

Методика проектировочного расчета винтовых цилиндрических пружин кручения

© В.А. Каверин¹, Ю.П. Похабов²

¹АО «ВПК «НПО машиностроения»,
Реутов, Московская область, 143960, Российская Федерация

²АО «НПО ПМ – Малое Конструкторское Бюро»,
Железнодорожск, Красноярский край, 662972, Российская Федерация

В качестве приводов, обеспечивающих взаимный поворот частей механизмов одноразового срабатывания ракетно-космического назначения, нередко применяют винтовые цилиндрические пружины кручения из пружинной проволоки круглого сечения. Рассматриваемая методика проектировочного расчета пружин кручения позволяет определять по заданным исходным параметрам пружины область проектных значений, в пределах которой выполняются условия прочности пружины и надежности раскрытия механизма. Такая методика дает возможность уйти от действий по методу «проб и ошибок», т. е. от многократного изменения и перерасчета первоначально заданных или полученных в ходе расчета параметров пружины, и создать эффективный вычислительный алгоритм для целенаправленного и последовательного поиска удовлетворительных решений при проектировании пружинных узлов и механизмов с требуемыми работоспособностью и надежностью (габаритами, способностью преодолевать резистивные силы на пути движения и перемещать объекты управления на требуемое расстояние, а также прочностью). На базе вычислительного алгоритма создана программа проектировочного и проверочного расчета винтовых цилиндрических пружин кручения, которая позволяет быстро находить эффективные решения для использования в практической деятельности конструкторов и расчетчиков.

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

Введение. Винтовые цилиндрические пружины кручения из пружинной проволоки круглого сечения (далее — пружины кручения) применяют в поворотных механизмах одноразового срабатывания ракетно-космического назначения в качестве приводов для совершения полезной работы [1–3]. При проектировании механизмов пружины кручения должны обладать такими характеристиками (наружным диаметром, длиной, диаметром пружинной проволоки, шагом навивки, рабочим углом поворота и иными параметрами), которые позволяют выполнять требуемые функции и обеспечивать заданную надежность (преодолевать резистивные моменты на пути движения, поворачивать объекты управления на требуемый угол, соблюдать условия прочности для пружин кручения и поворотной конструкции).

Существующие методики расчета пружин кручения, используемых в деталях машин [4–9], основаны на вычислении минимального диаметра проволоки из условия прочности без учета комплексных

(конструктивно-компоновочных, силовых и проектно-конструкторских) решений, обеспечивающих оптимальный выбор габаритов пружинных узлов.

Рассмотрим методику проектировочного расчета пружин кручения с определением области проектных значений (ОПЗ), в пределах которой выполняется условие прочности пружины и надежности раскрытия механизма. Здесь просматривается аналогия с методикой проектировочного расчета пружин сжатия [10], где обоснована необходимость определения ОПЗ с учетом заданной надежности.

Цель данной работы — разработка методики расчета пружин кручения для осуществления целенаправленного и последовательного поиска удовлетворительных решений при конструировании пружинных механизмов летательных аппаратов с требуемой надежностью. При этом термин «надежность» трактуется согласно работе [11].

Пример использования пружин кручения в механизмах ракетно-космического назначения. Пружины кручения могут применяться в механизмах раскрытия консолей аэродинамических поверхностей (АП) летательного аппарата (ЛА) [1], конструкциях космических аппаратов (КА) [2], узлах с подпружиненными крышками, обеспечивающих закрытие полостей или ниш после раскрытия поворотных панелей [3]. Складываемая консоль АП, раскрываемая пружиной кручения [1], представлена на рис. 1.

