

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ АМОРТИЗАЦИИ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ ТАРЕЛЬЧАТЫХ ПРУЖИН

*Белорусский национальный технический университет, Минск, Беларусь*

*Широкое применение тарельчатых пружин обусловлено большой номенклатурой изделий и возможностью осуществлять сборку их в пакеты, что позволяет получить заданные силовые и геометрические характеристики упругого элемента. Тарельчатые пружины имеют малые деформации при больших нагрузках. Это позволяет уменьшить массу и габариты амортизационных систем. Изложенная методика предназначена для расчета и конструирования новых эффективных систем амортизации и пакетов тарельчатых пружин.*

Цель исследования – разработка методики расчета и конструирования механических систем амортизации на основе использования тарельчатых пружин.

Задача проектирования амортизаторов сводится к выбору таких параметров системы, при которых она будет удовлетворять наложенным условиям и ограничениям. Основная задача амортизаторов – уменьшение воздействия динамических нагрузок на конструктивные элементы механических систем. Предмет исследования – тарельчатые пружины.

Тарельчатые пружины – конические шайбы, пружинящие при осевой (аксиальной) нагрузке. Широкое применение тарельчатых пружин обусловлено огромной номенклатурой изделий и возможностью осуществлять сборку в пакеты, что позволяет получить заданные силовые и геометрические характеристики упругого элемента. Также тарельчатые пружины имеют малые деформации при весьма существенных нагрузках. Это позволяет уменьшить массу и габариты амортизационных систем.

Объект исследования – функционирование тарельчатых пружин в механических системах.

**1. Назначение, характеристики и материал тарельчатых пружин.** Тарельчатые пружины представляют собой весьма жесткие пружины, применяемые преимущественно в буферных устройствах амортизаторов для восприятия больших динамических усилий, а также и в других устройствах, где требуются значительные усилия при малых деформациях пружин [1, с. 103].

Тарельчатая пружина является упругим элементом, имеющим вид усеченного конуса с углом подъема  $\theta = 2 - 6^\circ$ , соотношением наружного и внутреннего диаметров  $m = D_1 / D_2 = 2 - 3$  [2, с. 54]. На рис. 1 изображена тарельчатая пружина.

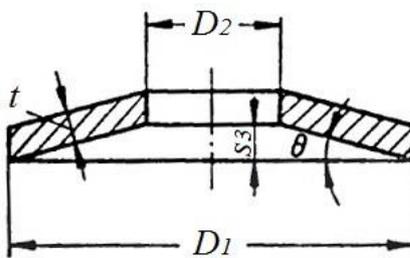


Рис. 1. Тарельчатая пружина

Осевая нагрузка распределяется в процессе работы пружины равномерно по периметру внутренней и наружной кромок каждого кольца. В результате действия силы стенка пружины изгибается и угол подъема уменьшается. При наличии определенного числа секций можно получить необходимую величину осевой деформации тарельчатых пружин.

Тарельчатые пружины изготавливаются методом холодного или горячего штампования из листовой стали толщиной 0,5–10 мм. Первоначально вырубается шайбы, которые в последующей операции на специальных штампах выгибаются. Высота конуса обычно находится в пределах 0,6–9 мм. После соответствующей термической обработки (закалка и отпуск) до твердости HRC 40–47 поверхности тарелок очищаются от окалины и шлифуются по периметру. Иногда для повышения несущей способности тарельчатых пружин их подвергают заневоливанию путем обжатия до полного сплющивания.

Тарельчатые пружины изготавливаются по ГОСТ 3057-90 [3] или DIN 2093 [4]. Пружины по ГОСТ 3057-90 изготавливают из листового, полосового проката или пружинной ленты из стали марки 60С2А ГОСТ 14959. По согласованию между потребителем и изготовителем допускается изготовление пружин из сталей марок 60С2, 51ХФА, 60С2ХА, 60С2Н2А, 65С2ВА, 70С2ХА по ГОСТ 14959. Для удобства выбора тарельчатые пружины сведены в таблицы с указанием номера, размеров, величины прогиба, нагрузки и иных характеристик.

