

Методика проектировочного расчета винтовых цилиндрических пружин сжатия

© В.А. Каверин¹, Ю.П. Похабов²

¹АО «ВПК «НПО машиностроения», Реутов, Московская область, 143966, Россия

²АО «НПО ПМ — Малое Конструкторское Бюро»,
Железногорск, Красноярский край, 662972, Россия

В механизмах одноразового срабатывания ракетно-космического назначения в качестве толкающих приводов для совершения полезной работы по перемещению отделяемых частей летательных аппаратов чаще всего применяют винтовые цилиндрические пружины сжатия. Такие приводы имеют максимальные энергетические характеристики при минимальных массе и стоимости. Предложена методика проектировочного расчета пружин для толкателей, позволяющая учитывать определяемую по заданным исходным параметрам пружины область проектных значений, в пределах которой выполняется условие прочности. Эта методика расчета с учетом области проектных значений пружин позволяет создать эффективный вычислительный алгоритм для целенаправленного и последовательного поиска удовлетворительных решений при проектировании пружинных узлов и механизмов с требуемыми работоспособностью, прочностью и надежностью (габаритами, способностью преодолевать резистивные силы на пути движения, перемещать объекты управления на требуемое расстояние). Представлена созданная на базе вычислительного алгоритма программа проектировочного и поверочного расчета винтовых цилиндрических пружин сжатия, позволяющая быстро находить эффективные решения для использования в практической деятельности конструкторов и расчетчиков.

Ключевые слова: винтовая цилиндрическая пружина сжатия, проектировочный расчет пружин, работоспособность и надежность пружин

Введение. Винтовые цилиндрические пружины сжатия (далее — пружины) устанавливают в механизмы одноразового срабатывания в качестве приводных элементов для совершения полезной работы, например в толкатели, обеспечивающие сброс головного обтекателя летательного аппарата [1]. Эти пружины должны иметь такие параметры (наружный диаметр, высоту, диаметр пружинной проволоки, шаг навивки, рабочий ход и др.), которые позволяют им удовлетворять требованиям, необходимым для проектирования механизмов с заданными работоспособностью, прочностью и надежностью (габаритами, способностью преодолевать резистивные силы на пути движения, перемещать объекты управления на требуемое расстояние) [2].

Распространенные в настоящее время методики расчета пружин [3–9] основаны на вычислении минимального диаметра проволоки исходя из условия прочности, но без учета области проектных значений (ОПЗ) пружины, ограничивающей значения ее параметров

из того же условия прочности. В связи с этим конструктору при проектировании механизмов приходится многократно изменять и пересчитывать первоначально заданные или полученные в ходе расчета параметры пружины, пользуясь методом проб и ошибок.

Рассмотрим далее методику расчета пружин с учетом ОПЗ пружин, в которой выполняется условие прочности [10]:

$$\tau_3 < [\tau_3], \quad (1)$$

где τ_3 — касательное напряжение при полностью сжатой пружине, соответствующее заданной надежности (вероятности неразрушения); $[\tau_3]$ — допустимое касательное напряжение при полном сжатии пружины.

Цель данной работы — алгоритмизация методики расчета пружин, позволяющей повысить эффективность и снизить трудоемкость работ при конструировании толкающих приводов для механизмов летательных аппаратов с соблюдением требуемых работоспособности и надежности.

Основные формулы для расчета пружин. В основу расчета пружин положены известные формулы, приведенные в работах [3–9]:

$$c = \frac{D-d}{d} = \frac{D_0}{d}; \quad (2)$$

$$k = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{c}; \quad (3)$$

$$\tau_3 = k \frac{8P_3 D_0}{\pi d^3}; \quad (4)$$

$$z = \frac{P_2 - P_1}{h} = \frac{P_3}{F_3} = \frac{P_2}{F_2} = \frac{P_1}{F_1} = \frac{d^4 G}{8D_0^3 n}. \quad (5)$$

Здесь c — индекс пружины; D — наружный диаметр пружины; d — диаметр пружинной проволоки; D_0 — средний диаметр пружины; k — коэффициент формы; P_3 — нагрузка при полностью сжатой пружине; z — жесткость пружины; P_2 — рабочая нагрузка; P_1 — предварительная нагрузка; h — рабочий ход пружины; G — модуль сдвига пружинного материала; F_3 — полная деформация; F_2 — деформация при рабочей нагрузке; F_1 — деформация при предварительной нагрузке; n — число рабочих витков пружины.

Формулы (2)–(5) определяют значения параметров пружин, но не содержат критериев задания и вычисления ОПЗ пружин, в пределах

которых необходимо выбирать проектные параметры при разработке пружинных узлов и механизмов, удовлетворяющих условию прочности (1) [11].

Обоснование критериев существования области проектных значений пружины. Исходя из опыта проектирования и изготовления индекс пружин (2) [3–9] принято выбирать в диапазоне

$$4 \leq c \leq 12. \quad (6)$$

Однако критерий (6) является необходимым, но недостаточным условием при установлении заданной ОПЗ пружин. Для реализации методики расчета пружин с учетом заданной ОПЗ вводят оператор $B(c)$, зависящий от индекса пружины:

$$B(c) = \frac{\pi}{8kc}. \quad (7)$$

Затем из формулы (4) с учетом (7) определяют диаметр проволоки:

$$d = \sqrt{\frac{P_3}{B(c)\tau_3}}. \quad (8)$$

Исходя из соотношений (6) и (8), реализуется максимальное значение оператора $B(c)$ при индексе пружины $c = 4$, что соответствует $B(4)$. Отсюда рассчитывают минимальное значение диаметра проволоки:

