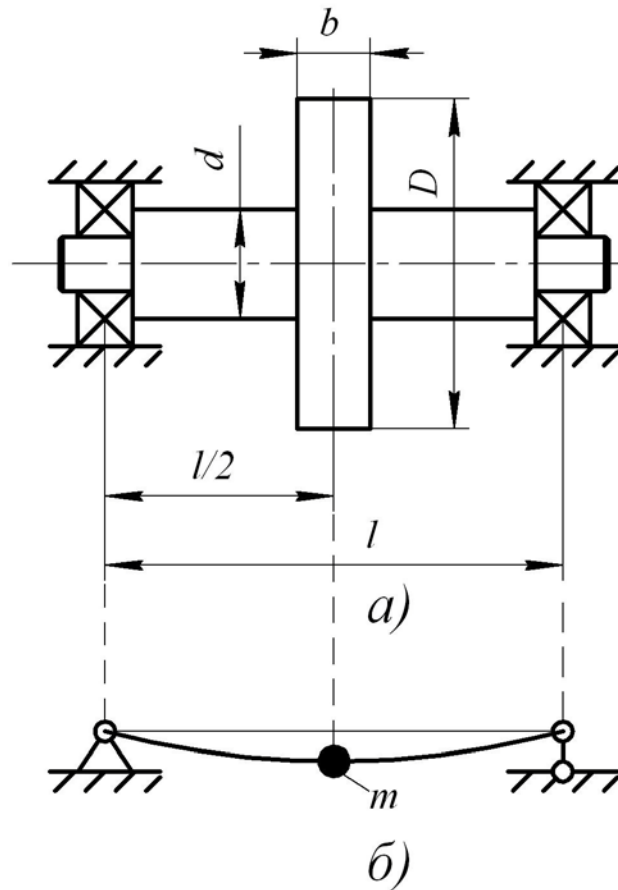


Рисунок 1.1 – Схема колебательной системы с одной степенью свободы:  
 а) конструктивная; б) расчетная

Подставляя  $m_1$  и  $m_2$  в формулу (1.1), получим:

$$m = 1,82\hat{e}\tilde{a} + \frac{2}{3}0,122\hat{e}\tilde{a} = 1,9\hat{e}\tilde{a}.$$

Представленная на рис. 1.1 колебательная система с одной степенью свободы совершает свободные колебания с круговой частотой  $\omega_0$ , определяемой согласно [1] по формуле:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (1.2)$$

где  $k$  - коэффициент упругости оси,

$$k = \frac{48EI}{l^3}; \quad (1.3)$$

$I$  – момент инерции сечения вала,

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,01^4}{64} = 5 \cdot 10^{-10} \text{ } \hat{i}^4;$$

$E$  – модуль упругости стали 20,  $E = 2,1 \cdot 10^{11} \frac{\hat{I}}{\hat{i}^2}.$

Подставляя полученные значения в приведенные формулы (1.2) и (1.3), получим:  $k = \frac{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 5 \cdot 10^{-10} \dot{I}}{64 \dot{i}} = 6,2 \cdot 10^5 \frac{\dot{I}}{\dot{i}};$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{6,2 \cdot 10^5}{1,9} \frac{\delta \ddot{a} \ddot{a}}{\ddot{n}}} = 570 \frac{\delta \ddot{a} \ddot{a}}{\ddot{n}}.$$

## 1.2 Расчет частоты собственных колебаний системы с двумя степенями свободы с помощью частотного уравнения

Дана расчетная схема колебательной системы с двумя степенями свободы (рис. 1.2 а) в виде упругой оси с двумя точечными массами  $m_1 = 0,5$  кг и  $m_2 = 0,6$  кг. Упругая ось заменяет вал круглого сечения  $d = 0,01$  м. Известны размеры:  $l_1 = 0,1$  м,  $l_2 = 0,25$  м,  $l_3 = 0,3$  м. Требуется определить частоты собственных колебаний системы  $\omega_{01}$  и  $\omega_{02}$ .

Согласно [1] искомые величины могут быть определены из частотного уравнения по формулам:

$$\omega_{01} = \sqrt{\tilde{\delta}_1}, \quad (1.4)$$

$$\omega_{02} = \sqrt{\tilde{\delta}_2}, \quad (1.5)$$

где  $\tilde{\delta}_{1,2} = \frac{\hat{A} \pm \sqrt{\hat{A}^2 - 4\hat{A}}}{2\hat{A}};$  (1.6)

$$\hat{A} = m_1 m_2 (\delta_{11} \cdot \delta_{22} - \delta_{12}^2); \quad (1.7)$$

$$\hat{A} = m_1 \delta_{11} + m_2 \delta_{22}; \quad (1.8)$$

$\delta_{11}$  – упругое смещение массы  $m_1$  под действием единичной силы, приложенной к  $m_1$ ;

$\delta_{22}$  – упругое смещение массы  $m_2$  под действием единичной силы, приложенной к  $m_2$ ;

$\delta_{12}$  – упругое смещение массы  $m_1$  под действием единичной силы, приложенной к  $m_2$ .

Для определения  $\delta_{11}$  рассмотрим балку на рис. 1.2 б. Из уравнений равновесия этой балки определим реакции  $r_1$  и  $r_2$  опор:

$$r_1 + r_2 = 1;$$

$$-r_2 \cdot l + 1 \cdot l_1 = 0;$$

$$r_2 = \frac{l_1}{l} = \frac{0,1}{0,3} = \frac{1}{3} \dot{I}; \quad r_1 = \frac{2}{3} \dot{I}.$$

На рис. 1.2 в построена эпюра изгибающих моментов. Перемещение  $\delta_{11}$  находим по методу Верещагина [2] перемножением эпюры самой на себя:

$$EI\delta_{11} = \left( \frac{0,067 \cdot 0,1 \cdot 2 \cdot 0,067}{2 \cdot 3} + \frac{0,067 \cdot 0,2 \cdot 2 \cdot 0,067}{2 \cdot 3} \right) = 4,49 \cdot 10^{-4} \dot{I}^3;$$

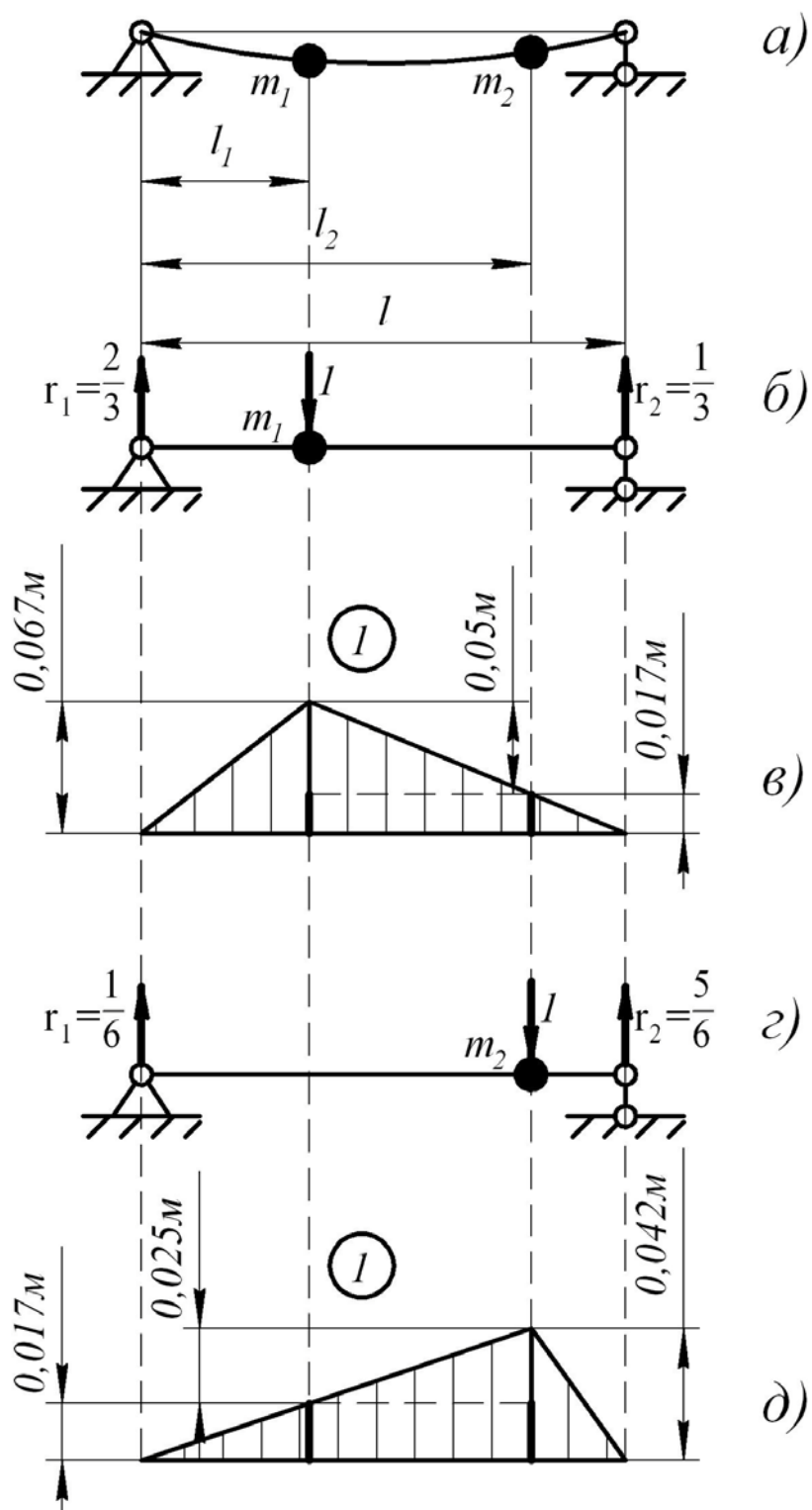


Рисунок 1.2 – Расчет системы с помощью частотных уравнений

- а) расчетная схема системы с двумя степенями свободы;
- б) схема балки с единичной силой, приложенной к  $m_1$ ;
- в) эпюра изгибающих моментов;
- г) схема балки с единичной силой, приложенной к  $m_2$ ;
- д) эпюра изгибающих моментов

$$\delta_{11} = \frac{4,49 \cdot 10^{-4}}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot \frac{\pi \cdot 10^{-8}}{64}} = \frac{4,49 \cdot 10^{-4}}{103} \dot{\iota} = 4,36 \cdot 10^{-6} \dot{\iota} .$$

Для определения  $\delta_{22}$  рассмотрим балку на рис. 1.2 г. Из уравнений равновесия этой балки определим реакции опор:

$$\begin{aligned} r_1 + r_2 &= 1; \\ -r_2 \cdot l + 1 \cdot l_2 &= 0; \\ r_2 &= \frac{l_2}{l} = \frac{0,25}{0,3} = \frac{5}{6} \dot{I} ; & r_1 &= \frac{1}{6} \dot{I} . \end{aligned}$$

На рис. 1.2 д показана эпюра изгибающих моментов балки. Перемещение  $\delta_{22}$  находим по методу Верещагина перемножением эпюры саму на себя:

$$\begin{aligned} EI\delta_{22} &= \left( \frac{0,042 \cdot 0,25 \cdot 2 \cdot 0,042}{2 \cdot 3} + \frac{0,042 \cdot 0,05 \cdot 2 \cdot 0,042}{2 \cdot 3} \right) = 1,74 \cdot 10^{-4} \dot{I}^3 ; \\ \delta_{22} &= \frac{1,74 \cdot 10^{-4}}{103} \dot{\iota} = 1,69 \cdot 10^{-6} \frac{\dot{I}}{\dot{\iota}} . \end{aligned}$$

Перемещение  $\delta_{12}$  определим перемножением эпюр, построенных на рис. 1.2 в и 1.2 д по методу Верещагина. Разобьем эпюры на 4 участка, содержащих простейшие фигуры (треугольники и прямоугольники):

$$\begin{aligned} 103 \cdot \delta_{12} &= \left[ \frac{0,067 \cdot 0,1 \cdot 2 \cdot 0,017}{2 \cdot 3} + \frac{0,05 \cdot 0,15 \left( 0,017 + \frac{0,025}{3} \right)}{2} + \right. \\ &\quad \left. + 0,017 \cdot 0,15 \left( 0,017 + \frac{0,025}{2} \right) + \frac{0,017 \cdot 0,05 \cdot 2 \cdot 0,042}{2 \cdot 3} \right] \dot{\iota}^3 = 2,2 \cdot 10^{-4} \dot{\iota}^3 ; \\ \delta_{12} &= \frac{2,13 \cdot 10^{-4}}{103} \frac{\dot{\iota}}{\dot{I}} = 2,13 \cdot 10^{-6} \frac{\dot{\iota}}{\dot{I}} . \end{aligned}$$

Подставляя полученные значения  $\delta_{11}$ ,  $\delta_{22}$  и  $\delta_{12}$  в формулы (1.4)–(1.8), получим:

$$\dot{A} = 0,5 \cdot 0,6 (4,36 \cdot 1,69 - 2,13^2) \cdot 10^{-12} \tilde{n}^4 = 0,85 \cdot 10^{-12} \tilde{n}^4 ;$$

$$\hat{A} = (0,5 \cdot 4,36 + 0,6 \cdot 1,69) 10^{-6} \tilde{n}^2 = 3,194 \cdot 10^{-6} \tilde{n}^2 .$$

$$\tilde{\alpha}_{1,2} = \frac{(3,194 \pm 2,61) 10^{-6}}{1,7 \cdot 10^{-12}} \tilde{n}^{-2}$$

$$\tilde{\alpha}_1 = \frac{(3,194 + 2,61) 10^{-6}}{1,7 \cdot 10^{-12}} \tilde{n}^{-2} = 3,41 \cdot 10^6 \tilde{n}^{-2} ;$$

$$\tilde{\alpha}_1 = \frac{(3,194 - 2,61) 10^{-6}}{1,7 \cdot 10^{-12}} \tilde{n}^{-2} = 0,343 \cdot 10^6 \tilde{n}^{-2} ;$$



$$\omega_{01} = \sqrt{3,41 \cdot 10^6 \tilde{n}^{-1}} = 1847 \frac{\delta \ddot{a}}{\tilde{n}};$$

$$\omega_{02} = \sqrt{0,343 \cdot 10^6 \tilde{n}^{-1}} = 586 \frac{\delta \ddot{a}}{\tilde{n}}.$$

### 1.3 Расчет частоты собственных колебаний системы с двумя степенями свободы по методу Донкерли

Для расчетной схемы колебаний с 2-мя степенями свободы, приведенной в условиях задачи 1.2 (см. рис. 1.2), определить приближенным методом Донкерли низшую частоту  $\omega_{01}$  собственных колебаний. Сравнить с низшей частотой, полученной при решении задачи 1.2 с помощью частотного уравнения.