Пружины по DIN 2093 изготавливают из пружинной стали 51CrV4 (1.8159) DIN 17222 и нержавеющей стали 1.4310 DIN 17224. Тарельчатые пружины, изготовленные из данных материалов, имеют похожие характеристики «усилие-деформация». В табл. 1 показаны характеристики «усилие-деформация» для пружин со схожими геометрическими параметрами, изготовленных из различных материалов.

Таблица 1

Стандарт	Материал пружины	Размер пружины	Усилие, Н	Деформация, мм
ГОСТ 3057–90	60С2А	28x12x1,5x0,75	2550	0,45
DIN 2093	51CrV4	28x14,2x1,5x0,65	2841	0,49
DIN 2093	1.4310	28x14,2x1,5x0,65	2758	0,49

**2. Расчетные формулы тарельчатых пружин.** Обозначения параметров и расчетные формулы для пружин без опорной плоскости [3] приведены в табл. 2.

Таблица 2

Наименование параметра	Расчетная формула или значение	
Сила пружины при рабочей деформации, Н	$F = \frac{4Es}{(1-\mu^2)YD_1^2} \left[ (s_3 - s) \left( s_3 - \frac{s}{2} \right) t + t^3 \right]$	(1)
Сила пружины при максимальной деформации, Н	$F_3 = \frac{4Es_3t^3}{(1-\mu^2)YD_1^2}$	(2)
Напряжение сжатия в кромке I, МПа	$\sigma_I = \frac{4Es}{(1-\mu^2)YD_1^2} \left[ - \left( s_3 - \frac{s}{2} \right) C_1 - C_2 t \right]$	(3)
Напряжение растяжения в кромке II, МПа	$\sigma_{II} = \frac{4Es}{(1-\mu^2)YD_1^2} \left[ - \left( s_3 - \frac{s}{2} \right) C_1 \pm C_2 t \right]$	(4)

Наименование параметра	Расчетная формула или значение	
Напряжение растяжения в кромке III, МПа	$\sigma_{III} = \frac{4Es}{(1-\mu^2)YD_1^2} \frac{D_2}{D_1} \left[ (2C_2 - C_1) \left( s_3 - \frac{s}{2} \right) + C_2 t \right]$	(5)
Модуль упругости, МПа	$E = 2,06 \cdot 10^5$	
Предварительная деформация пружины, мм	$s_1 = (0,2 \dots 0,4) s_3$	(6)
Рабочая деформация пружины, мм	$s_2 = (0,3 \dots 0,6) s_3$ – для пружин I класса,	(7)
	$s_2 = (0,6 \dots 0,8) s_3$ – для пружин II класса	(8)
Максимальная деформация пружины, мм	$s_3$	
Толщина пружины, мм	$t$	
Наружный диаметр пружины, мм	$D_1$	
Внутренний диаметр пружины, мм	$D_2$	
Коэффициент Пуассона	$\mu = 0,3$	
Жесткость пружины, Н/мм	$c = \frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{s^3}{YD_1^2} \left[ \left( \frac{s_3}{t} \right)^2 - 3 \frac{s_3}{t} \cdot \frac{s}{t} + \frac{3}{2} \left( \frac{s}{t} \right)^2 + 1 \right]$	(9)
Расчетный коэффициент $Y$	$Y = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{6}{\ln A} \cdot \left[ \frac{A-1}{A} \right]^2$	(10)
Расчетный коэффициент $C_1$	$C_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{6}{\ln A} \cdot \left[ \frac{A-1}{\ln A} - 1 \right]$	(11)
Расчетный коэффициент $C_2$	$C_2 = \frac{3(A-1)}{\pi \ln A}$	(12)
Расчетный коэффициент $A$	$A = \frac{D_1}{D_2}$	(13)

Расчетные коэффициенты  $Y$ ,  $C_1$ ,  $C_2$  допускается определять по таблице в зависимости от величины  $A$  [3]. На рис. 2 показано расположение напряженных кромок тарельчатой пружины.

