УДК 669.14-272.272:006.354 Группа Г11

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ СОЮЗА ССР

# ПРУЖИНЫ ВИНТОВЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ СЖАТИЯ И РАСТЯЖЕНИЯ ИЗ СТАЛИ КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ.

## Обозначение параметров, методика определения размеров

**ГОСТ 13765—86**

Cylindrical helical compression (tension) springs made of round steel.
Design' lion of parameters, methods for ermination of dimensions

**Срок действия с Qt.07,88 до 01.07.98**

1. Обозначения параметров пружин, расчетные формулы и значения должны соответствовать указанным в табл. 1 и 2 и на черт. 1—7, основные параметры витков пружин — указанным в ГОСТ 13766-86 —ГОСТ 13776-86.

**Таблица 1**

| Наименование параметра | Обозначения | Расчетные формулы и значения |
|---|---|---|
| I. Сила пружины при предварительной деформации, н | $F_1$ | Принимаются в зависимости от нагрузки пружины |
| 2. Сила пружины при рабочей деформации (соответствует наибольшему принудительному перемещению подвижного звена в механизме), Н | $f_2$ | |
| 3. Рабочий ход пружины, мм | $h$ | |
| 4. Наибольшая скорость перемещения подвижного конца пружины при нагружении или разгрузке, м/с | $V_{max}$ | |
| 5. Выносливость пружины — число циклов до разрушения | $n_f$ | |
| 6. Наружный диаметр пружины, мм | $D$\ | Предварительно принимаются с учетом конструкции узла. Уточняются по таблицам ГОСТ 13766-86—ГОСТ 13776-86 |

**Издание официальное**

*Продолжение табл. I*

| Наименование параметра | Обозначения | Расчетные формулы и значения |
|---|---|---|
| 7. Относительный инерционный зазор пружины сжатия. Для пружин растяжения служит ограничением максимальной деформации | б | 6=1 -*y*- ... (1)<br>*г* **3**<br>Для пружин сжатия I и II классов<br>6 = 0,05 до 0,25<br>Для пружин растяжения<br>6 = 0,05 до 0,10<br>Длд одножильных пружин III класса<br>6=0,10 до 0,40<br>Для трехжильных III класса<br>6 = 0,15 до 0,40 |
| 8. Сила пружины при максимальной деформации, Н | $F_3$ | $F_3$ - 1^6 (2)<br>Уточняется по таблицам ГОСТ 13766-86— ГОСТ 13776-86 |
| 9. Сила предварительного напряжения (при навивке из холоднотянутой и термообработанной проволоки), Н | $F_0$ | (0,1 -0,25) $F_3$ |
| 10. Диаметр проволоки, мм | *d* | Выбирается по таблицам ГОСТ 13764-66— ГОСТ 13776-86 |
| 11. Диаметр трехжильиого троса, мм | *dx* | |
| 12, Жесткость одного витка пружины, Н/мм$_ч$ | *C* | |
| 13. Максимальная деформация одного витка пружины мм | **$S_3$** (при *ti* **$^5$3** (при Го>0) | Выбирается по таблицам ГОСТ 13764-86i— ГОСТ 13776-86<br>' ' ^3-$F_0$)<br>$^s$3—$^s$5 3 *F- W* *б* |
| 14. Максимальное касательное напряжение пружины, МПа | **Тз** | Назначается по табл. 2 ГОСТ 13764—86<br>При проверке<br>$x_3$=К ^ $\frac{8F_rD}{}$ (4)<br>Для трехжильных пружин<br>^=1,82 *У* (4а) |

*Продолжение табл. I*

| Наименование параметра | Обозначения | Расчетные формулы н значения |
|---|---|---|
| 15. Критическая скорость пружины сжатия, м/с | $V_K$ | $\frac{1}{2}\sqrt{\frac{p}{}}$ (5)<br>Для трехжильных пружин<br>$V_k$ |
| 16. Модуль сдвига, МПа | $G$ | Для пружинной стали $G = 7{,}85 \cdot 10^4$ |
| 17. Динамическая (гравитационная) плотность материала, Нс²/м* | **Р** | $\frac{V}{T}$<br>где $g$ — ускорение свободного падения, м/с²<br>$y$ — удельный вес, Н/м³<br>Для пружинной стали |
| 18. Жесткость пружины, Н/мм | **с** | $c = \frac{F_2 - F_1}{h} = \frac{F_3}{s_2}$<br>$c = \frac{Gd^4}{s_s \cdot 8D^3 n}$ (6)<br>Для пружин с. предварительным напряжением<br>$c = \frac{F_3 - F_0}{s_3}$ (6а)<br>Для трехжильных пружин<br>$c = \frac{F^*}{S_j S_3}$<br>$c = \frac{3Gd^*}{\pi k}$ (6б) |
| 19. Число рабочих витков пружины | $n$ | $n = \frac{G d^4}{8 c D^3}$ (7) |
| 20, Полное число витков пружины | $n_1$ | $n_1 = n + n_2$ (8)<br>где $n_2$ — число опорных витков |
| 21. Средний диаметр пружины | $D$ | $D = D_2 + d$ (9)<br>Для трехжильных пружин<br>$D = D_1 = D_2 + d$ (9а) |