Согласно [1] низшая частота собственных колебаний определяется по методу Донкерли из формулы

$$\frac{1}{\omega_{01}^2} = \frac{y_1 + y_2}{q}, \quad (1.9)$$

где  $y_1$  – упругое смещение массы  $m_1$  (рис. 1.3 а) под действием силы веса этой массы,

$y_2$  – упругое смещение массы  $m_2$  (см. рис. 1.3 а) под действием силы веса массы  $m_2$ .

Определим  $y_1$  методом Верещагина. Для этого рассмотрим балку, находящуюся под действием силы веса  $m_1 g = 0,5 \cdot 9,81 \hat{e} \tilde{a} = 4,9 \hat{I}$  (рис. 1.3 б), и балку, находящуюся под действием единичной силы, приложенной к  $m_1$  (рис. 1.3 г). Построим эпюры изгибающих моментов.

Реакции опор первой балки (см. рис. 1.3 б) определим из уравнений равновесия:

$$R_1 + R_2 = 4,9 \hat{I} ;$$

$$R_2 \cdot 0,3 - 4,9 \cdot 0,1 = 0,$$

откуда:

$$R_2 = 4,9 \cdot \frac{0,1}{0,3} = 1,63 \hat{I} ;$$

$$R_1 = 4,9 \hat{I} - 1,63 \hat{I} = 3,27 \hat{I} .$$

Эпюра изгибающих моментов первой балки построена на рис. 1.3 в.

Реакции опор второй балки (рис. 1.3 б) определим из уравнений равновесия:

$$r_1 + r_2 = 1;$$

$$r_2 \cdot 0,3 - 1 \cdot 0,1 = 0 ,$$

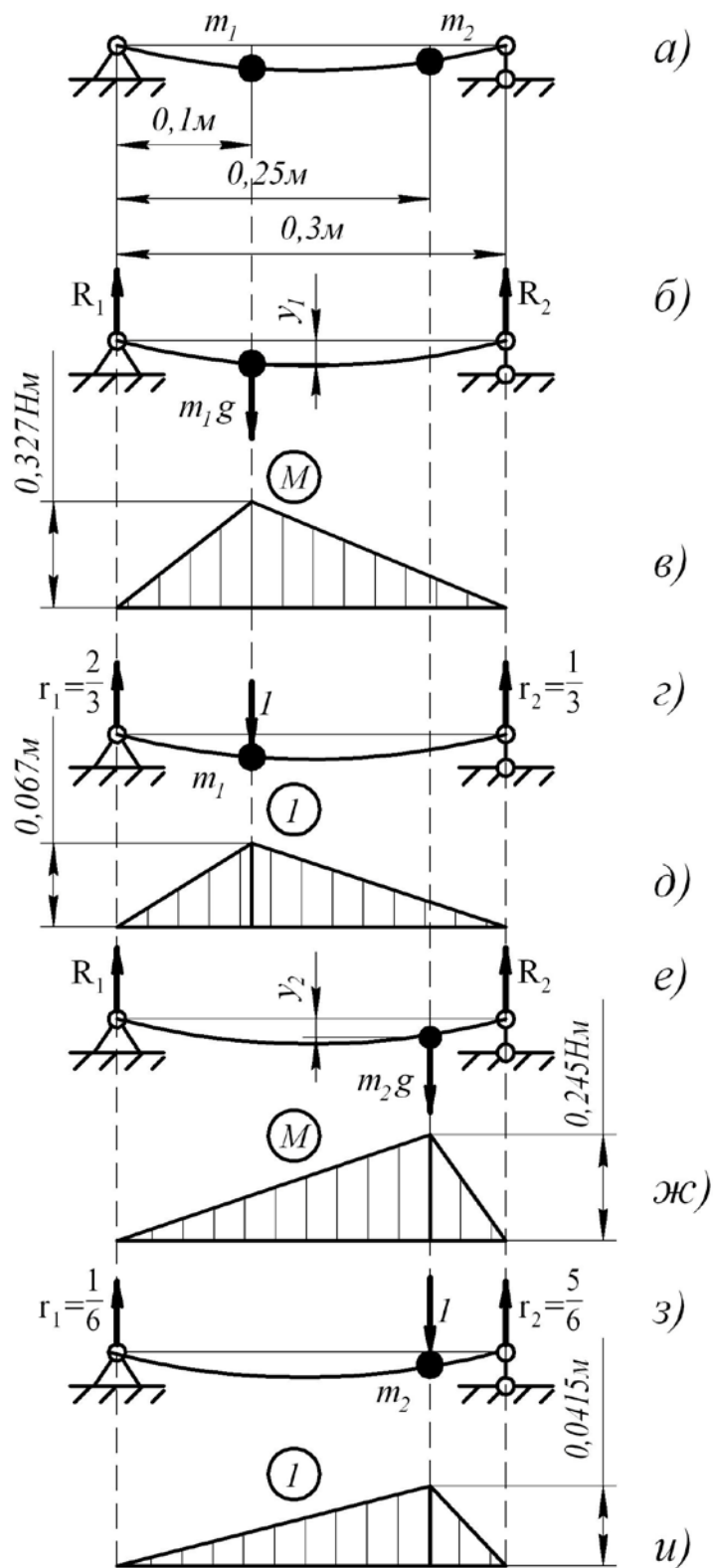


Рисунок 1.3 – Расчет системы по методу Донкерли:

а) расчетная схема балки с двумя степенями свободы; б) расчетная схема балки под действием силы  $m_1g$ ; в) эпюра изгибающих моментов; г) расчетная схема балки под действием единичной силы; д) эпюра изгибающих моментов; е) расчетная схема балки под действием силы  $m_2g$ ; ж) эпюра изгибающих моментов; з) расчетная схема балки под действием единичной силы; и) эпюра изгибающих моментов

откуда:

$$r_2 = \frac{1}{3};$$
$$r_1 = \frac{2}{3}.$$

Эпюра изгибающих моментов второй балки построена на рис. 1.3 д. Перемещение  $y_1$  определим перемножением эпюр:

$$EIy_1 = \frac{0,327 \cdot 0,1 \cdot 2 \cdot 0,067}{2 \cdot 3} + \frac{0,327 \cdot 0,2 \cdot 2 \cdot 0,067}{2 \cdot 3} = 0,327 \cdot 0,067 \cdot 0,1 = 21,9 \cdot 10^{-4} \hat{H}^3;$$
$$y_1 = \frac{21,9 \cdot 10^{-4}}{102,9} = 21,28 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

Определим  $y_2$  методом Верещагина. Для этого рассмотрим балки, находящиеся под действием силы веса  $m_2 g = 5,89 \text{ Н}$  (рис. 1.3 е) и под действием единичной силы, приложенной к  $m_2$  (рис. 1.3 з).

Реакции опор первой балки (см. рис. 1.3 е) определим из уравнений равновесия:

$$R_1 + R_2 = 5,89 \text{ Н};$$
$$R_2 \cdot 0,3 - 5,89 \cdot 0,25 = 0,$$

откуда:

$$R_2 = 5,89 \cdot \frac{5}{6} = 4,9 \text{ Н};$$
$$R_1 = 5,89 - 4,9 = 0,99 \text{ Н}.$$

Эпюра изгибающих моментов первой балки построена на рис. 1.3 ж.

Реакции опор второй балки (см. рис. 1.3 з) определим из уравнений равновесия:

$$r_1 + r_2 = 1;$$
$$r_2 \cdot 0,3 - 1 \cdot 0,25 = 0,$$

откуда:

$$r_2 = \frac{5}{6};$$
$$r_1 = \frac{1}{6}.$$

Эпюра изгибающих моментов второй балки построена на рис. 1.3 и. Перемещение  $y_2$  определим перемножением эпюр:

$$EIy_2 = \frac{0,245 \cdot 0,25 \cdot 2 \cdot 0,0415}{2 \cdot 3} + \frac{0,245 \cdot 0,05 \cdot 2 \cdot 0,0415}{2 \cdot 3} = 0,245 \cdot 0,0415 \cdot 0,1 = 10,2 \cdot 10^{-4} \hat{H}^3;$$
$$y_2 = \frac{10,2 \cdot 10^{-4}}{102,9} = 9,88 \cdot 10^{-4} \text{ м}.$$

Из формулы (1.9) определим  $\omega_{01}$ :

$$\omega_{01} = \sqrt{\frac{q}{y_1 + y_2}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 10^6}{21,28 + 9,88}} = 561 \frac{\delta \ddot{a} \ddot{a}}{\tilde{n}}.$$

При определении  $\omega_{01}$  из частотного уравнения получено  $\omega_{01} = 586 \frac{\delta \ddot{a} \ddot{a}}{\tilde{n}}$ .

Расхождение результатов составило:

$$\Delta \omega = \frac{561 - 586}{586} \cdot 100\% = -4,47\%.$$

#### 1.4 Расчет частоты собственных колебаний системы с двумя степенями свободы по методу Рэлея

Для расчетной схемы колебаний с 2-мя степенями свободы, приведенной в условиях задачи 1.2 (см. рис. 1.2), определить приближенным методом Рэлея низшую частоту  $\omega_{01}$  собственных колебаний. Сравнить с низшей частотой, полученной при решении задачи 1.2, с помощью частотного уравнения. Сравнить результаты вычислений  $\omega_{01}$  в задачах 1.2 и 1.4.

Согласно [1] низшая частота собственных колебаний по методу Рэлея определяется из формулы

$$\omega_{01} = \sqrt{\frac{g(m_1 \cdot y_1 + m_2 y_2)}{(m_1 \cdot y_1^2 + m_2 y_2^2)}}, \quad (1.10)$$

где  $y_1$  – упругое смещение массы  $m_1$  под действием сил веса  $m_1 g = 4,9 \text{ Ё}$  и  $m_2 g = 5,9 \text{ Ё}$  ;

$y_2$  – упругое смещение массы  $m_2$  под действием сил веса  $m_1 g$  и  $m_2 g$  .

Определим  $y_1$  методом Верещагина. Для этого построим эпюры изгибающих моментов балки под действием сил веса  $m_1 g$  и  $m_2 g$  (рис. 1.4 а) и под действием единичной силы, приложенной к  $m_1$  (рис. 1.3 д).

Для построения первой эпюры определим реакции  $R_1$  и  $R_2$  в опорах балки (рис. 1.4 а) из уравнений равновесия:

$$R_1 + R_2 = 5,9 + 4,9 = 10,8 \text{ Ё} ;$$

$$R_2 \cdot 0,3 - 5,9 \cdot 0,25 - 4,9 \cdot 0,1 = 0,$$

откуда:  $R_2 = \frac{5,9 \cdot 0,25 + 4,9 \cdot 0,1}{0,3} = 6,55 \text{ Ё} ;$

$$R_1 = 10,8 - 6,55 = 4,25 \text{ Ё} .$$

Эпюра изгибающих моментов построена на рис. 1.4 б.

Эпюра изгибающих моментов балки под действием единичной силы, приложенной к  $m_1$ , имеется на рис. 1.3 д. Для удобства пользования она перенесена на рис. 1.4 в.

