

УДК 532.54: 623.41

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ПРОЦЕССОВ В ПРОТИВООТКАТНЫХ УСТРОЙСТВАХ^{*)}

И.О. Савихин¹, В.В. Садовский²

¹Нижегородский госуниверситет им. Н.И. Лобачевского

²ОАО ЦНИИ «Буревестник», 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. Производится сравнение результатов численного решения с экспериментом. Показывается существенное уточнение по сравнению с традиционной методикой расчета, основанной на постоянных значениях гидравлических сопротивлений отверстий.

Ключевые слова: численное моделирование, гидравлическое сопротивление, истечение жидкости, противооткатное устройство, экспериментальный стенд.

Введение

Построение численных моделей и решение задач, описывающих работу высокоскоростных демпферов, является в настоящее время актуальной проблемой. Использование современных расчетных комплексов, таких как ANSYS, GDT, FLOTRAN, для решения подобных задач нестационарной гидродинамики выявило ряд сложностей. При решении реальных задач, например при расчете противооткатных устройств (ПОУ) в артиллерийских системах, с сотнями тысяч и миллионами ячеек временные затраты на персональных компьютерах достигают нескольких сотен часов с недостаточно высокой степенью сходимости к точному решению. Переход на перспективные суперЭВМ терафлопного уровня решит эту проблему только частично, так как остается необходимость многопараметрической оптимизации полученных решений, что, в свою очередь, многократно повышает время решения.

Это обстоятельство определяет выбор подходов к решению таких задач со значительным упрощением расчетных схем. Моделирование процесса высокоскоростного демпфирования в упрощенной нестационарной постановке связано с определением параметров массоперетока, которые зависят от скорости отката, а также от геометрии и распределения отверстий в рабочих сосудах, через которые перетекает жидкость. В традиционном подходе для определения параметров массоперетока используются

^{*)} Выполнено при поддержке ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы.

постоянные значения гидравлических сопротивлений, полученных экспериментально для каждого типового отверстия. Такой подход не позволяет достаточно точно описать поведение ПОУ, так как не учитывает взаимного влияния параметров течения сквозь систему проходных отверстий. Взаимное влияние потоков жидкости через систему проходных отверстий экспериментально установлено и описано только для простейших случаев, численные исследования представлены в [1, 2]. Задача экспериментального определения взаимного влияния потоков для сложных конструкций с неравномерным распределением проходных сечений, к которым относится гидравлический тормоз, является технологически сложной и в ряде случаев невозможной. Поэтому так актуально развитие имеющихся методик с использованием современных вычислительных систем для подробного исследования закономерностей массоперетока в сложных узлах ПОУ.

Постановка задачи

Рассматриваемое ПОУ на стенде свободного отката (ССО) состоит из двух одинаковых гидротормозов, размещенных параллельно друг другу [1]. Схема гидравлического тормоза с участком свободного отката представлена на рис. 1.

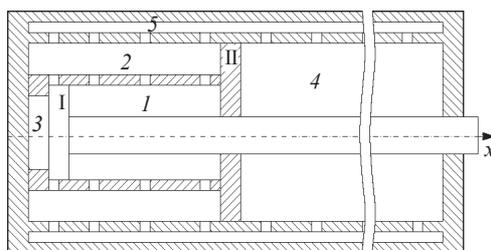


Рис. 1

Каждый гидравлический тормоз представляет собой гидравлический демпфер поршневого типа цилиндрической формы, на который действует усилие, вызванное выстрелом. Гидротормоз состоит из пяти полостей, заполненных рабочей жидкостью (см. рис. 1). 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. Второй поршень насажен на шток и приводится в действие силой гидравлического сопротивления жидкости, находящейся в полостях 2 и 4.

Переток жидкости из одной полости в другую зависит от площади сечений отверстий на стенках перфорированных цилиндров, а также от распределения давления в полостях. Отверстия нанесены на цилиндры по определенному закону, чтобы получить оптимальные свойства для динамики системы. Диаметр максимального отверстия составляет 25 мм, диаметр минимального отверстия составляет 5,1 мм. Толщина стенки с отверстием составляет 5 мм. В процессе отката подвижных частей происходит соударение двух поршней, после чего продолжается их совместное движение.

Методика и алгоритм решения задачи

Методика расчета [1] основана на композиции решения одномерной динамической задачи движения откатных частей и решений серии стационарных трехмерных задач истечения рабочей жидкости. Одномерная динамическая задача описывает поступательное движение откатных частей под действием нагружающей силы с учетом реакции жидкости в системе на это движение. В задаче производится расчет перетекания жидкости в системе полостей сквозь отверстия перфорированных цилиндров с учетом коэффициентов гидравлического сопротивления отверстий. Значения этих гидравлических сопротивлений находятся в результате решения серии трехмерных стационарных задач с учетом особенности геометрии системы. Чтобы получить распределение значений гидравлических сопротивлений в любой момент расчетного времени, полученные результаты решений трехмерных стационарных задач интерполируются.

