

**ТРЕХСТУПЕНЧАТЫЙ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНО-ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ
МЕХАНИЗМ ДЛЯ ВЗРЫВАТЕЛЯ
К ВРАЩАЮЩИМСЯ АРТИЛЛЕРИЙСКИМ СНАРЯДАМ**

**A THREE-STAGE SAFETY AND ARMING SYSTEM
FOR THE ROTATING ARTILLERY SHELL FUSE**

Чл.-корр. РАРАН А.Б. Борзов, А.К. Ефремов, Н.Ю. Макарова

МГТУ им. Н.Э. Баумана

A.B. Borzov, A.K. Efremov, N.Yu. Makarova

Рассматривается возможность создания предохранительно-исполнительного механизма (ПИМ), который взводится при последовательном воздействии всех трех сил инерции, возникающих при движении вращающегося снаряда в канале ствола орудия. За счет включения дополнительной, нетрадиционной ступени предохранения («тангенциальной») обеспечивается 100%-ная безопасность в условиях служебного обращения. Использование касательной силы инерции как взводящей предложено впервые. Основная теоретическая задача — обоснование оптимальных параметров устройства.

Ключевые слова: взрыватель, предохранительно-исполнительный механизм (ПИМ), стадии взведения, тангенциальная сила инерции, ПИМ подвесного типа.

The possibility of creating a safety-actuating mechanism (SAM), which is armed under the sequential action of all three inertia forces arising from the movement of a rotating projectile in the channel of the gun barrel, is being considered. Due to the inclusion of an additional, non-traditional stage of protection («tangential»), 100 % safety is ensured in the treatment conditions. The use of the tangential force of inertia as an arming force is proposed for the first time. The main theoretical task is to substantiate the optimal parameters of the device.

Keywords: fuze, safety-actuating mechanism (SAM), arming stages, tangential force of inertia, torsion type SAM.

Введение

Известные предохранительно-исполнительные механизмы (ПИМ) взводятся под действием либо одной из основных сил инерции (осевой S или центробежной C , соответственно инерционные и центробежные одноступенчатые механизмы), либо в результате их последовательного приложения — двухступенчатые. Частный случай — взведение под действием упругого элемента, но последний все равно должен быть предварительно освобожден одной из указанных сил.

Если в структуру ПИМ включить дополнительную ступень предохранения в виде механизма, который назовем «тангенциальным» (ТПМ), то степень безопасности в служебном обращении будет 100%-ной, поскольку физически не может возникнуть касательная сила инерции, соизмеримая с той, которую порождает выстрел [1, 2]. Возможна следующая схема построения и действия ПИМ такого типа. В пределах длительности переднего фронта давления пороховых газов (т.е. его возрастания до максимального значения) срабатывают инерционная и тангенциальная ступени предохранения (первая и вторая),

а процесс взведения завершается под действием центробежной силы (достигающей максимума в районе дульного среза) — третья ступень. При этом используется фазовый сдвиг между указанными силами инерции. Графики изменения их во времени приведены на рис. 1.

Таким образом, исполнительный элемент в исходном состоянии должен иметь массовую симметрию относительно оси вращения снаряда, а перемещение в рабочее положение происходит под действием центробежной силы в результате принудительного создания эксцентриситета центра масс элемента.

Главная задача при проектировании — обоснование оптимальных параметров системы с учетом традиционных требований — по безопасности в обращении и надежной взводимости при выстреле.

Силы инерции при выстреле из артиллерийской системы

Приведем краткие сведения о силах инерции, обусловленных поступательным и вращательным движениями снаряда при выстреле.

1. Осевая сила инерции обусловлена поступательным движением снаряда (жаргонное название «линейная сила инерции»):

$$S = m \frac{dV}{dt},$$

где m — масса детали как материальной точки; dV/dt — абсолютное ускорение снаряда.

2. Центробежная сила инерции, направленная по нормали к оси вращения снаряда,

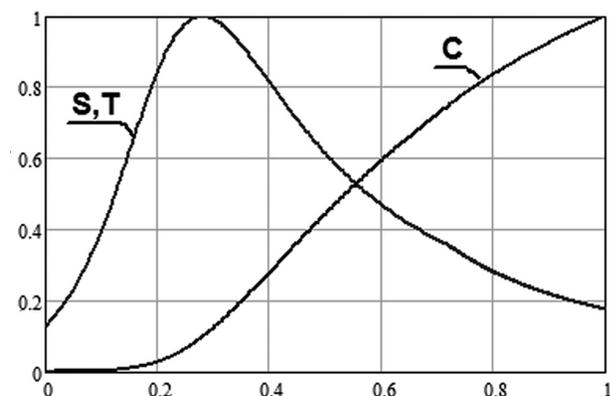


Рис. 1. Силы инерции при выстреле из артиллерийской системы

$$C = mr\omega^2,$$

где r — удаление детали от оси вращения; ω — переносная угловая скорость снаряда. Под действием центробежной силы может также происходить и поворот объемного элемента системы предохранения, но для расчета необходимо определить положение его центра масс, зависящее от геометрической конфигурации элемента.