Перемещение  $y_1$  определим перемножением эпюр, представленных на рис. 1.4 б и 1.4 в:

$$EIy_1 = \frac{0,43 \cdot 0,1 \cdot 2 \cdot 0,067}{2 \cdot 3} + \frac{0,1 \cdot 0,15 \left( 0,017 + \frac{2}{3} \cdot 0,05 \right)}{2} + 0,327 \cdot 0,15 \left( 0,017 + \frac{0,050}{2} \right) + \frac{0,327 \cdot 0,05 \cdot 2 \cdot 0,017}{2 \cdot 3} = 33,62 \cdot 10^{-4} \hat{i}^3;$$

$$y_1 = \frac{33,62 \cdot 10^{-4}}{102,9} = 32,7 \cdot 10^{-6} \hat{i}.$$

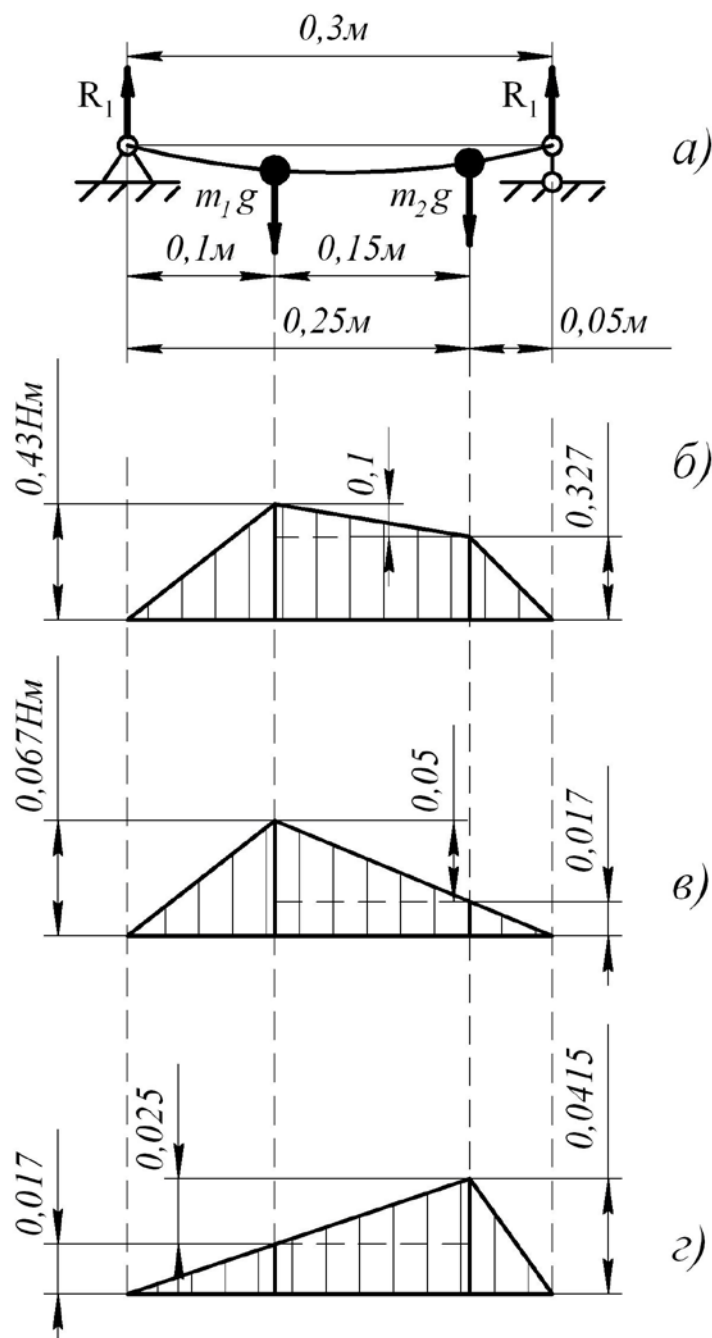


Рисунок 1.4 – Расчет системы по методу Рэлея:  
 а) расчетная схема балки; б, в, г) эпюры изгибающих моментов

Для определения  $y_2$  методом Верещагина перемножим эпюры изгибающих моментов балки под действием сил веса  $m_1g$  и  $m_2g$  (см. рис. 1.4 б) и балки под действием единичной силы, приложенной к  $m_2$  (см. рис. 1.3 и рис. 1.4 г).

$$EIy_2 = \frac{0,43 \cdot 0,1 \cdot 2 \cdot 0,017}{2 \cdot 3} + \frac{0,1 \cdot 0,15 \left( 0,017 + \frac{1}{3} \cdot 0,025 \right)}{2} + 0,327 \cdot 0,15 \left( 0,017 + \frac{0,025}{2} \right) + \frac{0,327 \cdot 0,05 \cdot 2 \cdot 0,0415}{2 \cdot 3} = 20,96 \cdot 10^{-4} \hat{h}^3;$$

$$y_2 = \frac{20,96 \cdot 10^{-4}}{102,9} = 20,37 \cdot 10^{-6} \hat{i}.$$

Подставив  $y_1$  и  $y_2$  в формулу (1.10), получим:

$$\omega_{01} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot (0,5 \cdot 32,7 + 0,6 \cdot 20,37)}{(0,5 \cdot 32,7^2 + 0,6 \cdot 20,37^2)}} = 598 \frac{\delta \ddot{a} \hat{i}}{\hat{n}}.$$

Из частотного уравнения получено  $\omega_{01} = 586 \frac{\delta \ddot{a} \hat{i}}{\hat{n}}$ . Расхождение результатов составило:

$$\Delta \omega = \frac{598 - 586}{586} \cdot 100\% = 2,05\%.$$

### 1.5 Расчет частоты собственных колебаний балки с распределенными параметрами

Определить низшую частоту собственных колебаний рукава швейной машины (рис. 1.5). На рис. 1.5 а показана конструктивная схема корпуса швейной машины, состоящего из рукава 1 и колонки 2. На рис. 1.5 б рукав представлен в виде балки полого прямоугольного сечения, а на рис. 1.5 в приведена расчетная схема балки с заделкой на конце.

Исходные данные для расчета:  $l = 0,24$  м;  $\hat{A} = 0,1$  м;  $H = 0,12$  м;  $\delta = 0,007$  м; материал рукава СЧ-28.

Согласно [1] низшая частота собственных колебаний последней определяется из формулы

$$\omega_{01} = \frac{3,52}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{q}}, \quad (1.11)$$

где  $E$  – модуль упругости серого чугуна,  $E = 1,15 \cdot 10^{11} \frac{\hat{I}}{\hat{i}^2}$ ;

$q$  – масса, приходящаяся на единицу длины балки,  $q = \frac{m \hat{e} \hat{a}}{l \hat{i}}$ ;

$I$  – момент инерции сечения балки.

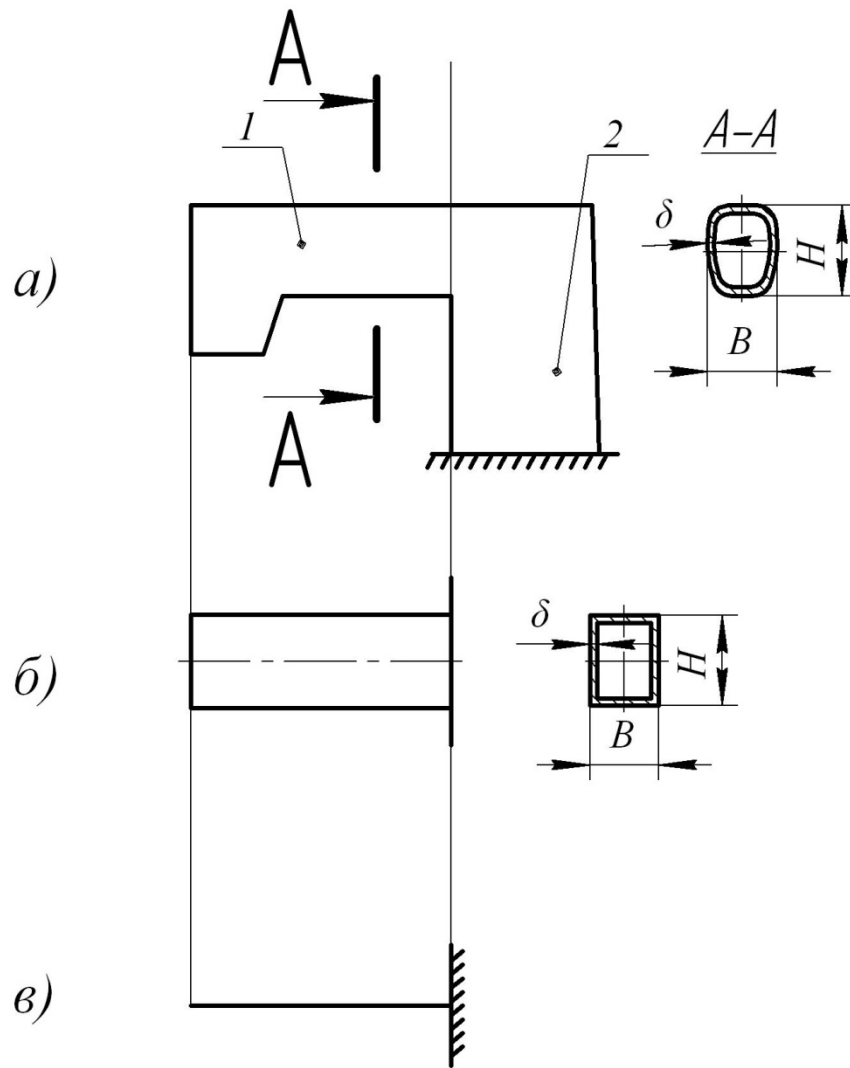


Рисунок 1.5 – Расчет балки с распределенными параметрами:  
 а) конструктивная схема рукава швейной машины;  
 б) конструктивная схема балки; в) расчетная схема балки

Определим момент инерции сечения балки:

$$I = \frac{BH^3}{12} - \frac{(B-2\delta)(H-2\delta)^3}{12} = \frac{0,1 \cdot 0,12^3}{12} - \frac{0,086 \cdot 0,106^3}{12} = 0,587 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4.$$

Определим удельную массу балки:

$$q = \frac{m}{l} = \frac{F \cdot l \cdot \rho}{l} = F \cdot \rho,$$

где  $m$  – масса балки;

$F$  – площадь сечения балки;

$\rho$  – плотность серого чугуна,  $\rho = 7000 \text{ кг/м}^3$ .

$$q = [BH - (B-2\delta)(H-2\delta)] \cdot \rho = (0,1 \cdot 0,12 - 0,086 \cdot 0,106) \cdot 7600 = 20,188 \frac{\text{кг}}{\text{м}}.$$

Подставляя в формулу (1.11) значения  $l$ ,  $E$ ,  $F$ ,  $q$ , получим:

$$\omega_{01} = \frac{3,52}{0,24^2} \sqrt{\frac{1,15 \cdot 10^{11} \cdot 0,587 \cdot 10^{-5}}{20,188}} = 11175 \frac{\delta \ddot{a} \ddot{i}}{\ddot{n}}$$

### 1.6 Расчет динамического демпфера

На рисунке 1.6 а приведена конструктивная схема диска 1, закрепленного на валу 2, установленном на двух подшипниках. Вал вращается с угловой скоростью  $\Omega$ . Требуется проверить условие резонанса основной системы и, в случае резонанса, установить динамический демпфер в виде кольца 3, охватывающего диск 1, и фигурной пластинчатой пружины 4, установленной между диском 1 и кольцом 3. Рассчитать массу и размеры кольца и пружины.

Исходные данные для расчета:  $D = 0,2$  м;  $d = 0,01$  м;  $l = 0,3$  м;  $b = 0,01$  м;  $b_1 = 0,005$  м;  $h = 0,01$  м; частота вращения вала  $n = 2700$  об/мин.

Расчет частоты собственных колебаний основной системы проводим аналогично расчету системы, приведенной в задаче 1.1 (см. рис. 1.1 а, 1.1 б).

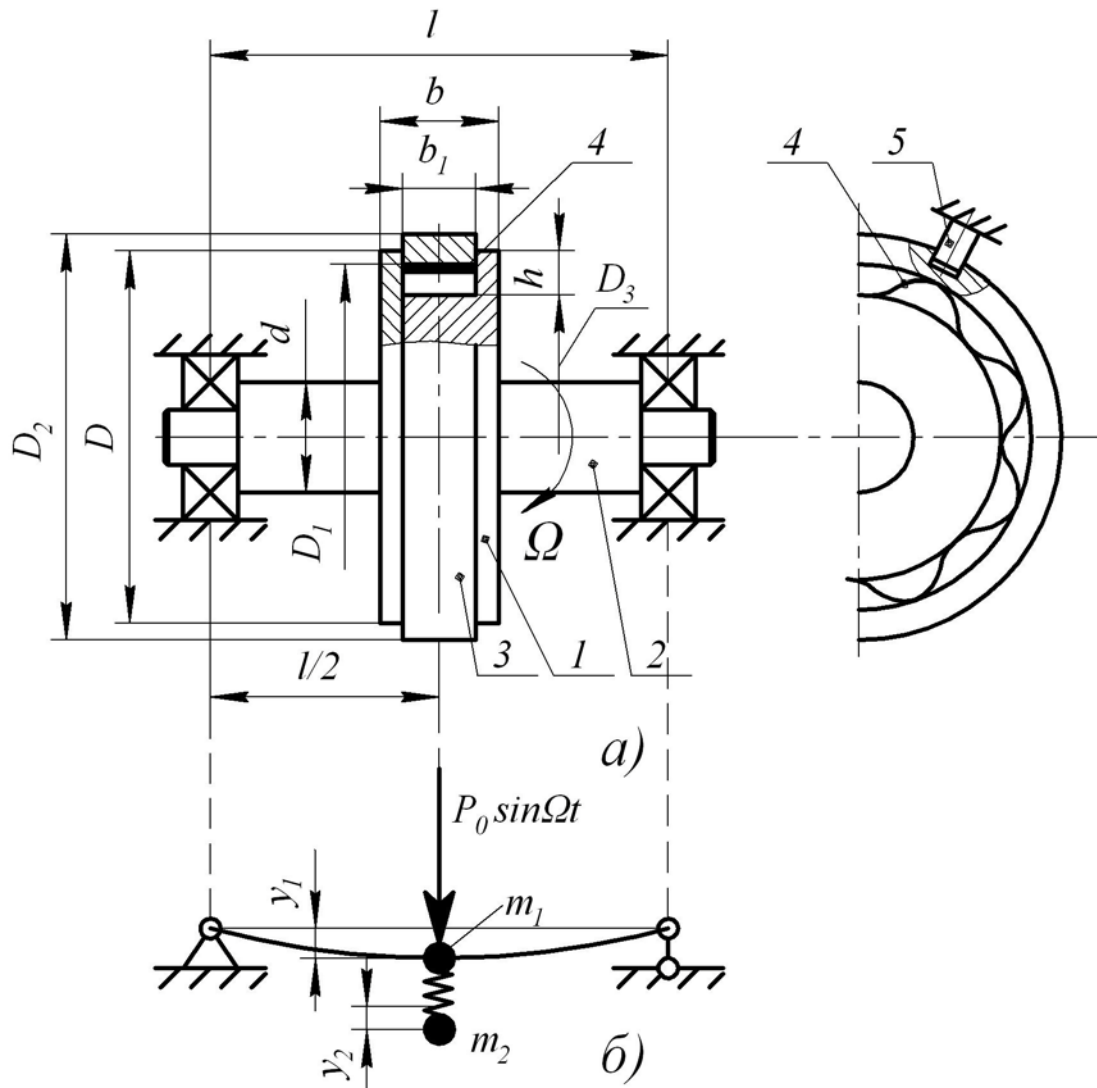


Рисунок 1.6 – Схемы системы с динамическим демпфером:  
а) конструктивная, б) расчетная



Частоту собственных колебаний основной системы определим по формуле (1.2).