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{P_3}{B(4)[\tau_3]}}. \quad (9)$$

Рабочий диаметр пружинной проволоки при проектировании определяют как нормированное значение промышленного сортамента, удовлетворяющего условию

$$d > d_{\min}. \quad (10)$$

Для рабочего диаметра проволоки с учетом (10) можно определить такое значение индекса пружины, при котором справедливо соотношение $\tau_3 = [\tau_3]$:

$$c = c_{[\tau_3]}. \quad (11)$$

Исходя из уравнения (3) получают

$$kc = \frac{(4c-1)c}{4c-4} + 0,615. \quad (12)$$

В то же время уравнение (4) с учетом (2) можно записать в виде

$$kc = \frac{\pi\tau_3 d^2}{8P_3}. \quad (13)$$

Рассматривая совместно уравнения (12) и (13), вводят параметр

$$E = \frac{\pi[\tau_3]d^2}{8P_3} - 0,615, \quad (14)$$

который с учетом (11)–(13) можно представить в виде

$$E = \frac{(4c_{[\tau_3]} - 1)c_{[\tau_3]}}{4c_{[\tau_3]} - 4}. \quad (15)$$

Решая совместно уравнения (14) и (15), находят максимально возможное расчетное значение индекса пружины по условию прочности

$$c_{[\tau_3]} = \frac{E + 0,25}{2} + \sqrt{\left(\frac{E + 0,25}{2}\right)^2 - E}. \quad (16)$$

Таким образом, формулу (16) можно рассматривать как получение дополнительного критерия, ограничивающего ОПЗ пружины при выбранном диаметре проволоки с учетом (10) и при таком допустимом соотношении индекса пружины, как

$$c \leq c_{[\tau_3]}. \quad (17)$$

Неравенство (6) с учетом (17) при значении $c_{[\tau_3]} < 12$ можно рассматривать так:

$$4 \leq c \leq c_{[\tau_3]}, \quad (18)$$

а при значении $c_{[\tau_3]} \geq 12$ — в своем исходном значении (6).

Из анализа выражений (6) и (17) в системе уравнений следует, что при итерационном выборе значения рабочего диаметра проволоки d больше предыдущего, новое значение индекса пружины $c_{[\tau_3]}$ также будет всегда больше предыдущего. Это означает, что для достаточно больших значений рабочего диаметра d из нормированного ряда промышленного сортамента пружинной проволоки наступает момент, когда $c_{[\tau_3]}$ становится больше 12, и тогда снова следует принимать исходное неравенство (6) к дальнейшему рассмотрению. Таким образом, для каждого рассматриваемого диаметра проволоки d

существует область допустимых значений, соответствующая значениям индекса пружины (2).

Итак, для выполнения условия (1) необходимо не только использовать диаметр проволоки пружины d , но и определять область допустимых значений индекса пружины (17) по условию прочности, что позволяет вычислять ее параметры при заданных критериях работоспособности и надежности.

Вывод формул для определения области проектных значений пружины. Дополнительно к (2)–(5) используют следующие известные формулы для расчета пружин [3–9]:

$$H_2 = h_{\text{пс}} + H_3; \quad (19)$$

$$h_{\text{пс}} = \frac{P_3 - P_2}{z} = \frac{P_3 - P_2}{P_2 - P_1} h; \quad (20)$$

$$H_3 = d(n + 1,5), \quad (21)$$

где H_2 — высота пружины при действии рабочей нагрузки; H_3 — высота пружины при полной деформации; $h_{\text{пс}}$ — ход пружины от рабочей нагрузки до полного сжатия.

Вводят зависящий от индекса пружины оператор

$$D(c) = \frac{G}{8c^3}. \quad (22)$$

С учетом (22) жесткость пружины (5)

$$z = D(c) \frac{d}{n}. \quad (23)$$

Исходя из уравнений (19)–(23) получают

$$H_3 = d \left\{ \frac{D(c)d}{z} + 1,5 \right\} = \frac{D(c)d^2}{P_2 - P_1} h + 1,5d; \quad (24)$$

$$H_2 = \frac{P_3 - P_2 + D(c)d^2}{P_2 - P_1} h + 1,5d; \quad (25)$$

$$P_1 = P_2 - \frac{P_3 - P_2 + D(c)d^2}{H_2 - 1,5d} h. \quad (26)$$

Подставляя конкретные нормированные значения диаметра проволоки с учетом (10) в формулы (24)–(26), можно получить множество функций $H_2(P_1)$ в виде семейства гипербол, каждая из которых характеризует индекс пружины (2) в диапазоне

$$c_{\min} \leq c \leq c_{\max}, \quad (27)$$

где c_{\min} — минимальное значение индекса пружины при условии $c_{\min} > 4$.

Неравенство (27) с учетом (17) ограничивает применимость формул (24)–(26), определяя ОПЗ пружины для рассматриваемого диаметра проволоки d , удовлетворяющую условию прочности (1).

График изменения функции $H_2(P_1)$, где штриховкой выделена область проектных значений пружины для рассматриваемого диаметра проволоки, которая соответствует действительным значениям предварительной нагрузки $P_1 > 0$, показан на рис. 1.