***Продолжение табл. 1***

| Наименование параметра | Обозначение | Расчетные формулы и значения |
|---|---|---|
| 22. Индекс пружины | *i* | $i = \frac{D}{d}$ (Ю)<br>Для трехжильных пружин<br>$i = \frac{D}{d}$ (Юа)<br>Рекомендуется назначать от 4 до 12 |
| 23. Коэффициент расплющивания троса в трехжильной пружине учитывающий увеличение сечения витка вдоль оси пружины после навивки | А | Для трехжильного троса с углом свивки р — 24° определяется по табл. 2 |
| 24. Предварительная деформация пружины, мм | 5] | $S_1 = F_1$ (П) |
| 25. Рабочая деформация пружины, мм | $s_2$ | $S_2 = F_2 - F_1$ (12) |
| 26. Максимальная деформация, пружины, мм | $S_3$ | $S_3 = F_3 - F_1$ (13) |
| 27. Длина пружины при максимальной деформации, мм | *h* | $l_3 = (n_1 + 1 + n_2)d$ (14)<br>где $n_г$ — число обработанных витков<br>Для трехжильных пружин<br>$l_3 = (n_1 + 1)d$ (14а)<br>Для пружин растяжения с зацепами<br>$l_3 = l_0 + S_3$ (14б) |
| 28. Длина пружины в свободном состоянии, мм | $l_0$ | $l_0 = l_3 - S_3$ (16) |
| 29. Длина пружины растяжения без зацепов в свободном состоянии, мм | $l_0$ | $l_0 = (n_x + 1)d$ (15а) |
| 30. Длина пружины при предварительной деформации, мм | *u* | $l = l_0 - S_1$, (16)<br>Для пружин растяжения<br>$l = l_0 + S_1$ (16а) |
| 31'. Длина пружины при рабочей деформации, мм | *h* | $l = l_0 - S_2$ (17)<br>Для пружин растяжения<br>$l_2 = l_0 + S_2$ (17а) |

*Продолжение табл, 1*

| Наименование параметра | Обозначение | Расчетные формулы и значения |
|---|---|---|
| 32. Шаг пружины в свободном состоянии, мм | *t* | $f=s_3' + d$ (18)<br>Для трехжильных пружин<br>$t=S£$ -J-g TiA (18а)<br>Для пружин растяжения<br>$t \sim d$ (186) |
| 33. Напряжение в пружине при предварительной деформации, МПа | Tl | $т_1 = (У т_3$ (19)<br>r 3 |
| 34. Напряжение в пружине при рабочей деформации, МПа | Т2 | $т_2 = p \sim\sim - т_3$ (20) |
| 35, Коэффициент учитывающий кривизну витка пружины | *k* | , 4£—1 0,615<br>4,-_4 + ( (2D<br>Для трехжильных пружин<br>1+0,333s in²2[)<br>$k$— cosp <2la><br>0,445 • *i*<br>где P—arctg |
| 36. Длина развернутой пружины (без .пружин, растяжения —- без зацепов), мм | *t* | /^3,2£>«i (22) |
| 37. Масса пружины (для пружин растяжения — без зацепов), кг | *m* | m^l9,25-10-⁶M²ra, (23) |
| 38. Объем, занимаемый пружиной (без учета зацепов пружины), мм³ | *V* | 1^=0,785-0 J -/i (24) |
| 39. Зазор между концом опорного витка и соседним рабочим витком пружины сжатия, мм | *X* | Устанавливаются в зависимости от формы опорного витка (черт. 3—7) |
| 40, Внутренний диаметр пружины, мм | $d_2$ | $D_2 = Di — 2d$ (25) |
| 41. Временное сопротивление проволоки при растяжении, МПа | $R_m$ | Устанавливается при испытаниях проволоки или по ГОСТ 9389—75 и ГОСТ 1071—81 |

*Продолжение табл. 1*

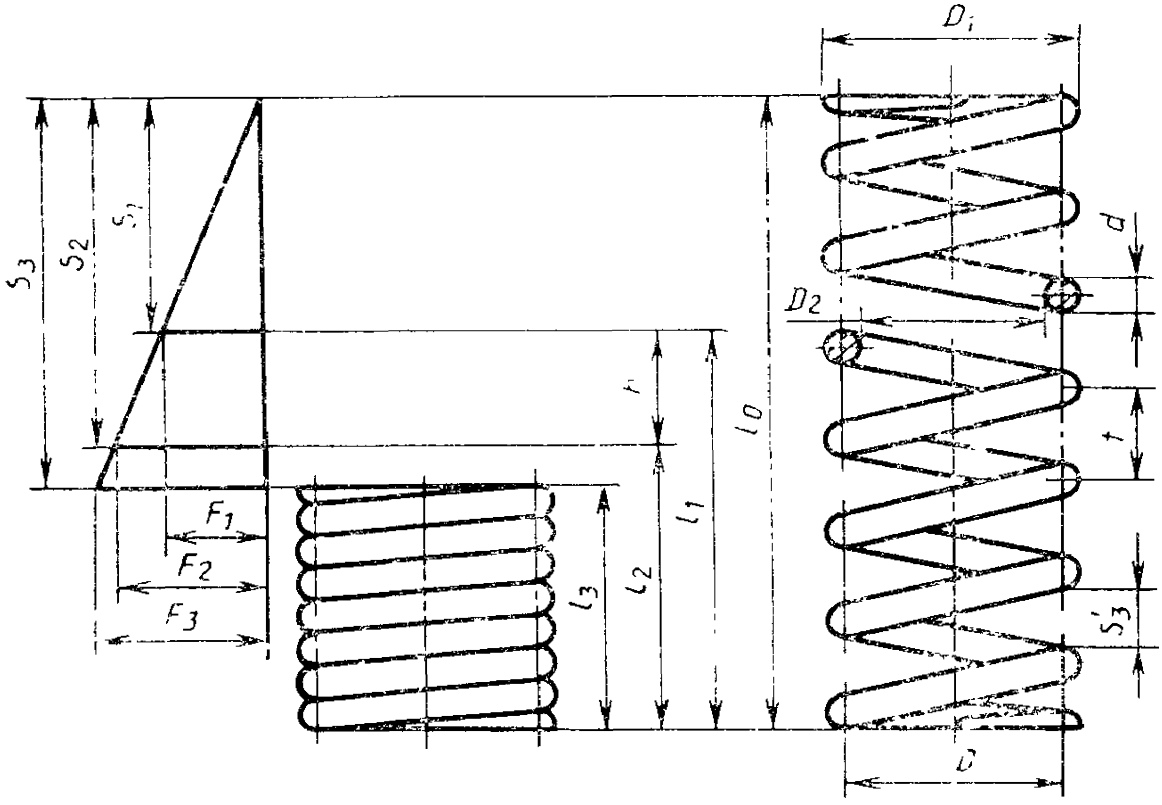
| Наименование параметра | Обозначение | Расчетные 4°Рмулы и значения |
|---|---|---|
| *42.* Максимальная энергия, накапливаемая пружиной или работа деформации, мДж | *П~* | Для пружин сжатия и растяжения без предварительного напряжения<br>$u \frac{P_3 - s_3}{u} — 2$ (26)<br>для пружин растяжения с предварительным напряжением<br>$\frac{77\ (F^* + F_0) s_9}{u\ 2}$ (26а) |