Сначала определим массу  $m_1$  (см. рис. 1.6 б):

$$m_1 = m_{\tilde{a}} + \frac{2}{3} m_b,$$

где  $m_{\tilde{a}}$  – масса диска 1;  $m_b$  – масса вала 2.

$$m_{\tilde{a}} = \left[ \frac{\pi D^2}{4} (b - b_1) + \frac{\pi (D - 2h)^2}{4} b_1 - \frac{\pi d^2}{4} b \right] \cdot \rho =$$

$$= \left[ \frac{\pi \cdot 0,2^2 \cdot 0,005}{4} + \frac{\pi \cdot 0,18^2 \cdot 0,005^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0,001^2 \cdot 0,01}{4} \right] \cdot 7800 = 2,167 \hat{e} \tilde{a};$$

$$m_b = \frac{\pi d^2 \cdot l \cdot \rho}{4} = \frac{\pi \cdot 0,01^2 \cdot 0,3 \cdot 7800}{4} = 0,184 \hat{e} \tilde{a};$$

$$m_1 = 2,167 + \frac{2}{3} \cdot 0,184 = 2,289 \hat{e} \tilde{a}.$$

Коэффициент упругой силы вала определим по формуле

$$k_1 = \frac{48EI}{l^3},$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,01^4}{64} = 4,9 \cdot 10^{-10} \hat{i}^4.$$

Подставив  $I$  в формулу для  $k_1$ , получим:

$$k_1 = \frac{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 4,9 \cdot 10^{-10}}{0,3^3} = 18,3 \cdot 10^4 \frac{\hat{i}}{\hat{i}}.$$

Подставив значения  $k_1$  и  $m_1$  в формулу для  $\omega_1$ , получим:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{18,3 \cdot 10^4}{2,289}} = 282,7 \frac{\partial \hat{a} \hat{a}}{\tilde{n}}.$$

Определим угловую скорость вала  $\Omega = \frac{\pi \cdot \omega}{30} = 282,8 \frac{\partial \hat{a} \hat{a}}{\tilde{n}}$ .

Так как  $\omega_1 = \Omega$ , то имеет место резонансное состояние.

Для устранения резонанса основной системы установим динамический демпфер в виде кольца 3, вставленного в кольцевой паз диска 2, и пластинчатой фигурной пружины 4, расположенной между диском 1 и кольцом 4. Кольцо 3 удерживается от вращения пальцем 5, входящим в радиальный вырез в кольцо.

Зададимся массой  $m_2$  кольца 3:

$$m_2 = 0,5m_1 = 0,5 \cdot 2,289 \hat{e} \tilde{a} = 1,144 \hat{e} \tilde{a}.$$

Зададимся  $D_1 = D - 0,005 = 0,2 - 0,005 = 0,195 \hat{i}$  .

Из формулы

$$m_2 = \frac{\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4} b_1 \cdot \rho$$

определим:

$$D_2 = \sqrt{D_1^2 + \frac{4m_2}{\pi \cdot b_1 \cdot \rho}} = \sqrt{0,195^2 + \frac{4 \cdot 1,142}{\pi \cdot 0,005 \cdot 7800}} = 0,274 \hat{i} .$$

Определим эквивалентную жесткость пружины  $k_2$  :

$$k_2 = m_2 \cdot \omega_2^2 ,$$

где  $\omega_2$  согласно [1] равно  $\Omega$ .

$$k_2 = 1,144 \cdot 282,5^2 = 91298 \frac{\hat{I}}{\hat{i}} .$$

Из формулы (П.6) (см. приложение) определим коэффициент упругости  $k_{\hat{Y}}$  элемента пластинчатой пружины (см. рис. П. 2):

$$k_{\hat{Y}} = \frac{k_2}{1,5} = \frac{91298}{1,5} = 60866 \frac{\hat{I}}{\hat{i}} .$$

Зададимся

$$D_3 = D_1 - 2h = 0,195 - 2 \cdot 0,01 = 0,175 \hat{i} .$$

Из формулы (П.9) определим длину элемента:

$$l_3 = \alpha \cdot \frac{D_3}{2} = 0,523 \cdot \frac{0,175}{2} = 0,046 \hat{i} .$$

Из формулы (П.7) определим:

$$I_3 = \frac{k_{\hat{Y}} \cdot l_3^3}{48E} = \frac{60866 \cdot 0,046^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}} = 0,59 \cdot 10^{-12} \hat{i}^4 .$$

Зададимся  $b_3 = 0,005 \hat{i}$  .

Из формулы (П.8) определим:

$$h_3 = \sqrt[3]{\frac{12I_3}{b_3}} = \sqrt[3]{1416} = 11,2 \cdot 10^{-4} \hat{i} .$$

Принимаем  $h_3 = 1,1 \hat{i}$  .

Система с динамическим демпфером имеет две степени свободы. Определим частоты собственных колебаний этой системы.

Из [1] имеем частотное уравнение:

$$\omega_0^4 - b\omega_0^2 + c = 0 , \quad (1.12)$$

где  $b = \omega_2^2 + \omega_1^2 - \frac{m_2}{m_1} \omega_2^2$ ;

$$c = \omega_1^2 \cdot \omega_2^2.$$

Имея ввиду, что  $\omega_2 = \Omega = \omega_1$ ;  $\frac{m_2}{m_1} = 0,5$ , получим:

$$b = 2\omega_1^2 + 0,5\omega_1^2 = 2,5\omega_1^2;$$

$$c = \omega_1^4.$$

Обозначим в (1.12)  $\omega_0^2 = \tilde{\omega}$ , тогда

$$x^2 - bx + c = 0.$$

Решая квадратное уравнение, получим:

$$x_{1,2} = \frac{b}{2} \pm \sqrt{\frac{b^2}{4} - c} = \omega_1^2 (1,25 \pm 0,75).$$

$$x_1 = 2\omega_1^2; \quad x_2 = 0,5\omega_1^2.$$

$$\omega_{01} = \sqrt{x_1} = 1,41\omega_1 = 398,9 \frac{\delta \ddot{a} \ddot{a}}{\tilde{n}};$$

$$\omega_{02} = \sqrt{x_2} = 0,71\omega_1 = 200,8 \frac{\delta \ddot{a} \ddot{a}}{\tilde{n}}.$$

### 1.7 Расчет демпфера вязкого трения

На рис. 1.7 показана схема станины 1 машины, установленной на упругие элементы 2, 3. Центр массы S колеблется под действием центробежной силы ротора  $P_0 \sin \Omega t$ , где  $\Omega$  – угловая скорость ротора.

Для уменьшения амплитуды колебаний к станине присоединен демпфер вязкого трения в виде штока 4 гидроцилиндра 5. Полости гидроцилиндра заполнены маслом и сообщаются посредством трубопровода 6. Требуется рассчитать демпфер из условия уменьшения амплитуды колебаний в 2 раза.

Исходные данные: масса станины  $m = 200$  кг; суммарный коэффициент жесткости пружин 2 и 3  $k = 10^6 \frac{I}{i}$ ;  $P_0 = 2000$  Н;  $\Omega = 50 \frac{\delta \ddot{a} \ddot{a}}{\tilde{n}}$ ; коэффициент  $c_1$ , характеризующий силу затухания колебаний, действующую со стороны пружин 2 и 3, равен:  $c_1 = 0,125\omega_0$ .

Уравнение вынужденных колебаний станины имеет вид [1]:

$$m\ddot{y} + b\dot{y} + ky = P_0 \sin \Omega t.$$

Динамический коэффициент амплитуды колебаний без учета демпфирования согласно [1] определяется из формулы:

$$\beta_1 = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \frac{4\tilde{n}_1^2 \Omega^2}{\omega_0^4}}} \quad (1.13)$$

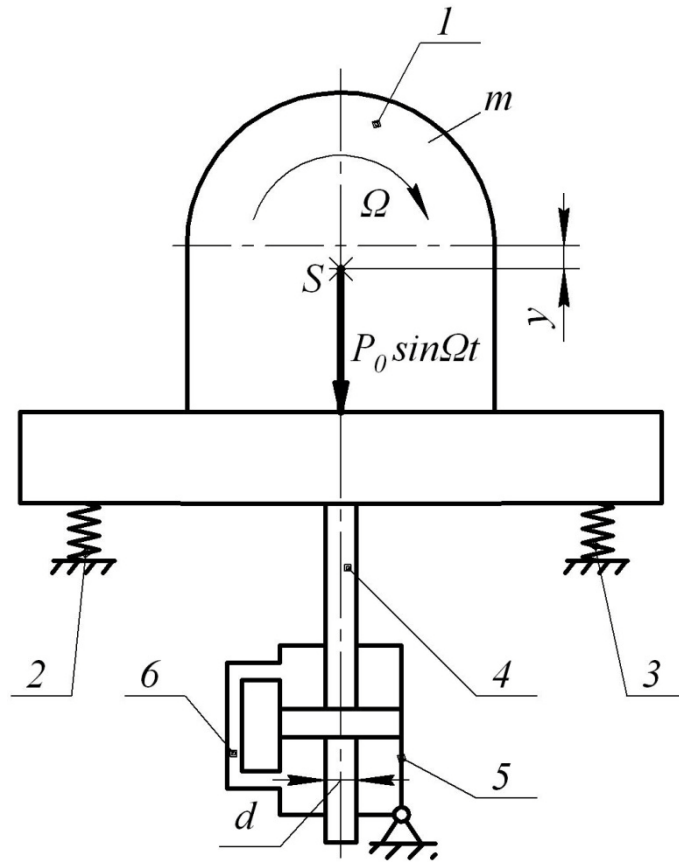


Рисунок 1.7 – Схема демпфера вязкого трения:  
 1 – станина; 2,3 – упругие элементы; 4 – шток; 5 – гидроцилиндр;  
 6 – трубопровод

Частоту собственных колебаний  $\omega_0$  без учета демпфера определим из формулы

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{10^6}{200}} = 70,7 \frac{\delta \ddot{a} \ddot{a}}{\tilde{n}}$$

Коэффициент  $c_1$  определим при известном  $\omega_0$  :

$$\tilde{n}_1 = 0,125 \omega_0 = 0,125 \cdot 70,7 = 8,84 \frac{\delta \ddot{a} \ddot{a}}{\tilde{n}}$$

Подставив значения  $\omega_0$ ,  $\Omega$ ,  $c_1$  в (1.13), получим:

$$\beta_1 = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{50^2}{70,7^2}\right)^2 + \frac{4 \cdot 8,84^2 \cdot 50^2}{70,7^4}}} = 1,886$$

Для уменьшения амплитуды колебаний в 2 раза необходимо уменьшить динамический коэффициент амплитуды в 2 раза:

$$\beta = \frac{\beta_1}{2} = \frac{1,886}{2} = 0,943.$$

Из формулы (1.13) определим требуемый коэффициент  $c$  силы, препятствующий колебанию, с учетом демпфера вязкого трения:

$$\tilde{n} = \frac{\omega_0^2}{2\Omega} \sqrt{\frac{1}{\beta^2} - \left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega_0^2}\right)^2} = \frac{70,7^2}{2 \cdot 50} \sqrt{\frac{1}{0,943^2} - \left(1 - \frac{50^2}{70,7^2}\right)^2} = 46,73 \frac{\delta \dot{a} \ddot{a}}{\tilde{n}}.$$

Коэффициент силы вязкого трения  $b$  в уравнении (1.12) определяется из формулы [1]

$$b = 2mc = 2 \cdot 200 \cdot 46,73 = 18629 \frac{\dot{I} \tilde{n}}{\dot{i}}.$$

Этот коэффициент складывается из двух составляющих:

$$b = b_1 + b_2, \quad (1.14)$$

где  $b_1 = 2m\tilde{n}_1$ ,

$$(1.15)$$

$$b_2 = 2m\tilde{n}_2,$$

$c_1$  – коэффициент силы затухания пружин 2, 3;

$c_2$  – коэффициент силы затухания демпфера.