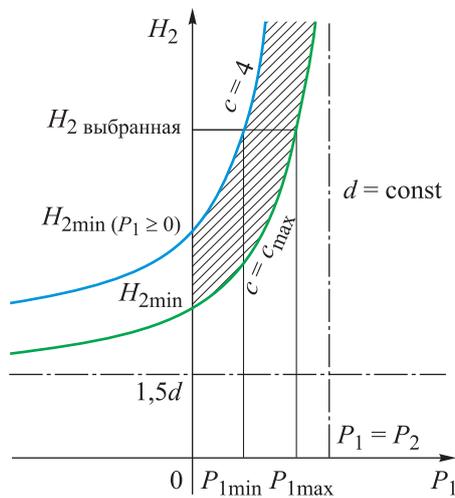


Рис. 1. Схема области проектных значений пружины для рассматриваемого диаметра проволоки d

Порядок расчета области проектных значений пружины. Исходя из формулы (25), согласно схеме на рис. 1 приходят к следующему:

– при $H_2 = H_{2\min}$ получают $P_1 = 0$ и $c = c_{\max}$, что соответствует

$$H_{2\min} = \frac{P_3 - P_2 + D(c_{\max})d^2}{P_2} h + 1,5d; \quad (28)$$

– при $H_2 = H_{2\min(P_1 \geq 0)}$ получают $P_1 = 0$ и $c = 4$, что соответствует

$$H_{2\min(P_1 \geq 0)} = \frac{P_3 - P_2 + D(4)d^2}{P_2} h + 1,5d. \quad (29)$$

Если в ходе проектировочного расчета выбирают интервал $H_{2\min} < H_2 < H_{2\min(P_1 \geq 0)}$, в котором $P_{1\min} < 0$, поступают следующим образом:

- увеличивают H_2 и уходят в область $P_{1\min} > 0$;
- приравнивают $P_{1\min}$ к нулю и вычисляют $c = c_{\min}$ по формуле

$$c_{\min} = \sqrt[3]{\frac{G}{8D(c_{\min})}}, \quad (30)$$

где

$$D(c_{\min}) = \frac{(H_2 - 1,5d)P_2}{hd^2} - \frac{P_3 - P_2}{d^2}. \quad (31)$$

Далее вычисляют индекс пружины в диапазоне, показанном в (27), и предварительную нагрузку:

- $c = c_{\min}$ и $P_{1\min} = 0$;
- $c = c_{\max}$ и $P_{1\max}$ с учетом (26),

$$P_{1\max} = P_2 - \frac{P_3 - P_2 + D(c_{\max})d^2}{H_2 - 1,5d} h. \quad (32)$$

Если в ходе расчета выбирают интервал $H_2 > H_{2\min(P_1 \geq 0)}$, то выполняют следующее:

- для $c = 4$ определяют с учетом (26)

$$P_{1\min} = P_2 - \frac{P_3 - P_2 + D(4)d^2}{H_2 - 1,5d} h; \quad (33)$$

- для $c = c_{\max}$ определяют $P_{1\max}$ по формуле (32).

Далее с помощью формул (23) и (25) вычисляют число рабочих витков пружины

$$n = \frac{H_2 - 1,5d}{d + \frac{P_3 - P_2}{D(c)d}}. \quad (34)$$

Исходные данные для проведения проектных расчетов. Формулы (6)–(34) позволяют создать алгоритм проведения проектировочных расчетов пружин с выбором двух предпочтительных вариантов задания исходных данных.

В первом варианте проектировочных расчетов разрабатывают пружину по заданным значениям рабочей нагрузки P_2 и рабочего хода пружины h . Значение рабочей нагрузки выбирают исходя из условия преодоления резистивных сил на пути движения объекта управления. Для обеспечения требуемой надежности срабатывания пружины [12] используют соотношение

$$P_2 = kS, \quad (35)$$

где k — запас движущих сил, как правило $k \geq 2$; S — действительное значение резистивных сил на пути движения объекта управления.

Значение рабочего хода пружины h выбирают из условия перемещения объекта управления на необходимое расстояние. Например, для обеспечения требуемой надежности срабатывания пружины толкателя головного обтекателя летательного аппарата [1] используют соотношение

$$h_{\min} > H_{\max}, \quad (36)$$

где h_{\min} — минимальный рабочий ход пружины при худших сочетаниях допусков на параметры пружины; H_{\max} — максимальное значение требуемого перемещения при угловом развороте створок головного обтекателя.

Во втором варианте проектировочных расчетов пружину разрабатывают исходя из заданного наружного диаметра пружины D и рабочего хода пружины h (аналогично первому варианту расчетов). Данный вариант используют в том случае, когда для установки пружины в конструкции механизма отводится определенный объем или габарит, в котором ее необходимо разместить. Если полученные параметры пружины (при соблюдении условия прочности) являются удовлетворительными, то такую пружину используют в дальнейшей работе. В противном случае проводят расчет по первому варианту или вводят изменения в конструкцию.

В обоих вариантах проектировочных расчетов третьим параметром исходных данных служит материал пружинной проволоки, который определяет допустимое касательное напряжение при полном сжатии пружины $[\tau_3]$ для выполнения условия (1) и модуль сдвига пружинного материала G соответственно.

Вариант проектировочного расчета пружин сжатия при заданных P_2 , h , $[\tau_3]$. Расчет проводят после определения рабочей нагрузки P_2 (35), рабочего хода пружины h (36) и допустимого касательного напряжения при полном сжатии пружины $[\tau_3]$ согласно приведенному ниже алгоритму действий.

1. Выбирают нагрузку $P_3 = (1, 1 \dots 1, 3)P_2$ при полностью сжатой пружине [3–9].

2. Исходя из условия (6) вычисляют минимальное d_{\min} по (9) и предельное d_{\lim} значение диаметра пружинной проволоки

$$d_{\lim} = \sqrt{\frac{P_3}{B(12)[\tau_3]}}. \quad (37)$$

3. Исходя из (9), (10) и (37) определяют рабочий диаметр пружинной проволоки d .

