

УДК 532.54: 623.41

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ПРОТИВООТКАТНЫХ УСТРОЙСТВ С УЧЕТОМ СТАДИИ СВОБОДНОГО ОТКАТА*)

А.В. Кочетков, И.О. Савихин, В.В. Садовский

Нижний Новгород

Развиваются математические и численные модели, описывающие действие высокоскоростных противооткатных демпфирующих устройств в артиллерийских системах. Используется подход на основе одномерных уравнений движения поршней и трехмерных уравнений Навье–Стокса для определения массоперетока жидкости между рабочими цилиндрами через системы отверстий. Показано, что гидравлические сопротивления существенно зависят от взаимного расположения и размеров отверстий, что необходимо учитывать при расчете подобных систем.

Описание устройства. Цель исследования

Одной из проблем проектирования артиллерийских систем (АС) в условиях повышения скорости выстрела является создание участка свободного или "малоторможенного" отката, предназначенного для уменьшения гидравлической силы сопротивления до момента вылета снаряда из канала ствола. Это позволяет повысить точность стрельбы и точность измерений при определении характеристик АС. На примере специализированного противооткатного устройства, применяемого на измерительных стендах, в настоящей работе строятся и исследуются различные численные модели действия противооткатного устройства (ПОУ). Анализ численных результатов позволяет уточнить значения сил сопротивления, давления рабочей жидкости, оценить прочность конструкции.

Рассматриваемое ПОУ состоит из двух одинаковых гидротормозов, размещенных параллельно друг другу. Каждый гидравлический тормоз представляет собой гидравлический демпфер поршневого типа цилиндрической формы, на который действует усилие, вызванное выстрелом. Схема гидравлического тормоза представлена на рис. 1. Гидротормоз состоит из пяти полостей, заполненных рабочей жидкостью. Объем полостей 1 и 3 изменяется в результате движения поршня I, объем полостей 2 и 4 изменяется при движении поршня II. Первый поршень состоит из штока и непосредственно поршня, который вытесняет жидкость из перфорированного сосуда цилиндрической формы. Этот участок свободного отката характеризуется высокой площадью перетока из одной рабочей полости в другие. Первый поршень имеет сквозные отверстия, располагающиеся на образующей цилиндра.

*) Работа выполнена при частичном финансировании Министерством образования и науки РФ (грант Президента РФ на поддержку ведущих научных школ НШ-6391.2006.8).

Второй поршень насажен на шток и приводится в действие нагружающей силой, передающейся через поршень I.

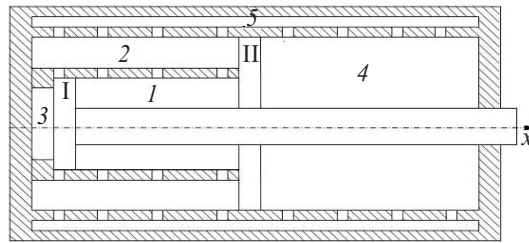


Рис. 1

Переток жидкости из одной полости в другую зависит от площади сечений отверстий на стенках перфорированных цилиндров, а также от распределения давления по полостям. Отверстия нанесены на цилиндры по определённому закону, чтобы получить оптимальные свойства для динамики системы. В процессе отката подвижных частей происходит соударение двух поршней, после чего продолжается их совместное движение.

Традиционный подход к моделированию динамики подобных систем заключается в использовании одномерных уравнений движения поршней и связанных с ними масс под действием разгоняющих сил и сил сопротивления. Основные трудности связаны с определением силы гидродинамического сопротивления на поршне, которая зависит от многих факторов. Скорость массопереноса обычно определяется с помощью справочных данных [1, 2] по гидравлическому сопротивлению одиночного отверстия. Этот подход дает удовлетворительные результаты при относительно небольших скоростях перетока жидкости, для малых размеров отверстий и больших расстояний между центрами их сечений. Рассматриваемое ПОУ включает в себя в качестве основных элементов цилиндрические сосуды с нерегулярно и близкорасположенными на боковой поверхности отверстиями, имеющими большие площади сечений. Эти особенности, в совокупности с высокими значениями скоростей движения поршней и жидкости, делают традиционные подходы неприемлемыми. С другой стороны, моделирование процессов в полной нестационарной трехмерной постановке также нереально даже с использованием современных пакетов программ. Поэтому разработка новых эффективных подходов к решению подобных задач является актуальной проблемой.