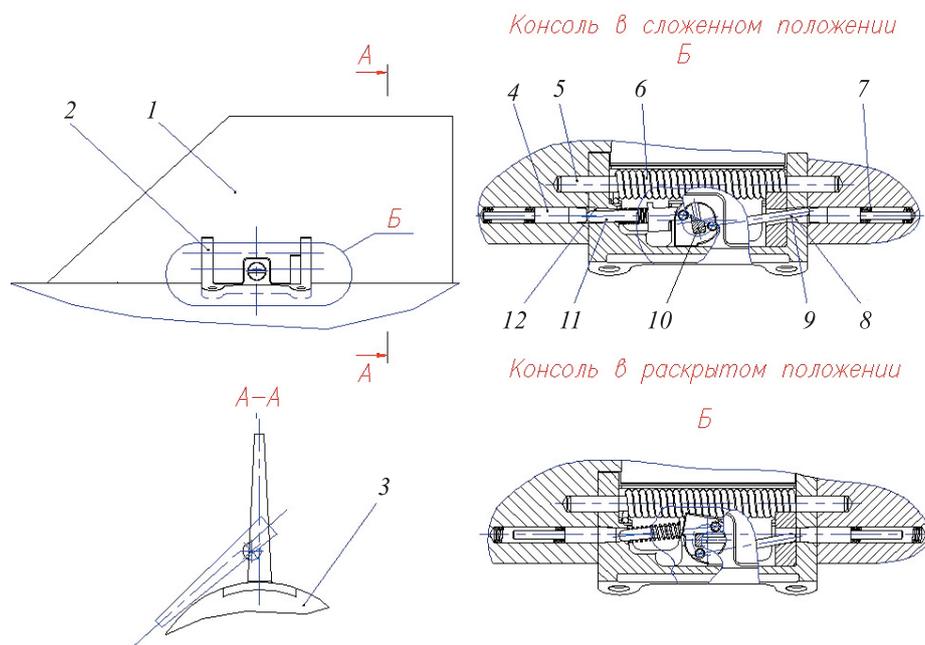
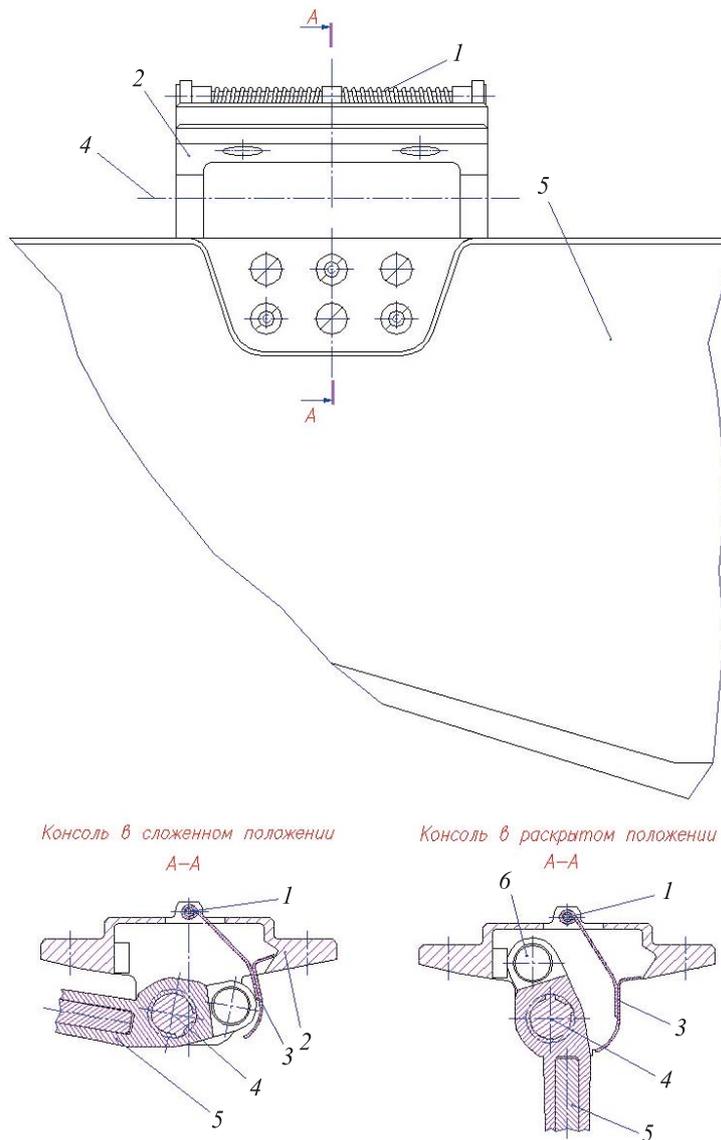


Рис. 1. Складываемая консоль аэродинамических поверхностей ЛА, раскрываемая пружиной кручения:

1 — консоль; 2 — кронштейн подвески консоли; 3 — корпус ЛА; 4 — палец фиксатора; 5 — ось складывания; 6 — пружина кручения; 7 — пружина фиксатора; 8, 12 — отверстия для захода пальцев; 9, 11 — толкатели, отжимающие пальцы для расфиксации консоли; 10 — вал

После раскрытия консоль фиксируется подпружиненными коническо-цилиндрическими пальцами, заходящими в отверстия кронштейна ее подвески. Угол складывания консоли больше 90° . Пружина кручения расположена на оси складывания и, следовательно, закручивается на тот же угол больше 90° .

Складываемая консоль с кронштейном подвески к корпусу ЛА показана на рис. 2. На кронштейне установлена крышка, которая поворачивается под действием пружины кручения, расположенной на оси



Консоль в сложенном положении
A-A

Консоль в раскрытом положении
A-A

Рис. 2. Складываемая консоль с кронштейном подвески и подпружиненной крышкой, установленной на кронштейне:

1 — пружина кручения; 2 — кронштейн подвески консоли; 3 — подпружиненная крышка складываемой консоли; 4 — ось вращения консоли; 5 — складываемая консоль; 6 — фиксатор

подвески крышки. Поворот крышки осуществляется по ходу раскрытия консоли до момента ее фиксации в раскрытом положении путем захода подпружиненных пальцев фиксатора в ответные отверстия. В данном случае угол закручивания пружины крышки меньше 90°.