3. Касательная (тангенциальная) сила инерции

$$T = mr \frac{d\omega}{dt},$$

где $d\omega/dt$ — угловое ускорение снаряда. При постоянной крутизне нарезки канала ствола между угловой и поступательной скоростями снаряда существует следующая кинематическая взаимосвязь:

$$\omega = \frac{2\pi}{\eta d} V,$$

где η — длина хода нарезов, клб; d — калибр. Следовательно,

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{2\pi}{\eta d} \cdot \frac{dV}{dt}.$$

Соответственно

$$T = \frac{2\pi r}{\eta d} \cdot \left(m \frac{dV}{dt} \right) = S \cdot \frac{2\pi r}{\eta d}.$$

Теоретическое максимально возможное отношение этих сил, очевидно, будет при $r = d/2$, т.е.

$$\left(\frac{T}{S} \right)_{\max} = \frac{\pi}{\eta} = \operatorname{tg} \beta,$$

где β — угол наклона нарезки относительно оси канала ствола. Учитывая, что этот угол примерно от 5 до 7°, данное отношение составляет всего от 0,09 до 0,12, т.е. в среднем около 0,1. Поэтому касательную силу инерции обычно трактуют как паразитную. Она вызывает появление силы трения на стенках гнезда, в котором перемещается центробежный стопор. Однако эта сила мала лишь относительно, а в абсолютном исчислении достаточно велика и, как показано ниже, даже может быть использована как взводящая.

Для известных ПИМ характерен такой недостаток, как трудность обеспечения безопасности

в служебном обращении. Это связано с тем, что уровень сил инерции, возникающих при случайном падении боеприпаса на ту или иную преграду, может оказаться соизмеримым с уровнем взводящих сил инерции при выстреле. Соотношение же между касательной и осевой силами инерции уменьшается еще на несколько порядков. Так, угловое ускорение 30-мм снаряда при выстреле из пушки 2А42 составляет около $5 \cdot 10^6 \text{ с}^{-2}$, а при скатывании этого снаряда по наклонной плоскости в служебном обращении не превышает $1 \cdot 10^3 \text{ с}^{-2}$. Иначе говоря, при использовании касательной силы инерции в качестве взводящей обеспечивается, как отмечалось 100 %-ная безопасность в служебном обращении.

Запишем уравнение поступательного движения снаряда в канале ствола:

$$kq \frac{dV}{dt} = sp,$$

где q — масса снаряда; k — коэффициент фиктивности; s — площадь сечения канала ствола с учетом нарезов; p — среднебаллистическое давление пороховых газов. Отсюда следует, что

$$\frac{dV}{dt} = \frac{sp}{kq},$$

т.е. ускорение пропорционально закону давления пороховых газов. Следовательно, ему будут пропорциональны две силы инерции из перечисленных выше, а именно — S и T , которые, таким образом, достигают максимального уровня в момент, когда максимально давление. Что же касается центробежной силы, то она, будучи пропорциональной квадрату угловой (и, следовательно, поступательной) скорости, достигает максимума у дульного среза, т.е. в момент вылета снаряда из канала ствола. Это наглядно продемонстрировано на рис. 1, где представлены типичные зависимости нормированных (по максимальному уровню) всех трех сил инерции от безразмерного времени. Начальное значение сил S и T определяется давлением форсирования (давление в зарядной камере в момент полного врезания ведущего пояска в нарезы).

Таким образом, между максимальными уровнями сил инерции S и C существует временной (фазовый) сдвиг, и этот факт используют при проектировании двухступенчатых ПИМ.

Отметим, что после прохождения максимума давления соотношение между S и C быстро изменяется в пользу последней.