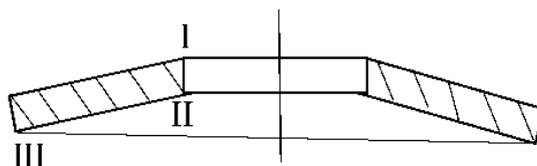


Рис. 2. Напряженные кромки тарельчатой пружины

Напряжение сжатия в кромке I  $[\sigma_1]$  является определяющим для пружин статического нагружения (II класс пружин). Напряжения растяжения в кромках II и III являются определяющими при циклическом нагружении (I класс пружин).

Вид характеристики «сила-деформация» определяют отношением  $\frac{s_3}{t}$ . При отношении  $\frac{s_3}{t} < 0,6$  зависимость «сила-деформация» практически линейна. При отношении  $\frac{s_3}{t} \geq 0,6$  зависимость «сила-деформация» нелинейна.

При циклическом нагружении средством регулирования выносливости служит изменение разности между напряжением растяжения при максимальной деформации и напряжением при рабочей деформации. Возрастание разности обуславливает увеличение выносливости и стойкости пружин при одновременном возрастании размеров узла.

Пример выбора пружин класса I (циклический вид нагружения):

1. Исходными величинами для определения размеров пружин являются силы  $F_1$  и  $F_2$ , величины предварительной  $s_1$  и рабочей деформации  $s_2$ . Ориентировочно задают габариты пружинного узла.

2. Определить силу, соответствующую максимальной деформации  $F_3 = \frac{F_2}{0,6}$ .

3. В таблицах с параметрами и размерами тарельчатых пружин найти силу, ближайшую к значению  $F_3$  и выбрать размеры геометрических параметров, наиболее удовлетворяющие заданным условиям.

4. По силе  $F_1$  и  $F_2$  из таблицы определить деформации  $s_1$  и  $s_2$ .

5. Определить количество пружин в пакете; свободную высоту пакета, высоту при рабочей, предварительной и максимальной деформации.

Методика подбора тарельчатых пружин по DIN 2093 практически соответствует методике подбора пружин по ГОСТ 3057-90, однако отличаются значения предварительной и рабочей деформаций пружин. В табл. 3 указаны отличия методик подбора тарельчатых пружин согласно ГОСТ 3057 и DIN 2093.

Таблица 3

Параметр	ГОСТ 3057-90	DIN 2093	
Предварительная деформация, мм	$s_1 = (0,2 \dots 0,4)s_3$	$s_1 = (0,15 \dots 0,2)s_3$	(14)
Рабочая деформация, мм	$s_2 = (0,3 \dots 0,6)s_3$	$s_2 = 0,75s_3$	(15)

**3. Схемы сборки тарельчатых пружин в пакеты. Расчет пакетов для системы амортизации.** В зависимости от необходимого хода сжатия тарельчатые пружины могут использоваться поодиночке или собираться в пакеты. Сборку пружин в пакеты осуществляют при помощи направляющего стержня или фиксирующих разделительных колец. Значительным преимуществом изделий такого вида является возможность варьирования силовых и геометрических параметров пакета пружин в зависимости от схемы сборки.

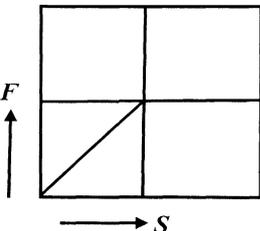
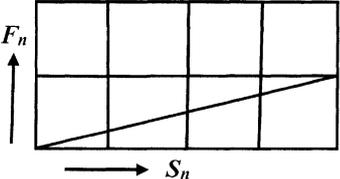
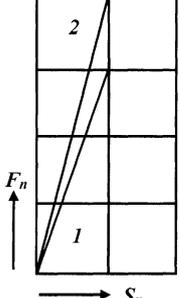
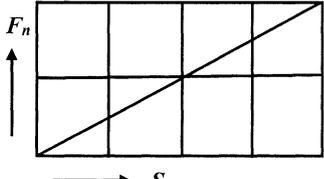
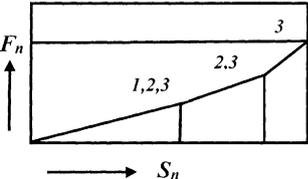
Основные схемы сборки пакета, следующие:

- одиночная;
- последовательная;
- параллельная;

- параллельно-последовательная;
- пакет с пружинами различной толщины.