Ниже предлагается компромиссный подход, основанный на использовании одномерных уравнений движения поршней и трехмерных уравнений Навье–Стокса для определения параметров массопереноса через систему отверстий с учетом их реальных размеров, схемы расположения и взаимного влияния.

Основные уравнения

Исследуется поведение ПОУ под действием внешней вынуждающей нагрузки в виде зависимости силы от времени. Площадь перетока жидкости через сечения перфорированных цилиндров задается в форме зависимости от координаты перемещающегося поршня. До соударения поршней уравнения движения подвижных частей описываются системой уравнений:

$$F_{gI} = p_1 S_1 - p_3 S_3, \quad \frac{dv_I}{dt} = \frac{P_{\text{вн}} - 2F_{tI} - 2F_{gI}}{M_I},$$

$$F_{gII} = p_4 S_4 - (p_1 S_1 + p_2 S_2), \quad \frac{dv_{II}}{dt} = \frac{-2F_{tII} - 2F_{gII}}{M_{II}},$$

где F_{gI} – гидравлическая сила, действующая со стороны жидкости на поршень I; F_{gII} – гидравлическая сила, действующая со стороны жидкости на поршень II; $P_{\text{вн}}$ – нагружающая (вынуждающая) сила; F_{tI} – сила трения на поршне I; F_{tII} – сила трения на поршне II; M_I – масса откатных частей; M_{II} – масса поршня II; S_k, p_k – соответственно площадь сечения и давление в полости k ($k = 1, \dots, 5$); v_I – скорость поршня I; v_{II} – скорость поршня II. После соударения поршней уравнения движения откатных частей описываются системой уравнений совместного движения:

$$F_{gI} = p_1 S_1 + p_4 S_4 - (p_3 S_3 + p_2 S_2),$$

$$\frac{dv_I}{dt} = \frac{P_{\text{вн}} - 2F_{tI} - 2F_{tII} - 2F_{gI}}{M_I + M_{II}}, \quad v_{II} = v_I.$$

Переток массы между областями определяется системой уравнений:

$$v_{ij} = \pm \frac{\sqrt{|p_i - p_j|}}{\xi \rho_0}, \quad G = v_{ij} \rho_0, \quad \frac{dm}{dt} = G S_{ij}, \quad \frac{dp_i}{dt} = \frac{dp_i}{dt} C^2,$$

где v_{ij} – скорость протока жидкости из полости i в полость j ($i, j = 1, \dots, 5$); ξ – коэффициент гидравлического сопротивления; ρ_0 – начальная плотность жидкости в системе полостей; ρ_k – плотность жидкости в полости k ($k = 1, \dots, 5$); m – масса перетекаемой жидкости; S_{ij} – площадь проходного сечения между соседними полостями; G – расход жидкости из канала i в канал j через проходное сечение площадью S_{ij} ; C – скорость звука в жидкости (при нормальном давлении $C = 1500$ м/с) [1].

Численный алгоритм

Численный алгоритм реализует динамический процесс как последовательность квазистатических состояний, аппроксимирующих уравнения гидростатики системы рабочих полостей, а также уравнения движения поршней. Расчет динамики системы разделяется на две части.

Первая часть включает в себя анализ кинематики системы: расчет скоростей, перемещений поршней, объемов полостей; анализ физических соотношений и определение плотности жидкости в полостях, давления в полостях.

Вторая часть представляет собой расчет соотношений массообмена: определение расхода жидкости между полостями, перетока массы и пересчет давления в полостях с учетом массоперетока. Численная схема основана на естественной аппроксимации этих уравнений (схема Эйлера) [3].

Решение системы уравнений реализовано в виде программы, производящей расчет процесса отката с учетом силы гидравлического сопротивления.