Из (1.15) определим  $b_1$ :

$$b_1 = 2 \cdot 200 \cdot 8,84 = 3536 \frac{\dot{I} \tilde{n}}{\dot{i}}.$$

Из (1.14) определим  $b_2$ :

$$b_2 = 18629 - 3536 = 15156 \frac{\dot{I} \tilde{n}}{\dot{i}}.$$

Согласно [1] определим коэффициент силы вязкого трения со стороны гидравлического демпфера:

$$b_2 = k_{\delta\delta} \cdot F^2, \quad (1.16)$$

где  $k_{\delta\delta}$  – коэффициент потерь напора на трение  $b$  в трубопроводе 6 (см. рис. 1.7);

$F$  – площадь сечения гидроцилиндра 5 (см. рис. 1.7).

$k_{\delta\delta}$  находим из формулы

$$k_{\delta\delta} = \frac{41 \cdot \nu \cdot l \cdot \rho}{d_{\delta\delta}^4},$$

где  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости масла, для масла

«Индустриальное 60»  $\nu = 60 \cdot 10^{-6} \frac{\dot{i}^2}{\tilde{n}}$ ;

$l$  – длина трубопровода 6 (см. рис. 1.7), зададимся  $l = 1,5$  м;

$\rho$  – плотность масла,  $\rho = 900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ;

$d_{mp}$  – диаметр трубопровода, выберем  $d_{mp} = 0,006$  м.

Подставив указанные значения в формулу для  $k_{\delta\delta}$ , получим:

$$k_{\delta\delta} = \frac{41 \cdot 60 \cdot 10^{-6} \cdot 1,5 \cdot 900}{(6 \cdot 10^{-3})^4} = 25,625 \cdot 10^8 \frac{\text{Нс}}{\text{м}^3}.$$

Из формулы (1.16) определим  $F$ :

$$F = \sqrt{\frac{b_2}{k_{\delta\delta}}} = 10^{-4} \sqrt{\frac{15156}{25,625}} = 24,32 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

При известном  $F$  определим диаметр цилиндра:

$$D = \sqrt{d^2 + \frac{4F}{\pi}}.$$

Принимая  $d = 10^{-2}$  м, определим  $D$ :

$$D = \sqrt{10^{-4} + \frac{4 \cdot 24,32 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 5,65 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 56,5 \text{ мм}$$

Согласно ГОСТ 355-80 принимаем  $D = 60$  мм.

## 1.8 Расчет активной виброизоляции машины

На рис. 1.8 а показана схема машины с неуравновешенным ротором 1 и станиной 2, установленной через упругие прокладки 3 на основание 4.

Исходные данные: масса ротора  $m_1 = 50$  кг, масса станины  $m_2 = 150$  кг, дисбаланс ротора, т.е. смещение центра масс ротора относительно оси вращения  $e = 0,5 \cdot 10^{-3}$  м; частота вращения ротора  $n = 2000$  об/мин.

Требуется определить параметры виброизоляции и амплитуду колебаний станины.

Согласно [1] виброизоляция эффективна, если динамический коэффициент  $\beta$  амплитуды вынужденных колебаний системы меньше 1. Зададимся  $\beta = 0,2$ . При таком значении  $\beta$  нагрузка, передаваемая на основание, в 5 раз меньше возмущающей силы  $P_0 \sin \Omega t$ .

Для незатухающих колебаний величина  $\beta$  определяется из формулы

$$\beta = \frac{1}{\frac{\Omega^2}{\omega_0^2} - 1}, \quad (1.17)$$

где  $\Omega$  – частота возмущающей силы  $P_0 \sin \Omega t$ ;

$\omega_0$  – частота собственных колебаний системы.

Из (1.17) имеем:

$$\omega_0 = \frac{\Omega}{\sqrt{1 + \frac{1}{\beta}}}. \quad (1.18)$$

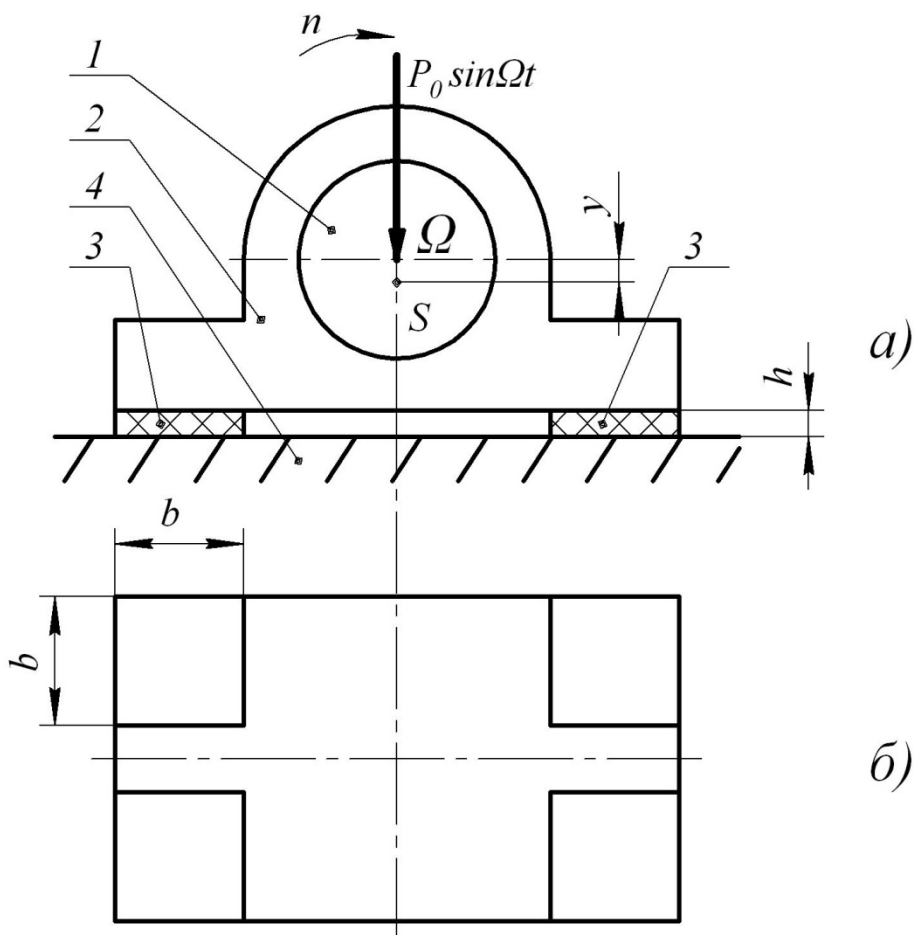


Рисунок 1.8 – Схема активной виброизоляции:

1 – ротор; 2 – станина; 3 – упругие прокладки; 4 – основание

Определим:

$$\Omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 2000}{30} = 209,4 \frac{\delta \ddot{\alpha}}{\tilde{n}}.$$

Тогда из (1.18) определим:

$$\omega_0 = \frac{209,4}{\sqrt{1 + \frac{1}{0,2}}} = 85,5 \frac{\delta \ddot{\alpha}}{\tilde{n}}.$$

Для упругой прокладки согласно [1] податливость  $\delta$  определится из формулы

$$\omega_0^2 = \frac{1}{m\delta}, \quad (1.19)$$

где  $m$  – масса колеблющейся машины.

Определим  $m = m_1 + m_2 = 200\hat{e}\hat{a}$ .

Подставив  $\omega_0$  и  $\delta$  в формулу (1.19), получим:

$$\delta = \frac{1}{m \cdot \omega_0^2} = \frac{1}{200 \cdot 85,5^2} = 6,84 \cdot 10^{-7} \frac{\hat{I}}{\hat{i}}.$$

Для упругой прокладки имеем:

$$\delta = \frac{h}{E \cdot F}, \quad (1.20)$$

где  $h$  – толщина прокладки в сжатом состоянии;

$E$  – динамический модуль упругости материала прокладки;

$F$  – суммарная площадь прокладки.

Выберем материал прокладки – пористая (губчатая) резина.

Тогда согласно [3]:

$$E = 14,5 \cdot 10^5 \frac{\hat{I}}{\hat{i}^2}.$$

Выберем толщину  $h = 0,01$  м. Тогда из формулы (1.20) имеем:

$$F = \frac{h}{E \cdot \delta} = \frac{0,01}{14,5 \cdot 10^5 \cdot 6,84 \cdot 10^{-7}} = 0,01 \hat{i}^2.$$

Выберем площадь прокладки (рис. 1.8 б) в виде четырех квадратных элементов площадью  $F_1$ :

$$F_1 = \frac{F}{4} = \frac{0,01}{4} = 0,0025 \hat{i}^2.$$

Тогда сторона каждого квадрата равна  $b = \sqrt{F_1} = \sqrt{0,0025} = 0,05 \hat{i}$ .

Амплитуду колебаний массы на упругих элементах определим из формулы

$$\dot{A} = \beta \cdot \dot{A}_{\hat{n}\hat{o}}, \quad (1.21)$$

где  $\dot{A}_{\hat{n}\hat{o}}$  – статическое перемещение массы  $m$  под действием амплитудного значения возмущающей нагрузки  $P_0$ .

$$\dot{A}_{\hat{n}\hat{o}} = P_0 \cdot \delta, \quad (1.22)$$

Величину  $P_0$  определим из формулы для центробежной силы ротора 1 (см. рис. 1.8 а)

$$P_0 = m_1 \Omega^2 e = 50 \cdot 209,4^2 \cdot 0,0005 = 1096,2 \hat{I}.$$

Тогда  $\dot{A}_{\hat{n}\hat{o}} = P_0 \cdot \delta = 1096,2 \cdot 68,4 \cdot 10^{-7} = 0,75 \cdot 10^{-3} \hat{i}$ .



## 1.9 Исследование активной виброизоляции

Для условий предыдущей задачи 1.8 построить зависимость амплитуды колебаний  $A$  станины в зависимости от  $\beta$ . Изменять  $\beta$  в пределах от 0,1 до 1 с шагом 0,1.

Вычисления  $A$  для различных  $\beta$  проведены по формулам (1.17)–(1.22). Результаты расчетов  $\omega_0$ ,  $\delta$ ,  $\dot{A}_{\bar{n}\delta}$ ,  $A$  сведены в таблицу 1.1.

Таблица 1.1

$\beta$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\omega_0$ , рад/с	63,14	85,50	100,58	111,93	120,9	128,23	134,4	139,4	144,1	148,09
$\delta$ , $10^{-7}$ Н/м	12,55	6,83	4,94	3,99	3,42	3,03	2,76	2,57	2,40	2,27
$\dot{A}_{\bar{n}\delta}$ , мм	1,37	0,75	0,54	0,44	0,37	0,33	0,3	0,28	0,26	0,25
$A$ , мм	0,137	0,15	0,16	0,17	0,19	0,20	0,21	0,225	0,236	0,25

На рис. 1.9 по результатам расчетов построены графики зависимостей  $\dot{A}_{\bar{n}\delta} = f_1(\beta)$  и  $A = f(\beta)$ . Из графиков следует, что с уменьшением  $\beta$  увеличивается  $\dot{A}_{\bar{n}\delta}$  и уменьшается  $A$ .

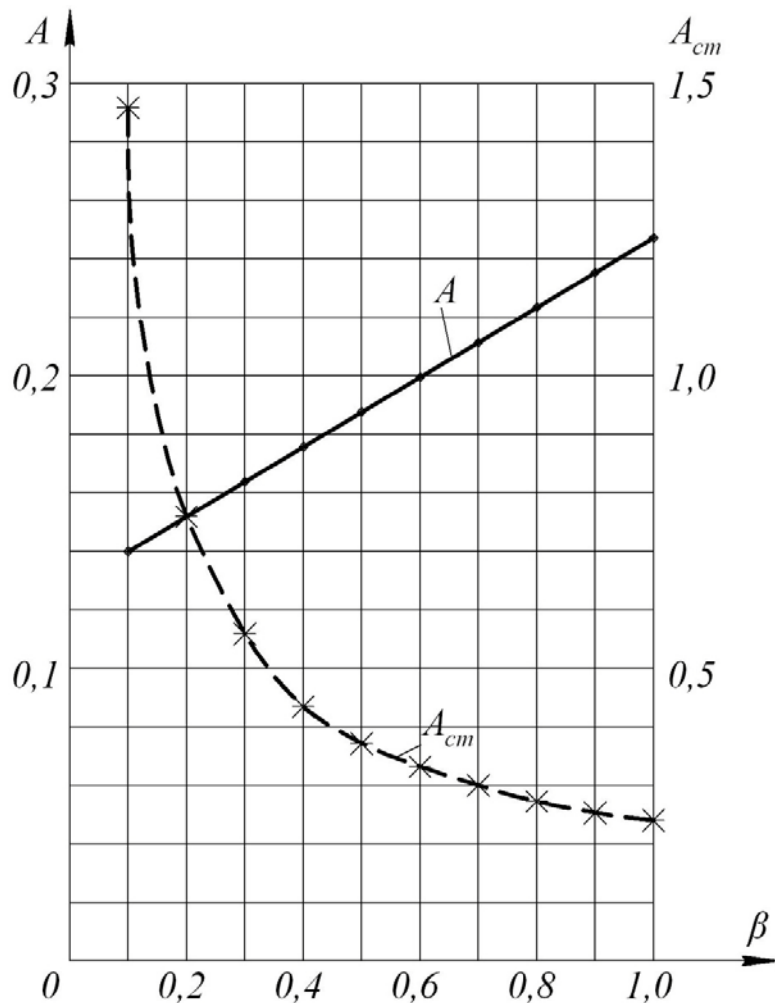


Рисунок 1.9 – Графики зависимостей  $A_{ст}$  и  $A$  от  $\beta$

### 1.10 Расчет пассивной виброизоляции

На рис. 1.10 приведена схема машины с неуравновешенным ротором 1 и станиной 2, установленной на упругие опоры 3 и 4. Центр массы машины совершает вынужденные незатухающие колебания под действием центробежной силы неуравновешенного ротора:

$$y_1 = \dot{A}_1 \sin(\Omega t + \alpha_1), \quad (1.23)$$

где  $\dot{A}_1$  – амплитуда колебаний;  $\Omega$  – угловая скорость ротора 1.