Типовой чертёж винтовой цилиндрической пружины кручения с геометрическими размерами, набором технических требований и силовой диаграммой для контроля величин моментов сил в лаборатории механических испытаний приведен на рис. 3. Угол закручивания этой пружины больше 90°.

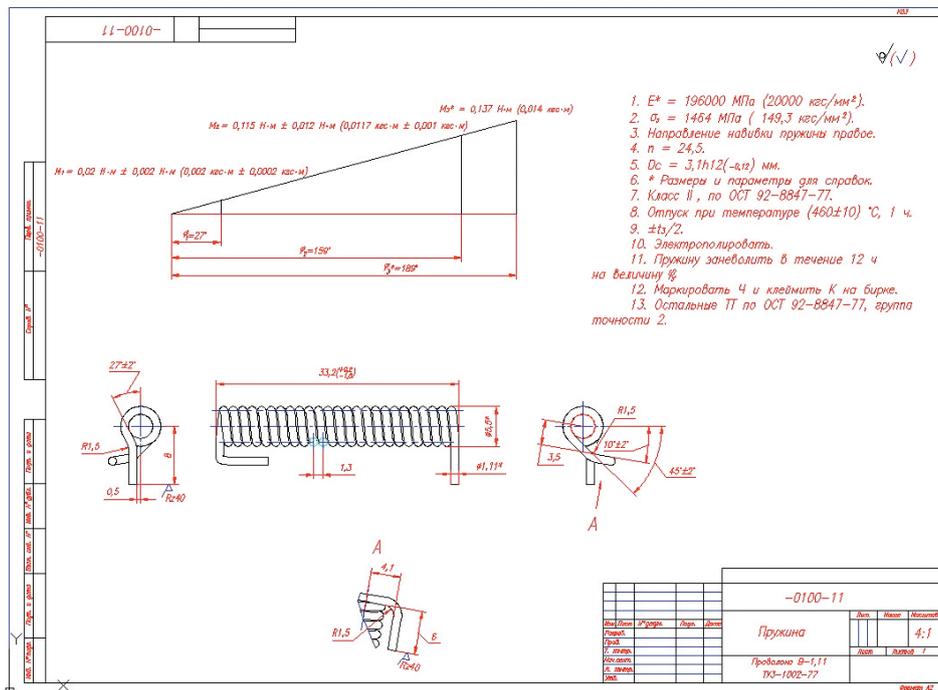


Рис. 3. Типовой чертёж винтовой цилиндрической пружины кручения из проволоки круглого сечения

Основные формулы для расчета пружин кручения. За основу расчета пружин кручения с витками круглого сечения приняты известные формулы, приведенные в [4–9]:

$$\sigma_{\max} < [\sigma], \quad (1)$$

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

$$D_{\text{вн}} = D_0 - d = D - 2d, \quad (3)$$

$$k = \frac{4c-1}{4c-4}, \quad (4)$$

$$\sigma_{\max} = 32 \frac{k M_3}{\pi d^3}, \quad (5)$$

$$z = \frac{E d^3}{64 c n} = \frac{M_2 - M_1}{\Delta \varphi} = \frac{M_1}{\varphi_1} = \frac{M_2}{\varphi_2} = \frac{M_3}{\varphi_3}, \quad (6)$$

где σ_{\max} — максимальное нормальное напряжение, соответствующее заданной надежности пружины (вероятности неразрушения пружинной проволоки); $[\sigma]$ — допускаемое нормальное напряжение; c — индекс пружины; D — наружный диаметр пружины; d — диаметр пружинной проволоки; D_0 — средний диаметр пружины; $D_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр пружины; k — коэффициент формы сечения и кривизны витка; M_3 — крутящий момент в пружине при максимальной нагрузке; z — жесткость пружины; E — модуль упругости пружинного материала; n — число рабочих витков пружины; M_2 — крутящий момент в пружине при рабочей нагрузке; M_1 — крутящий момент в пружине при предварительной нагрузке; $\Delta \varphi = \varphi_2 - \varphi_1$ — рабочий угол закручивания (φ_2 — угол закручивания пружины при рабочей нагрузке; φ_1 — угол закручивания пружины при предварительной нагрузке); φ_3 — угол закручивания пружины при максимальной нагрузке.