Результаты численных исследований при постоянном гидравлическом сопротивлении

Основной целью исследования является определение давлений в полостях гидротормоза, величин тормозящих сил, скоростей и перемещений откатных частей. Проведен анализ сходимости решения. Исследованы способы моделирования процесса совместного движения поршней, а также влияние этих способов на качество решения. Произведен анализ двух решений: с учетом отрыва поршней друг от друга в процессе их совместного движения после соударения и без учета отрыва. Для получения сходящегося решения с учетом отрыва необходимо использование дискретного шага по времени, который в 50 раз меньше, чем при решении без учета отрыва. Установлено, что поршни после соударения движутся совместно и максимальная разность скоростей в продолжение процесса отката составляет не более 0,0005 м/с. Таким образом, использование численной схемы без учета отрыва поршней друг от друга на протяжении отката после их соударения не вызывает существенной потери точности решения. Поэтому в дальнейшем приводятся результаты расчета движения поршней без учета отрыва. В расчете принималось: $M_I = 3610$ кг, $M_{II} = 23$ кг, $\rho_0 = 1101$ кг/м³. Кроме того, полагалось, что значение гидравлического сопротивления не зависит от расположения соседних отверстий, характеристик потока и положения поршня, а коэффициент гидравлического сопротивления ξ_k для всех отверстий перфорированных цилиндров равняется 1,7 [2].

Под действием вынуждающей силы с увеличением скорости первого поршня нагнетается давление во всей системе полостей. На рис. 2 изображен график изменения давления в полости 4.

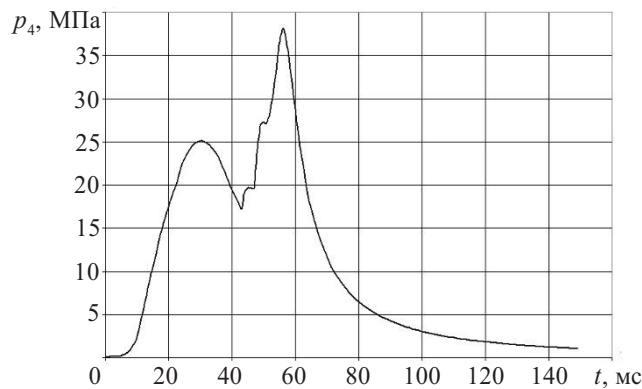


Рис. 2

В процессе движения поршня I по каналу I до момента соударения смещение поршня II близко к нулю. Характер движения поршня I по каналу I (по участку свободного отката) до момента соударения с поршнем II определяется резким возрастанием скорости за счет большой площади перетока жидкости из полости I в полость 2. Максимальная скорость поршней (12,9 м/с) достигается в момент их соударения ($t = 45$ мс). Затем оба поршня двигаются совместно, постепенно теряя скорость. На рис. 3 представлены графики скоростей откатных частей при постоянном гидравлическом сопротивлении: ■ – для поршня I, ● – для поршня II. После соударения поршней происходит увеличение давления в полости 4 на 15,65 МПа в

течение интервала времени с 45 мс до 57 мс. Далее, за счет того, что на границе полости 4 имеются отверстия, распределенные так, что площадь перетока жидкости из полости 4 в полость 5 уменьшается по мере увеличения координаты, начинается рост сил гидравлического сопротивления и давление в полости 4 падает (см. рис.2).

Напомним, что приведенные результаты были получены при $\xi_k = \text{const}$, что является весьма сильным допущением.

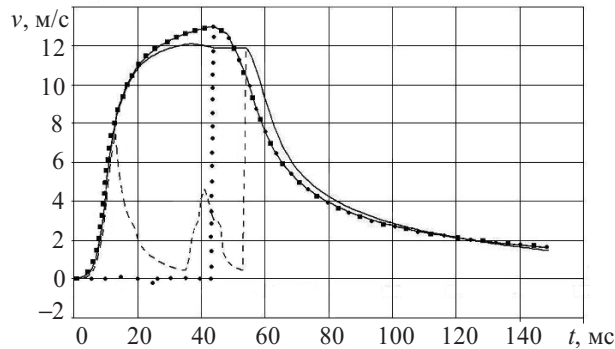


Рис. 3

Уточнение коэффициентов гидравлических сопротивлений участка свободного отката

С целью определения более реалистичных значений гидравлических сопротивлений ξ_k была поставлена модельная задача с учетом взаимодействия потоков жидкости через систему отверстий. На рис. 4 изображена расчетная область в разрезе плоскостью вдоль оси цилиндра.

