

## МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ВИНТОВЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРУЖИН СЖАТИЯ И РАСТЯЖЕНИЯ ИЗ СТАЛИ ПРЕДНАЗНАЧЕННЫХ ДЛЯ АМОРТИЗАЦИИ СТРЕЛКОВОГО ОРУЖИЯ

Москалев С. А.

*Белорусский национальный технический университет*

**Введение.** Одним из наиболее активно развивающихся направлений в области вооружения и техники в настоящее время являются дистанционно-управляемые боевые модули, оснащенные средствами видеонаблюдения и вооружением. Боевые модули могут устанавливаться на стационарных позициях либо различных мобильных объектах (автомобили, БТР, БМП, катера, дистанционно-управляемые шасси и др.) Основными целями применения боевых модулей является сохранение личного состава за счет размещения его в укрытиях и удаления от огневых средств и противника.

На корпус автоматического оружия при стрельбе действует сила отдачи. Если корпус оружия жестко закрепить на боевом модуле, то при работе газоотводных систем с неподвижным стволом сила отдачи будет приложена непосредственно к установке. Наиболее существенной составляющей силы отдачи в этом случае является сила давления пороховых газов на дно канала ствола. У оружия калибра 20-мм и выше максимальное расчетное значение этой силы превышает 100 кН. При таких усилиях требуется боевой модуль, обладающий значительной массой и габаритами. Для того чтобы уменьшить значение сил, действующих на все элементы боевого модуля, и уменьшить его упругие деформации, в конструкцию постели (узел боевого модуля для установки стрелкового оружия) вводятся амортизаторы, обеспечивающие продольное перемещение оружия при выстреле.

**Цель выполняемой работы** – разработать методику расчета и конструирования систем винтовых цилиндрических пружин, предназначенных для виброизоляции стрелкового оружия, устанавливаемого на различных боевых модулях различных боевых машин.

Имеющиеся в промышленности марки пружинной стали характеризуются следующими свойствами и условиями применения, представленными в таблице 1 [1].

Таблица 1

№ п/п	Материал	Особенности
1	Сталь 65Г	Повышенная склонность к образованию закалочных трещин. Применяется с целью удешевления продукции для изделий массового производства в случаях, когда поломки пружин не вызывают нарушения функционирования деталей механизмов и не связаны с трудоемкими заменами.
2	Сталь 51ХФА	Повышенная теплоустойчивость. В результате высоких упругих и вязких свойств служит лучшим материалом для пружин I класса.
3	Сталь 60С2А, 60С2	Высокие упругие и вязкие свойства. Повышенная склонность к графитизации и недостаточная прокаливаемость при сечениях $d > 20$ мм. Широкая применимость для пружин I и II классов.

Окончание таблицы 1

4	Сталь 60С2ХФА	Высокая прокаливаемость, малая склонность к росту зерна и обезуглероживанию при нагреве, повышенные вязкость, жаропрочность и хладостойкость, хорошая циклическая прочность и релаксационная стойкость в широком диапазоне циклических изменений температур. Предпочтительное применения в сечениях проволоки от 30 мм и выше.
5	Сталь 70СЗА	Повышенная прокаливаемость. Обладает склонностью к графитизации. Преимущественное применение при диаметрах проволоки $d \geq 20$ мм.

### 1. Расчетные формулы винтовых цилиндрических пружин.

В зависимости от действия нагрузки винтовые пружины, деформируясь, изменяют свою форму и размеры. С увеличением нагрузки увеличивается деформация пружины и соответственно увеличивается их, так называемый часто ход пружины. Зависимость хода винтовой пружины от нагрузки называют характеристикой пружины. Эта зависимость изображается в системе координат «усилие-деформация». В первом приближении можно считать, что характеристики винтовых цилиндрических пружин прямолинейны. Обозначения параметров пружин, расчетные формулы и значения должны соответствовать указанным на рисунке 1 и в таблице 1 [2].