Таблица 2

**Значения коэффициента расплющивания трехжильного троса**

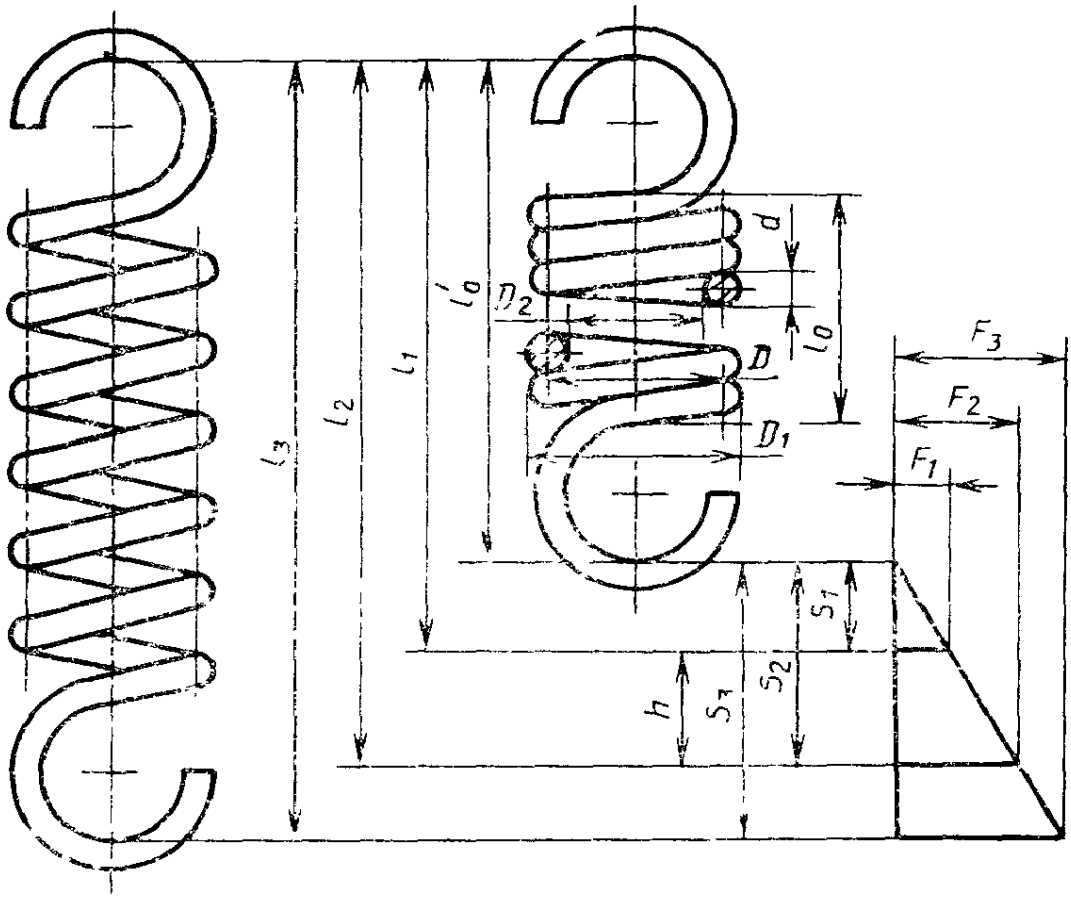
| Индекс пружины | 4,0 | 4,5 | 5,0 | 5,5 | 6,0 | 7,0 и более |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Коэффициент расплющивания для трехжильного троса с углом свивки 24° *А* | 1,029 | 1,021 | 1,015 | 1 ,010 | 1 ,005 | 1,000 |