По формулам (2)–(6) определяют значения параметров пружин, но в них не содержатся критерии задания и вычисления ОПЗ, в пределах которых необходимо выбирать проектные параметры при разработке пружинных механизмов, удовлетворяющих требованиям надежности.

Обоснование критериев существования области проектных значений пружины. Исходя из опыта проектирования и изготовления [4–9], индекс пружин c , вычисляемый по (2), принято выбирать в интервале

$$4 \leq c \leq 12, \quad (7)$$

а момент силы пружины при максимальной нагрузке задают в следующем виде:

$$M_3 = \nu M_2, \quad (8)$$

где $\nu = 1, 1.1 \dots 1.3$.

Для того чтобы реализовать методику проектировочного расчета пружин кручения, нужно получить зависимость числа рабочих витков пружины от момента силы пружины при предварительной нагрузке $n = f(M_1)$.

Из (4) вытекает формула

$$c = \frac{4k - 1}{4k - 4}. \quad (9)$$

Из формулы (5) следует:

- что исходя из условия прочности, минимальный диаметр проволоки находят по формуле

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32kM_3}{\pi[\sigma]}}, \quad (10)$$

где k определяют из (4) при $c = 12$;

- предельный диаметр проволоки —

$$d_{\text{пред}} = \sqrt[3]{\frac{32kM_3}{\pi[\sigma]}}, \quad (11)$$

где k рассчитывают из (4) при $c = 4$.

С учетом условия (1) и формулы (5) подставляют вместо σ_{\max} константу $[\sigma]$:

$$[\sigma] = 32 \frac{k_{[\sigma]} M_3}{\pi d^3} \quad (12)$$

и находят

$$k_{[\sigma]} = \frac{\pi d^3 [\sigma]}{32 M_3}, \quad (13)$$

а затем

$$c_{[\sigma]} = \frac{4k_{[\sigma]} - 1}{4k_{[\sigma]} - 4}. \quad (14)$$

Таким образом, существует возможность вычислить значения $k_{[\sigma]}$ и $c_{[\sigma]}$, которые ограничивают ОПЗ пружины кручения при выбранном диаметре d . При этом для диаметра пружинной проволоки d , близкого к d_{\min} , индекс пружины $c_{[\sigma]}$ может быть больше 4, поэтому необходимо выполнять следующие условия:

- если $c_{[\sigma]} \leq 4$, то $c_{\min} = 4$; (15)

- если $c_{[\sigma]} > 4$, то $c_{\min} = c_{[\sigma]}$. (16)

Поскольку из (6) следует зависимость числа витков пружины от крутящего момента в пружине при предварительной нагрузке $n = f(M_1)$,

$$n = \frac{E d^3 \Delta\varphi}{64 c (M_2 - M_1)}, \quad (17)$$

можно с учетом (15)–(16) получить набор гипербол для индексов пружины из диапазона $c_{\min} \leq c \leq 12$.

Область проектных значений, ограниченная двумя гиперболами при $c = c_{\min}$ и $c = 12$, между которыми расположены проектные значения всех пружин кручения, удовлетворяющие условиям надежности, представлена на рис. 4.

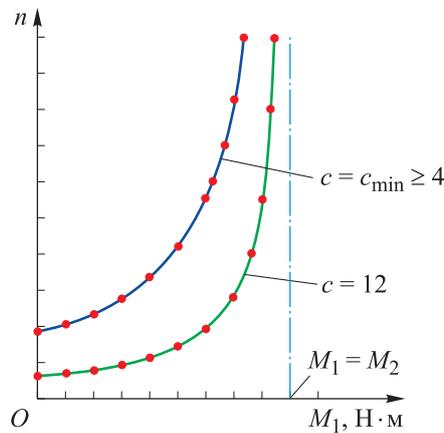


Рис. 4. Область проектных значений пружины кручения для рассматриваемого диаметра проволоки

Дополнительные условия надежности пружины кручения.

В пружинных механизмах поворотных конструкций помимо выполнения условия (1), определяющего прочность пружинной проволоки, существуют дополнительные условия надежности, связанные с возможностью пружины совершить работу по перемещению поворотной конструкции из начального в раскрытое положение:

а) обеспечить требуемый угол поворота конструкции (рабочий угол закручивания пружины должен быть не менее заданного угла поворота конструкции);

б) преодолеть момент сопротивления в шарнирах при повороте конструкции на заданный угол раскрытия (энергии привода должно быть достаточно для преодоления сопротивления раскрытию);

в) выполнить условие прочности поворотной конструкции при фиксации в конечном положении (энергия пружины кручения не должна привести к разрушению силовых элементов поворотной конструкции).

