

Методические материалы

К семинару по теме «Расчет винтовых пружин растяжения – сжатия».

1. Общие положения.

I. Геометрические параметры:

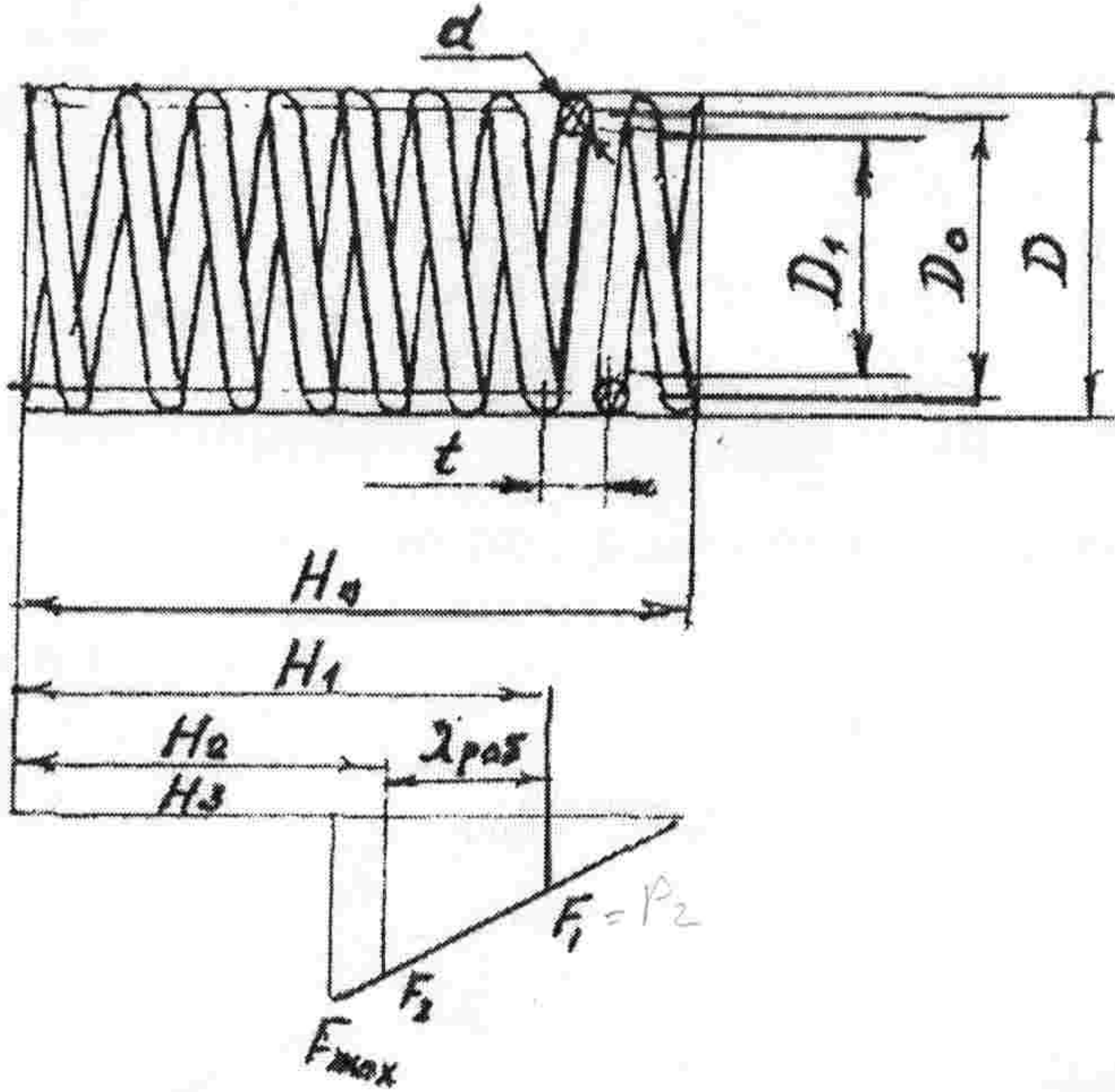


Рис. 1.

d – диаметр проволоки;

D_0 – средний диаметр;

D_1 – внутренний диаметр;

D – наружный диаметр;

t – шаг навивки;

$C = D_0/d$ – индекс пружины;

i_p – число рабочих витков;

H_0 – начальная длина (высота) пружины;

$\lambda_p = H_2 - H_1$ – рабочая деформация

(рабочий ход);

H_3 – высота (длина) пружины при максимальной силе F_{max} .