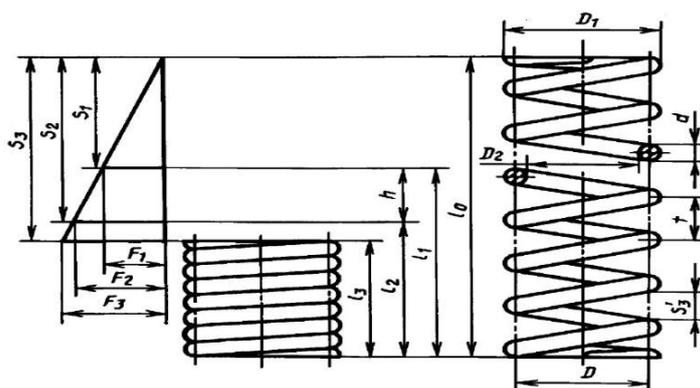


Рис. 1. Винтовая цилиндрическая пружина

Таблица 2

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула и значение
Сила пружины при рабочей деформации, Н	$F_1$	Принимается в зависимости от нагрузки пружины
Сила пружины при рабочей деформации, Н	$F_2$	
Рабочий ход пружины, мм	$h$	
Наибольшая скорость перемещения подвижного конца пружины при нагружении или разгрузке, м/с	$\vartheta_{\max}$	
Выносливость пружины – число циклов до разрушения	$N_F$	
Наружный диаметр пружины, мм	$D_1$	Предварительно принимается с учетом конструкции узла

Продолжение таблицы 2

Относительный инерционный зазор пружины	$\delta$	$\delta = 1 - \frac{F_2}{F_3} \quad (1.1)$ Для пружин сжатия I и II классов $\delta = 0,05$ до $0,25$
Сила пружины при максимальной деформации, Н	$F_3$	$F_3 = \frac{F_2}{1 - \delta} \quad (1.2)$
		Уточняется по таблицам ГОСТ 13766
Сила предварительного напряжения, Н	$F_0$	$F_0 = (0,1 - 0,25)F_3 \quad (1.3)$
Диаметр проволоки, мм	$d$	Выбирается по таблицам ГОСТ 13764–ГОСТ 13776
Жесткость одного витка пружины, Н/мм	$c_1$	
Максимальная деформация одного витка пружины, мм	$s'_3$ (при $F_0 = 0$ )	Выбирается по таблицам ГОСТ 13764–ГОСТ 13776
	$s''_3$ (при $F_0 > 0$ )	
Максимальное касательное напряжение пружины, МПа	$\tau_3$	$\tau_3 = k \frac{8F_3 D}{\pi d^3} \quad (1.5)$
Критическая скорость пружины сжатия, м/с	$\vartheta_k$	$\vartheta_k = \frac{\tau_3 \left(1 - \frac{F_2}{F_3}\right)}{\sqrt{2G\rho} 10^{-3}} \quad (1.6)$
Модуль сдвига, МПа	$G$	Для пружинной стали $G = 7,85 \cdot 10^4$
Динамическая (гравитационная) плотность материала, Нс <sup>2</sup> /м <sup>4</sup>	$\rho$	Для пружинной стали $\rho = 8 \cdot 10^3$
Жесткость пружины, Н/мм	$c$	$c = \frac{F_2 - F_1}{h} = \frac{F_2}{s_2} = \frac{F_3}{s_3} = \frac{Gd^4}{8D^3n} \quad (1.7)$
Число рабочих витков пружины	$n$	$n = \frac{c_1}{c} \quad (1.8)$
Полное число витков пружины	$n_1$	$n_1 = n + n_2, \quad (1.9)$
		где $n_2$ – число опорных витков
Средний диаметр пружины	$D$	$D = D_1 - d = D_2 + d \quad (1.10)$
Внутренний диаметр пружины	$D_2$	$D_2 = D_1 - 2d \quad (1.11)$
Индекс пружины	$i$	$i = \frac{D}{d} \quad (1.12)$
Предварительная деформация пружины, мм	$s_1$	$s_1 = \frac{F_1}{c} \quad (1.13)$
Рабочая деформация пружины, мм	$s_2$	$s_2 = \frac{F_2}{c} \quad (1.14)$