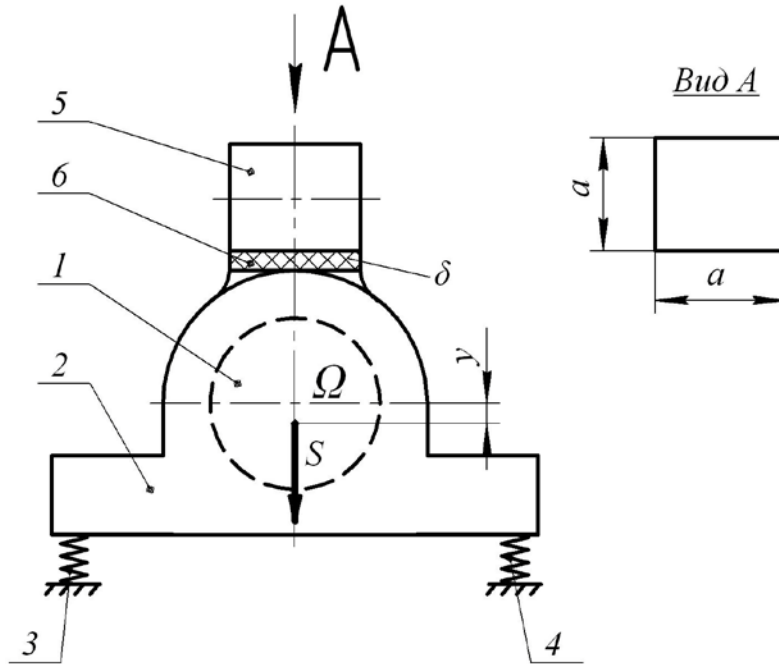


Рисунок 1.10 – Схема пассивной виброизоляции:

1 – ротор; 2 – станина; 3, 4 – упругие опоры; 5 – защищаемое устройство;  
6 – упругая прокладка

На станине 2 на упругой прокладке 6 установлено защищаемое устройство 5. Устройство 5 совершает колебания:

$$m_3 \ddot{y} + \frac{y}{\delta_3} = \frac{y_1}{\delta_3}, \quad (1.24)$$

где  $m_3$  – масса устройства;  $\delta_3$  – податливость прокладки 6.

Подставив  $y_1$  из (1.23) в (1.24) и почленно разделив уравнение на  $m_3$ , получим:

$$\ddot{y} + \frac{y}{m\delta_3} = \frac{\dot{A}_1}{m\delta_3} \sin(\Omega t + \alpha_1).$$

Обозначим:  $\frac{1}{m\delta_3} = \omega_0^2$ ;  $\frac{\dot{A}_1}{m\delta_3} = q$ , тогда  $\ddot{y} + \omega_0^2 y = q \sin(\Omega t + \alpha)$ .

Амплитуда колебаний устройства 6 определяется согласно [1] из формулы

$$A = \frac{q}{|\omega_0^2 - \Omega^2|}.$$

Подставив в эту формулу  $q = \frac{A_1}{\omega_0^2}$ , получим:

$$A = \frac{A_1}{\left|1 - \frac{\Omega^2}{\omega_0^2}\right|} = \beta A_1, \quad (1.25)$$

где  $\beta$  – динамический коэффициент амплитуды;

$$\beta = \frac{1}{\left|1 - \frac{\Omega^2}{\omega_0^2}\right|}. \quad (1.26)$$

Из формулы (1.25) следует, что виброизоляция эффективна ( $A < A_1$ ) при  $\beta < 1$ .

Исходные данные:  $m$  – масса станины и ротора,  $m = 200$  кг,  $m_3$  – масса защищаемого устройства,  $m_3 = 2$  кг;  $\Omega = 209,4$  рад/с;  $A_1 = 0,15 \cdot 10^{-3}$  м.

Зададимся  $\beta = 0,2$ .

Из формулы (1.26) определим  $\omega_0$ :

$$\omega_0 = \frac{\Omega}{\sqrt{1 + \frac{1}{\beta}}} = \frac{209,4}{\sqrt{1 + \frac{1}{0,2}}} = 85,5 \frac{\delta \ddot{a} \ddot{i}}{\ddot{n}}.$$

Определим податливость прокладки:

$$\delta_3 = \frac{1}{m_3 \cdot \omega_0^2} = \frac{1}{2 \cdot 85,5^2} = 6,84 \cdot 10^{-5} \frac{\dot{I}}{\dot{i}}.$$

Выбираем материал прокладки с динамическим модулем упругости  $E = 0,25 \cdot 10^{-5} \frac{\dot{I}}{\dot{i}^2}$  (пористая резина).

Зададимся толщиной прокладки  $h_3 = 0,005$  м.

Определим площадь прокладки:

$$F_3 = \frac{h_3}{E \cdot \delta_3} = \frac{0,005}{0,25 \cdot 10^5 \cdot 6,84 \cdot 10^{-5}} = 0,0029 \dot{i}^2.$$

Принимая прокладку в виде квадрата со стороной  $b_3$ , определим:

$$b_3 = \sqrt{F_3} = 0,054 \dot{i}.$$

Определим амплитуду колебаний устройства:

$$A_3 = \beta A_1 = 0,2 \cdot 0,15 \cdot 10^{-3} \dot{i} = 0,03 \cdot 10^{-3} \dot{i}.$$

## 2 РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ МАШИН

### 2.1 Расчет теоретической производительности однооперационного однопозиционного полуавтомата

Полуавтомат швейный короткошовный ПШК-100 с полем обработки 100x100 мм предназначен для пристрачивания аппликаций и изготовления вышивок на деталях верха обуви. Полуавтомат обслуживается одним оператором. При изготовлении вышивок деталь верха обуви загружается в двухслойную сменную кассету, затем сменная кассета устанавливается в постоянную кассету, закрепленную на каретке координатного устройства. Среднее время загрузки  $t_3 = 10$  с. Затем оператор нажатием на кнопку пульта запускает полуавтомат. Кассета из исходного положения перемещает деталь под иглу в начало вышивки, совершая холостой ход.

Время шитья зависит от количества стежков  $N_{cm}$  в рисунке вышивки и скорости шитья  $n$  (стежков в минуту)

$$t_{\phi} = \frac{60N_{\bar{n}\delta}}{n} (c). \quad (2.1)$$

По окончании шитья кассета совершает холостой ход в исходное положение. Суммарное время холостых ходов  $t_x = 1,5$  с. Время выгрузки детали обуви из кассеты составляет  $t_g = 5$  с.

Требуется определить теоретическую производительность полуавтомата при числе стежков  $N_{cm}$  в рисунке вышивки, равном 100, 200, 300, 400, и скорости шитья  $n = 720$  ст/мин. По результатам расчетов построить графики зависимости  $Q_m$  в функции  $N_{cm}$ . Теоретическая сменная производительность полуавтомата определяется по формуле

$$Q_{\delta} = \frac{3600 \cdot 8}{2 \cdot T_{\delta}} \dot{\delta}, \quad (2.2)$$

где  $T_p$  – длительность рабочего цикла полуавтомата (с).

Величина  $T_p$  определяется из формулы:

$$\dot{\delta} = t_{\zeta} + t_{\hat{a}} + \sum t_{i\hat{a}\delta}, \quad (2.3)$$

где  $\sum t_{i\hat{a}\delta} = t_{\delta} + t_{\phi}$ . (2.4)

Результаты вычислений по формулам (2.4), (2.3), (2.2) сведены в таблицу 2.1.

Таблица 2.1

$N_{cm}$	$t_{\phi}$	$\dot{\delta}$	$Q_{\delta}$
100	8,3	24,8	580
200	16,7	33,2	434
300	25	41,5	347
400	33,3	49,8	289

По результатам вычислений строим график зависимости  $Q_{\delta} = f(N_{\bar{n}\delta})$  (рис. 2.1).

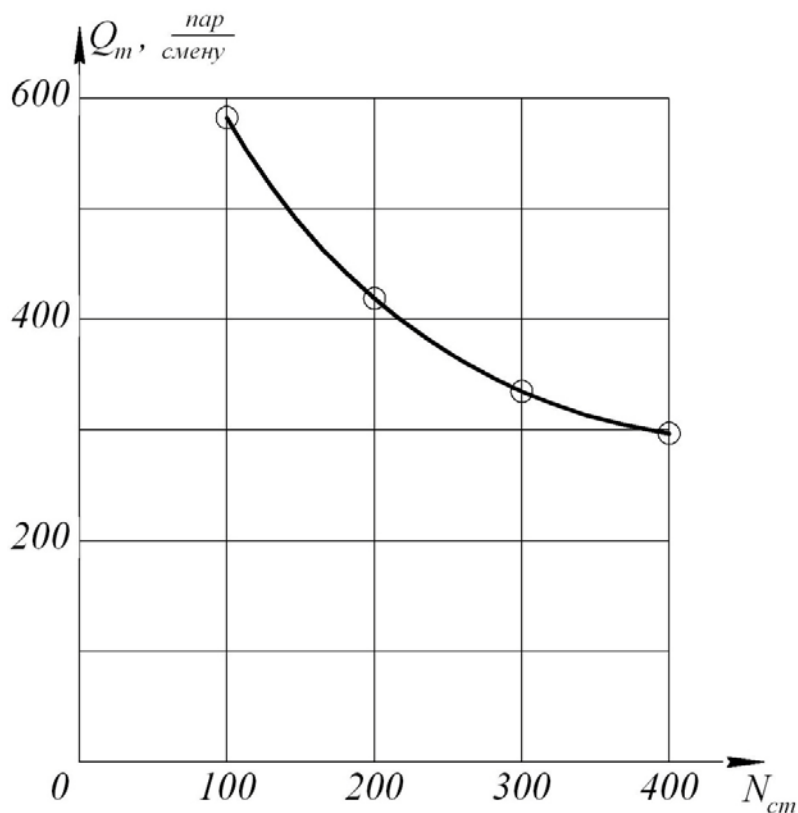


Рисунок 2.1 – График зависимости  $Q_m = f(N_{cm})$

## 2.2 Расчет теоретической производительности вышивального многоголовочного полуавтомата с единым приводом головок

На рис. 2.2 приведена технологическая схема вышивального многоголовочного полуавтомата с единым приводом вышивальных головок. Количество головок –  $N$ . Технологический цикл работы полуавтомата включает в себя:

- выгрузку пяльцев с готовой вышивкой и загрузку пялец с заправленной в них тканью на каждой головке, время загрузки –  $t_z$ , время выгрузки –  $t_b$ ;
- переход оператора от одной головки к другой и возврат к исходной головке, среднее время перехода между головками –  $t_{пер}$ ;
- одновременное вышивание тканей на  $N$  головках, суммарное время обработки  $\sum t_{ид}$ .

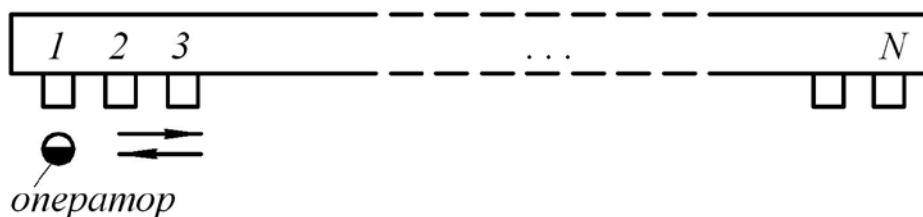


Рисунок 2.2 – Технологическая схема вышивального многоголовочного полуавтомата с единым приводом головок:

1, 2, 3...N –номера головок

Время технологического цикла определится из формулы

$$T_{\delta} = (t_{\zeta} + t_{\hat{a}} + t_{i\hat{a}\delta})N + \sum t_{i\hat{a}\delta}. \quad (2.5)$$

За время  $T_m$  обрабатывается  $N$  изделий. Рабочий цикл  $T_p$  определяется из

формулы  $T_{\delta} = \frac{T_{\delta}}{N} = t_{\zeta} + t_{\hat{a}} + t_{i\hat{a}\delta} + \frac{\sum t_{i\hat{a}\delta}}{N}$ .