2. Характеристики: $K = (F_2 - F_1)/\lambda_p$ – жесткость пружин;

$S = 1/K$ – чувствительность, податливость.

3. Расчетные формулы:

$$\text{Уравнение прочности } \tau_{\max} = \frac{8 \cdot F_{\max} \cdot D_0 \cdot K_{\phi}}{p \cdot d^3} \leq [\phi]$$

$$\text{откуда: } d \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_{\max}}{p \cdot [\phi]} \cdot c \cdot K_{\phi}}$$

где $K_{\tau} = (4 \cdot c + 2)/(4 \cdot c - 3)$ – коэффициент увеличения напряжения на внутренней стороне

ВИТКА;

$$[\tau] = \tau_T / n_T; \quad \tau_T = (0.5 \dots 0.57) \cdot \sigma_T.$$

Если не указано σ_T , то можно считать $\tau_{\text{в}} \cong (0.5 \dots 0.57) \cdot \sigma_{\text{в}}$; $\tau_T = (0.7 \dots 0.85) \cdot \tau_{\text{в}}$.

$$4. \text{ Уравнение жесткости: } \lambda = \frac{8 \cdot F \cdot D_0^3 \cdot i_p}{G \cdot d^4} = \frac{8 \cdot F \cdot c^3 \cdot i_p}{G \cdot d};$$

$$K = \frac{F}{l} = \frac{G \cdot d}{8 \cdot c^3 \cdot i_p}; \quad i_p = \frac{G \cdot d}{8 \cdot K \cdot c^3}; \quad \frac{i_p}{d} = \frac{G}{8 \cdot K \cdot c^3}.$$

II. Задача №1.

Спроектировать натяжную пружину 1 кулачкового механизма, обеспечивающую при рабочем ходе λ_p силы прижатия толкателя 2 к кулачку 3 F_1 и F_2 .