Окончание таблицы 2

Максимальная деформация пружины, мм	$s_3$	$s_3 = \frac{F_3}{c}$	(1.15)
Длина пружины при максимальной деформации, мм	$l_3$	$l_3 = (n_1 - 0,5)d$	(1.16)
Длина пружины в свободном состоянии, мм	$l_0$	$l_0 = l_3 + s_3$	(1.17)
Длина пружины при предварительной деформации, мм	$l_1$	$l_1 = l_0 - s_1$	(1.18)
Длина пружины при рабочей деформации, мм	$l_2$	$l_2 = l_0 - s_2$	(1.19)
Шаг пружины в свободном состоянии, мм	$t$	$t = s'_3 + d$	(1.20)
Напряжение в пружине при предварительной деформации, МПа	$\tau_1$	$\tau_1 = \frac{F_1}{F_3} \tau_3$	(1.21)
Напряжение в пружине при рабочей деформации, МПа	$\tau_2$	$\tau_2 = \frac{F_2}{F_3} \tau_3$	(1.22)
Коэффициент, учитывающий кривизну витка пружины	$k$	$k = \frac{4i - 1}{4i - 4} + \frac{0,615}{i}$	(1.23)

Для обеспечения надежной работы устройства предварительную нагрузку  $F_1$  необходимо выбирать так, чтобы  $F_1 > 0,1F_2$ . Конструкция опорных мест должна обеспечивать надежное центрирование пружины и передачу усилия строго по ее оси.

Торцевые витки пружины называются «мертвыми». Они шлифуются и плотно поджимаются к соседним рабочим. Количество «мертвых» витков рекомендуется принимать равным 0,75–1,25 с каждой стороны в зависимости от длины пружины.

Для определения осевой деформации пружины с круглым сечением витка при определенной нагрузке используем формулу [3]

$$l = \frac{8FD^3}{Gd^4}n, \quad (1)$$

Выразим из формулы (1) значение нагрузки при определенной деформации:

$$F = \frac{Gd^4l}{8D^3n}. \quad (2)$$

Длина ненагруженной пружины

$$l_0 = l_3 + n(t - d). \quad (3)$$

Из формулы (3) выразим шаг пружины

$$t = \frac{l_0 - l_3}{n} + d.$$

## 2. Расчет параметров системы амортизации стрелкового оружия в общем виде.

Характеристикой силового воздействия на оружие является импульс отдачи, равный сумме произведения сил давления пороховых газов на дно канала ствола за малые промежутки времени на эти промежутки. Известно, что количество движения при отдаче численно равно максимальному количеству движения оружия

$$I_{\max} = M\vartheta_{\max}, \quad (4)$$

где  $M$  – масса оружия со всеми откатными частями, кг;

$\vartheta_{\max}$  – максимальная скорость свободной отдачи оружия, м/с.

Действие пороховых газов на пулю и оружие можно рассматривать как внутреннюю силу. Количество движения пули и порохового заряда рассчитывается по формуле

$$I = q\vartheta_0 + \beta\omega\vartheta_0 = \vartheta_0(q + \beta\omega), \quad (5)$$

где  $q$  – масса пули, кг;

$\vartheta_0$  – начальная скорость пули, м/с;

$\beta$  – коэффициент последствия пороховых газов;

$\omega$  – масса порохового заряда, кг.

Коэффициент  $\beta$  для момента, пока пуля не покинула ствол оружия, очевидно заключается в пределах от нуля до единицы. При движении пули по стволу коэффициент  $\beta$  подвергается изменениям и его среднее значение близко к 0,5, то для всего периода движения по каналу принимают значение  $\beta=0,5$ . Количество движения в момент выхода пули из ствола рассчитывается по формуле

$$I = \vartheta_0 \left( q + \frac{1}{2} \omega \right). \quad (6)$$

В действительности опытом установлено, что наибольшая скорость отката получается через некоторое время спустя, после того как пуля покинет ствол, что объясняется действием вытекающих из канала ствола после вылета пули пороховых газов.

Формула для расчета коэффициента  $\beta$ , основанная на теории истечения газов имеет следующий вид:

$$\beta = \frac{\left(1 + \frac{1}{k}\right) \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{3}} C_0 \Phi(T)}{\vartheta_0}, \quad (7)$$

где  $k$  – показатель политропы расширения пороховых газов;

$C_0$  – скорость распространения звука в газе под дульным давлением;

$$C_0 = \sqrt{gk \frac{P_d}{\gamma_0}}, \quad (8)$$

где  $P_d$  – дульное давление;

$\gamma_0$  – удельный вес пороховых газов в момент вылета пули;

$$\gamma_0 = \frac{\omega}{W_{op}}, \quad (9)$$

где  $W_{ор}$  – объем канала ствола оружия вместе с камерой.

$$\Phi(T) = 1 - \left(\frac{P_d}{P_a}\right)^{\frac{-k-1}{2k}}, \quad (10)$$

где  $P_a = 1 \text{ кг/см}^2$ .