4. Из уравнения (16) вычисляют расчетное значение индекса пружины по условию прочности $c_{[\tau_3]}$ (11).

5. Исходя из расчетного значения индекса пружины $c_{[\tau_3]}$ согласно выражению (6) или (18), устанавливают минимальное ($c = 4$) и максимальное значения индекса пружин c_{\max} .

6. По формулам (2) и (22) определяют минимальный D_{\min} и максимальный D_{\max} наружный диаметр пружины и значение оператора $D(c_{\max})$ соответственно:

$$D_{\min} = d(4+1);$$

$$D_{\max} = d(c_{\max} + 1);$$

$$D(c_{\max}) = \frac{G}{8c_{\max}^3}.$$

7. По формуле (28) вычисляют минимальную высоту пружины при действии рабочей нагрузки $H_{2\min}$.

8. Исходя из условий компоновки пружины по значениям параметров D_{\min} , D_{\max} и $H_{2\min}$, используют найденное значение диаметра проволоки d согласно п. 3 либо выбирают новое значение диаметра проволоки и проводят повторную итерацию согласно п. 3–7 (с ростом d увеличивается диапазон для D с одновременным возрастанием величины D , а величина $H_{2\min}$ уменьшается, и только для больших значений d , превышающих d_{\lim} , $H_{2\min}$ начинает возрастать).

9. После выполнения п. 8 выбирают проектное значение высоты пружины при действии рабочей нагрузки $H_2 > H_{2\min}$ и проводят вычисления по формулам (28)–(34):

– при $c = 4$

$$P_{1\min} = P_2 - \frac{P_3 - P_2 + D(4)d^2}{H_2 - 1,5d} h;$$

если $P_{1\min} > 0$, то

$$D_{\min} = d(4+1),$$

$$n_{\max} = \frac{H_2 - 1,5d}{d + \frac{P_3 - P_2}{D(4)d}};$$

если $P_{1\min} < 0$, то принимают $P_{1\min} = 0$ и вычисляют $c_{\min} > 4$:

$$D(c_{\min}) = \frac{(H_2 - 1,5d)P_2}{hd^2} - \frac{P_3 - P_2}{d^2};$$

$$c_{\min} = \sqrt[3]{\frac{G}{8D(c_{\min})}};$$

$$D_{\min} = d(c_{\min} + 1);$$

$$n_{\max} = \frac{H_2 - 1,5d}{d + \frac{P_3 - P_2}{D(c_{\min})d}};$$

– при $c = c_{\max}$

$$P_{1\max} = P_2 - \frac{P_3 - P_2 + D(c_{\max})d^2}{H_2 - 1,5d}h,$$

$$n_{\min} = \frac{H_2 - 1,5d}{d + \frac{P_3 - P_2}{D(c_{\max})d}}.$$

10. Исходя из условий компоновки пружины по значениям параметров $P_{1\min}$, n_{\max} , $P_{1\max}$ и n_{\min} , используют найденное проектное значение высоты пружины H_2 при действии рабочей нагрузки или выбирают новое значение, проводя повторную итерацию согласно п. 9.

При выбранном H_2 может оказаться, что величина P_1 близка к нулю или недостаточно широк интервал значений n (обычно n задают целым числом или целым с половиной, а при узком интервале значений n это может не получиться), в связи с чем увеличивают H_2 .

11. После выполнения п. 10 выбирают число рабочих витков пружины в диапазоне $n_{\min} \leq n \leq n_{\max}$.

12. Для выбранного значения числа рабочих витков пружины рассчитывают из формул (22) и (34)

$$D(c) = \frac{P_3 - P_2}{d \left(\frac{H_2 - 1,5d}{n} - d \right)},$$

$$c = \sqrt[3]{\frac{G}{8D(c)}}.$$

13. Согласно формулам (2), (5) и (21), проводят расчет параметров пружины D , z , P_1 , H_3 и F_3 , на основании чего определяют высоту пружины в свободном состоянии H_0 [3–9]:

$$H_0 = H_1 + F_1 = H_2 + F_2 = H_3 + F_3, \quad (38)$$

где H_1 — высота пружины при действии предварительной нагрузки.

14. Исходя из условий компоновки пружины по значениям параметров D , P_1 и H_0 , используют найденное значение числа рабочих витков пружины и вычисляют все остальные параметры пружины или выбирают новое значение, проводя повторную итерацию согласно п. 11–13.

Вариант проектировочного расчета пружин сжатия при заданных D , h , $[\tau_3]$. Расчет проводят после определения наружного диаметра пружины из условия компоновки механизма, рабочего хода пружины h , определяемого по (36), и допустимого касательного напряжения при полном сжатии пружины $[\tau_3]$ согласно нижеследующему алгоритму действий.

1. Исходя из условия (6) вычисляют с учетом (2) минимальный и максимальный диаметр проволоки:

$$d_{\min} = D/13;$$

$$d_{\max} = D/5.$$

2. Исходя из (10) определяют проектный диаметр пружинной проволоки d и рассчитывают значения параметров c , k и $D(c)$ по формулам (2), (3) и (22) соответственно.