Тангенциальный предохранительно-исполнительный механизм

Основной конструктивный элемент ТПИМ — деталь, поворачивающаяся при выстреле на заданный угол под действием касательной силы инерции и обладающая продольной массовой симметрией во избежание влияния паразитной (в данном случае) центробежной силы инерции. Если условно представить поворотный элемент (ПЭ) в виде массосимметричного кольца (рис. 2), то сила инерции S становится вредной, будучи причиной возникновения трения на опорной поверхности кольца, препятствующей его повороту.

Уравнение относительного вращательного движения элемента массой m будет иметь вид

$$I \frac{d^2\theta}{dt^2} = I \frac{d\Omega}{dt} = I \frac{d\omega}{dt} - M_{\text{тр}}, \quad (1)$$

где θ и Ω — относительные угол поворота и угловая скорость ПЭ;

$I = \int_{(m)} \rho^2 dm$ — момент инерции (ρ — удаление элементарной массы dm от оси вращения);

$M_{\text{тр}} = f \frac{dV}{dt} \int_{(m)} \rho dm$ — момент силы трения на опорной поверхности под действием осевой силы инерции. Как известно, $I = m\rho_0^2$, где

$$\rho_0 = \sqrt{\frac{I}{m}} = \sqrt{\frac{1}{m} \int_{(m)} \rho^2 dm}$$

радиус инерции. Момент силы трения представим в виде

$$M_{\text{тр}} = f \frac{dV}{dt} \int_{(m)} \rho dm = fm \frac{dV}{dt} \rho_{\text{тр}},$$

где $\rho_{\text{тр}} = \frac{1}{m} \int_{(m)} \rho dm$ — приведенное плечо силы трения.

Следовательно, уравнение (1) можно записать следующим образом:

$$\frac{d\Omega}{dt} = \left(1 - \frac{f\eta\rho_{\text{тр}}}{\pi\rho_0^2} \right) \frac{d\omega}{dt} = v \frac{d\omega}{dt}, \quad (2)$$

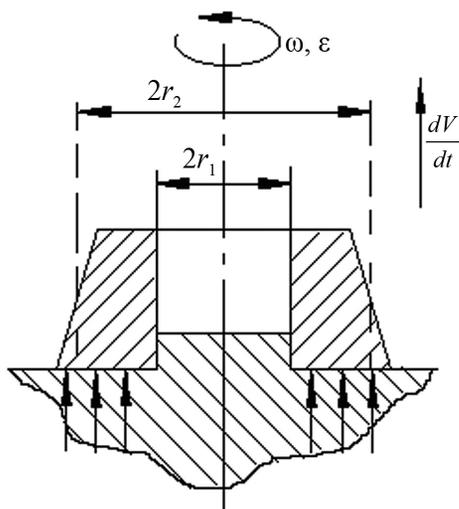


Рис. 2. Расчетная схема ТПИМ

где $v = 1 - \frac{f\eta r \rho_{\text{тр}}}{\pi \rho_0^2}$; $r = d/2$ — полукалибр. Видно, что полезный эффект от касательной силы инерции тем больше, чем меньше коэффициент трения и плечо силы трения? и чем круче нарезка (т.е. чем меньше ее шаг η), а также чем больше радиус инерции ρ_0 . Этот вывод соответствует и простым физическим представлениям. Следует отметить, что на свойства ТПИМ масса ПЭ явным образом не влияет, поскольку угол поворота зависит только от кинематических характеристик ствола (калибра и шага нарезки), коэффициента трения и распределения массы элемента, т.е. его конфигурации и, следовательно радиуса инерции. Из (2) следует, что

$$\Omega = v\omega; \theta = v\phi.$$

Относительный поворот «кольца» в принципе возможен, если выполняется условие, которое назовем условием физической реализуемости ТПИМ, т.е. $v > 0$, или

$$\frac{f\eta r \rho_{\text{тр}}}{\pi \rho_0^2} < 1. \quad (3)$$

Полное число оборотов снаряда при выстреле определяется числом шагов нарезки

$$N = \frac{\phi_{\text{д}}}{2\pi} = \frac{l_{\text{д}}}{\eta d}.$$

Соответственно, максимально достижимый угол поворота ТПИМ:

$$\theta_{\text{max}} = \theta_0 = v\phi_0 = v(2\pi N).$$

Предельные возможности ТПИМ соответствуют случаю, когда $v = 1$ ($f = 0$). При этом относительный угол поворота ТПИМ равен абсолютному углу поворота снаряда, т.е. ТПИМ остается неподвижным в пространстве.