Исходные данные:  $t_3 = 5$  с,  $t_6 = 5$  с,  $t_{nep} = 1$  с,  $N = 10$ .

Определить теоретическую сменную производительность полуавтомата при  $\sum t_{i\hat{a}\delta}$ , равном 5, 10, 15, 20, 25, 30 минут, по результатам расчетов построить график зависимости  $Q_{\delta} = f(\sum t_{i\hat{a}\delta})$ .

$Q_{\delta}$  определяется по формуле

$$Q_{\delta} = \frac{28800}{T_{\delta}} \frac{\phi_{\delta}}{\tilde{n}_{i\hat{a}\delta}}, \quad (2.6)$$

где  $T_p$  определяется из (2.5).

Результаты расчетов сведены в таблицу 2.2

Таблица 2.2

$\sum t_{i\hat{a}\delta}$ , с	$t_{\zeta} + t_{\hat{a}} + t_{i\hat{a}\delta}$ , с	$T_{\delta}$ , с	$Q_{\delta}$ , штук/смену
300	11с	41	702
600		71	405
900		101	285
1200		131	220
1500		161	179
1800		191	150

График зависимости  $Q_{\delta}$  от  $\sum t_{i\hat{a}\delta}$  построен в виде кривой 1 на рис. 2.3.

### 2.3 Расчет теоретической производительности многоголовочного вышивального полуавтомата с автономными приводами головок

Технологическая схема полуавтомата приведена на рис. 2.4. В отличие от полуавтомата, рассмотренного в задаче № 2 (см. рис. 2.1), во время выгрузки и загрузки пяльцев на одном полуавтомате остальные полуавтоматы выполняют вышивку.

Можно определить такое число полуавтоматов  $N_m$ , при котором после загрузки–выгрузки изделий на всех полуавтоматах заканчивается вышивка:

$$(t_{\zeta} + t_{\hat{a}} + t_{i\hat{a}\delta})N_{\delta} = \sum t_{i\hat{a}\delta}.$$

Из уравнения определим  $N_m$ :

$$N_{\delta} = \frac{\sum t_{i\hat{a}\delta}}{t_{\zeta} + t_{\hat{a}} + t_{i\hat{a}\delta}}.$$

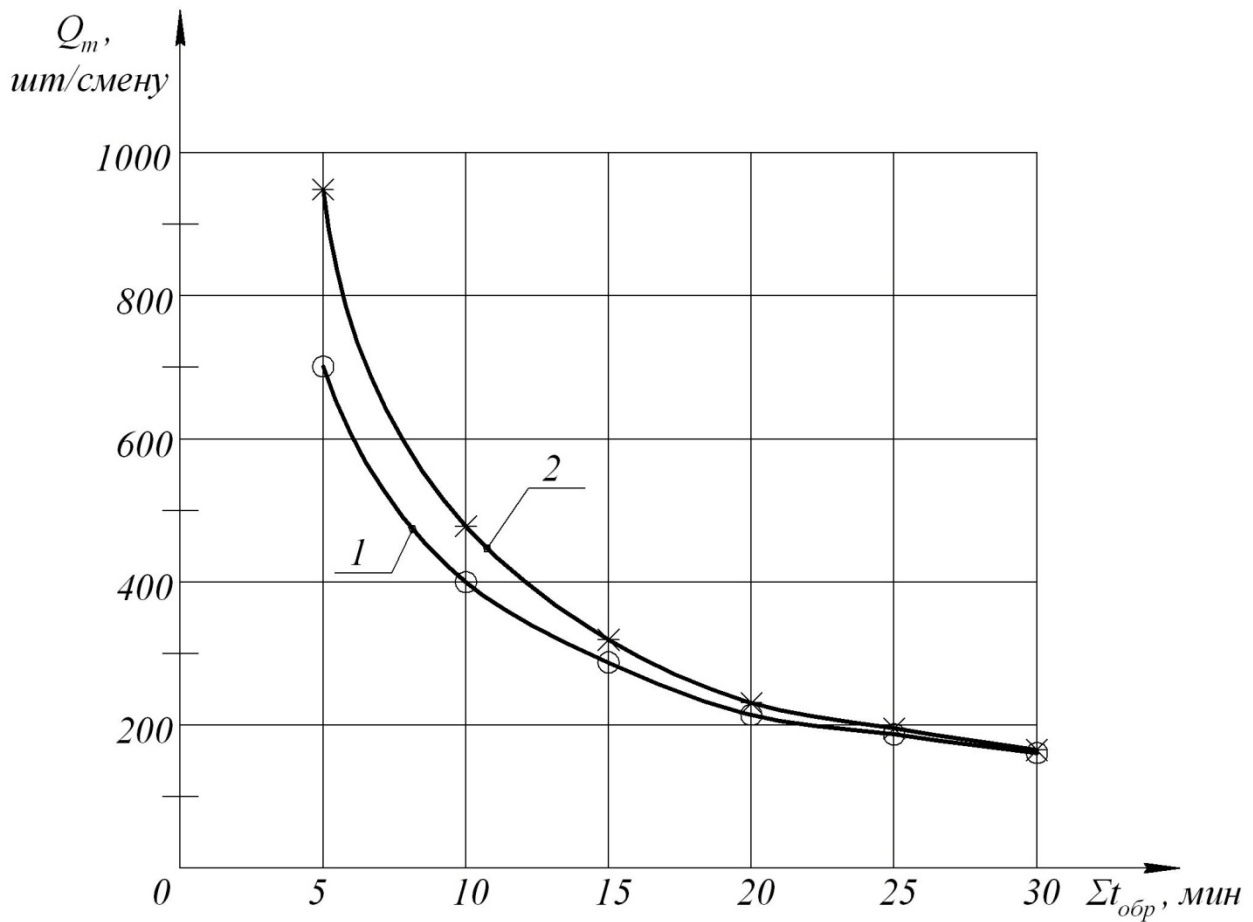


Рисунок 2.3 – Графики зависимостей  $Q_{\delta}$  от  $\sum t_{i\delta}$  :

- 1 – для полуавтомата с единым приводом головок;
- 2 – для полуавтомата с автономными приводами головок;



Рисунок 2.4 – Технологическая схема вышивального полуавтомата с автономными приводами головок: 1, 2, 3...N – номера головок

В этом случае при изменении  $\sum t_{i\delta}$  должно изменяться число  $N_m$  полуавтоматов.

Часто имеет место случай, когда фактическое число полуавтоматов  $N_{\phi}$  меньше теоретического.

Тогда после обслуживания  $N_{\phi}$  полуавтоматов оператор должен ждать, пока закончится вышивание в течение отрезка времени:

$$t_{i\omega} = \sum t_{i\delta} - (t_{\zeta} + t_a + t_{i\delta})N_{\delta}.$$

С учетом этого время рабочего цикла определится из равенства

$$T_{\delta} = \frac{(t_{\xi} + t_{\hat{a}} + t_{i\hat{a}\delta})N_{\delta} + \sum t_{i\hat{a}\delta} - (t_{\xi} + t_{\hat{a}} + t_{i\hat{a}\delta})N_{\delta}}{N_{\delta}} = \frac{\sum t_{i\hat{a}\delta}}{N_{\delta}}. \quad (2.7)$$

При тех же исходных данных, что и в задаче № 3 ( $t_3 = t_6 = 5$  с,  $t_{nep} = 1$  с,  $N_{\phi} = N = 10$ ), определить теоретическую сменную производительность полуавтомата при  $\sum t_{i\hat{a}\delta}$ , равном 5, 10, 15, 20, 25, 30 минут, по результатам расчетов построить график зависимости  $Q_{\delta} = f(\sum t_{i\hat{a}\delta})$ .

Результаты расчетов по формулам (2.7), (2.6) сведены в таблицу 2.3.

Таблица 2.3

$\sum t_{i\hat{a}\delta}$ , с	$T_{\delta}$ , с	$Q_{\delta}$ , штук/смену
300	30	702
600	60	480
900	90	320
1200	120	240
1500	150	192
1800	180	160

График зависимости  $Q_{\delta}$  от  $\sum t_{i\hat{a}\delta}$  приведен на рис. 2.3 в виде кривой 2. Из сравнения кривых 1 и 2 следует, что при прочих равных условиях полуавтомат с автономными приводами головок более производителен.

#### 2.4 Расчет теоретической производительности однооперационной многопозиционной машины-автомата

Операция литья низа на заготовку верха обуви состоит из загрузки–выгрузки готовой пары, впрыска расплавленной массы термопласта в пресс-форму, формирования низа обуви в пресс-форме. Соответствующие времена указанных переходов обозначим:  $t_3$ ,  $t_6$ ,  $t_{впр}$ ,  $t_{форм}$ . Наиболее продолжительным является  $t_{форм}$ .

Схема литьевой машины-автомата приведена на рис. 2.5. Барабан 1 совершает вращательное движение с остановками. На барабане размещены пресс-формы 2. Литьевую машину обслуживают два оператора. Оператор 3 снимает с колодок готовую обувь, оператор 4 надевает заготовки верха на колодки. Блок впрыска смеси 5 впрыскивает смесь в пресс-форму.

Исходные данные:  $t_3 = 10$  с,  $t_6 = 10$  с,  $t_{впр} = 8$  с, время поворота барабана  $t_{пов} = 3$  с,  $t_{форм} = 90$  с.

Требуется определить время остановки барабана, число пресс-форм  $N$ , теоретическую сменную производительность.

Время остановки барабана должно быть достаточным для выполнения загрузки, выгрузки и впрыска. Принимаем:  $t_{ост} = 11$  с. Формование происходит при перемещении барабана на  $(N-3)$  позиций. Следовательно:

$$(N - 3)(t_{i\hat{a}} + t_{i\hat{a}\delta}) = t_{\delta i \delta i}, \text{ откуда}$$



$$N = \frac{t_{\delta i \delta i}}{t_{i \bar{a}} + t_{i \bar{o}}} + 3 = \frac{90}{3 + 11} + 3 = 9,43.$$

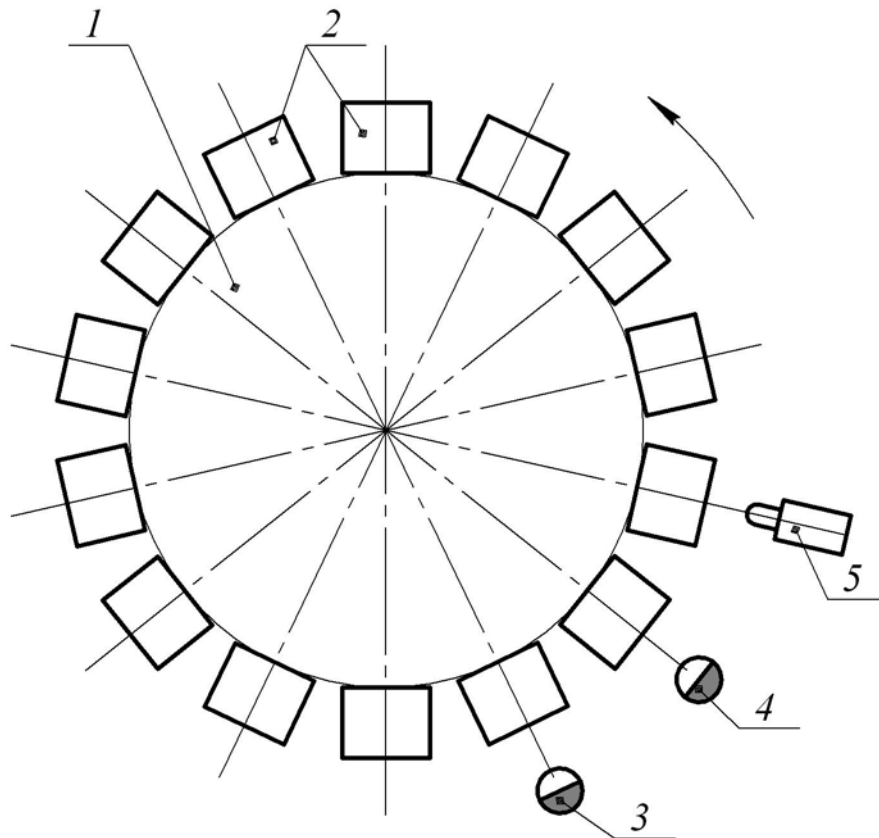


Рисунок 2.5 – Схема литьевой машины-автомата:

1 – барабан; 2 – пресс-формы; 3,4 – операторы; 5 – блок впрыска смеси

Принимаем  $N = 10$ . Рабочий цикл литьевой машины определится из равенства

$$T_{\delta} = t_{i \bar{o}} + t_{i \bar{a}} = 14\bar{n}.$$

Теоретическая сменная производительность определится из формулы

$$Q_{\delta} = \frac{28800}{14} = 2057 \frac{i \bar{\delta}}{\bar{n} i \bar{a} i \bar{o}}.$$

## 2.5 Расчет фактической производительности короткошовного швейного полуавтомата ПШК-100 (см. условие задачи 2.1)

В паспорте полуавтомата приведены показатели надежности:

$T_o$  – средняя наработка на отказ,  $T_o = 48$  часов машинного времени;

$t_e$  – среднее время восстановления,  $t_e = 0,6$  часа.