Условие (а) определяет значение рабочего угла закручивания пружины $\Delta\varphi$, которое выбирают из условия обеспечения поворота конструкции на требуемый угол. Например, для обеспечения требуемой надежности срабатывания пружины кручения аэродинамической поверхности ЛА [1] учитывают соотношение

$$\Delta\varphi_{\min} > \varphi_{\max}, \quad (18)$$

где $\Delta\varphi_{\min}$ — минимальный рабочий угол закручивания пружины при худших сочетаниях допусков на параметры пружины; φ_{\max} — максимальное значение требуемого угла вращения при развороте панели аэродинамической поверхности с ее последующей фиксацией в раскрытом положении.

Условие (б) определяет минимальное значение момента силы пружины при рабочей нагрузке $M_{2\min}$, которое выбирают из условия преодоления резистивных моментов сил на пути движения при повороте конструкции. Для обеспечения требуемой надежности срабатывания пружины используют соотношение [11, 12]

$$M_{2\min} \geq \eta M_c,$$

где η — запас движущих сил, как правило, $\eta \geq 2$; M_c — действительное значение резистивных моментов сил при повороте объекта управления.

Условие (в) определяет значение максимального момента силы пружины при рабочей нагрузке $M_{2\max}$, которое выбирают из закона сохранения энергии при мгновенной остановке поворотной конструкции в конце движения (при фиксации в раскрытом положении) [11, 12]:

$$A_{\text{дв}}(\Delta\varphi) - A_c(\Delta\varphi) = \Pi,$$

$$A_{\text{дв}}(\Delta\varphi) = \frac{M_2 + M_1}{2} \Delta\varphi \leq [\Pi],$$

$$M_{2\max} \leq \frac{2[\Pi]}{\Delta\varphi} - M_1,$$

где $A_{\text{дв}}(\Delta\varphi)$, $A_c(\Delta\varphi)$ — работа движущего момента и момента сил сопротивления соответственно на пути перемещения поворотной конструкции $\Delta\varphi$; Π — потенциальная энергия деформации консольной конструкции; $[\Pi]$ — допустимая потенциальная энергия деформации консольной конструкции (обычно определяется при условии $A_c(\Delta\varphi) = 0$).

По результатам выполнения условий (б) и (в) определяют значения момента силы пружины при рабочей нагрузке M_2 :

$$M_{2\min} \leq M_2 \leq M_{2\max}. \quad (19)$$

Выполнение условий (18) и (19) наряду с (1) в полной мере определяет надежность пружинного механизма по прочности и функционирования при повороте конструкции.

Варианты проведения проектных расчетов пружин кручения. Формулы (1)–(19) позволяют получить алгоритм проведения проектировочных расчетов пружин кручения с учетом двух вариантов задания исходных данных при проектировании.

В первом варианте проектировочных расчетов пружину разрабатывают по допускаемому нормальному напряжению $[\sigma]$, крутящему моменту в пружине при рабочей нагрузке M_2 и рабочему углу закручивания $\Delta\phi$. Расчеты проводятся при первичной разработке пружинных приводов.

Во втором варианте проектировочного расчета пружину кручения разрабатывают по допускаемому нормальному напряжению $[\sigma]$, наружному диаметру пружины D и рабочему углу закручивания $\Delta\phi$. Данный вариант используют тогда, когда для установки пружины в конструкции механизма отводится определенный объем или габарит, в котором ее необходимо разместить. Если полученные при расчете параметры пружины (при соблюдении условия прочности) являются удовлетворительными (это прежде всего касается полученной величины крутящего момента в пружине при рабочей нагрузке M_2), то такую пружину используют в дальнейшей работе. В противном случае проводят расчет по первому варианту с получением величины D и, если необходимо, вводят изменения в конструкцию.

Вариант проектировочного расчета пружины кручения при заданных значениях параметров $[\sigma]$, M_2 , $\Delta\phi$. Исходя из требуемой надежности (1), (18), (19) и рекомендаций на проектирование пружин (7), (8), а также учитывая (2), (4), вычисляют минимальный d_{\min} и предельный $d_{\text{пред}}$ диаметры пружинной проволоки по формулам (10) и (11) соответственно.

Исходя из ограничителей сортамента пружинной проволоки, подбирают значения диаметра $d > d_{\min}$, но близкие к d_{\min} . Вычисляют значения этих величин по формулам (13), (14) и с учетом (15), (16) определяют значение c_{\min} .

Рассчитывают возможные значения минимального D_{\min} и максимального D_{\max} наружных диаметров пружины:

$$D_{\min} = d(c_{\min} + 1), \quad (20)$$

$$D_{\max} = d(12 + 1) = 13d. \quad (21)$$

Выбирают наружный диаметр пружины D из соотношения в следующем диапазоне значений:

$$D_{\min} \leq D \leq D_{\max}.$$

Из формулы (17) при известных значениях $E, d, M_2, \Delta\varphi$ и заданных значениях c определяют минимальное число рабочих витков пружины n_{\min} при условии $M_1 = 0$:

$$n_{\min} = \frac{E d^3 \Delta\varphi}{64 c M_2}. \quad (22)$$

Поскольку $M_1 \geq 0$, число рабочих витков пружины выбирают из соотношения $n \geq n_{\min}$ и по формуле (17) вычисляют величину M_1 . Далее по формуле (6) рассчитывают параметры пружины ($z, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$).