Характеристики ряда артиллерийских систем приведены в табл. 1. Видно, что теоретически ПЭ может совершить более одного полного оборота, что обеспечивает хорошие потенциальные функциональные характеристики. Однако реальный угол поворота значительно меньше вследствие сильного влияния трения на опорной поверхности. Поэтому максимально допустимые значения коэффициента трения (при заданном угле поворота) должны удовлетворять некоторым ограничивающим условиям, которые рассматриваются далее.

Таблица 1

Число оборотов снаряда в канале ствола

Характеристика	ГШ-23Л	2А42	З/п 1939 г.	М-42	С-60	ЗИС-3	Д-48
d , мм	23	30	37	45	57	76	85
$l_{\text{д}}$, м	0,9	2,27	2,089	2,709	3,624	2,686	4,949
η	25	23,85	30	25	35	25	35
N	1,56	3,17	1,88	2,41	1,82	1,41	1,66

Характеристика	БС-3	М-30*	МЛ-20	М-64	2А44	С-33*	С-43
d , мм	100	122	152	152	203	210	280
$l_{\text{д}}$, м	4,748	2,227	3,590	4,0	9,909	5,294	4,23
η	30	20	25	25	25	20	20
N	1,58	0,912	0,944	1,05	1,95	1,26	0,755

Примечание: * гаубицы; МЛ-20 — гаубица-пушка; С-43 — мортира; остальные орудия — пушки

Предположим для большей наглядности, что поворотное кольцо ТПМ является цилиндром, тогда

$$m = \pi \gamma h (r_2^2 - r_1^2); \quad dm = \gamma h \rho d\rho d\vartheta,$$

где h — высота кольца; r_1 и r_2 — внутренний и наружный радиусы; γ — плотность материала; ϑ — полярный угол ($0 \leq \vartheta \leq 2\pi$).

Соответственно

$$\rho_0 = \sqrt{\frac{1}{\pi(r_2^2 - r_1^2)} \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} \rho^3 d\rho d\vartheta} = \sqrt{\frac{r_1^2 + r_2^2}{2}};$$

$$\rho_{\text{тр}} = \frac{1}{\pi(r_2^2 - r_1^2)} \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} \rho^2 d\rho d\vartheta = \frac{2}{3} \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2}.$$

В выражении для коэффициента ν фигурирует отношение $\rho_{\text{тр}}/\rho_0$, причем с точки зрения надежности взведения ТПМ это отношение должно быть минимально возможным. Для ПЭ в виде цилиндрического кольца

$$\frac{\rho_{\text{тр}}}{\rho_0} = \frac{2\sqrt{2}}{3} \frac{1 - (r_1/r_2)^3}{\left[1 - (r_1/r_2)^2\right] \sqrt{1 + (r_1/r_2)^2}}.$$

Это отношение изменяется в узких пределах: от 0,94 (при $r_1 = 0$, т.е. для диска радиусом r_2) до 1,0 («вырождение» ПЭ), и с практической точки зрения можно принять $\rho_{\text{тр}}/\rho_0 \cong 1,0$. Это отношение оказывается близким к 1,0 и для осесимметричных тел более сложной конфигурации. В этом случае

$$\nu \cong 1 - \frac{f \eta r}{\pi \rho_0},$$

т.е. условие физической реализуемости (3) приобретает вид

$$\frac{f \eta r}{\pi \rho_0} < 1,$$

откуда можно найти предельно допустимое значение коэффициента трения:

$$f < \frac{\pi \rho_0}{\eta r} = \text{tg} \beta \frac{\rho_0}{r}.$$

Наконец, принимая $\rho_0 = r$, получим максимально допустимое значение $f_{\text{max}} = \text{tg} \beta$. Введем

требование обеспечения поворота на заданный конструктивно угол θ_0 :

$$\theta_d = \nu \phi_d \geq \theta_0,$$

откуда с учетом габаритного ограничения

$$f < \frac{\pi \rho_0}{\eta r} \left(1 - \frac{\theta_0}{\phi_d}\right).$$

Данное неравенство позволяет вычислить максимально допустимое значение коэффициента трения при известных конструктивных параметрах ТПМ и орудия в зависимости от заданного угла поворота. Ограничение на допустимое значение коэффициента трения более жесткое из-за множителя $(1 - \theta_0/\phi_d)$.

Значения коэффициента трения f для некоторых материалов приведены в табл. 2 [3]. Однако при выборе материала необходимо учитывать и такие факторы, как сохраняемость свойств при длительном хранении, прочность, устойчивость к внешним воздействиям и т.д.