Изменение характеристики «сила-деформация» в зависимости от схемы сборки пружин показано в табл. 4.

Таблица 4

Схема сборки	Вид характеристики	Параметр пакета пружин
Одиночная		$F_3$ $s_3$ $l_0$
Последовательная		$F_{нак} = F_3$ (16) $S_{нак} = ns_3$ (17) $L_0 = nl_0$ (18) $\Delta L_0 = n\Delta l_0$ (19)
Параллельная Двухпараллельная Трехпараллельная		$F_{нак} = KF_3n_1$ (20) $S_{нак} = s_3$ (21) $L_0 = l_0 + (n_1 - 1)t$ (22)
Параллельно-последовательная		$F_{нак} = KF_3n_1$ (23) $S_{нак} = ns_3$ (24) $L_0 = n[l_0 + (n_1 - 1)t]$ (25)
Пружины различной толщины		$F_{нак} = F_3$ (26) $S_{нак} = \sum_{i=1}^n s_{3i}$ (27) $L_0 = \sum_{i=1}^n l_{0i}$ (28)

Параметры пакета пружин в табл. 3 обозначены:

$F_{нак}$  – сила при максимальной деформации пакета;

$n$  – количество пружин при последовательной сборке;

$n_1$  – количество пружин при параллельной сборке;

$K$  – коэффициент, учитывающий сухое трение при параллельной сборке;

$K = 1,06$  при двухпараллельной сборке;

$K = 1,09$  при трехпараллельной сборке;

$K = 1,12$  при четырехпараллельной сборке;

$S_{\text{пак}}$  – максимальная деформация пакета пружин;

$L_0$  – высота пакета в свободном состоянии.

При ударных нагрузках (для погашения энергии) между тарелками иногда устанавливают шайбы, которые способствуют увеличению жесткости за счет сил трения, развиваемых при скольжении кромок тарелок по шайбам.

Существует ряд рекомендаций, которых следует придерживаться при формировании пакета пружин [5]:

– последовательную сборку следует использовать в том случае, если хода одиночных пружин недостаточно для получения нужных характеристик;

– параллельную сборку используют, когда необходима высокая жесткость пружины в условиях ограниченного монтажного пространства;

– габаритную высоту пакета можно уменьшить, применяя пружины большего диаметра;

– использование в одном пакете 4 и более пружин при параллельной сборке приводит к росту отклонения между расчетной и фактической характеристиками из-за трения, возникающего между большим количеством дисков;

– при параллельной сборке возникновение фрикционной и контактной коррозии отрицательно влияет на циклическую стойкость тарельчатых пружин;

– пружины, вступающие в работу первыми, могут перегружаться при использовании в пакете с пружинами разной толщины;

– количество пружин в пакете для обеспечения их равномерной деформации рекомендуется подбирать, чтобы высота пакета в свободном состоянии не превышала три наружных диаметра пружины.

Выполним подбор тарельчатой пружины используя значение расчетного рабочего усилия амортизатора 517,8 Н в двухступенчатой механической системе, содержащей разное число пружин в ступенях. Тарельчатая пружина  $18 \times 9,2 \times 0,7 \times 1,2$  имеет близкие значения размеров с винтовыми цилиндрическими пружинами. Характеристики пружины  $18 \times 9,2 \times 0,7 \times 1,2$  DIN 2093 указаны в табл. 3.

Таблица 5

Наружный диаметр, мм	$D_e$	$18h12_{(-0,18)}$
Внутренний диаметр, мм	$D_i$	$9,2H12^{(+0,15)}$
Толщина пружины, мм	$t$	$0,7 \pm_{0,09}^{0,03}$
Высота пружины, мм	$l_0$	$1,2 \pm_{0,05}^{0,10}$
Максимальная деформация, мм	$s_3$	0,5
Рабочая деформация, мм	$s_2$	0,38
Нагрузка при рабочей деформации, Н	$F_2$	$572 \left( \pm_{7,5}^{25} \% \right)$

### 3.1. Расчет параметров пакета тарельчатых пружин № 1 (большая пружина амортизатора).

Пакет состоит из тарельчатых пружин  $18 \times 9,2 \times 0,7 \times 1,2$  DIN 2093. Данная пружина деформируется на  $s_2 = 0,38$  мм при нагрузке  $F = 572$  Н. Сборка – последовательная. Рабочая нагрузка пакета составляет 572 Н.