3. Преобразуют формулу (4) с учетом (2):

$$\tau_3 = \frac{8kc(c+1)^2 P_3}{\pi D^2}. \quad (39)$$

4. Вводят оператор

$$L(c) = \frac{\pi}{8kc(c+1)^2}. \quad (40)$$

5. Определяют внутренний диаметр пружины $D_{\text{вн}}$ [3–9] и максимальную нагрузку при полностью сжатой пружине $P_{3\text{max}}$ с учетом соотношений (39) и (40) соответственно:

$$P_{3\text{max}} = L(c)[\tau_3]D^2;$$

$$D_{\text{вн}} = D - 2d.$$

6. Исходя из условий компоновки пружины по значениям параметров $D_{\text{вн}}$ и $P_{3\text{max}}$, используют найденное значение диаметра проволоки d согласно п. 1 либо выбирают новое значение диаметра проволоки (большее по величине) и проводят повторную итерацию согласно п. 3–5 настоящего алгоритма.

7. После выполнения п. 6 выбирают проектное значение нагрузки при полностью сжатой пружине $P_3 \leq P_{3\text{max}}$ и вычисляют P_2 из условия $P_2 = P_3 / (1,1 \dots 1,3)$ [3–9], $H_{2\text{min}}$ с учетом (28) и n_{min} с учетом (34):

$$H_{2\text{min}} = \frac{P_3 - P_2 + D(c)d^2}{P_2} h + 1,5d;$$

$$n_{\text{min}} = \frac{H_{2\text{min}} - 1,5d}{d + \frac{P_3 - P_2}{D(c)d}}.$$

9. Выбирают проектное значение числа рабочих витков пружины из условия $n \geq n_{\text{min}}$ и по формулам (2), (4), (5), (21), (23) и (36) вычисляют D_0 , H_3 , z , F_3 , H_0 , F_2 , H_2 , H_1 , F_1 , P_1 и τ_3 соответственно.

10. Исходя из условий компоновки пружины по полученным значениям параметров, используют найденное значение числа рабочих витков пружины или выбирают новое значение, большее по величине, проводя повторную итерацию согласно п. 8–9.

Анализ динамики изменения области проектных значений пружины. Рассмотрим пример расчета пружины, имеющей следующие исходные данные: $P_2 = 200$ Н; $[\tau_3] = 900$ Н/мм²; $h = 30$ мм; $G = 78\,500$ Н/мм².

Задаем $4 \leq c \leq 12$ и $P_3 = 1,2$; $P_2 = 1,2 \cdot 200 = 240$ Н.

По формуле (7) вычисляем $B(4) = 0,0699375$ и $B(12) = 0,0292335$, а также определяем

$$d_{\text{min}} = \sqrt{\frac{P_3}{B(4)[\tau_3]}} = \sqrt{\frac{240}{0,0699375 \cdot 900}} = 1,952 \text{ мм};$$

$$d_{\text{lim}} = \sqrt{\frac{P_3}{B(12)[\tau_3]}} = \sqrt{\frac{240}{0,0292335 \cdot 900}} = 3,0202 \text{ мм}.$$

Из условия (10) выбираем ряд рабочих диаметров проволоки, например, 2 мм, 2,5 мм, 3 мм и 3,5 мм, и для каждого из указанных диаметров вычисляем значения функции $H_2(P_1)$, по которым можно построить графики зависимости $H_2(P_1)$ для наглядной демонстрации

ОПЗ пружины (рис. 2). Проанализировав представленные на рисунке графики, можно сделать вывод, что с ростом d область допустимых значений индекса пружины расширяется, и для $d = 3,5$ мм выполняется неравенство $4 \leq c \leq 12$, т. е. в этом случае можно использовать полный диапазон значений индекса пружин (6), задаваемых в начале проекторочного расчета. Также следует, что величина $H_{2\min}$ уменьшается с ростом d и уже для $d = 2,5$ мм она становится меньше 30 мм.