**Пружина сжатия**



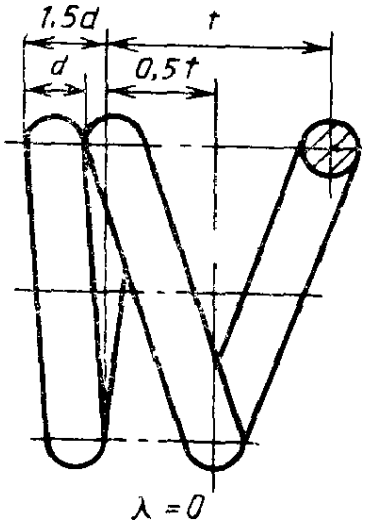

Черт, 1

**Пружина растяжения**



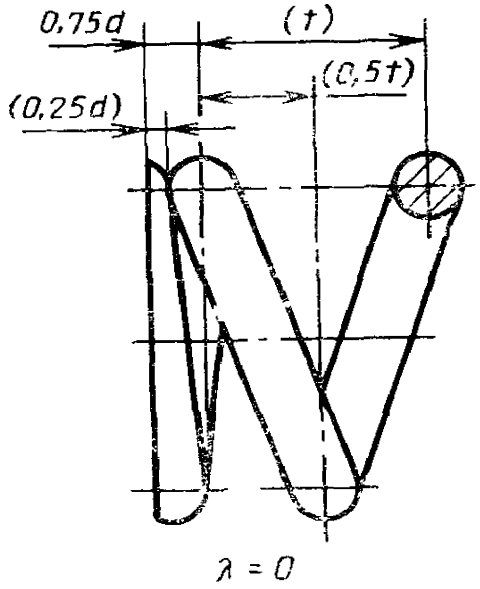

Черт. 2

**Крайний виток пружины сжатия,
полностью поджатый, нешлифованный**



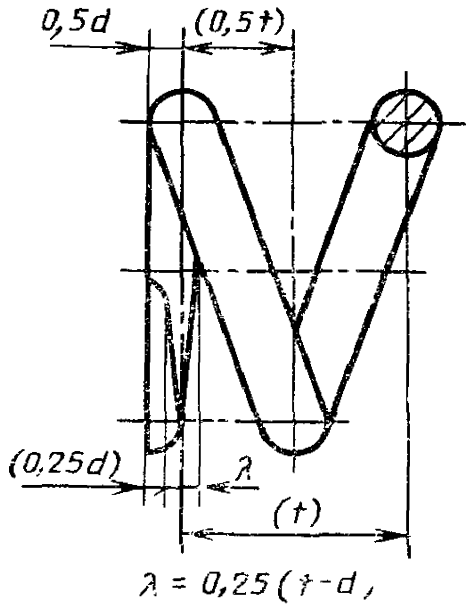

**Черт. 3**

**Крайний виток пружины сжатия,-полностью поджатый, зашлифованный на $^3/_4$ дуги окружности**



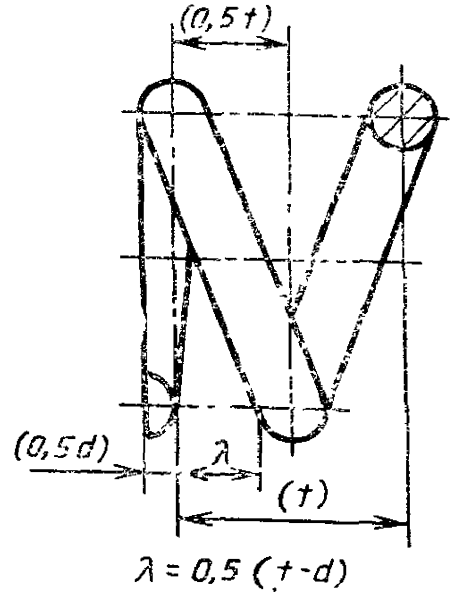

Черт. 4

**Крайний виток пружины сжатия, поджатый на $^3/_4$ и зашлифованный на $^3/_4$ дуги окружности**



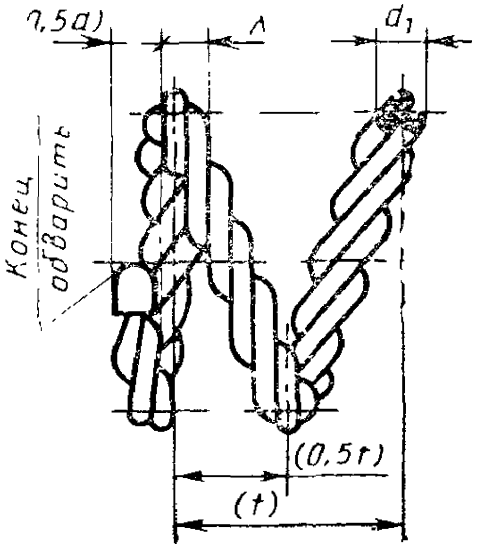

Черт. 5

**Крайний виток пружины сжатия, поджатый на $7_2$ и зашлифованный на $^*/_2$ дуги окружности**




Черт. 6

**Крайний виток трехжильной пружины сжатия**




Черт. 7

**(Измененная редакция, Изм. № 1).**

2. Для пружин I и II классов, а также в тех случаях, когда под-Жатию подвергают более чем по одному витку с одного или обоих концов пружины, форма опорных витков должна соответствовать указанной на черт. 3 и 4.

Для пружин III класса форма опорных витков должна соответствовать указанной на черт. 5—7.

Примечание. При выборе формы витков по черт. 5 и 6 следует учитывать преимущества меньшей массы и длины пружины в предельно сжатом состоянии;, а также повышенной прочности опорных витков при динамических режимах нагружения.

3. Методика определения размеров пружин

3.1. Исходными величинами для определения размеров пружин являются силы $F_1$ и $F_{2l}$ рабочий ход Л, наибольшая скорость перемещения подвижного конца пружины при нагружении или при разгрузке $у_{шах}$, выносливость ЛД и наружный диаметр пружины $Di$ (предварительный).