При  $N_{cm} = 100$  длительность рабочего цикла составит  $T_p = 24,8$  с (см.

таблицу 2.1).  $Q_{\delta} = 580 \frac{i \bar{\delta}}{\bar{n} i \bar{a} i \bar{o}}$ . Машинное время равно:

$$t_i = T_{\delta} - t_{\zeta} - t_{\bar{a}} = 24,8 - 15 = 9,8\bar{n}.$$

Таким образом, общее время за период  $T_o$  составит:

$$\Theta = 48 \frac{24,8}{9,8} = 121,5 \text{ ÷ } \grave{\text{a}} \tilde{\text{n}} \grave{\text{a}}$$

Это время займет:

$$\Theta = \frac{121,5}{8} = 15,19 \tilde{\text{n}} \grave{\text{a}} \acute{\text{a}} \text{ .}$$

В результате наблюдения за работой полуавтомата в течение  $\Theta$  установлены следующие потери рабочего времени.

$t_u$  – время на замену инструмента (иглы),  $t_u = 18$  с, поломки иглы происходят при обработке 300 пар заготовок.

Потери на выпуск брака, удельный вес брака составляет 0,1 % от выпущенной продукции.

Затраты времени на переналадку полуавтомата на выпуск новых изделий происходит один раз в смену,  $t_{nep} = 12$  минут.

Организационные потери  $t_{opz}$  составляют 0,5 часа в смену.

Требуется определить: коэффициент технического использования полуавтомата  $\eta_{\delta \grave{\text{a}} \tilde{\text{n}}}$ , коэффициент загрузки  $\eta_{\zeta}$ , коэффициент использования  $\eta_{\grave{\text{e}}}$ , фактическую производительность  $Q_{\delta}$ .

Коэффициенты  $\eta_{\delta \grave{\text{a}} \tilde{\text{n}}}$ ,  $\eta_{\zeta}$ ,  $\eta_{\grave{\text{e}}}$  определяются из формул:

$$\eta_{\delta \grave{\text{a}} \tilde{\text{n}}} = \frac{\Theta_{\delta}}{\Theta_{\delta} + \sum \Theta_{\tilde{\text{n}}}}; \quad (2.8)$$

$$\eta_{\zeta} = \frac{\Theta_{\delta} + \sum \Theta_{\tilde{\text{n}}}}{\Theta_{\delta} + \sum \Theta_{\tilde{\text{n}}} + \Theta_{\grave{\text{i}} \tilde{\text{n}} \grave{\text{a}}}}; \quad (2.9)$$

$$\eta_{\grave{\text{e}}} = \eta_{\delta \grave{\text{a}} \tilde{\text{n}}} \cdot \eta_{\zeta}; \quad (2.10)$$

где  $\Theta_{\delta}$  – рабочее время за период наблюдений,  $\Theta_{\delta} = \Theta - \sum \Theta_{\tilde{\text{n}}} - \Theta_{\grave{\text{i}} \tilde{\text{n}} \grave{\text{a}}}$ ;

$\sum \Theta_{\tilde{\text{n}}}$  – собственные потери рабочего времени, зависящие от конструкции полуавтомата;

$$\sum \Theta_{\tilde{\text{n}}} = \Theta_{\grave{\text{i}} \acute{\text{a}}} + \Theta_{\acute{\text{a}} \tilde{\text{n}}} + \Theta_{\grave{\text{i}} \tilde{\text{a}} \tilde{\text{n}}} + \Theta_{\grave{\text{e}}}; \quad (2.11)$$

$\Theta_{\grave{\text{i}} \acute{\text{a}}}$  – потери рабочего времени по оборудованию, т.е. на устранение отказов оборудования;

$\Theta_{\acute{\text{a}} \tilde{\text{n}}}$  – потери рабочего времени на выпуск брака;

$\Theta_{\grave{\text{i}} \tilde{\text{a}} \tilde{\text{n}}}$  – потери рабочего времени на переналадку полуавтомата;

$\Theta_{\grave{\text{i}}}$  – потери рабочего времени, связанные со сменой инструмента;

$\Theta_{\grave{\text{i}} \tilde{\text{n}} \grave{\text{a}}}$  – потери рабочего времени по организационным причинам.

Для определения приведенных потерь определим сначала число рабочих смен  $n_{\bar{n}i}$  и число пар обуви  $N_i$  за период  $\Theta$  :

$$n_{\bar{n}i} = \frac{\Theta}{8} = \frac{121,5}{8} = 15,19 ;$$

$$N_i = \frac{\Theta \cdot 3600}{2T_{\delta}} = \frac{121,5 \cdot 3600}{2 \cdot 24,8} = 3483 .$$

Далее определим:

$$\Theta_{i\bar{a}} = t_{\bar{a}} = 0,6 \div \bar{a}\bar{n}\bar{a};$$

$$\Theta_{\bar{a}\delta} = \frac{N_i \cdot 0,001 \cdot 8}{Q_{\delta}} = \frac{3483 \cdot 0,001 \cdot 8}{580} = 0,048 \div \bar{a}\bar{n}\bar{a};$$

$$\Theta_{i\bar{a}\delta} = t_{i\bar{a}\delta} \cdot n_{\bar{n}i} = \frac{12 \cdot 15,19}{60} = 3,138 \div \bar{a}\bar{n}\bar{a};$$

$$\Theta_{\bar{i}} = \frac{t_{\bar{i}} \cdot N_i}{300 \cdot 3600} = 0,058 \div \bar{a}\bar{n}\bar{a};$$

$$\Theta_{i\delta\bar{a}} = t_{i\delta\bar{a}} \cdot n_{\bar{n}i} = 0,5 \cdot 15,19 = 7,595 \div \bar{a}\bar{n}\bar{a} .$$

Подставляя полученные значения в (2.11), (2.8), (2.9), (2.10), получим:

$$\sum \Theta_{\bar{n}} = 3,744 \div \bar{a}\bar{n}\bar{a};$$

$$\Theta_{\delta} = (121,5 - 3,744 - 7,595) \div \bar{a}\bar{n} = 110,16 \div \bar{a}\bar{n};$$

$$\eta_{\delta\bar{a}\delta} = \frac{110,16}{110,16 + 3,744} = 0,967;$$

$$\eta_{\bar{\epsilon}} = \frac{110,16 + 3,038}{110,16 + 3,038 + 7,595} = 0,937;$$

$$\eta_{\bar{\epsilon}} = 0,967 \cdot 0,937 = 0,906;$$

$$Q_{\delta} = Q_{\delta} \cdot \eta_{\bar{i}} = 580 \cdot 0,906 = 525 \frac{i\bar{a}\bar{\delta}}{\bar{n}i\bar{a}i\bar{o}} .$$

## ЛИТЕРАТУРА

1. Расчет колебаний конструктивных элементов машин : методическая разработка по курсу «Расчет и конструирование типовых машин легкой промышленности» для студентов специальности «Машины и аппараты легкой, текстильной промышленности и бытового обслуживания» / УО «ВГТУ»; Б. С. Сункуев. – Витебск: УО «ВГТУ», 1999. – 43 с.
2. Феодосьев, В. И. Сопротивление материалов : учебник для вузов / В. И. Феодосьев. – 9-е изд., перераб. – Москва : Наука, гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 512 с.
3. Вальщиков, Н. М. Расчет и проектирование машин швейного производства / Н. М. Вальщиков, Б. А. Зайцев, Ю. Н. Вальщиков. – Ленинград : Машиностроение (Ленинградское отд.), 1973. – 344 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

### РАСЧЕТ ЭКВИВАЛЕНТНОЙ ЖЕСТКОСТИ ПРУЖИНЫ

На рис. П.1 показано два положения цилиндрической поверхности диаметра  $D_1$  относительно цилиндрической поверхности диаметра  $D_3$  при смещении центра  $O$  на величину  $y_0$ . Пусть  $\alpha$  – угол между элементами пластинчатой пружины, а ось одного из этих элементов расположена вдоль оси  $y$ . На верхней части цилиндра  $D_3$  расположено  $180^\circ/\alpha$  элементов пружины.

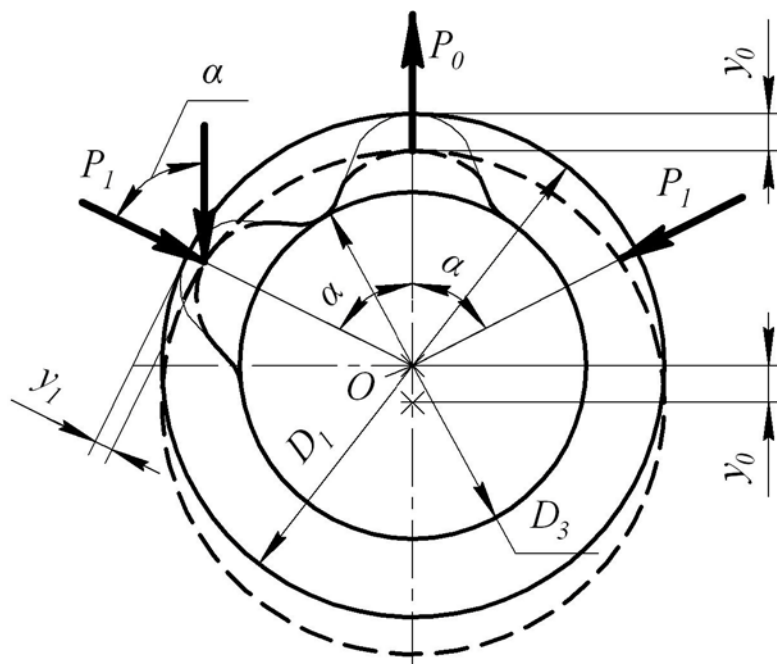


Рисунок П.1 – Схема к расчету эквивалентной жесткости пружины

Допустим, что  $\alpha = 60^\circ$  и число элементов равно 3.

Эквивалентной жесткостью пружины назовем коэффициент  $k_2$  в соотношении:

$$P_\sigma = k_2 \cdot y_0, \quad (\text{П.1})$$

где  $P_\sigma$  – сумма сил, действующих на кольцо со стороны элементов пружины.

$$P_\sigma = P_0 + 2P_1 \cos \alpha, \quad (\text{П.2})$$

где  $P_0$  – сила сжатия центрального элемента;  $P_0 = k_y \cdot y_0$ ;

$k_y$  – коэффициент жесткости элемента;

$P_1$  – сила сжатия боковых элементов,

$$P_1 = y_1 \cdot k_y, \quad (\text{П.3})$$

где  $y_1$  – деформация боковых элементов;

$$y_1 = y_0 \cdot \cos \alpha. \quad (\text{П.4})$$

Подставив (П.3) и (П.4) в (П.2), получим:

$$P_{\delta} = k_y y_0 + 2k_y y_0 \cos^2 \alpha = k_y y_0 (1 + 2 \cos^2 \alpha).$$

При  $\alpha = 60^\circ$

$$P_{\delta} = 1,5k_y y_0. \quad (\text{П.5})$$

Из (П.1) и (П.5) имеем

$$k_y = \frac{k_2}{1,5}. \quad (\text{П.6})$$

Приближенный расчет коэффициента жесткости элемента пластинчатой пружины.

Рассмотрим элемент (см. рис. П.2) как прямую балку на двух опорах длиной  $l_3$ :

$$k_y = \frac{48EI_3}{l_3^3}, \quad (\text{П.7})$$

где  $I_3$  – момент инерции сечения балки;

$$I_3 = \frac{b_3 h_3^3}{12}, \quad (\text{П.8})$$

$$l_3 = \alpha \cdot \frac{D_3}{2}. \quad (\text{П.9})$$

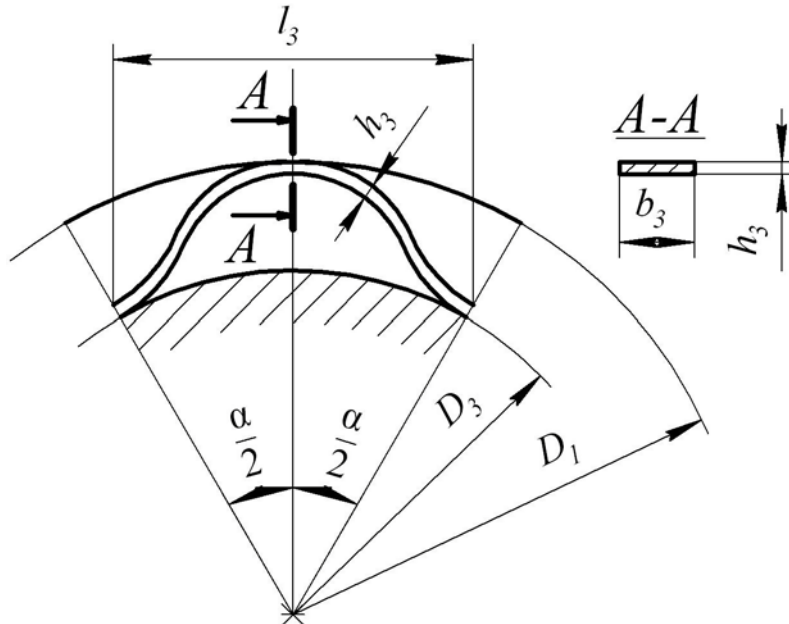


Рисунок П.2 – Схема к расчету элемента пружины