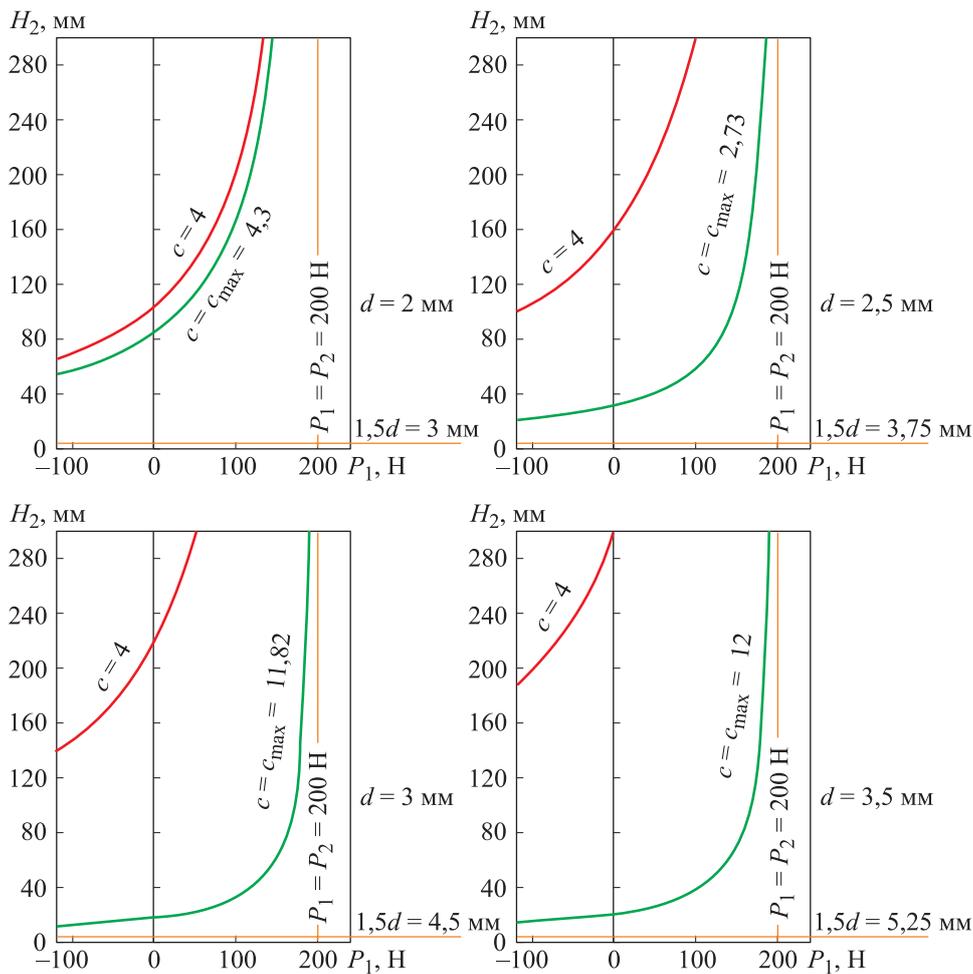


Рис. 2. ОПЗ для пружины при различных значениях d

На рис. 3 приведены графики рис. 2 в координатах (H_2, P_1, d) , при этом четыре плоскости $H_2(P_1)$ пересекают ось d в соответствии с величинами d , равными 2 мм, 2,5 мм, 3 мм и 3,5 мм. Согласно этим графикам, ОПЗ (в области положительных значений параметров) пружины лежит между поверхностью, образованной гиперболами

красного цвета (при минимальном значении индекса пружины), и поверхностью, образованной гиперболами зеленого цвета (при максимальном значении индекса пружины). Поскольку d — величина дискретная, для каждого выбранного значения диаметра пружинной проволоки достаточно рассмотреть соответствующую ему зависимость $H_2(P_1)$.

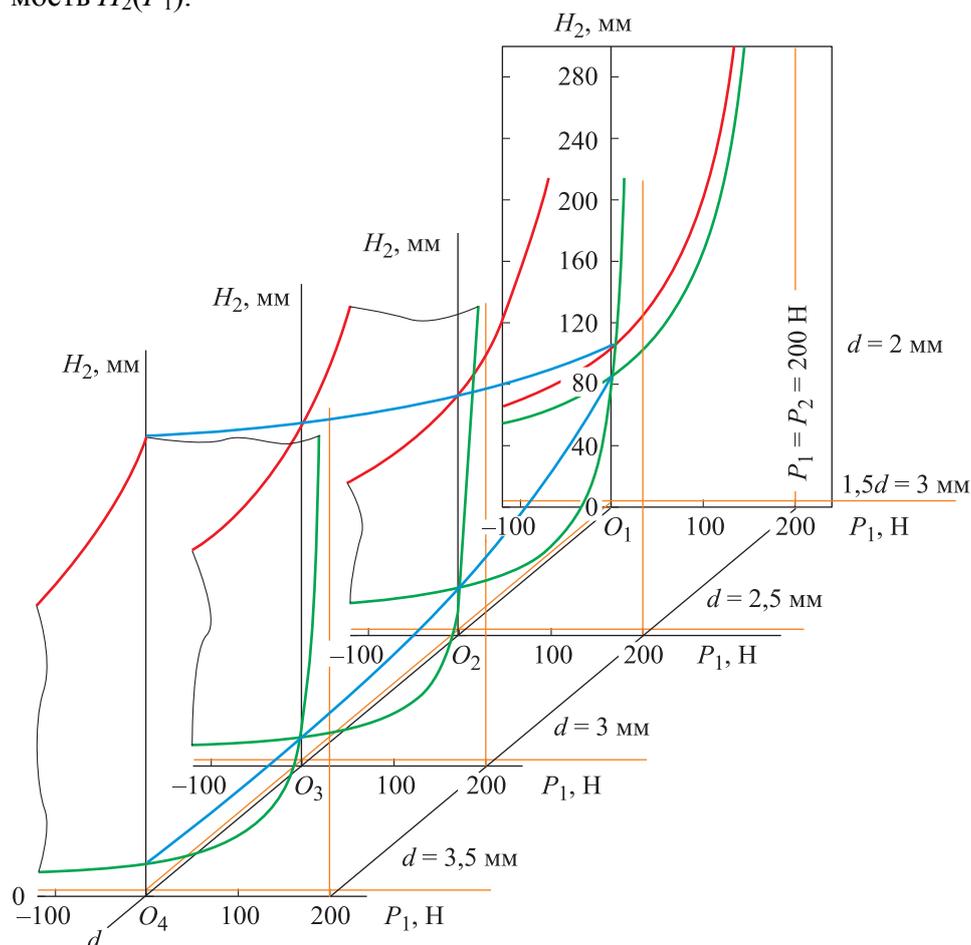


Рис. 3. 3D-график ОПЗ пружины

Таким образом, благодаря приведенной методике, созданной на базе критерия допустимой прочности и надежности пружин, можно провести полный анализ пружины при заданных исходных параметрах и сделать целенаправленный выбор расчетных параметров пружины с учетом геометрии и конструкции узла, составным элементом которого является пружина.

Поверочный расчет пружин сжатия. Обычно поверочный расчет пружин сжатия проводится по формулам (1)–(5), (19)–(21) и (38). В качестве альтернативы можно предложить экспресс-метод про-

верки правильности расчета пружины сжатия. Рассмотрим цепочку формул

$$F_3 = \frac{P_3}{z} = \frac{B(c)\tau_3 d^2}{\frac{D(c)d}{n}} = A(c)\tau_3 dn, \quad (41)$$

где

$$A(c) = \frac{B(c)}{D(c)} = \frac{\pi c^2}{kG}. \quad (42)$$

Однако известно [3–9], что

$$F_3 = n(t - d), \quad (43)$$

где t — шаг навивки пружины.