Основные уравнения

Рассматривается математическая модель ПОУ ССО в одномерной постановке. До соударения поршней движение подвижных частей высокоскоростного амортизатора с участком свободного отката описывается системой уравнений:

$$\frac{dv_I}{dt} = \frac{F_{\text{кн}} - 2F_{\text{трI}} - 2F_{\text{гI}}}{M_I}, \quad F_{\text{гI}} = p_1 S_1 - p_3 S_3,$$

$$\frac{dv_{II}}{dt} = \frac{-F_{\text{трII}} - F_{\text{гII}}}{M_{II}}, \quad F_{\text{гII}} = p_4 S_4 - (p_1 S_1 - p_2 S_2),$$

где $F_{\text{гI}}$ – сила, действующая со стороны жидкости на поршень I; $F_{\text{гII}}$ – сила, действующая со стороны жидкости на поршень II; $F_{\text{кн}}$ – сила воздействия пороховых газов; $F_{\text{трI}}$ – сила трения на поршне I; $F_{\text{трII}}$ – сила трения на поршне II; M_I – масса откатных частей за исключением поршня II; M_{II} – масса поршня II; S_n, p_n – соответственно площадь сечения полости и давление в полости n ($n = 1, \dots, 5$); v_I – скорость поршня I; v_{II} – скорость поршня II. Основная проблема заключается в определении гидравлических сил $F_{\text{гI}}$ и $F_{\text{гII}}$. После соударения поршней уравнения движения откатных частей описываются системой уравнений совместного движения:

$$\frac{dv_I}{dt} = \frac{F_{\text{кн}} - 2F_{\text{трI}} - 2F_{\text{трII}} - 2F_{\text{гI}}}{M_I + M_{II}},$$

$$F_{\text{гI}} = p_1 S_1 + p_4 S_4 - (p_3 S_3 + p_2 S_2), \quad v_{II} = v_I.$$

Переток массы между областями определяется системой уравнений:

$$\frac{dM_{nk}}{dt} = G_{nk} S_{nk}, \quad G_{nk} = w_{nk} \rho_n,$$

$$w_{nk} = \pm \sqrt{\frac{2 |p_n - p_k|}{\xi_{nk} \rho_n}}, \quad \frac{dp_n}{dt} = \frac{d\rho_n}{dt} C^2, \quad \frac{dp_k}{dt} = \frac{d\rho_k}{dt} C^2,$$

где w_{nk} – скорость перетока жидкости из полости n ($n = 1, \dots, 5$) в полость k ($k = 1, \dots, 5$); ξ_{nk} – коэффициент гидравлического сопротивления, усредненный по площади всех открытых отверстий между полостями n и k ; ρ_n – плотность жидкости в полости n ; ρ_k – плотность жидкости в полости k ; M_{nk} – масса жидкости, перетекающей из

полости n в полость k ; S_{nk} – площадь проходного сечения между соседними полостями n и k ; G_{nk} – расход жидкости из полости n в полость k через проходное сечение площадью S_{nk} ; C – скорость звука в жидкости.

Для определения гидравлических сопротивлений отверстий перфорированных цилиндров используется математическая модель, описывающая процессы истечения в трехмерной постановке. Она включает в себя уравнения Навье–Стокса, выражающие закон неразрывности, закон изменения количества движения и закон сохранения энергии с учетом работы вязких сил. Система уравнений замыкается уравнениями термодинамики и уравнением состояния. Для описания турбулентных режимов используется стандартная модель турбулентности k – ϵ . Основные уравнения приведены в [2].

Численный алгоритм

Численный алгоритм расчета коэффициентов гидравлических сопротивлений реализует динамический процесс как последовательность квазистационарных состояний. Гидравлические сопротивления ξ для каждого отверстия, соединяющего полости n и k , рассчитываются следующим образом:

$$\xi = \frac{2(p_n - p_k)}{\rho_n w^2},$$

где p_n – давление в подобласти, из которой истекает рабочая жидкость; p_k – давление в подобласти, в которую втекает рабочая жидкость; ρ_n – плотность истекающей жидкости; w – скорость перетока жидкости через отверстие. Численное моделирование осуществляется методом конечных объемов, реализованным в пакете программ CFX.

Расчет динамики системы разделяется на две части. Первая часть включает в себя определение кинематических параметров: расчет скоростей, перемещений поршней, объемов полостей; далее вычисляются плотность жидкости и давление в полостях. Вторая часть представляет собой соотношения массообмена: расчет расхода жидкости между полостями, переток массы и пересчет массы и давления в полостях с учетом массоперетока. Численная схема решения обыкновенных дифференциальных уравнений основана на аппроксимации системы по схеме Эйлера.