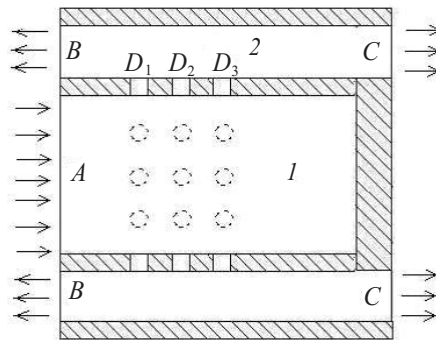


Рис. 4

Истечение жидкости из внутреннего цилиндра (подобласти 1) во внешний цилиндр (подобласть 2) происходит через систему 24 отверстий, равномерно распределенных по окружности и по длине образующей цилиндра с интервалом 30 мм от центра до центра (зазор между краями соседних отверстий составляет 5 мм). Диаметр отверстий – 25 мм, толщина стенки с отверстием – 5 мм.

Данная совокупность отверстий представляет собой часть системы отверстий на участке свободного отката гидравлического тормоза. Решение задачи производится в трехмерной постановке. Математическая модель включает в себя уравнения неразрывности, закон изменения количества движения и закон сохранения энергии с учетом работы вязких сил:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) &= 0, \\ \frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) &= \nabla \cdot (-p \delta + \mu (\nabla U + (\nabla U)^T)), \\ \frac{\partial \rho (h + U^2 / 2)}{\partial t} - \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U (h + U^2 / 2)) &= \\ &= \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (\mu \nabla U + \nabla U^T - 2/3 \nabla \cdot U \delta U),\end{aligned}$$

где U – скорость, T – температура, ρ – плотность, λ – теплопроводность, $h = h(\rho, T)$ – энтальпия, μ – динамическая вязкость, δ – единичная матрица. Неизвестными являются три компоненты скорости U , давление p , плотность ρ , температура T и энтальпия h .

Вышеприведенная система уравнений замыкается уравнением термодинамики

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T)$$

и уравнением состояния:

$$\rho = \rho(p, T).$$

Для описания вихревых течений используется модель турбулентности k – ϵ . Скорость турбулентного течения находится из кинетической энергии турбулентности k , которая, в свою очередь, рассчитывается из уравнений переноса:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) &= 0, \\ \frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) - \nabla \cdot (\mu_{ef} U) &= \nabla p' + \nabla \cdot (\mu_{ef} U)^T, \\ p' &= p + \frac{2}{3} \rho k, \quad \mu_{ef} = \mu_t + \mu,\end{aligned}$$

где μ_{ef} – эффективная динамическая вязкость, μ_t – турбулентная динамическая вязкость.

Турбулентная динамическая вязкость соотносится с кинетической энергией турбулентности и диссипацией через следующее равенство:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{K^2}{\epsilon}, \quad \text{где } C_\mu = 0,09.$$

Уравнения переноса для кинетической энергии турбулентности и турбулентной диссипации:

$$\begin{aligned}\frac{\partial (\rho K)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U K) &= \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_K} \right) \nabla K \right) + P_K - \rho \epsilon, \\ \frac{\partial (\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \epsilon) &= \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right) + \frac{\epsilon}{K} (C_{\epsilon 1} P_K - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon).\end{aligned}$$

Скорость изменения "вязкостного" давления P_K находится из соотношения:

$$P_K = \mu_t \nabla U \cdot (\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot U (3\mu_t \nabla \cdot U + \rho K),$$

где $C_{\varepsilon 1} = 1,44$, $C_{\varepsilon 2} = 1,92$, $\sigma_K = 1,0$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$.

Были приняты следующие граничные условия: на границе A подобласти 1 давление $p = 0,7$ МПа (входящий поток), на границах B и C подобласти 2 давление $p = 0,1$ МПа (исходящий поток), на границах штрихованных областей использовалось граничное условие типа "стенка": $U_x = U_y = U_z = 0$. Начальные условия в подобластях 1 и 2: давление $p = 0,1$ МПа, скорости $U_x = U_y = U_z = 0$.

Численная модель основана на методе конечных объемов. Решение производится с помощью пакета прикладных программ ANSYS CFX 10.0 в трехмерной стационарной постановке. В качестве жидкости рассматривается вода (плотность $\rho = 997$ кг/м³, динамическая вязкость $\mu = 0,0008899$ кг/(м·с)).