Если задана только одна сила Д, то вместо рабочего хода $h$ для подсчета берут величину рабочей деформации $s_2$, соответствующую заданной силе.

3.2. По величине заданной выносливости $N_f$ предварительно определяют принадлежность пружины к соответствующему классу по ГОСТ 13764—86.

3.3. По заданной силе $F_2$ и крайним значениям инерционного зазора б вычисляют по формуле (2) значение силы Д.

3.4. По значению Д, пользуясь табл. 2 ГОСТ 13764—86, предварительно определяют разряд пружины.

3.5. По ГОСТ 13766-86—ГОСТ 13776-86 находят строку- в которой наружный диаметр витка пружины наиболее близок к предварительно заданному значению Д, В этой же строке находят соответствующие значения силы Д и диаметра проволоки $d$.

3.6. Для пружин из закаливаемых марок сталей максимальное касательное напряжение $т_3$ находят по табл. 2 ГОСТ 13764—86, для пружин из холоднотянутой и термообработанной тз вычисляют с учетом значений временного сопротивления $R_m$ . Для холоднотянутой проволоки $R_m$ определяют по ГОСТ 9389—75, для термообработанной — по ГОСТ 1071—81.

3.7. По полученным значениям Д п тз, а также по заданному значению $F_2$ по формулам 5 и 5а вычисляют критическую скорость $v_k$ и отношение $v_{mSLX}fv_k$, подтверждающее или отрицающее принадлежность пружины к предварительно установленному классу.

При несоблюдении условий $v_{max}/v_k<zi$ пружины I и II классов относят к последующему классу или повторяют расчеты, изменив исходные условия. Если невозможно изменение исходных условий, работоспособность обеспечивается комплектом запасных пружин

**3.8. По окончательно установленному классу и разряду в соответствующей таблице на параметры витков пружин, помимо ранее найденных величин $F_3$, £>i и $d$, находят величины щ и $s_3$, после чего остальные размеры пружины и габариты узла вычисляют по соответствующим формулам 6—25.**

**Дополнительные пояснения и примеры определения размеров пружин приведены в приложениях 1—3 к ГОСТ 13764—86 и в приложении к ГОСТ 13765—86.**

Пр и м е ч а н и е. При проверочных расчетах установленные табл. 2 в ГОСТ 13764—86 нормативы допускаемых максимальных напряжений пружин $т_3$ должны совпадать с расчетными в пределах ±10 %.

*ПРИЛОЖЕНИЕ*

***Справочное***

## ПРИМЕРЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЗМЕРОВ ПРУЖИН

**Пример 1.**

### Пружина сжатия

Дано: Л = 20Н; $/^7_2$=80Н; $h$=30 мм; $D_x$= 10—12 мм; $У_т$ах=5 м/с; А^^ЫО$^7$

Пользуясь ГОСТ 13764—86, убеждаемся, что при заданной выносливости пружину следует отнести к *1 классу.*

По формуле (2), пользуясь интервалом значений б от 0,05 до 0,25 (формула 1), находим граничные значения силы $E_3$, *а* именно:

$$E_я = \frac{f2}{1 — 0{,}05} \quad \frac{F_2}{1 — 0{,}25} \text{ “81 ±107 И.}$$

В интервале от 84 до 107 Н в ГОСТ 13766—86 пружин I класса, разряда 1 имеются следующие силы $F_3$: 85; 90; 95; 100 и 106 Н.

Исходя из заданных размеров диаметра и стремления обеспечить наибольшую критическую скорость, останавливаемся на витке со следующими данными (номер позиции 355):

$F_3$=106 Н; $d$—$l$ ,80 мм; $D_x$ = 12 мм;

$c_x$=97,05 Н/мм; $з=1 ,092 мм.

Учитывая, что для пружин I класса норма напряжений $т_3$—$0_{t(}3$ $R_m$ (ГОСТ 13764—86), находим, что для найденного диаметра проволоки из углеродистой холоднотянутой стали расчетное напряжение Тз^0,3-2100 = 630 Н/мм$^2$.

Принадлежность к I классу проверяем путем определения отношения $%_a x l^v k^*$ Для чего предварительно определяем критическую скорость по формуле (5) при 6—0,25.

$$\frac{\tau_3\left(1-\frac{F_2}{F_3}\right)}{\text{У 2GplO}^{-3}} \qquad \frac{630\text{-}0{,}25}{\text{o5,t}} = 4{,}5 \text{ м/с},$$

$$\frac{\text{^шах}}{v_k\,\text{^}} \qquad \frac{6{,}0}{4{,}5} = 1{,}11 > 1 .$$

Полученная величина свидетельствует о наличии соударения витков в данной пружине и, следовательно, требуемая выносливость может быть не обеспечена. Легко убедиться что при меньших значениях силы *F$* отношение ищах/'^/г будет еще больше отличаться от единицы и указывать на еще большую интенсивность соударения витков.

Используем пружины II класса. Заданному наружному диаметру и найденным выше силам *F$* соответствует виток со следующими данными по ГОСТ 13770—86 (позиция 303):

fз=95 ,0 Н; *d*— 1,4 мм; £^-=11 ,5 мм;

<^=36,58 П/мм; .<>з=2 ,597 мм.

Учитывая норму напряжений для пружин II класса $\tau^3 = 0{,}5\ R_m$ находим Тз=0,5*2300= 1150 Н/мм$^2$.