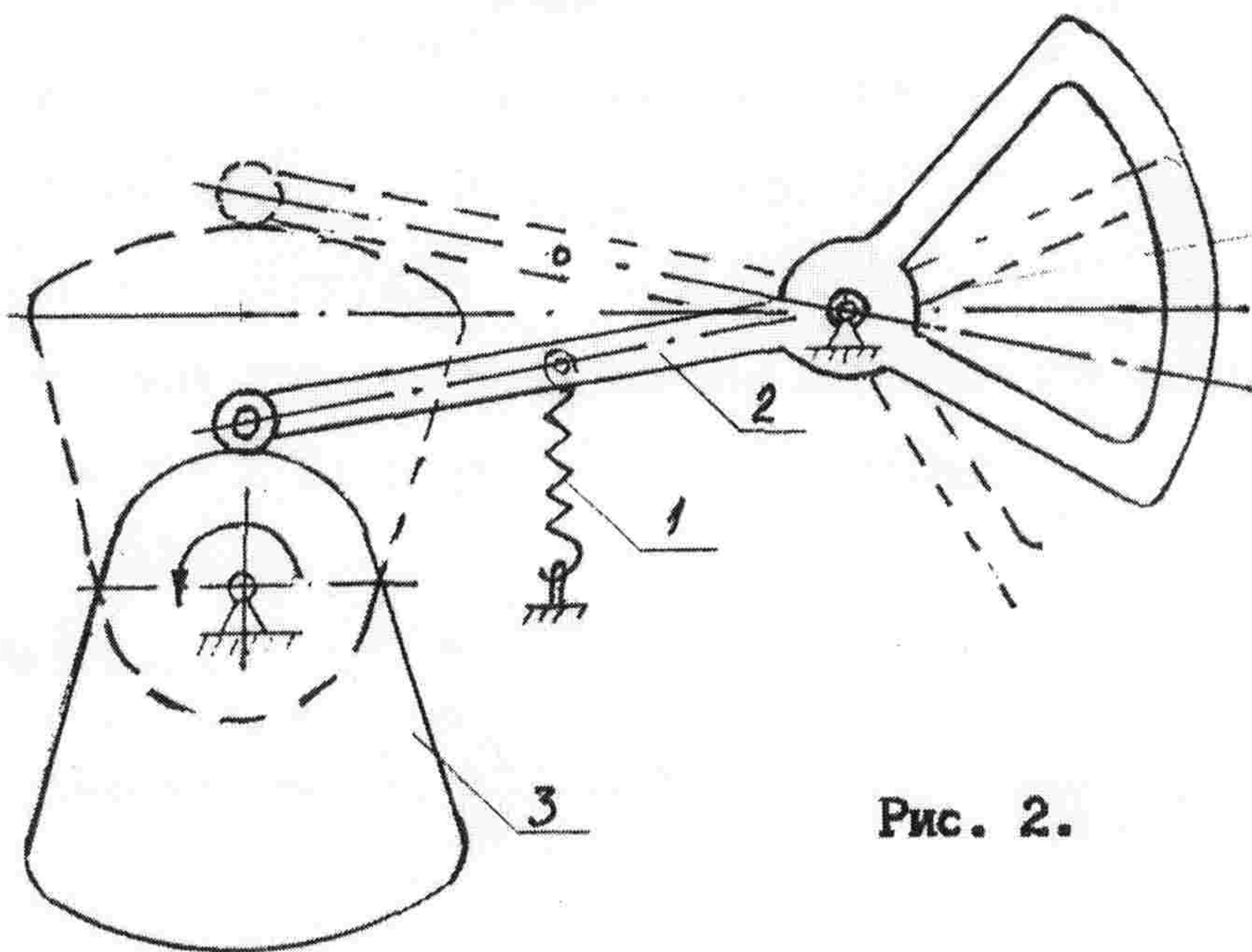


Рис. 2.

Задано:

$$F_1 = 2,2 \text{ Н}$$

$$F_2 = 3,0 \text{ Н}$$

$$\lambda_p = 8 \text{ мм}$$

Определить:

$$d, D_0, \\ H_0, H_1, i_p.$$

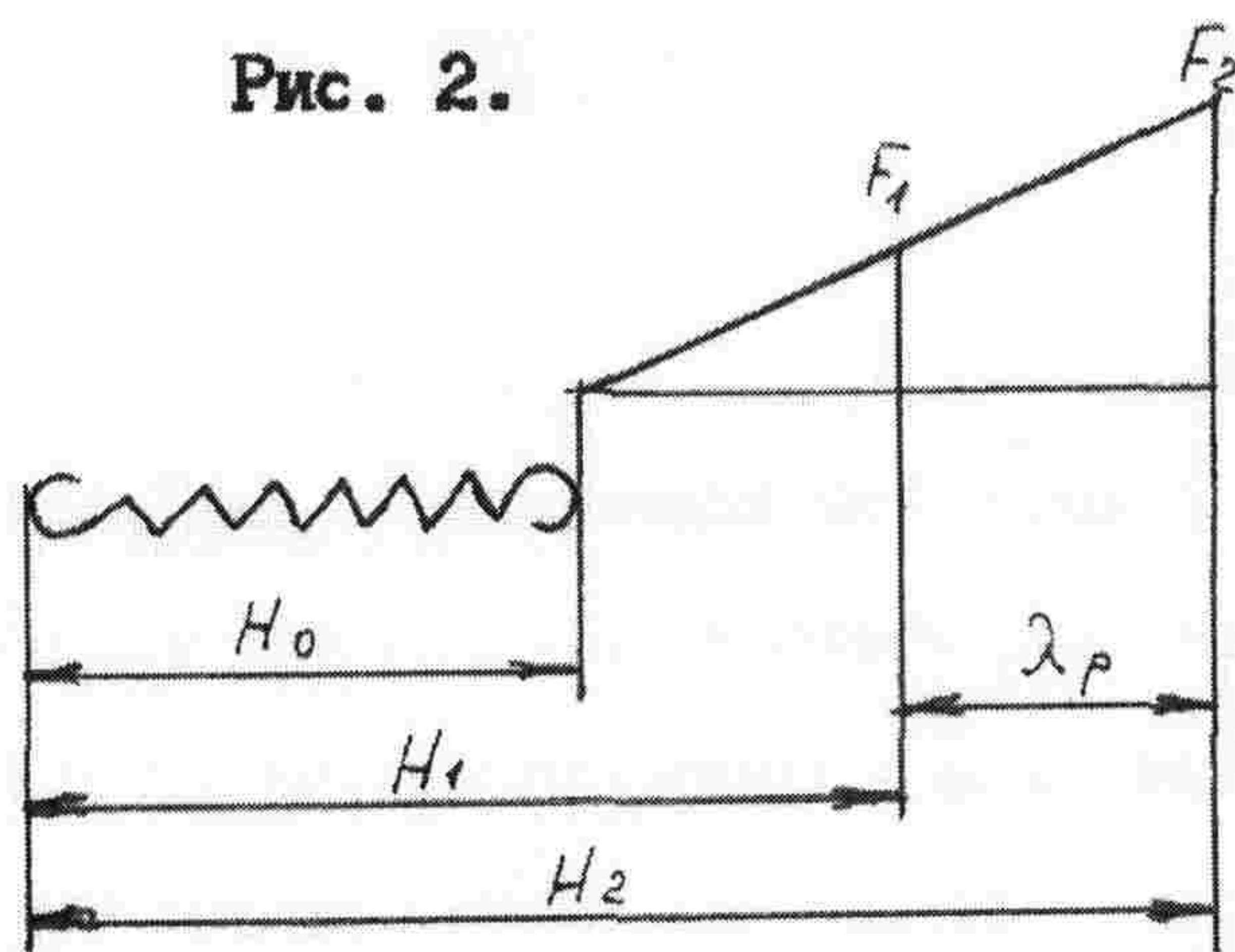


Рис. 3.

1. Выбор материала проволоки.

Примем в качестве материала стальную углеродистую пружинную проволоку по ГОСТ 9398-75, класс II (Элементы приборных устройств. Курсовое проектирование. Часть 2, стр.227, табл.43).

Поскольку σ_b зависит от диаметра проволоки, возьмем значение $\sigma_b = 2200$ МПа;

$G = 8.1 \cdot 10^4$ МПа, тогда:

$$\phi = (0.5 \dots 0.57) \cdot \sigma_b = 0.5 \cdot 2200 = 1100 \text{ (МПа)}.$$

$[\tau] = \tau_b / n_b$; $n_b = 2.5$ – коэффициент запаса. $[\tau] = 1100/2.5 = 440$ (МПа).

С другой стороны: $\tau_t = (0.7 \dots 0.85) \cdot \tau_b$; $\tau_t = 0.8 \cdot 1100 = 880$ (МПа).

$[\tau] = \tau_t / n_t$; где n_t – коэффициент запаса по текучести.

Для неответственных устройств $n_t = 1.2 \dots 1.8$;

для ответственных механизмов $n_t = 1.5 \dots 2.5$;

для измерительных пружин $n_t = 5 \dots 10$.

Проектируемая пружина предназначена для ответственного механизма.

Принимаем $n_t = 2$. Тогда $[\tau] = 880/2 = 440$ (МПа).

2. Определение d , i_p .

Имеем зависимости: $d \geq \sqrt{\frac{8 \cdot F_2}{p \cdot [\tau]} \cdot c \cdot K \tau}$; $\frac{i_p}{d} = \frac{G}{8 \cdot K \cdot c^3}$;

где $K = \Delta F / \lambda_p = (F_2 - F_1) / \lambda_p = (3 - 2.2) / 8 = 0.1$ (Н/мм).

В каждой формуле есть часть неизменная и зависящая от индекса c . Поскольку, напрямую задача не решается, то следует задаться различными значениями c , для которых и определить параметры пружины, а затем выбрать наиболее подходящую из конструктивных соображений.

$$\frac{8 \cdot F_2}{p \cdot [\tau]} = \frac{8 \cdot 3}{3.14 \cdot 440} = 0.01737 = 1.737 \cdot 10^{-2} \text{ (мм}^2\text{)}.$$

$$\frac{G}{8 \cdot K} = \frac{8.1 \cdot 10^4}{8 \cdot 0.1} = 1 \cdot 10^5 \text{ (1/мм)}.$$

$$\text{Тогда: } d \geq \sqrt{1.737 \cdot 10^{-2} \cdot c \cdot K\tau}; \quad \frac{i_p}{d} = \frac{10^5}{c^3}; \quad i_p = \frac{10^5 \cdot d}{c^3},$$

$$\text{где } K\tau = (4 \cdot c + 2) / (4 \cdot c - 3).$$

Рекомендуемые для приборных пружин $c = 8 \dots 12$. (Элементы приборных устройств. Курсовое проектирование. Часть 2, стр.161).