Результаты численных исследований

Производится расчет динамики ПОУ по традиционной методике с использованием одинакового значения коэффициента гидравлического сопротивления ($\xi = 1,7$) для всех отверстий перфорированных цилиндров и по новой методике [1] с уточненными значениями гидравлических сопротивлений.

Сила трения на поршнях I до момента их соударения с поршнями II рассчитывается как $F_{\text{трI}} = \mu M_I g$; сила трения на поршнях II до момента их соударения с поршнями I принимается $F_{\text{трII}} = \mu M_{II} g$; сила трения считается постоянной на протяжении времени отката после момента соударения поршней и равной $\mu(M_I + 2M_{II})g$, где μ – коэффициент трения ($\mu = 0,2$), g – ускорение свободного падения ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$), M_I – масса откатных частей за исключением поршня II ($M_I = 3610 \text{ кг}$), M_{II} – масса поршня II ($M_{II} = 23 \text{ кг}$). С целью сравнения результатов численного решения с данными, полученными в результате экспериментов, в качестве нагружающей силы $F_{\text{кн}}$ используется вынуждающая сила пороховых газов, полученная экспериментально (рис. 2).

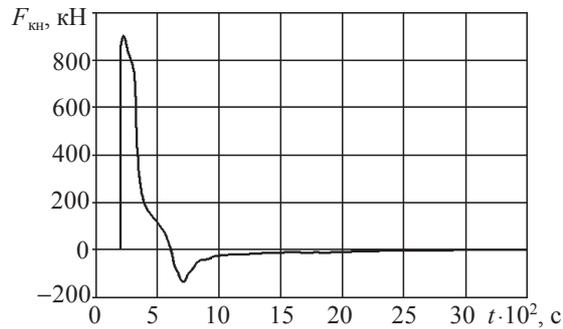


Рис. 2

Результаты решения по традиционной методике изображены на рис. 3, 4 штриховой линией. Значения скорости (см. рис. 3) и перемещения (см. рис. 4), полученные традиционным методом, сильно отличаются от экспериментальных данных, показанных на этих рисунках жирной сплошной линией.

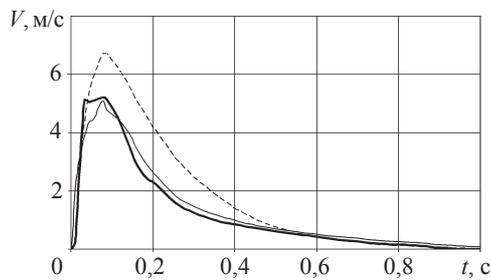


Рис. 3

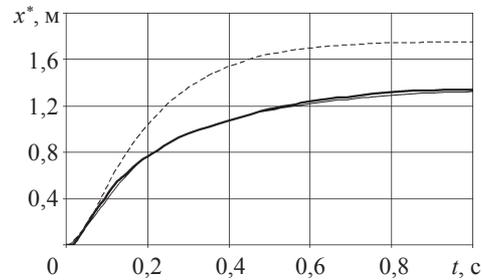


Рис. 4

Для расчета динамики ПОУ по методике [1] требуется решение серии трехмерных стационарных задач с целью уточнения гидравлических сопротивлений. На первом этапе производится расчет гидравлических сопротивлений отверстий перфорированного цилиндра участка свободного отката (см. полости 1, 2, 3 на рис. 1) в пяти различных положениях откатных частей. Каждое из 5 решений соответствует определенному значению перемещения поршня (0; 0,06; 0,15; 0,24; 0,35 м). Получено распределение коэффициентов гидравлических сопротивлений аналогично представленному в [1].

Далее, на втором этапе, производится численное моделирование процесса течения жидкости через отверстия, нанесенные на образующую внешнего цилиндра гидравлического тормоза. Внешний цилиндр изображен на рис. 1 в виде подобласти 5. Произведен расчет, каждое из 4 решений соответствует определенному положению поршня (0,04; 0,46; 1,02 и 1,365 м). На рис. 5 и 6 представлены соответственно распределения давления и скорости в продольном сечении внешнего цилиндра гидравлического амортизатора в момент перемещения поршня на 0,46 м в фазе отката.

Распределение гидравлических сопротивлений системы отверстий при выбранных положениях поршня изображены на рис. 7, 8. На рис. 7 сплошной линией показана зависимость для ξ_1 , пунктирной – для ξ_2 , штрихпунктирной – для ξ_3 . На рис. 8 показана зависимость для ξ_4 . Здесь N – номер отверстия, расположенного на образующей цилиндра вдоль его оси (нумерация ведется от начала движения поршня); ξ_1, \dots, ξ_4 – расчетные гидравлические сопротивления отверстий внешнего цилиндра,

полученные при перемещении поршня соответственно на 0,04; 0,46; 1,02 и 1,365 м.