По формуле (2) вычисляем $6 - 1\text{^} \sim p\text{-} = 1 - \frac{F_2}{} = 0{,}16$, и находим *v &* и

$^{v}max/^{v}k$ с помощью которых определяем принадлежность пружин ко II классу,

$$\frac{1150\text{-}0{,}16}{35{,}1} = 5{,}57 \text{ м/с},$$

$$\text{и} \quad \frac{5{,}57}{'k} \qquad 0{,}8Э < 1.$$

Полученная величина указывает на отсутствие соударения витков и, следовательно, выбранная пружина удовлетворяет заданным условиям, но так как пружины II класса относятся к разряду ограниченной выносливости, то следует учитывать комплектацию машины запасными пружинами с учетом опытных данных.

Определение остальных размеров производим по формулам табл, 1,

По формуле (6) находим жесткость пружины:

$$c = \frac{80-20}{30} = 2{,}0 \text{ И/мм}.$$

Число рабочих витков пружины определяем по формуле (7):

$$\text{п} = \frac{л}{c} \qquad \frac{36{,}58}{2{,}0} = 18{,}29\text{^}18{,}5$$

Уточненная жесткость имеет значение:

$$\frac{36{,}58}{п} = \text{Т8''1Г ^}1 > 977 \sim \text{Н/мм}.$$

При полутора нерабочих витков полное число витков находим по формуле (8):

$$\text{п}_1 = \text{п} - 5\text{^}2 = 18{,}5 + 1{,}5 = 20.$$

По формуле (9) определяем средний диаметр пружины:

D=I1 ,5—1,40 = 10,1 мм.

Деформации, длины и шаг пружины вычисляем по формулам, номера которых указаны в скобках:

$$Si — \frac{F_x}{c} — 20 — 10'° \text{ мм} \quad (in$$

$$s*\sim \frac{F_2}{c} - 2{,}0 - 40{,}0 \text{ мм} \quad (12)$$

$$\bullet s_3 — \frac{F_3}{c} = 2{,}0 — 47{>}5 \text{ мм} \quad (13)$$

$$=(_{П1}+1 — n,)d=(20+l—1{,}5) -1{,}40=27{,}3 \text{ мм} \quad (14)$$

$$1_0 = 1з+s_3=27{,}3+47{,}5=74{,}8 \text{ мм} \quad (15)$$

$$/_x = /_0 — s_1=74{,}8—10{,}0=64{,}8 \text{ мм} \quad (16)$$

$$U — 1_0 — s_2=74{,}8—40{,}0=34{,}8 \text{ мм} \quad (17)$$

$$*=Sg+d=2_t6+l{,}40=4{,}0 \text{ мм} \quad (18)$$

На этом определение размеров пружины и габарита узла (размер /1) заканчивается.

Следует отметить, что некоторое увеличение выносливости может быть достигнуто при использовании пружины с большей величиной силы чем найденная в настоящем примере. С целью выяснения габаритов, занимаемых такой пружиной, проделаем добавочный анализ:

остановимся, например, на витке со следующими данными по ГОСТ 13770—86 (позиция 313),

$$F_3 \sim 106 \text{ Н; } d — 1{,}4 \text{ мм; } П_г — 10{,}5 \text{ мм}$$

$$c \sim 50{,}01 \text{ Н/мм; } s_3=2{,}119 \text{ мм .}$$

Находим Тз = 1150 Н/мм$^2$ и производим расчет в той же последовательности:

$$\frac{F^*}{б=1 - ?7=1 - Поб-=0'245}; \quad 80$$

$$t'ft= “— 35^1 \frac{1150\text{-}0{,}245}{\text{---------}} =8{,}05 \text{ м/с}$$

$$Vk \quad \frac{5{,}0}{8{,}05} \quad -0{,}622.$$

Очевидно, что у этой пружины создается большой запас на несоударяемость витков.

Далее в рассмотренном ранее порядке находим:

$$п= \frac{50{,}01}{2{,}0} =25{,}01^25{,}0.$$

Уточненная жесткость $\frac{50{,}01}{25, и}$ 2,0 Н/мм

$$я_a=25{,}0 + 1{,}5=26{,}5;$$

$$£> = 10{,}5\text{-}1{,}4=9{,}1 \text{ мм;}$$

$$2\sim \frac{20}{q} =ю \text{ мм;}$$

$$s_2= \frac{80}{2{,}0} = 40 \text{ мм;}$$

$S$-$y$— 2 Q —53 ММ,

(26,5+1 — 1 ,5) • 1 ,4—36,4 мм;

$/_0$ =36,4+53=89,4 мм;

$i_x$=83,4-10=79,4 мм;

$J_a$=89,4—43=49,4 мм;

/=2,1+1,4=3,5 мм.

Таким образом, устанавливаем, что применение пружины с более высокой силой $+_3$ хотя и привело к большему запасу на несоударяемость витков, но оно сопровождается увеличением габарита узла (размер Л) на 15>3 мм. Можно показать, что если был бы выбран виток с большим диаметром, например, £>i=16 мм (ГОСТ 13770—86, номер позиции 314), то тогда потребовалось бы расширить узел по диаметру, но при этом соответственно уменьшился бы размер *u.*

**Пример 2.**

**Пружина сжатия**

Дано: +1=100 Н; +2 = 250 Н; **/а=100 мм;** £>i= 154-25 мм; $y_{П1ах}$=10 м/с.

Независимо от заданной выносливости на основании формулы (5) можно убедиться, что при значениях 6, меньших 0,25 (формула 1) все одножильные пружины, нагружаемые со скоростью $и_{шах}$ более 9,4 м/с, относятся к III классу.