Вычисляют внутренний диаметр пружины $D_{\text{вн}}$ по формуле (3), чтобы определить диаметр контрольного стержня и диаметра оси, на которой будет установлена пружина кручения.

Если необходимо, выбирают новое значение числа рабочих витков пружины из условия $n \geq n_{\min}$ и проводят расчет в той же последовательности.

Вариант проектировочного расчета пружины кручения при заданных значениях параметров $[\sigma], D, \Delta\varphi$. Исходя из заданного диаметра пружины кручения D (заданных габаритов размещения пружины в пружинном механизме) и диапазона изменения индекса пружин (7), по формулам (20) и (21) определяют максимальный d_{\max} и минимальный d_{\min} диаметры пружинной проволоки:

$$d_{\min} = \frac{D}{c_{\max} + 1} = \frac{D}{13},$$

$$d_{\max} = \frac{D}{c_{\min} + 1} = \frac{D}{5},$$

$$\frac{D}{13} \leq d \leq \frac{D}{5}.$$

Выбирают первоначальное значение диаметра $d > d_{\min}$, но близкое к d_{\min} , вычисляют значения индекса пружины c по (2) и коэффициент формы сечения и кривизны витка k по (4). Из формулы (5) с учетом заданного значения $[\sigma]$ определяют допустимое значение крутящего момента в пружине при максимальной нагрузке:

$$M_{3\max} = \frac{\pi d^3 [\sigma]}{32k}.$$

Далее выбирают значение крутящего момента в пружине при максимальной нагрузке из условия $M_3 \leq M_{3\max}$ и по формуле (8) находят значение крутящего момента в пружине при рабочей нагрузке M_2 .

Если величина M_2 не соответствует условию (19) во всем диапазоне значений d , то переходят к проектировочному расчету с заданием $[\sigma]$, M_2 , $\Delta\varphi$ и с определением диапазона диаметров D , а также с пересмотром, если необходимо, первоначальных габаритов, отведенных под пружину.

Если величина M_2 соответствует условию (19), то по формуле (22) вычисляют минимальное число рабочих витков пружины n_{\min} при условии $M_1 = 0$.

Поскольку $M_1 \geq 0$, число рабочих витков пружины выбирают из соотношения $n \geq n_{\min}$ и по формуле (6) рассчитывают параметры пружины (z , φ_1 , φ_2 , φ_3 , M_1).

Внутренний диаметр пружины $D_{\text{вн}}$ вычисляют по формуле (3).

Если необходимо, выбирают новое значение рабочих витков пружины из условия $n \geq n_{\min}$ и проводят расчет в той же последовательности.

Анализ динамики изменения области проектных значений пружины кручения. Рассмотрим пример расчета пружины кручения по следующим исходным данным: $M_2 = 4500 \text{ Н}\cdot\text{мм}$; $[\sigma] = 1000 \text{ Н/мм}^2$; $\Delta\varphi = 1,745 \text{ рад}$, что соответствует $\Delta\varphi = 100^\circ$; $E = 200\,000 \text{ Н/мм}^2$.

С использованием формул (1)–(17) получают $d_{\min} = 3,89 \text{ мм}$ и $d_{\text{пред}} = 4,09 \text{ мм}$.

Выбирают $d = 4 \text{ мм}$, вычисляют $k_{[\sigma]} = 1,16$, $c_{[\sigma]} = 5,58$ и из формулы (16) назначают диапазон индексов пружины $5,58 \leq c \leq 12$.

Выбирают очередной диаметр $d = 4,5$ мм, т. е. $d > d_{\text{пред}}$. Вычисляют $k_{[\sigma]} = 1,66$, $c_{[\sigma]} = 2,14$ и из формулы (15) выбирают индекс пружины $4 \leq c \leq 12$.

Для каждого из указанных диаметров проволоки рассчитывают значения функции $n = f(M_1)$ и строят ОПЗ пружины для двух выбранных диаметров (рис. 5). Из анализа графиков, приведенных на рис. 5, следует, что с увеличением диаметра d ОПЗ пружины расширяется. На графиках также хорошо видно, что величина n_{min} (минимальное допустимое число витков пружины) возрастает с увеличением d ; это следует и из представленной формулы (17). Таким образом, переход на большие d приводит к увеличению габаритов пружины как по наружному диаметру, так и по длине. Кроме того, пружины с диаметрами, близкими к d_{min} , энергетически более выгодны, так как при одном и том же n (см. рис. 5) получается большее значение M_1 и, следовательно, большее значение работы, совершаемой пружиной кручения.