Формула (7), полученная теоретически, сложна и не отвечает действительным условиям, при которых происходит истечение пороховых газов из канала ствола после вылета пули, так как эта формула выведена при предположении, что в начальный период истечения пороховые газы находятся в состоянии покоя при неизменных начальных условиях состояния газа.

Также существует довольно много эмпирических формул для определения коэффициента  $\beta$ , некоторые варианты которых представлены в таблице 3.

Таблица 3

Формулы для расчета коэффициента $\beta$	Источник
$\beta = 2,3 - \frac{\vartheta_0}{1000}$	[4, с.11]
$\beta = 0,67 \sqrt{\frac{q}{\omega}}$	[4, с.12]
$\beta = \frac{1275}{\vartheta_0}$	[5, с.13]
$\beta = \frac{1300}{\vartheta_0}$	[6, с.14]
$\beta = \frac{1400}{\vartheta_0} + 0,15$	[6, с.15]

При работе системы амортизации происходит изменение импульса отдачи, которое можно записать в следующем виде:

$$\Delta \vec{I} = \vec{I}_{\max} - 0 = \vec{F}t, \quad (15)$$

где  $\vec{F}$  – сила, с которой воздействует амортизатор на оружие;  $t$  – время воздействия силы.

Для определения значения силы и времени ее воздействия рассмотрим пружинный амортизатор двустороннего действия.

Предварительно поджатие  $F_0$  пружины амортизатора необходимо для надежного удержания оружия в положении статического равновесия. При максимальном откате движение оружия прекращается, так как импульс отдачи равен нулю, а амортизатор воздействует на оружие с рабочим усилием  $F_2$  и выполняет накат – возвращает оружие в исходное положение. Полный ход оружия на амортизаторах (т. е. сумма максимального отката и максимального выката) ограничен условиями безотказного движения оружия и составляет величину порядка 20–40 мм. С увеличением хода нужно увеличить и длину той части патронной ленты, которая участвует в продольном движении оружия на амортизаторах. В противном случае возможно заклинивание, или выход из строя ленты и появление задержек.

Для обеспечения кучности при стрельбе очередями оружие к очередному выстрелу должно возвращаться в первоначальное положение – выполнить откат и накат за

время  $T$ . Время  $T$ , которое необходимо для выполнения одного выстрела, можно найти по формуле

$$T = \frac{60}{n},$$

где  $n$  – скорострельность оружия, выстр./мин.

Исходя из вышесказанного можно сделать вывод, что импульс отдачи изменяется от максимального до нуля во время отката при воздействии амортизатора с изменяющимся усилием от  $F_0$  до  $F_2$  в течение времени, равному половине периода одного выстрела. Формула (15) имеет следующий вид, графическая интерпретация которой изображена на рисунке 2

$$I_{\max} = \frac{F_1 + F_2}{2} \cdot \frac{T}{2} = \frac{F_2(k + 1)}{2} \cdot \frac{T}{2}, \quad (16)$$

где  $F_1$  – предварительное усилие амортизатора;

$F_2$  – рабочее усилие амортизатора;

$T$  – период одного выстрела;

$k$  – коэффициент предварительной нагрузки амортизатора в зависимости от рабочей нагрузки.