По формуле (2) с учетом диапазона значений б для пружин III класса от 0,1 до 0,4 (формула 1) находим границы сил $+_3$;

$$\overset{+2}{1\,0,1} \qquad \frac{+2}{1—0,4} \qquad \frac{250}{” 0,9} \qquad \frac{253}{0,6} \qquad =2784\text{-}417 \text{ Н.}$$

Верхние значения силы $+_3$, как видно из табл. 2 ГОСТ 13764—86 не могут быть получены из числа одножильных конструкций, поэтому, учитывая коэффициенты 6 = 0,154-0,40 (формула 1) для трехжильных пружин, устанавливаем новые пределы $+_3$ по формуле (2):

+3=2944-417 Н.

Для указанного интервала в ГОСТ 13774—86 имеются витки со следующими силами $+_3$: 300; 315; 335; 375 и 400.

Исходя из заданных размеров диаметра и наименьших габаритов узла, предварительно останавливаемся на витке со следующими данными (номер позиции 252):

$+_3$=300 Н; *d*=1,4 мм; <+=3,10 мм; /+= 17 мм;

$с_а$=50,93 Н/мм; $3=5,900 мм .

Согласно ГОСТ 13764—86 для пружин III класса $т_3$ = 0,6 $R_m$. Используя ГОСТ 9389—75 определяем напряжение для найденного диаметра проволоки:

$т_3$=0,6-2300= 1380 МПа.

Принадлежность к классу проверяем путем определения величины отношения *VmaxfVh,* для чего предварительно находим б и критическую скорость п-о формулам (1), (2) и (5а):

$$г=1 \quad \overset{+_2}{\sim} \quad \frac{F_3}{\wedge 1—} \quad \frac{250}{300} \quad = 0,167;$$

$$\frac{1380\text{-}0,167}{\blacksquare\sim 2Д\text{-}} = ^7 \quad \text{м/с;}$$

$$\frac{\text{^max}}{Vk} = \frac{10,0}{7,0} = 1,43>1.$$

Полученное неравенство свидетельствует о наличии соударения витков и о принадлежности пружины к III классу.

Определение остальных параметров производится по формулам табл, 1,

По формуле 6 находим жесткость:

$$c — \frac{F_2 — F_1}{h} \qquad \frac{250—100}{100} = 1,5 \text{ Н/мм}.$$

Число рабочих витков пружины вычисляют по формуле (7):

$$n = \frac{Сл\ 50,9}{-Г = 77Г- = 33'9я34-°-}$$

Уточненная жесткость имеет значение:

$$c — == \frac{c\ 50\ 9}{34\ 0} = 1,49к1,5 \text{ Н/мм}.$$

Полное число витков находят по формуле (8):

$$Пг\text{-}и + 1,5=34,0+1,5—35,5 .$$

По формуле (7а) определяют средний диаметр пружины:

$$П=O_г — d \sim \backslash I — 3,10 — 13,90 \text{ мм}.$$

Деформации, длины и шаг пружины находят по формулам в табл. 1 номера которых указаны в скобках:

$$Sl = \frac{F_1}{c} \qquad \frac{100}{1.5} = 66,7 \text{ мм}; \qquad (И)$$

$$S_2 = \frac{F_2}{c} \qquad \frac{250}{1.5} = 166,7 \text{ мм}; \qquad (12)$$

$$\frac{Лц}{c} = \frac{300}{1,5} = 200 \text{ мм} \qquad (13)$$

$$i = \frac{D}{d} \qquad \frac{13,90}{3,10} = 4,5 \qquad (10а)$$

$$l_3=(rt_1+l—0)d_1A=(35,5+1)*3,10-1,021=115,5 \text{ мм} \qquad (14а)$$

$$l_0=l_3-l-s_3=115,5+200=315,5 \text{ мм} \qquad (15)$$

$$l_1 = l_0 — 5^315,5 — 66,7=248,8 \text{ мм} \qquad (16)$$

$$l_a=l_0 — s_a=315,5 — 166,7=148,8 \text{ мм} \qquad (17)$$

$$<=_S3+d_1A=5,9+3,10*1,021=9,19 \text{ мм}. \qquad (18)$$

Проанализируем пружины, соответствующие трем ближайшим значениям F3, взятым из ГОСТ 13774—86, на пружины III класса, разряда 1, для рассмотренного случая.

Вычисления, проделанные в аналогичном порядке, показывают, что для трех соседних сил *F$* образуется шесть размеров пружин, удовлетворяющих требованиям по величине наружного диаметра.

Сведения о таких пружинах помещены в таблице.

Из данных таблицы следует, что с возрастанием $F_3$ уменьшается отношение $u_{max}/y_{й}$ и, в частности, может быть устранено соударение витков, но вместе с этим возрастают габариты по размерам *U.*

С возрастанием диаметров пружин габариты по размерам $1_u$ уменьшаются, однако существенно возрастают объемы пространств, занимаемые пружинами.

| $F_{i9}$ Н | 300 | | 315 | | 335 | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| *d,* мм | 1,4 | 1,6 | 1,4 | 1,6 | 1,4 | 1,6 |
| *ёц* мм | 3,10 | 3,50 | 3,10 | 3,50! | здо | 3,50 |
| *D*j, мм | 37,0 | 24,0 | 16,0 | 22,0 | 15,0 | 21,0 |
| *Vmaxi "Ok* | 1,43 | 1,50 | 1,16 | 1,21 | 0,942 | 0,984 |
| /о, **ММ** | 317,0 | 273,9 | 355,1 | 309,0 | 405,1 | 337,0 |
| **ММ** | 250,4 | 207,2 | 288,4 | 242,3 | 3=3.8,4 | 270,3 |
| $1_2$> мм | 150,4 | 107,2 | 188,4 | 142,3 | 238,4 | 170,3 |
| | 36,0 | 20,0 | 44,5 | 27,0 | 56,0 | 31,0 |
| **V, мм³** | 57000 | 93000 | 58000 | 92000 | 60000 | 93000 |

Следует отметить, что если бы для рассматриваемого примера, в соответствии с требованиями распространенных классификаций, была бы выбрана пружина I класса, то при одинаковом диаметре гнезда (£>$_L$^18 мм) даже самая экономная из них потребовала бы длину гнезда Л = 546^мм, т. е. в 2,2 раза больше, чем рассмотренная выше. При этом она была бы в 11,5 раза тяжелее и, вследствие малой критической скорости (п* = 0,7 м/с), практически неработоспособной при заданной скорости нагружения 10 м/с.