Проведем расчеты для $c = 8, c = 9, c = 10, c = 11, c = 12$.

$$\text{№ 1. } c = 8. \quad K\tau = \frac{4 \cdot 8 + 2}{4 \cdot 8 - 3} = \frac{34}{29} = 1.17;$$

$$d \geq \sqrt{1.737 \cdot 10^{-2} \cdot 8 \cdot 1.17} = \sqrt{16.26 \cdot 10^{-2}} = 0.403 \text{ (мм)}.$$

В соответствии с сортаментом принимаем $d = 0.4$ мм (табл.43, стр.227).

$$i_p = \frac{10^5 \cdot 0.4}{8^3} = 195.3 \cdot 0.4 = 78 \text{ (ВИТКОВ)}.$$

$$\text{№ 2. } c = 9. \quad K\tau = \frac{4 \cdot 9 + 2}{4 \cdot 9 - 3} = \frac{38}{33} = 1.15;$$

$$d \geq \sqrt{1.737 \cdot 10^{-2} \cdot 9 \cdot 1.15} = \sqrt{18.00 \cdot 10^{-2}} = 0.424 \text{ (мм)}.$$

По ГОСТ принимаем $d = 0.45$ мм.

$$i_p = \frac{10^5 \cdot 0.45}{9^3} = 137.2 \cdot 0.45 = 62 \text{ (ВИТКА)}.$$

$$\text{№ 3. } c = 10. \quad K\tau = \frac{4 \cdot 10 + 2}{4 \cdot 10 - 3} = \frac{42}{37} = 1.135;$$

$$d \geq \sqrt{1.737 \cdot 10^{-2} \cdot 10 \cdot 1.135} = \sqrt{19.72 \cdot 10^{-2}} = 0.444 \text{ (мм)}.$$

По ГОСТ принимаем $d = 0.45$ мм.

$$i_p = \frac{10^5 \cdot 0.45}{10^3} = 100 \cdot 0.45 = 45 \text{ (ВИТКОВ)}.$$

$$\text{№ 4. } c = 11. \quad K\tau = \frac{4 \cdot 11 + 2}{4 \cdot 11 - 3} = \frac{46}{41} = 1.12;$$

$$d \geq \sqrt{1.737 \cdot 10^{-2} \cdot 11 \cdot 1.12} = \sqrt{21.4 \cdot 10^{-2}} = 0.462 \text{ (мм)}.$$

Учитывая приближенность расчетов, по ГОСТ можно принять $d = 0.45$ мм.

$$i_p = \frac{10^5 \cdot 0.45}{11^3} = 75.13 \cdot 0.45 = 34 \text{ (витка)}.$$

$$\text{№ 5. } c = 12. \quad K_\tau = \frac{4 \cdot 12 + 2}{4 \cdot 12 - 3} = \frac{50}{45} = 1.11;$$

$$d \geq \sqrt{1.737 \cdot 10^{-2} \cdot 12 \cdot 1.11} = \sqrt{23.16 \cdot 10^{-2}} = 0.48 \text{ (мм)}.$$

По ГОСТ принимаем $d = 0.5$ мм.

$$i_p = \frac{10^5 \cdot 0.5}{12^3} = 57.87 \cdot 0.5 = 30 \text{ (витков)}.$$

3. Определение геометрических размеров D_0 , D , H_0 .

(Пружины растяжения обычно навиваются без зазора между витками.)

$H_0 = i_p \cdot d + \psi \cdot D$, где $\psi = 0.5 \dots 2$ – учитывая размеры зацепов, принимаем $\psi = 2$.

$$D_0 = c \cdot d; \quad D = D_0 + d.$$

$$\text{№ 1. } c = 8 \Rightarrow d = 0.4 \text{ мм; } D_0 = 3.2 \text{ мм; } D = 3.6 \text{ мм; } H_0 = 38.4 \text{ мм.}$$

$$\text{№ 2. } c = 9 \Rightarrow d = 0.45 \text{ мм; } D_0 = 4.05 \text{ мм; } D = 4.5 \text{ мм; } H_0 = 37 \text{ мм.}$$

$$\text{№ 3. } c = 10 \Rightarrow d = 0.45 \text{ мм; } D_0 = 4.5 \text{ мм; } D = 5.0 \text{ мм; } H_0 = 30 \text{ мм.}$$

$$\text{№ 4. } c = 11 \Rightarrow d = 0.45 \text{ мм; } D_0 = 4.95 \text{ мм; } D = 5.4 \text{ мм; } H_0 = 26 \text{ мм.}$$

$$\text{№ 5. } c = 12 \Rightarrow d = 0.5 \text{ мм; } D_0 = 6.0 \text{ мм; } D = 6.5 \text{ мм; } H_0 = 28 \text{ мм.}$$

На рис.4 представлены эти пружины в масштабе 1:2.