Соотношения (41)–(43) приводят к формуле

$$\frac{t}{d} = A(c)\tau_3 + 1. \quad (44)$$

Соотношение (44) представляет собой семейство прямых линий, выходящих из одной точки на оси ординат, показанных на рис. 4.

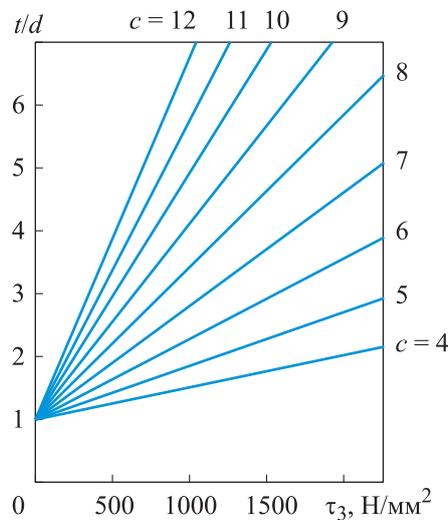


Рис. 4. Номограмма для определения величины τ_3 в пружине по исходным данным ее чертежа при $G = 68\,700$ Н/мм²

Выбирая из чертежа на пружину отношение t/d и вычисляя индекс пружины c по формуле (2), определяют по номограмме (см. рис. 4) значение касательного напряжения при полностью сжатой пружине τ_3 , сравнивают его с допустимым касательным напряжением $[\tau_3]$ и делают вывод о том, достигается ли выполнение условия (1).

Заключение. Представленная методика позволила усовершенствовать существующие методики проектировочного расчета пружин сжатия для толкающих приводов по перемещению отделяемых частей летательных аппаратов ракетно-космического назначения:

уйти от метода проб и ошибок и создать на базе критерия допустимой прочности и надежности пружин эффективный вычислительный алгоритм проектировочного расчета винтовых цилиндрических пружин сжатия при минимуме исходных параметров, что делает возможным осуществлять целенаправленный и последовательный поиск удовлетворительных решений при проектировании пружинных механизмов летательных аппаратов с требуемыми работоспособностью и надежностью;

создать в АО «ВПК «НПО машиностроения» на основе вычислительного алгоритма программу проектировочного и поверочного расчета винтовых цилиндрических пружин сжатия, позволяющую ускорить нахождение эффективных решений в практической деятельности конструкторов и расчетчиков.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Шестаков С.А., Земсков В.А., Горяев А.Н. *Устройство разделения и сброса головного обтекателя ракеты-носителя*. Пат. 2568965 Российская Федерация, МПК В 64G 1/64, F42B 15/36, заявитель АО «ВПК «НПО машиностроения», заявка 2014142344/11, заявл. 22.10.2014, опубл. 20.11.2015, бюл. № 32.
- [2] Похабов Ю.П., Каверин В.А., Белов М.В., Ермилова Д.С., Сапарбаева Е.Р. Результаты конструкторско-технологического анализа надежности толкателя головного обтекателя. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2023, вып. 5. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2023-5-2273>
- [3] Шелофаст В.В. *Основы проектирования машин*. Москва, АПИМ, 2005, 471 с.
- [4] Пономарев С.Д., Андреева Л.Е. *Расчет упругих элементов машин и приборов*. Москва, Машиностроение, 1980, 326 с.
- [5] Анурьев В.И. *Справочник конструктора-машиностроителя*. Т. 3. Москва, Машиностроение, 1980, 559 с.
- [6] Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. *Расчет на прочность деталей машин*. Москва, Машиностроение, 1979, 639 с.
- [7] Орлов П.И. *Основы конструирования*. Кн. 3. Москва, Машиностроение, 1977, 360 с.
- [8] Ачеркан Н.С., ред. *Детали машин. Расчет и конструирование*. Т. 2. Москва, Машиностроение, 1968, 408 с.
- [9] Астафьев В.Д. *Справочник по расчету цилиндрических винтовых пружин сжатия — растяжения*. Москва, Машгиз, 1960, 125 с.
- [10] Похабов Ю.П., Шендалёв Д.О., Колобов А.Ю. и др. К вопросу установления коэффициентов безопасности и запасов прочности при заданной вероятности неразрушения силовых конструкций. *Сибирский аэрокосмический журнал*, 2021, т. 22, № 1, с. 166–176.
- [11] Каверин В.А. Проектировочный расчет винтовых цилиндрических пружин сжатия по усовершенствованной методике. *Труды секции 22 имени академика*

мика В.Н. Челомея. *XLI Академических чтений по космонавтике*. Реутов, АО «ВПК «НПО машиностроения», 2017, вып. 5, с. 99–111.

[12] Похабов Ю.П. *Теория и практика обеспечения надежности механических устройств одноразового срабатывания*. Красноярск, СФУ, 2018, 338 с.