По формуле (14) определяем предварительную деформацию пружины:

$$s_1 = (0,15 \dots 0,2) s_2 = 0,16 \cdot 0,38 = 0,0608 \text{ мм.}$$

Предварительное усилие определяем по формуле (1):

$$\begin{aligned} F_1 &= \frac{4Es}{(1-\mu^2)YD_1^2} \left[ (s_3 - s) \left( s_3 - \frac{s}{2} \right) t + t^3 \right] = \\ &= \frac{4 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot 0,08}{(1-0,3^2) \cdot 0,681 \cdot 18^2} \left[ (0,5 - 0,08) \left( 0,5 - \frac{0,08}{2} \right) 0,7 + 0,7^3 \right] = 157 \text{ Н,} \end{aligned}$$

где  $Y = 0,681$  при  $\frac{D_1}{D_2} = \frac{18}{9,2} = 1,957$  [4, с. 24].

Максимальное усилие определяем по формуле (2):

$$F_3 = \frac{4Es_3 t^3}{(1-\mu^2)YD_1^2} = \frac{4 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot 0,5 \cdot 0,7^3}{(1-0,3^2) \cdot 0,681 \cdot 18^2} = 703,8 \text{ Н.}$$

Рабочий ход пружины:

$$\Delta L_0 = s_2 - s_1 = 0,38 - 0,0608 = 0,3192 \text{ мм.}$$

Рабочий ход пакета выбираем исходя из характеристик большой пружины штатного амортизатора (10 мм). По формуле (19) определяем требуемое количество пружин в пакете:

$$n = \frac{\Delta L_0}{\Delta l_0} = \frac{10}{0,3192} = 31,3.$$

Принимаем  $n = 34$ .

Подставляя значения в (18), получаем высоту пакета в свободном состоянии:

$$L_0 = n l_0 = 34 \cdot 1,2 = 40,8 \text{ мм.}$$

Согласно ГОСТ 3057-90 количество пружин в пакете для обеспечения их равномерной деформации рекомендуется подбирать, чтобы высота пакета в свободном состоянии не превышала три наружных диаметра пружины.

$$L_0 = 40,8 < 3D_1 = 3 \cdot 18 = 54.$$

Высота пакета при предварительной деформации:

$$L_1 = L_0 - n s_1 = 40,8 - 34 \cdot 0,0608 = 38,1 \text{ мм.}$$

Высота пакета при рабочей деформации:

$$L_2 = L_0 - n s_2 = 40,8 - 34 \cdot 0,38 = 27,9 \text{ мм.}$$

Высота пакета при максимальной деформации:

$$L_3 = L_0 - ns_3 = 40,8 - 34 \cdot 0,5 = 23,8 \text{ мм.}$$

Рабочий ход пакета пружин:

$$\Delta L = L_1 - L_2 = 38,1 - 27,9 = 10,2 \text{ мм.}$$

На рис. 3 изображен пакет № 1 тарельчатых пружин, имеющий близкие значения рабочей нагрузки и деформации с соответствующими значениями большой пружины амортизатора.

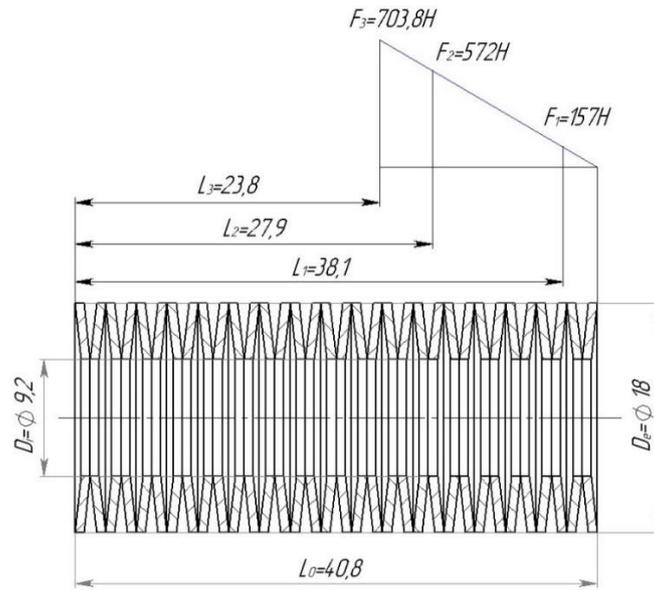


Рис. 3. Пакет № 1 тарельчатых пружин (большая пружина)