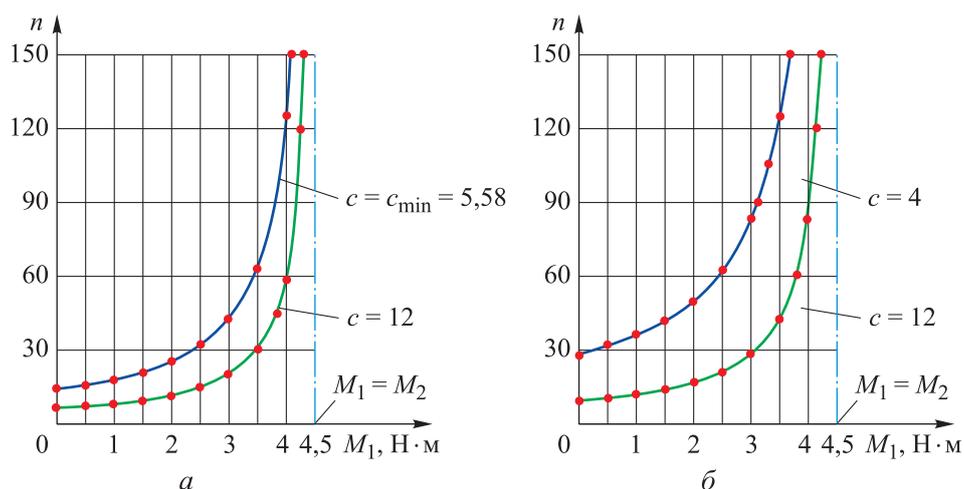


Рис. 5. Область проектных значений для пружины кручения при диаметрах d , равных 4 мм (а) и 4,5 мм (б)

Заключение. Представленная методика позволила усовершенствовать существующие методики проекторочного расчета пружин кручения, а именно уйти от метода «проб и ошибок» и создать на базе критерия допустимой прочности и надежности пружин эффективный вычислительный алгоритм проекторочного расчета винтовых цилиндрических пружин кручения при минимуме исходных параметров.

На базе вычислительного алгоритма создана программа проекторочного и поверочного расчета винтовых цилиндрических пружин кручения, которая позволяет ускорить нахождение эффективных решений в практической деятельности конструкторов и расчетчиков.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Горяев А.Н., Назаренко В.В., Каверин В.А. и др. *Складываемая аэродинамическая поверхность летательного аппарата*. Патент 2682948 Российская Федерация. МПК F42В 10/14. Заявитель и патентообладатель АО «ВПК «НПО машиностроения» № 2018107935; заявл. 05.03.2018; опубл. 22.02.2019. Бюл. № 9.
- [2] Шатров А.К., Назарова Л.П., Машуков А.В. *Механические устройства космических аппаратов. Конструктивные решения и динамические характеристики*. Красноярск, СибГАУ, 2006, 84 с.
- [3] Ефремов Г.А., Киселев А.И., Леонов А.Г. и др. *Яркий след крылатого «Метеорита»*. Москва, Бедретдинов и Ко, 2012, 248 с.
- [4] Шелофаст В.В. *Основы проектирования машин*. Москва, АПИМ, 2005, 471 с.
- [5] Пономарев С.Д., Андреева Л.Е. *Расчет упругих элементов машин и приборов*. Москва, Машиностроение, 1980, 326 с.
- [6] Анурьев В.И. *Справочник конструктора-машиностроителя*. В 3 т. Т. 3. Москва, Машиностроение, 1980, 559 с.
- [7] Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. *Расчет на прочность деталей машин*. Москва, Машиностроение, 1979, 639 с.
- [8] Орлов П.И. *Основы конструирования*. В 3 кн. Кн. 3. Москва, Машиностроение, 1977, 360 с.
- [9] Ачеркан Н.С., ред. *Детали машин. Расчет и конструирование*. Т. 2. Москва, Машиностроение, 1968, 408 с.
- [10] Каверин В.А., Похабов Ю.П. Методика проектировочного расчета винтовых цилиндрических пружин сжатия. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2023, вып. 10. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2023-10-2311>
- [11] Похабов Ю.П. *Теория и практика обеспечения надежности механических устройств одноразового срабатывания*. Красноярск, СФУ, 2018, 338 с.
- [12] Похабов Ю.П. О необходимости запасов движущих моментов (сил) в подвижных узлах раскрывающихся конструкций. *Вестник машиностроения*, 2020, № 2, с. 29–33.

