

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ  
Государственная горная академия Украины

Кафедра строительной и теоретической  
механики

ИНСТРУКЦИЯ

К ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ "ИСПЫТАНИЕ  
СПИРАЛЬНОЙ ПРУЖИНЫ С ОПРЕДЕЛЕНИЕМ  
МОДУЛЯ СДВИГА"

г. Днепропетровск

1994 г.

I. ЦЕЛЬ РАБОТЫ: Определение модуля упругости при сдвиге из опыта по сжатию винтовой пружины.

## II. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ

Пружины являются одним из наиболее широко распространенных упругих элементов, применяемых в машиностроении. Их используют, главным образом, в качестве амортизаторов для смягчения ударов и толчков. Наибольшее распространение получили цилиндрические винтовые пружины, изготавливаемые из прутков круглого поперечного сечения.

Для предотвращения перекоса пружины при ее сжатии концевые нитки такой пружины обычно скашивают / т.е. утоншают к концам/, образуя опорные поверхности, перпендикулярные к продольной оси пружины. Поэтому, в деформации пружины участвуют не все витки, а только те, которые имеют полное сечение и при сжатии пружины не соприкасаются с нажимными плитами пресса, такие витки называются рабочими.

В поперечных сечениях витков винтовой пружины /см. рис. I/ под действием сжимающей силы  $P$  возникает крутящий момент  $M_k = \frac{P \cdot D}{2}$  и поперечная сила  $Q = P$

Пренебрегая влиянием угла наклона винтовой линии /т.е. принимая  $\alpha = 0$ / и неравномерностью распределения касательных напряжений от среза, максимальные значения напряжений от кручения  $\tau_k$  и от среза  $\tau_c$  определяют по формулам:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_p} = \frac{8 P D}{\pi d^3} \quad (1)$$

$$\tau_c = \frac{Q}{F} = \frac{4 P}{\pi d^2} \quad (2)$$

Максимальное касательное напряжение возникает в точке А (см. рис. I), расположенной на внутренней боковой поверхности витков.

$$\tau_{\max} = \tau_A = \frac{8 P D}{\pi d^3} + \frac{4 P}{\pi d^2} = \frac{8 P D}{\pi d^3} \left( 1 + \frac{d}{2 D} \right) \quad (3)$$

При  $\frac{D}{d} \geq 10$ ,  $\tau_c \leq 0,05 \tau_k$  и в этих случаях при расчете на прочность напряжениями  $\tau_c$  обычно пренебрегают.



Еще меньше влияют касательные напряжения от среза  $\tau_c$  на величину прогиба  $\lambda$  винтовой пружины, так как последний пропорционален квадрату напряжений. Поэтому, пренебрежение напряжениями при определении  $\lambda$  дает достаточно точные результаты практически для всех винтовых пружин.

Формулу для определения прогиба винтовой пружины можно получить, приравняв работу  $A$ , которую производит сила  $P$  на перемещении  $\lambda$  и потенциальную энергию деформации  $\Pi$ , накапливаемую в пружине под действием крутящего момента  $M_k$ .

При этом

$$A = \frac{1}{2} P \lambda \tag{4}$$

$$\Pi = \frac{M_k^2 L}{2G J_p} \tag{5}$$

где  $L$  — развернутая длина пружины с учетом только рабочих витков (число их обозначим  $n$ ).

$$L = \pi D n \tag{6}$$

где  $J_p$  — полярный момент инерции сечения витков

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32} \tag{7}$$

Воспользовавшись (4), (5), (6), (7) и решив равенство относительно  $G$  получим

$$G = \frac{8 P D^3 n}{\lambda d^4} \tag{8}$$

Так как отношение  $\frac{P}{\lambda} = c$  — есть величина постоянная и представляет собой жесткость пружины, то формула для определения модуля упругости  $G$  получит следующий вид.

$$G = \frac{8 c D^3 n}{d^4} \tag{9}$$

### III. СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ.

Работа проводится на I-тонном винтовом прессе, имеющем кольцевой динамометр 4 с индикатором часового типа 5.

Цена одного деления индикатора равна 3,80 кг. Кинематическая схема винтового пресса приведена на рис. 2; а фотография на рис. 3. Нижняя опорная плита 8 получает вертикальное перемещение при вращении маховика ручкой 9, поворачивающей через червяк 10 червячное колесо II. Червячное колесо II навинчивается на винт 13 и, так как



вертикальное перемещение червячного колеса II ограничено упорным подшипником I2, а вращению винта I3 препятствует специальный стопор, то при вращении червячного колеса II винт I3 вместе с укрепленной на нем опорной плитой 8 получает вертикальное перемещение.