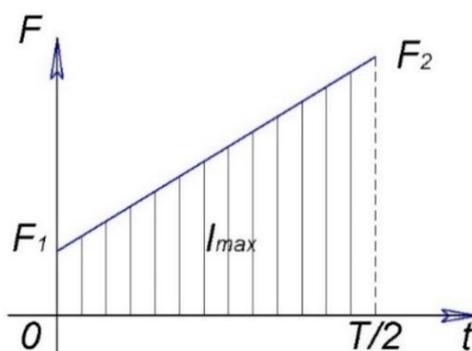


Рис. 2. Графическая интерпретация изменения импульса отдачи

Коэффициент  $k$  определяется по формуле:

$$k = \frac{F_1}{F_2}. \quad (17)$$

Для обеспечения надежной работы устройства наименьшую предварительную нагрузку  $F_1$  необходимо выбирать так, чтобы  $F_1 > 0,1F_2$  для винтовых цилиндрических пружин круглого сечения [3],  $s_1 = (0,2 — 0,4)s_3$  и  $s_1 = (0,15 — 0,2)s_3$  по ГОСТ 3057–90 и DIN 2093 соответственно для тарельчатых пружин. Для удовлетворения вышеуказанных рекомендаций и надежного удержания пулемета в состоянии покоя для расчета используем  $k = 0,25$ .

Выразим из (16) рабочее усилие амортизатора

$$F_2 = \frac{4I_{\max}}{T(k + 1)}. \quad (18)$$

Формулу (18) можно использовать как для амортизаторов с одной пружиной, работающей на откат и на выкат, так и для системы амортизации с двумя пружинами. При использовании системы амортизации с двумя пружинами влиянием пружины выката во время отката (переход из состояния предварительной нагрузки в свободное состояние) можно пренебречь.

Исходя из рабочей нагрузки  $F_2$  амортизатора, полученной по формуле (18), требуемой рабочей деформации (величина отката), конструктивных особенностей и габаритов установки определяются параметры амортизаторов.

### 3. Расчет параметров системы амортизации.

Выполним расчет параметров системы амортизации по формулам, представленным в разделе 2. Для расчета необходимо знать характеристики стрелкового оружия. В таблице 4 указаны необходимые характеристики [7; 8].

Таблица 4

Характеристика	Значение
Масса пули ЛПС (легкая пуля со стальным сердечником), г	9,6
Масса порохового заряда, г	3,1
Скорострельность, выстр./мин.	750
Начальная скорость пули, м/с	855

По формуле (6) определяем количество движения в момент вылета пули из ствола

$$I = \vartheta_0 \left( q + \frac{1}{2} \omega \right) = 855 \left( 0,0096 + \frac{1}{2} \cdot 0,0031 \right) = 9,533 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}}.$$

По формуле (7) определяем коэффициент последствия пороховых газов

$$\beta = \frac{1400}{\vartheta_0} + 0,15 = \frac{1400}{855} + 0,15 = 1,787.$$

Определяем максимальное значение количества движения при отдаче

$$I_{\max} = \vartheta_0 (q + \beta \omega) = 855 (0,0096 + 1,787 \cdot 0,0031) = 12,944 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}}.$$

Определяем время, необходимое для выполнения одного выстрела из:

$$T = \frac{60}{n} = \frac{60}{750 \text{ выстр./мин}} = 0,08 \text{ с.}$$

Рассчитываем рабочее усилие амортизатора

$$F_2 = \frac{4I_{\max}}{T(k+1)} = \frac{4 \cdot 12,944}{0,08(0,25+1)} = 517,8 \text{ Н.}$$

### 4. Расчет винтовых цилиндрических пружин для системы амортизации.

Амортизация при стрельбе из стрелкового оружия обеспечивается двумя штатными винтовыми цилиндрическими пружинами с круглым сечением. Рассчитаем характеристики традиционных пружин амортизатора и сравним с характеристиками исследуемой модели. Предварительную деформацию большей пружины штатного амортизатора

определим из конструктивных требований амортизационного узла и имеющихся конструктивных данных используемых деталей (переднего ползуна).

Пружина амортизатора большая в ненагруженном состоянии имеет длину  $l_0 = 60$  мм, при предварительной деформации –  $l_1 = 56$  мм, при рабочей –  $l_2 = 46$  мм.