Статья поступила в редакцию 08.10.2024

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Каверин В.А., Похабов Ю.П. Методика проектировочного расчета винтовых цилиндрических пружин кручения. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2025, вып. 1. EDN XIEAIY

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 for design computation of the helical cylindrical torsion springs

© V.A. Kaverin¹, Yu.P. Pokhabov²

¹JSC “VPK “NPO Mashinostroeniya”,
Reutov, Moscow Region, 143960, Russian Federation

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

Helical torsion springs made of the round spring wire are often used as the drives providing mutual rotation of parts in the single-action mechanisms in rocket and space applications. The considered methodology of torsion spring design computation makes it possible to determine the range of design values based on the specified initial parameters, where conditions of the spring strength and the mechanism deployment reliability are satisfied. This methodology allows avoiding the “trial and error” approach from multiple alteration and recomputation of the spring parameters initially specified or obtained during the computation. It makes it possible to create an effective computation algorithm in the targeted and consistent search for satisfactory solutions in designing spring units and mechanisms with the required operability and reliability (dimensions, ability to overcome resistive forces on the motion path, displace the control objects to the required distance and strength). Based on the computation algorithm, a program is created for design and verificational computation of the helical cylindrical torsion springs making it possible to quickly find the effective solutions in practical activities of designers and computation engineers.

Keywords: helical cylindrical torsion spring, spring design computation, spring performance and reliability

REFERENCES

- [1] Goryaev A.N., Nazarenko V.V., Kaverin V.A. et al. *Skladyvayemaya aerodinamicheskaya poverkhnost letatel'nogo apparata* [Foldable aerodynamic surface of a flying vehicle]. Patent 2682948 Rossiyskaya Federatsiya. MPK F42B 10/14. Zayavitel i patentoobladatel AO “VPK “NPO Mashinostroeniya” no. 2018107935; zaayvl. 05.03.2018; opubl. 22.02.2019. Byul. no. 9 [Patent RU, no. 2682948. IPC F42B 10/14. Applier and patent owner JSC “VPK “NPO Mashinostroeniya” no. 2018107935; appl. March 5, 2018; publ. February 22, 2019. Bul. No. 9].
- [2] Shatrov A.K., Nazarova L.P., Mashukov A.V. *Mekhanicheskie ustroystva kosmicheskikh apparatov. Konstruktivnye resheniya i dinamicheskie kharakteristiki* [Mechanical devices of spacecraft. Design solutions and dynamic characteristics]. Krasnoyarsk, SibGAU Publ., 2006, 84 p.
- [3] Efremov G.A., Kiselev A.I., Leonov A.G. et al. *Yarkiy sled krylatogo “Meteori-ta”* [A bright trace of the winged “Meteor”]. Moscow, Bedretdinov and Co Publ., 2012, 248 p.
- [4] Shelofast V.V. *Osnovy proektirovaniya mashin* [Fundamentals of the machine design]. Moscow, APM Publ., 2005, 471 p.
- [5] 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.

- [6] Anuryev V.I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitel'ya* [Handbook of the designer-machine builder]. In 3 vols. Vol. 3. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1980, 559 p.
- [7] Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Raschet na prochnost detaley mashin* [Strength calculation of the machine parts]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1979, 639 p.
- [8] Orlov P.I. *Osnovy konstruirovaniya* [Design basics]. In 3 books. Book 3. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977, 360 p.
- [9] Acherkan N.S., ed. *Detali mashin. Raschet i konstruirovaniye* [Machine parts. Calculation and design]. Vol. 2. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968, 408 p.
- [10] Kaverin V.A., Pokhabov Yu.P. Metodika proektirovochnogo rascheta vintovykh tsilindricheskikh pruzhin szhatiya [Methodology of the helical cylindrical compression spring design calculation]. *Inzhenerny zhurnal: nauka i innovatsii — Engineering Journal: Science and Innovation*, 2023, iss. 10. <https://doi.org/10.18698/2308-6033-2023-10-2311>
- [11] Pokhabov Yu.P. *Teoriya i praktika obespecheniya nadezhnosti mekhanicheskikh ustroystv odnorazovogo srabatyvaniya* [Theory and practice of ensuring reliability for mechanical devices of the one-time operation]. Krasnoyarsk, SFU Publ., 2018, 338 p.
- [12] Pokhabov Yu.P. O neobkhodimosti zapasov dvizhushchikh momentov (sil) v podvizhnykh uzlakh raskryvayushchikhsya konstruktsiy [On the necessity for margins of driving moments (forces) in the moving units of the expanding structures]. *Vestnik mashinostroeniya*, 2020, no. 2, pp. 29–33.

Kaverin V.A., Deputy Head of Department, Head of the Integrated Design Department, JSC “VPK “NPO Mashinostroeniya”. e-mail: tochilov@vpk.npomash.ru

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