При одном обороте ручки 9 нижняя опорная плита 8 перемещается на 0,045 мм. Максимальное допустимое перемещение нижней опорной плиты ограничено метками и составляет 30 мм.

Верхняя опора, выполненная в виде кольцевого динамометра 4, также может перемещаться при помощи винта I и маховика с гайкой 2.

Максимальное перемещение верхней опоры 100 мм, а за один оборот махового колеса 2 верхняя опора перемещается на 5 мм.

Перемещением верхней опоры осуществляют предварительный зажим пружины, а рабочее нагружение осуществляют путем подъема нижней опорной плиты 8.

Для обеспечения соосности пружины 6 и опорных плит с обоих концов пружины 6 помещаются опорные шайбы 7. Вертикальное перемещение опорной плиты 8 вызывает деформацию испытательной пружины. Эта деформация равна разности вертикальных перемещений нижней и верхней опор. Так как жесткость верхней опоры со встроенным в нее динамометром на несколько порядков превышает жесткость пружины, то практически можно принимать деформацию пружины равной вертикальному перемещению нижней опорной плиты.

Определив по динамометру, какое усилие соответствует заданному сжатию пружины, можно подсчитать ее жесткость  $C$  и по формуле (9) определить величину модуля упругости при сдвиге.

При проведении опытов необходимо:

1/ не нагружать пружину усилиями, вызывающими касательные напряжения, превышающие предел пропорциональности. Это подсчитывается заранее теоретически на основании формулы (3);

2/ обеспечить плотное прилегание опорных поверхностей пружин к опорным шайбам с тем, чтобы в деформации пружины участвовали бы только рабочие витки. С этой целью перед испытанием пружину предварительно сжимают усилием, равным  $0,02 \div 0,05$  максимально допускаемого усилия для данного пресса.

3/ провести несколько опытов для уменьшения погрешностей, связанных с разбросом опытных данных. Из этих опытов определяется усредненное значение жесткости пружины, на основании которой определяется значение модуля упругости при сдвиге для материала пружины.



ОФОРМЛЕНИЕ РАБОТЫ

I. Параметры пружины:

а) наружный диаметр  $\varnothing_n$

б) внутренний диаметр  $\varnothing_B$

в) средний диаметр  $\varnothing$

г) диаметр прутка  $d$

д) количество рабочих витков  $n$

е) материал - сталь 65 Г

ж) предел пропорциональности по касательным направлениям

$$\tau_n = 5000 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$$

2. Максимально допустимое усилие при испытании

$$P_{\max} = \frac{\tau_n \cdot \pi d^3}{8 \varnothing (1 + \varnothing/2 \varnothing)}$$

3. Величина усилия предварительного сжатия

$$P_{\text{предв.}} = (0,02 \div 0,05) P_{\max}$$

4. Количество делений индикатора динамометра, соответствующее значению предварительного сжатия

$$K_{\text{предв.}} = \frac{P_{\text{предв.}}}{3,8}$$

Количество оборотов ру- коятки	Сжатие пружи- ны, см	Показания индикатора	Разность пока- зания индикато- ра	Соответст- вующая раз- ность уси- лий сжа- тия пружи-	Жест- кость пружи- ны $P$ $C_i = \frac{P}{\lambda}$
$m$	$\lambda = 0,0045m$	$K_i$	$\Delta K_i = K_i - K_0$	$P_i = 3,8 \Delta K_i$	$\text{кгс/см}$

I 0 0

2

3

4

5

6

7

8

5. Усредненное значение жесткости  $C_{\text{ср}} = \frac{1}{l} \sum C_i$

6. Опытное значение модуля упругости при сдвиге

$$G = \frac{8C_{\text{ср}} \cdot D^3 n}{d^4}$$

7. По справочнику

$$G = 8 \cdot 10^5 \text{ кгс/см}^2$$

8. Погрешность определения

$$\eta = \frac{\sigma_{\text{оп}} - G}{G} \cdot 100\%$$

### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие допущения принимаются при расчете винтовых пружин.
2. Как определяется число рабочих витков пружины.
3. Почему перед началом опыта осуществляют предварительное сжатие пружины.
4. Где и почему возникают максимальные касательные напряжения в винтовых пружинах.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Писаренко Г.П. - сопротивление материалов
2. Дарков А.В. и др. - сопротивление материалов.