На рис. 5 представлены зависимости гидравлического сопротивления от числа Рейнольдса: кривая D_1 соответствует системе отверстий D_1 , кривая D_2 – системе отверстий D_2 , кривая D_3 – системе отверстий D_3 . Получены следующие значения параметров, определяющих течение через системы отверстий D_1, D_2, D_3 : гидросопротивление $\xi_1 = 4,184$, средняя скорость жидкости $U_1 = 16,98$ м/с, число Рейнольдса $Re_1 = 475588$; $\xi_2 = 2,304$, $U_2 = 22,89$ м/с, $Re_2 = 641120$; $\xi_3 = 1,602$, $U_3 = 27,44$ м/с, $Re_3 = 768560$.

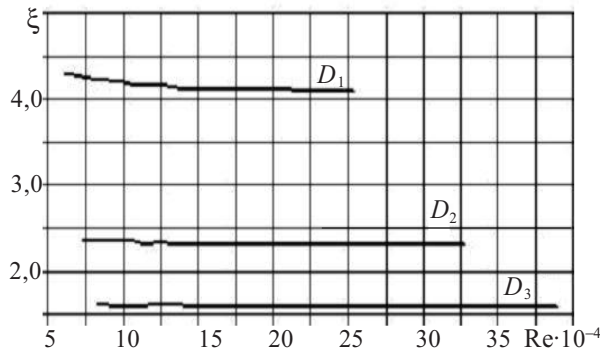


Рис. 5

Из приведенных результатов видно, что гидравлическое сопротивление отверстий уменьшается при переходе от крайней системы отверстий D_1 к системе отверстий D_3 . Такое поведение объясняется структурой потока жидкости: поперечное течение мешает изменению угла потока продольного течения. Течение жидкости под более острым углом соответствует группе отверстий D_1 , что вызывает увеличение гидравлического сопротивления почти в 2,5 раза. Угол атаки потока в продольном направлении увеличивается, что приводит к постепенному уменьшению гидросопротивления.

С целью изучения влияния вязкости жидкости на значения гидравлических сопротивлений отверстий был произведен расчет с использованием в качестве рабочей жидкости ПОЖ-70 (плотность $\rho = 1101$ кг/м³, динамическая вязкость $\mu = 0,0071631$ кг/(м·с)). Расчет показал, что для этой жидкости, характеризующейся более высокой по сравнению с водой динамической вязкостью, имеет место увели-

чение гидравлических сопротивлений (по сравнению с вышеприведенными), которое составляет от 0,4 до 2% в зависимости от расположения отверстий. Вместе с тем изменение скорости потока жидкости и, соответственно, числа Рейнольдса не вызывает существенного изменения гидравлического сопротивления для систем отверстий D_2 и D_3 , тогда как гидравлические сопротивления отверстий D_1 заметно уменьшаются при числах Рейнольдса от 25000 до 100000. На участке от 100000 до 225000 гидравлическое сопротивление отверстий D_1 практически не меняется (см. рис. 5).

Вследствие сильной зависимости значений гидравлических сопротивлений от характеристик течения определение коэффициентов гидравлического сопротивления всех отверстий на участке свободного отката требует моделирования течения по всей длине цилиндра с учетом текущего положения поршня I (рис. 6). При этом определение коэффициентов гидравлических сопротивлений отверстий участка свободного отката осуществляется в результате решения последовательности стационарных задач. Каждая стационарная задача характеризует собственное положение поршня I участка свободного отката. Решение ее производится в трехмерной постановке с использованием реальных размеров и характеристик деталей гидравлического тормоза. Принимаются следующие граничные условия: на границе A давление $p = 0,7$ МПа (входящий поток), на границах B и C давление $p = 0,1$ МПа (исходящий поток), на границах штрихованных областей $U_x = U_y = U_z = 0$. Начальные условия: давление $p = 0,1$ МПа, скорости $U_x = U_y = U_z = 0$.