Очевидно, наилучшее соотношение геометрических параметров имеет пружина № 4

($c = 11$). Эта пружина имеет следующую характеристику (рис.5).

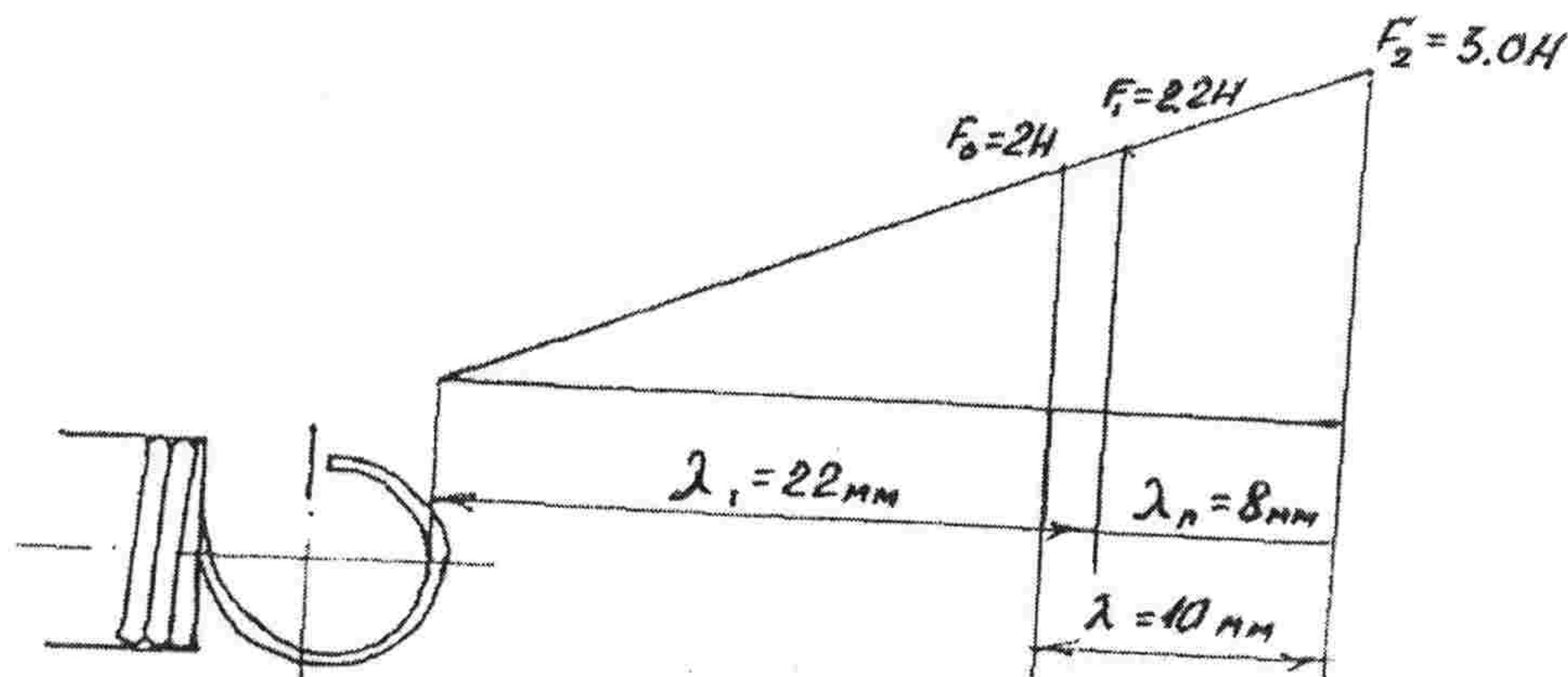


Рис. 5

Из рассмотрения характеристики пружины можно сделать вывод о том, что с целью уменьшения габаритов устройства следует изготовить пружину с предварительным поджатием витков, т.е. с начальной силой $F_0 = 2 \text{ Н}$, тогда деформация пружины вместо 30 мм составит только 10 мм.