### 3.2. Расчет параметров пакета тарельчатых пружин № 2 (малая пружина).

Так как сборка последовательная, то пакет тарельчатых пружин № 2 обладает характеристиками пакета тарельчатых пружин № 1, за исключением высоты пакета. Рабочий ход пакета выбираем исходя из характеристик малой пружины штатного амортизатора (6 мм). По формуле (19) определяем требуемое количество пружин в пакете:

$$n = \frac{\Delta L_0}{\Delta l_0} = \frac{6}{0,3} = 20.$$

Принимаем  $n = 20$ .

Подставляя значения в (18), получаем высоту пакета в свободном состоянии:

$$L_0 = nl_0 = 20 \cdot 1,2 = 24 \text{ мм.}$$

Согласно ГОСТ 3057-90 количество пружин в пакете для обеспечения их равномерной деформации рекомендуется подбирать, чтобы высота пакета в свободном состоянии не превышала три наружных диаметра пружины.

$$L_0 = 24 < 3D_1 = 3 \cdot 18 = 54.$$

Высота пакета при предварительной деформации:

$$L_1 = L_0 - ns_1 = 24 - 20 \cdot 0,08 = 22,4 \text{ мм.}$$

Высота пакета при рабочей деформации:

$$L_2 = L_0 - ns_2 = 24 - 20 \cdot 0,38 = 16,4 \text{ мм.}$$

Высота пакета при максимальной деформации:

$$L_3 = L_0 - ns_3 = 24 - 20 \cdot 0,5 = 14 \text{ мм.}$$

Рабочий ход пакета пружин:

$$\Delta L = L_1 - L_2 = 22,4 - 16,4 = 6 \text{ мм.}$$

На рис. 4 изображен пакет № 2 тарельчатых пружин, имеющий близкие значения рабочей нагрузки и деформации со значениями малой пружины амортизатора.

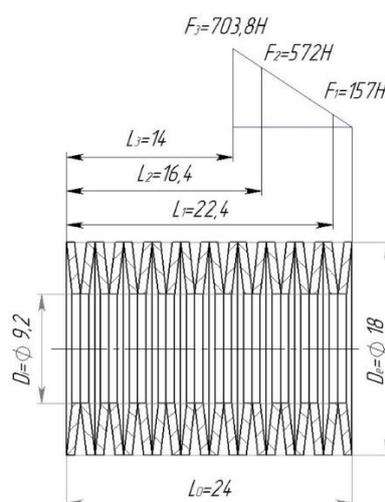


Рис. 4. Пакет № 2 тарельчатых пружин (малая пружина)

### **Выводы.**

Широкое применение тарельчатых пружин обусловлено большой номенклатурой изделий и возможностью осуществлять сборку их в пакеты, что позволяет получить заданные силовые и геометрические характеристики упругого элемента. Тарельчатые пружины имеют малые деформации при больших нагрузках. Это позволяет уменьшить массу и габариты амортизационных систем. Изложенная методика предназначена для расчета и конструирования новых эффективных систем амортизации и пакетов тарельчатых пружин.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Курендаш, Р. С. Конструирование пружин. – 1958. – 109 с.
2. Радчик, А. С., Буртковский, И. И. Пружины и рессоры. – 1973. – 120 с.
3. ГОСТ 3057-90. Пружины тарельчатые. Общие технические условия. Введен 01.07.91. – М: Изд-во стандартов, 1990. – 37 с.
4. DIN 2093. Dimensions and quality of conical disk springs. – January, 1992. – 11 p.
5. Изготовление тарельчатых пружин [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.szzmk.ru/produkts/pruzhiny/tarelchatye-pruzhiny>. – Дата доступа: 03.01.2019.

Поступила 10.12.2023