**Пример 3.**

**Пружина растяжения**

Дано: Г\=250 Н; $F_2$=800 Н; й=1О0мм; D* = 28-^32 мм; $N_{/?}$ = 1-10$^5$

На основании ГОСТ 13764—86 по величине $N_F$ устанавливаем, что пружина относится ко II классу. По формуле (2) находим силы $F_3$, соответствующие предельной информации:

$$F\ a= \frac{F_2}{1—0,05} \quad \frac{fa}{1-0,10} = 842\text{-т-}889\ Н.$$

В интервале сил 842-~889 Н в ГОСТ 43770—86 для пружин II класса, разряда 1 (номер позиции 494) имеется виток со следующими параметрами:

Fg=850 Н; Dj=30 мм; *d*=4,5 мм

^=242,2 Н/мм; ^з= 3,510 мм .

По заданным параметрам с помощью формулы (4) определяем жесткость пружины:

$$c= \frac{F_2-F_1}{h} \quad \frac{800—250}{100} = 5,5\ Н/мм.$$

Число рабочих витков находим по формуле (7):

$$c_x \quad \frac{242,2}{c\ ^\ 5,5} \quad 44.$$

Деформации и длины пружины вычисляют по формулам, номера которых указаны в скобках:

$$S_i = \frac{F_x}{c} - 5{>}5 \quad 250 - 45{,}5 \text{ мм;} \qquad (H)$$

$$\frac{Fo}{c} = \frac{80}{5{,}5} = 145{,}5 \text{ мм;} \qquad (12)$$

$$c = \frac{F,}{5{,}5} = \frac{850}{154'5} \text{ мм;} \qquad (13)$$

$$)Д \qquad (15a)$$

$$1_г = 1_0 + s_1 = 202{,}5 + 45{,}5 = 248{,}0 \text{ мм;} \qquad (16a)$$

$$i_2 = /_o + s_2 = 202{,}5 + 145{,}5 = 348{,}0 \text{ мм;} \qquad (17a)$$

$$/_{;j} = l_0 + s_{;i} = 202{,}5 + 154{,}5 = 357{,}0 \text{ мм.} \qquad (1417)$$

Размер $1_2$ с учетом конструкций зацепов определяет длину гнезда для размещения пружины растяжения в узле.

Размер $/_3$ с учетом конструкций зацепов ограничивает деформацию пружины растяжения при заневоливании.

Трехжильные пружины (угол свивки 24°)

Жесткость $c \sim \frac{F_x F_2 F_j \wedge 30000 d{>}k}{So \quad So}$ Н/ММ

где $k = \frac{1+0{,}333s}{COбp}$

$$P\wedge \arctg \frac{г+1}{D}$$

где t — $\frac{D}{d_{\%}}$ *

$$X, = 1{,}82 \frac{/+*}{d* \text{ мпа}}$$

Полученные значения жесткости должны совпадать с вычисленными величинами по формуле (6).

Полученные значения с напряжений должны совпадать с указанными в ГОСТ 13764—86 для соответствующих .разрядов с отклонениями не более ±10 %,

**(Измененная редакция, Изм. № 1).**

## ИНФОРМАЦИОННЫЕ ДАННЫЕ

**1. РАЗРАБОТЧИКИ**

**Б. А. Станкевич** (руководитель темы); **О. Н. Магницкий,** д-р техн. наук; **А. А. Косилов; Б. Н. Крюков; Е. А. Караштин,** канд. техн. наук

**2. УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 19.12.86 № 4008**

**3. Срок проверки — 1997 г., периодичность проверки — 10 лет.**

**4. Стандарт полностью соответствует СТ СЭВ 5616—86**

**5. ВЗАМЕН ГОСТ 13765—68**

**6. ССЫЛОЧНЫЕ НОРМАТИВНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ ДОКУМЕНТЫ**

| Обозначение НТД, на который рана ссылка | Номер пункта | Обозначение НХД, на который дана ссылка | Номер пункта |
|---|---|---|---|
| ГОСТ 9389—75 | 3.6 | ГОСТ 13770—86 | 1 |
| ГОСТ 1071—81 | 3.6 | ГОСТ 13771—86 | 1 |
| ГОСТ 13764—86 | 3.2, 3.4; 3.6; 3.8 | ГОСТ 13772—85 | 1 |
| ГОСТ 13766—86 | 1 | ГОСТ 10773—86 | 1 |
| ГОСТ 13767—86 | 1 | ГОСТ 13774—86 | I |
| ГОСТ 13768—86 | 1 | ГОСТ 13775—86 | 1 |
| ГОСТ 13769—86 | 1 | ГОСТ 13776—86 | 1 |

**7. Переиздание (май 1991 г.) с Изменением № 1, утвержденным в ноябре 1988г. (ИУС 2—89).**