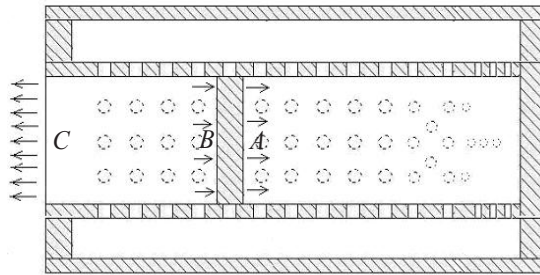


Рис. 6

Были рассмотрены 5 положений поршня ξ_N : 0, 0,06, 0,15, 0,24, 0,35 м. Гидравлические сопротивления отверстий участка свободного отката, полученные в результате решения приведены в таблице; № означает номер отверстия, расположенного на образующей цилиндра вдоль его оси (нумерация ведется по ходу движения поршня). Прочерк означает перекрытие поршнем соответствующего отверстия.

№	1	2	3	4	5	6	7	8
ξ_0	8,02288	14,2753	42,2747	44,9753	40,7833	59,1547	52,8725	31,7307
ξ_1	8,21542	1,96151	—	19,0555	46,7249	56,5258	93,8198	52,7278
ξ_2	23,0023	46,8245	49,4377	17,9832	1,95798	—	12,9156	22,426
ξ_3	1684,52	1457	1802,31	1143,03	139,983	68,0127	51,9615	28,1696
ξ_4	$1,34 \cdot 10^6$	$7,08 \cdot 10^6$	$1,95 \cdot 10^6$	251143	38580,4	26399,2	20348,2	21853,9

№	9	10	11	12	13	14	15
ξ_0	12,7741	3,15145	2,26987	1,3249	1,3564	1,22712	1,16671
ξ_1	25,9324	8,79104	7,38839	9,38289	8,24944	7,73024	8,4577
ξ_2	9,60513	4,3957	4,05971	5,33394	4,53966	4,37778	4,558
ξ_3	–	12,5198	9,99439	10,0996	12,3339	11,4411	11,6613
ξ_4	29291,8	9834,73	14289,4	1735,72	–	1,50344	1,50215

В результате исследований выявлено существенное влияние течения в одних отверстиях на течения в других, а также изменение характеристик течения в зависимости от положения поршня. Отличия в значениях гидравлических сопротивлений достигают нескольких порядков. Этот факт следует учитывать при моделировании ПОУ.

Расчет динамики ПОУ с уточненными значениями коэффициентов гидросопротивления

Коэффициенты гидравлических сопротивлений, полученные в результате решения трехмерных задач, были использованы как входные данные для расчета динамики поршня на участке свободного отката. Произведено решение динамической задачи в одномерной постановке с измененными характеристиками гидравлических сопротивлений участка свободного отката. На рис. 6 представлены скорости откатных частей с переменными гидравлическими сопротивлениями: сплошная линия – скорость поршня I, пунктирная линия – скорость поршня II. Максимальная скорость поршня I для модели с уточненными гидросопротивлениями достигает 12,07 м/с в момент времени 36 мс (см. рис. 3), что на 0,83 м/с меньше по сравнению с решением при постоянном гидравлическом сопротивлении. На рис. 7 изображены графики давления на участке свободного отката в полости I: сплошная линия соответствует расчету с переменными значениями гидравлических сопротивлений, пунктирная линия – расчету с постоянными значениями гидравлических сопротивлений. На рис. 8 показаны графики давления в полости 4: сплошная линия – расчет с переменными значениями гидравлических сопротивлений, пунктирная линия – расчет с постоянными значениями гидравлических сопротивлений.

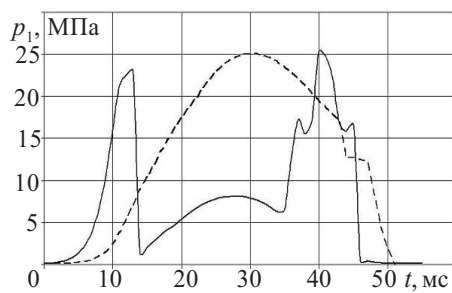


Рис. 7

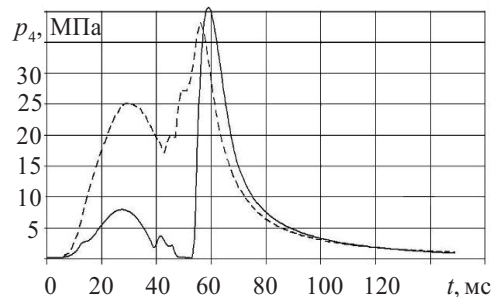


Рис. 8

Время движения поршней до момента их соударения составляет 54 мс, что на 9 мс больше, чем для модели с постоянным гидросопротивлением. В результате движения поршня I по участку свободного отката поршень II получает дополнительное перемещение. С момента начала действия вынуждающей силы (0 мс) вплоть до момента времени 12,8 мс поршень I и поршень II двигаются, в силу высокой