Определим длину и большой шаг пружины амортизатора при максимальной деформации

$$l_3 = (14 - 0,5) \cdot 3 = 40,5 \text{ мм},$$

$$t = \frac{60 - 40,5}{12} + 3 = 4,63 \text{ мм}.$$

Рассчитаем предварительное, рабочее и максимальное усилия большой пружины амортизатора

$$F_1 = \frac{7,85 \cdot 10^4 \cdot 3^4 \cdot (60 - 56)}{8 \cdot 12^3 \cdot 12} = 153,2 \text{ Н};$$

$$F_2 = \frac{7,85 \cdot 10^4 \cdot 3^4 \cdot (60 - 46)}{8 \cdot 12^3 \cdot 12} = 536,3 \text{ Н};$$

$$F_3 = \frac{7,85 \cdot 10^4 \cdot 3^4 \cdot (60 - 40,5)}{8 \cdot 12^3 \cdot 12} = 747 \text{ Н}.$$

Определим длину и шаг малой пружины амортизатора при максимальной деформации

$$l_3 = (9 - 0,5) \cdot 3 = 25,5 \text{ мм},$$

$$t = \frac{36,5 - 25,5}{7} + 3 = 4,57 \text{ мм}.$$

Перед выстрелом система находится в равновесии, следовательно, предварительные усилия большой и малой пружины амортизатора равны. Аналогично определим рабочее и максимальное усилия малой пружины

$$F_2 = \frac{7,85 \cdot 10^4 \cdot 3^4 \cdot (36,5 - 28,2)}{8 \cdot 12^3 \cdot 7} = 545 \text{ Н};$$

$$F_3 = \frac{7,85 \cdot 10^4 \cdot 3^4 \cdot (36,5 - 25,5)}{8 \cdot 12^3 \cdot 7} = 722 \text{ Н}.$$

Деформация малой пружины амортизатора при предварительной нагрузке равна

$$l = \frac{8 \cdot 153,2 \cdot 12^3}{78,45 \cdot 10^3 \cdot 3^4} \cdot 7 = 2,3 \text{ мм}.$$

Характеристики штатных амортизаторов указаны в таблице 5.

Таблица 5

Параметр	Пружина амортизатора большая (пружина отката)		Пружина амортизатора малая (пружина наката)	
	Значения для штатных амортизаторов	Расчетные значения	Значения для штатных амортизаторов	Расчетные значения
Длина в свободном состоянии $l_0$ , мм	60	60	36,5	36,5
Шаг, мм	4,75	4,63	4,75	4,57
Число рабочих и мертвых витков	$13,5 \pm 1/2$	14	$8,5 \pm 1/2$	9
Предварительная нагрузка $F_1$ , Н	–	153,2	–	153,2
Длина при предварительной деформации $l_1$ , мм	–	56	–	34,2
Рабочая нагрузка $F_2$ , Н	$519,9 \pm 24,5$	536,3	$524,8 \pm 28,5$	545
Длина при рабочей деформации $l_2$ , мм	46	46	28,2	28,2
Максимальная нагрузка $F_3$ , Н	–	747	–	722

### Выводы

Разработана методика по расчету цилиндрических пружин, предназначенных для амортизации систем стрелкового оружия. Используя информационный ресурс, изложенный в статье, можно осуществлять инженерно-технические исследования в области конструирования амортизаторов по их назначению. Сравнивая расчетное значение рабочей нагрузки амортизатора (536 Н) с аналогичным параметром (517,8 Н) штатной системы амортизации, следует вывод, что полученные при расчете результаты близки к характеристикам штатного усилия амортизатора.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Алферов В. В. Конструкция и расчет автоматического оружия – 1977. – 248 с.
2. Курендаш Р. С. Конструирование пружин. – 1958. – 109с.
3. Радчик А. С., Буртковский И. И. Пружины и рессоры. – 1973. – 120 с.
4. ГОСТ 3057–90. Пружины тарельчатые. Общие технические условия. – Введен 01.07.91. – М : Изд-во стандартов, 1990. – 37 с.
5. DIN 2093. Dimensions and quality of conical disk springs. – January 1992. – 11p.
6. Изготовление тарельчатых пружин [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.szzmk.ru/produkts/pruzhiny/tarelchatye-pruzhiny/> – Дата доступа: 03.01.2019.
7. ГОСТ 9389–75. Проволока стальная углеродистая пружинная. Технические условия. – Введен 01.01.77. – М : Изд-во стандартов, 1975. – 11 с.
8. ГОСТ 13765–86. Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из стали круглого сечения. Обозначение параметров, методика определения размеров. – Введен 01.07.88. – М : Изд-во стандартов, 1988. – 15 с.

*Поступила: 12.03.2023*