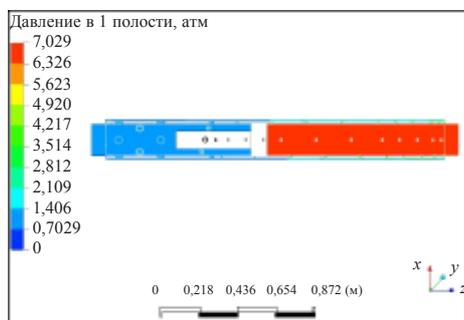


Рис. 5

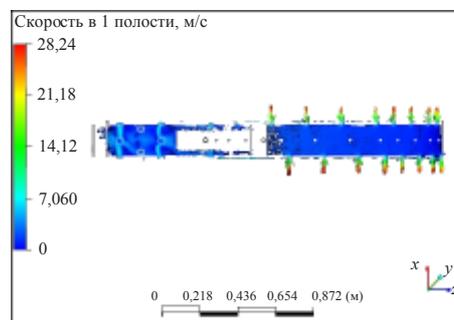


Рис. 6

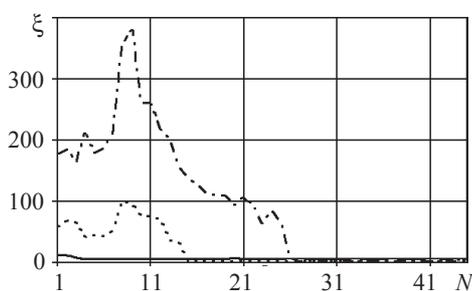


Рис. 7

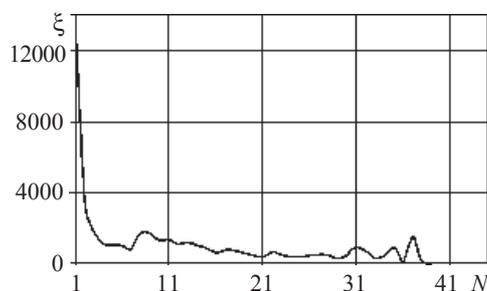


Рис. 8

С использованием полученных распределений гидравлических сопротивлений производится новый расчет одномерной динамики ПОУ. Проведено сравнение результатов решения с результатами, полученными по традиционной методике (с постоянными гидравлическими сопротивлениями), а также с результатами эксперимента. На рис. 3, 4 зависимости скорости и перемещения откатных частей (поршень I) от времени, полученные из расчета с переменными гидравлическими сопротивлениями, показаны тонкими сплошными линиями.

Введение уточненных гидравлических сопротивлений для отверстий, участвующих в перетоке жидкости, дает существенное изменение характера движения откатных частей. Отличие максимума скорости, полученного по традиционной методике, от экспериментального значения составляет 2,49 м/с (30,3%). Разница максимумов скорости, полученных из расчета по новой методике и из эксперимента, составляет 0,34 м/с (4,1%). Отклонение максимума перемещения, полученного по традиционной методике, от экспериментального значения составляет 0,32 м (22,8%). Максимум перемещения, полученный из расчета по новой методике, отличается от эксперимента на 0,08 м (5,7%).

Решение с уточненными значениями гидравлических сопротивлений намного точнее описывает процесс движения откатных частей, приближаясь к экспериментальным значениям.

Литература

1. Кочетков, А.В. Математическое моделирование действия противооткатных устройств с учетом стадии свободного отката / А.В. Кочетков, В.В. Садовский, И.О. Савихин // Совре-

менные методы проектирования и отработки ракетно-артиллерийского вооружения: Сб. докл. V науч. конф. ВРЦ РА РАН. В 2 т. – Саров, 2008. – Т. 2. – С. 904–914.

2. *Кочетков, А.В.* Моделирование работы противооткатных устройств с учетом стадии свободного отката / А.В. Кочетков, В.В. Садовский, И.О. Савихин // Проблемы прочности и пластичности: Межвуз. сб. / Нижегород. ун-т. – 2007. – Вып. 69. – С. 159–169.

[15.09.2010]

NUMERICALLY INVESTIGATING NONSTATIONARY PROCESSES IN ANTI-RECOIL DEVICES

I.O. Savikhin, V.V. Sadovsky

Developing mathematical and numerical models of high-speed artillery anti-recoil devices. The approach is used based on one-dimensional equations of the pistons motion and Navier–Stokes three-dimensional equations for computation of liquid mass flow between operative cylinders. Results of numerical modeling are compared with experimental data. A significant refinement is shown over traditional methods of calculation based on constant values of hydraulic resistance.

Key words: numerical modeling, hydraulic resistance, outflow of liquid, anti-recoil device, experimental bench.