Статья поступила в редакцию 31.07.2023

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Каверин В.А., Похабов Ю.П. Методика проекторочного расчета винтовых цилиндрических пружин сжатия. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2023, вып. 10. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2023-10-2311>

Каверин Виктор Александрович — заместитель начальника отделения — начальник комплексного конструкторского отдела, АО «ВПК «НПО машиностроения», заслуженный конструктор Российской Федерации. e-mail: tochilov@vpk.npomash.ru

Похабов Юрий Павлович — канд. техн. наук, главный специалист, АО «НПО ПМ МКБ». e-mail: pokhabov_yury@mail.ru

Methodology of the helical cylindrical compression spring design calculation

© V.A. Kaverin¹, Yu.P. Pokhabov²

¹ JSC MIC “NPO Mashinostroyeniya”, Reutov, Moscow Region, 143966, Russia

² JSC “NPO PM MKB”, Zheleznogorsk, Krasnoyarsk Territory, 662972, Russia

Helical cylindrical compression springs are most often used in the one-time actuation mechanisms in rocket and space applications as the push drives to perform useful work in moving detachable parts of the aerospace vehicles. Such drives possess maximum energy characteristics with minimal weight and cost. The paper proposes the pusher spring design calculation methodology making it possible to take into account the design values range determined by the given initial spring parameters, where the strength condition is satisfied. The calculation methodology takes into account the spring design values range and makes it possible to create an effective computational algorithm. It is introduced for a targeted and consistent search of satisfactory solutions in designing spring units and mechanisms with the required performance and reliability (dimensions, ability to overcome resistive forces along the motion path and move control objects to the required distance, as well as strength). Based on the computational algorithm, a software program was created for the design and verifying calculation of the helical cylindrical compression springs, which makes it possible to quickly find effective solutions to be introduced in the practical activities of designers and calculators.

Keywords: helical cylindrical compression spring, spring design calculation, spring performance and reliability

REFERENCES

- [1] Shestakov S.A., Zemskov V.A., Goryaev A.N. *Ustroystvo razdeleniya i sbrosa golovnogo obtekatel'ya rakety-nositel'ya* [The device for separating and dropping the head fairing of the launch vehicle]. Patent no. 2568965 Russian Federation, IPC B 64G 1/64, F42B 15/36, applicant JSC “MIC “NPO Mashinostroyeniya”, application 2014142344/11, appl. October 22, 2014, publ. November 20, 2015, bull. no. 32.
- [2] Pokhabov Yu.P., Kaverin V.A., Belov M.V., Ermilova D.S., Saparbaeva E.R. *Rezultaty konstruktorsko-tehnologicheskogo analiza nadezhnosti tolkatel'ya golovnogo obtekatel'ya* [Results of reliability design and technological analysis of the nose fairing pusher]. *Inzhenerny zhurnal: nauka i innovatsii — Engineering Journal: Science and Innovation*, 2023, iss. 5.
<https://doi.org/10.18698/2308-6033-2023-5-2273>
- [3] Shelofast V.V. *Osnovy proyektirovaniya mashin* [Fundamentals of machine design]. Moscow, APM Publ, 2005, 471 p.
- [4] Ponomarev S.D., Andreeva L.E. *Raschet uprugikh elementov mashin i priborov* [Calculation of elastic elements of machines and devices]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1980, 326 p.
- [5] Anuryev V.I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitel'ya* [Handbook of the designer-machine builder]. Vol. 3. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1980, 559 p.
- [6] Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Raschet na prochnost detaley mashin* [Calculation of the strength of machine parts]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1979, 639 p.
- [7] Orlov P.I. *Osnovy konstruirovaniya* [Design basics]. Book 3. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977, 360 p.

- [8] Acherkyan N.S., ed. *Detali mashin. Raschet i konstruirovaniye* [Machine parts. Calculation and design.]. Vol. 2. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968, 408 p.
- [9] Astafiev V.D. *Spravochnik po raschetu tsilindricheskikh vintovykh pruzhin szhatiya – rastyazheniya* [Handbook for the calculation of cylindrical helical compression-tension springs]. Moscow, Mashgiz Publ., 1960, 125 p.
- [10] Pokhabov Yu.P., Shendalev D.O., Kolobov A.Yu., et al. K voprosu ustanovleniya koeffitsientov bezopasnosti i zapasov prochnosti pri zadannoy veroyatnosti nerazrusheniya silovykh konstruksiy [To the question of establishing safety coefficient and assurance coefficient at a given probability of non-destruction of load-bearing structures]. *Sibirskiy aerokosmicheskiy zhurnal — The Siberian Aerospace Journal*, 2021, vol. 22, no. 1, pp. 166–176 (In Russ.).
- [11] Kaverin V.A. Proektirovochnyi raschet vintovykh tsilindricheskikh pruzhin szhatiya po usovershenstvovannoy metodike [Design calculation of helical cylindrical compression springs according to an improved method]. In: *Trudy seksii 22 imeni akademika V.N. Chelomeya Akademicheskikh chteniy po kosmonavtike. Vyp. 5* [Proceedings of section 22 named after academician V.N. Chelomey. XLI Academic readings on cosmonautics. Issue. 5]. Reutov, 2017, JSC “MIC “NPO Mashinostroyeniya” Publ., pp. 99–111 (In Russ.).
- [12] Pokhabov Yu.P. *Teoriya i praktika obespecheniya nadezhnosti mekhanicheskikh ustroystv odnorazovogo srabatyvaniya* [Theory and practice of ensuring reliability of mechanical devices of one-time operation]. Krasnoyarsk, 2018, SFU Publ., 338 p.

Kaverin V.A., Deputy Unit Department — Head of the Department of Integrated Design. JSC “MIC “NPO Mashinostroyeniya”; Honored Designer of the Russian Federation. e-mail: tochilov@vpk.npomash.ru

Pokhabov Yu.P., Cand. Sc. (Eng.), Chief Specialist, JSC “NPO PM MKB”. e-mail: pokhabov_yury@mail.ru