Варианты ТПМ

Следует отметить, что ТПМ может быть реализован, например, в виде оси с поворотным элементом в виде «флажка». Под действием касательной силы инерции при выстреле «флажок», поворачиваясь на определенный угол, может освобождать удерживаемые детали. Принципиальным недостатком данного конструктивно простого механизма является отсутствие массовой симметрии «флажка» относительно оси вращения снаряда. Это может привести к снижению степени безопасности в служебном обращении вследствие поворота «флажка» от бокового удара при случайном

Таблица 2

Коэффициенты трения

Материал	f
На основе фторопласта	0,009...0,072
Самосмазывающийся	0,05...0,12
Прессованная древесина	0,065...0,18
Углеродные и углепластики	0,063...0,10
Бронзовые сплавы	0,006...0,18

падении снаряда. При выстреле на процесс взведения «флажка» будет влиять центробежная сила, также вызывающая появление паразитной радиальной силы трения в опоре. Этому способствует и эксцентриситет оси «флажка» относительно оси вращения снаряда. Кроме того, возрастает трение в опоре, обусловленное воздействием осевой силы инерции. Совокупное влияние указанных факторов приводит к снижению надежности взведения ПИМ.

Влияние такого неконтролируемого фактора, как трение, можно вообще исключить, если отделить ПЭ от опорной поверхности, т.е. установить его на торсионном подвесе. В этом случае из-за неизбежного технологического эксцентриситета может проявиться паразитное влияние центробежной силы инерции, стремящейся отклонить подвес в радиальном направлении. Однако этому влиянию будет противодействовать осевая сила инерции, обеспечивая тем самым продольную устойчивость системы. При проектировании возникает сложная проблема — выбор материала подвеса и геометрических параметров, обеспечивающих скручивание подвеса на заданный угол при сохранении продольной прочности.

Гипотетически возможен и более конструктивно сложный вариант — с разрушающимся подвесом ПЭ. При выстреле он деформируется вдоль оси вращения снаряда (под действием осевой силы инерции) и одновременно скручивается на определенный угол (под действием касательной силы инерции). В данном случае параметры подвеса должны быть выбраны с таким расчетом, чтобы он гарантированно разрушился и освободил ПЭ. Последний попадает в некий уловитель, содержащий элементы огневой цепи. Далее должно произойти принудительное смещение центра масс узла, который под действием центробежной силы инерции сдвигается в радиальном направлении и занимает рабочее положение.

В книге В.И. Рдултовского [4] есть такое замечание: «Трубки, приводимые в действие силой тяжести, основаны на том, что одна какая-либо деталь не принимает участия во вращении всего снаряда, в то время как все остальные части трубки вращаются вокруг его оси при выстреле. Это создает относительные перемещения деталей, приводящие

к освобождению ударника через определенный промежуток времени по вылете снаряда из орудия. Расчеты и опыты показали, что в настоящее время эта категория механизмов не обеспечивает однообразного и надежного действия». По-видимому, это замечание можно отнести и к тангенциальным механизмам, на работу которых будут существенно влиять разбросы коэффициентов трения и эксцентриситет относительно оси вращения. Влияние этих факторов должно быть учтено при проектировании введением соответствующих запасов, чтобы гарантировать надежное взведение при наихудших условиях выстрела.

Выводы

1. Показано, что существует принципиальная возможность создания тангенциального предохранительного механизма, обеспечивающего повышенную безопасность взрывателя в служебном обращении и надежность взведения при выстреле.
2. Данный механизм может выполнить роль дополнительной, наряду с традиционными, ступени предохранения взрывателя для вращающихся артиллерийских снарядов.
3. Вместе с тем требуются дополнительные исследования, направленные на поиск оптимальных конструктивных схем и выбор антифрикционных материалов, удовлетворяющих жестким требованиям, предъявляемым к взрывателям.

Литература

1. Ефремов А.К. Тангенциальные предохранительные системы взрывателей для вращающихся боеприпасов // Оборонная техника. 2004. № 5.
2. Автономные информационные и управляющие системы. В 4 т. Под ред. А.Б. Борзова / Ефремов А.К. / Т. 4. — М.: ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2011. 332 с.
3. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин: Справочник (Основы проектирования машин). — М.: Машиностроение, 1984. 280 с.
4. Рдултовский В.И. Исторический очерк развития трубок и взрывателей от начала их применения до конца Мировой войны 1914–1918 гг. — М.: Оборонгиз, 1940. 272 с.