инерции поршней и высокого гидравлического сопротивления рабочих отверстий на указанном временном участке, с одинаковой скоростью. Далее, на временном интервале от 12,8 до 35 мс, скорость поршня II постепенно уменьшается с 7,4 до 0,43 м/с, в то время, как скорость поршня I увеличивается до 12,05 м/с. В период от 35 до 41 мс в результате уменьшения объема полости I и, соответственно, увеличения гидравлической силы сопротивления под давлением слоя жидкости поршень II увеличивает свою скорость до 4,6 м/с, в то время, как скорость поршня I начинает уменьшаться. Далее, вплоть до момента времени 53 мс, поршень II вновь замедляет своё движение (до 0,43 м/с). Поршень I на этом временном интервале сначала незначительно уменьшает свою скорость (до 11,85), а затем начинает двигаться с постоянной скоростью вплоть до момента соударения поршней (54 мс). Непосредственно перед соударением поршней, на временном участке от 53 до 54 мс, под действием гидравлической силы поршень II разгоняется с 0,43 до 11,86 м/с. Начиная с момента соударения поршней, происходит их совместное движение и постепенное снижение скорости отката. Давление в полости 4 в процессе движения поршня I по участку свободного отката повышается до 7,8 МПа, с момента времени 29 мс оно начинает понижаться (см. рис. 8). В это же время в полости I наблюдаются два пика давления (23,05 и 25,29 МПа, см. рис. 7), соответствующие максимальным скоростям поршня II (см. рис. 3). В период времени от 53 до 59 мс в результате соударения поршней происходит резкий скачок давления в полости 4 (до 40,63 МПа), после чего происходит плавное уменьшение давления во всей системе. В сравнении с расчетом при постоянных гидросопротивлениях максимальное давление в системе заметно возрастает. Отметим, что значения максимальных давлений в полостях гидравлического тормоза при заданной нагрузке на откатные части ПОУ не превосходят конструкторских ограничений по давлению. Поэтому согласно произведенным расчетам прочность конструкции не будет нарушена в результате повышения давления рабочей жидкости в процессе отката.

Выводы

Построена математическая модель и реализован численный алгоритм расчета ПОУ с участком свободного отката.

На основе численных решений трехмерных задач для уравнений Навье–Стокса получены уточненные значения коэффициентов гидравлического сопротивления в профилированных между рабочими полостями отверстиях, определяющие массопереток в системе и соответственно давление в полостях. Уточненные коэффициенты учитывают реальное расположение отверстий и их взаимное влияние на гидродинамические процессы.

Показано существенное влияние уточненных гидросопротивлений на динамику специализированного ПОУ.

Оценка максимальных давлений в полостях гидравлического тормоза позволяет утверждать, что прочность конструкции не будет нарушена в результате повышения давления рабочей жидкости в процессе отката.

Литература

1. Кузнецов, Д.С. Гидродинамика / Д.С. Кузнецов. – М.–Л.: Гидрометиздат, 1951. – 390 с.
2. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. 3-е изд, перераб. / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1992. – 220 с.

3. Самарский, А.А. Численные методы / А.А. Самарский, А.В. Гулин. – М.: Наука, 1989. – 420 с.

[28.06.2007]

**MODELING THE FUNCTIONING OF ANTI-RECOIL SYSTEMS
ACCOUNTING FOR THE FREE RECOIL STAGE**

A.V. Kotchetkov, I.O. Savikhin, V.V. Sadovskiy

Mathematical and numerical models describing the work of high-rate anti-recoil units of artillery systems are developed, using the approach on the basis of 1-D equations of motion of the pistons and the related masses, as well as 3-dymensional Navier-Stokes equations for calculating liquid mass-flow between the working cylinders through perforation systems. The hydraulic resistances are shown to substantially depend on the mutual position and size of the perforations, which are to be accounted for in analyzing such systems.