

транспорту. – 2009. – №3 – С. 50 – 54. **11.** Теория и расчет тягового привода электромобилей / И.С. Ефремов, А.П. Прольгин, Ю.М. Андреев, А.Б. Миндлин. – М.: Высшая школа, 1984. **12.** Свинцово-кислотный аккумулятор [Электронный ресурс] / Режим доступа: [http://ru.wikipedia.org/wiki/Свинцово-кислотный\\_аккумулятор](http://ru.wikipedia.org/wiki/Свинцово-кислотный_аккумулятор). **13.** Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles / [Mehrddod Ehsani, Yimin Gao, Ali Emadi]. – Taylor & Francis Group – 2010. – 519с. **14.** Введения в теорию автоматов, языков и вычислений, 2-е изд. / [Хопкрофт Д.С., Мотвани Р.У., Ульман Д.Д.]. – Пер. с англ. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2002. – 528 с.

**Bibliography (transliterated):** **1.** Timkov, O. M., and O. S. Ivanov. "Rozpodil t'jagovogo ta gal'mivnogo zusyllja na kolesah avtomobilja v riznyh i'zdovyh cyklah." Kharkiv: HNADU. *Sb. nauk. prac': Avtomobil'nyj transport*. No. 29. 2011. 220–223. Print. **2.** Cherednichenko, Ju. I. "Kak vybirat' parametry tehniceskikh sistem." «Gruzovik &», 2001. No. 3. 42–48. Print. **3.** Smirnov, G. A. *Teorija dvizhenija kolesnyh mashin*. Moscow: Mashinostroenie, 1990. Print. **4.** Daleka, V. H., et al. "T'jagovyj pryvid transportnyh zasobiv z gibrydnoju sylovoju ustanovkoju." *Naukovo-tehnicnij zbirnik*. No. 97. 2010. 226–331. Print. **5.** Dubinen, A. V., et al. "Gibridnyj transport." *Nauchno-tehniceskij sbornik «Komunal'noe hozjajstvo gorodov»*. No. 88. 2009. 275–280. Print. **6.** Grishhenko, N. O., and P. M. Kirkin. "Transportni zasoby dlja mis'kyh pasazhyr'skyh perevezenn' z gibrydnoju sylovoju ustanovkoju." *Elektromehanicni systemy i kompleksy transportnyh zasobiv*. No. 122. 2011. Web 04 March 2015 <[http://elm-dstu.edu.org.ua/konkurs/docs/pdf/ID\\_122.-pdf](http://elm-dstu.edu.org.ua/konkurs/docs/pdf/ID_122.-pdf)>. **7.** Serikov, S. A., and Ju. N. Borodenco. "Silovaja ustanovka gibrydnogo avtomobilja kak ob'ekt upravlenija." *Visnyk Donec'kogo instytutu avtomobil'nogo transportu*. No. 3. 2009. 45–30. Print. **8.** Serikov, S. A., and Ju. N. Borodenco. "Gibridnaja silovaja ustanovka avtomobilja kak ob'ekt upravlenija." No. 24. HNADU. 2009. Print. **9.** Rodzjanov, V. V. "Analiz metodiv vyznachennja jemnosti akumuljatornyh batarej gibrydnyh avtomobiliv." *Visnyk HNADU*. No.45. 2009. 97–100. Print. **10.** Smirnov, O. P., et al. "Vykorystannja kondensatoriv velykoj jemnosti dlja zabezpechennja optymal'nyh parametriv roboty akumuljatornyh batarej gibrydnyh avtomobiliv." *Visnyk Donec'kogo instytutu avtomobil'nogo transportu*. No. 3. 2009. 50–54. Print. **11.** Efremov, I. S., et al. *Teorija i raschet t'jagovogo privoda jelektromobilej*. Moscow: Vysshaja shkola, 1984. Print. **12.** "Svincovo-kislotnyj akkumuljator." Web. 03 March 2015 <[http://ru.wikipedia.org/wiki/Свинцово-кислотный\\_аккумулятор](http://ru.wikipedia.org/wiki/Свинцово-кислотный_аккумулятор)>. **13.** Mehrddod Ehsani, Yimin Gao and Ali Emadi. *Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles*. Taylor & Francis Group. 2010. Print. **14.** Hopkroft, D. С., R. U. Motvani and D. D. Ul'man. *Vvedenija v teoriju avtomatov, jazykov i vycheslenij, 2nd ed. Per. s angl.* Moscow: Izdatel'skij dom «Vil'jams», 2002. Print.

Надійшла (received) 06.03.2015

УДК 532.5:518.5

**А.Н. СЕМКО**, д-р техн. наук, проф., ДонНУ, Донецк;  
**Н.И. ЯГУДИНА**, ассист., ДонНУ, Донецк

## ОСОБЕННОСТИ ПУЛЬСИРУЮЩИХ СТРУЙ ЖИДКОСТИ ВЫСОКОЙ СКОРОСТИ

В работе в акустической и газодинамической постановках исследованы процессы в импульсном генераторе струй жидкости. В акустической постановке рассматривалась одномерная задача без учета движения поршня и истечения струи. В газодинамической постановке численно решалась одномерная и осесимметричная задача с учетом движения поршня, истечения струи и кавитации жидкости. Проведено сравнение результатов расчетов для разных моделей движения жидкости, сделаны соответствующие выводы. Показано, что пульсации скорости струи связаны с волновыми процессами в установке.

**Ключевые слова:** пульсирующие струи жидкости, жидкие диски, импульсный генератор струй, кавитация, численное моделирование.

© А. Н. Семко, Н. И. Ягудина, 2015

**Введение.** Исследование пульсирующих струй жидкости показало, что их истечение сопровождается образованием в струе периодически возникающих утолщений – пучностей или жидких дисков [1]. Эти пучности возникают, когда скорость истечения струи скачком возрастает. При этом участок струи с большей скоростью набегаает на участок струи с меньшей скоростью. В зоне контакта этих участков возникает область повышенного давления, которая приводит к возникновению радиального течения и образованию *жидкого диска*. Из закона сохранения осевой составляющей импульса следует, что жидкий диск движется со скоростью

$$v_d = \frac{v_1 + v_2}{2}.$$

Таким образом, при пульсирующем характере истечения струи на струе образуются жидкие диски, которые хорошо видны при скоростной видеосъемке [1].

На рис. 1 приведены высокоскоростные фотографии пульсирующей струи воды в воздухе, взятые из работы [2]. На теле струи хорошо видны жидкие диски, возникающие при пульсациях скорости истечения. Максимальная скорость струи в эксперименте достигала 500 м/с. Ореол в головной части струи связан с интенсивным аэродинамическим взаимодействием струи с воздухом.

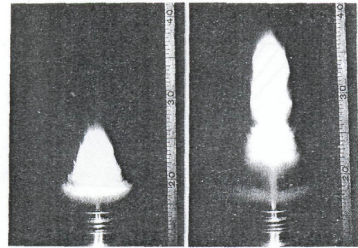


Рис. 1 – Фотографии импульсной струи жидкости в воздухе.

Наличие жидких дисков для пульсирующих струй жидкости высокой скорости были зафиксированы в экспериментальных исследованиях Edney В., Daniel I.M., Field J.E [3 – 7]. Образование высокоскоростных первичных кумулятивных струй и чередование периодических кольцевых выбросов, зарегистрированное в экспериментах для электрического генератора струй с электродной системой направленного воздействия, объяснялось вихревой природой течения в установке [8].

Периодическая структура пульсирующей струи жидкости исследовалась при помощи генератора импульсных струй с поршневым приводом в работе [9]. В экспериментах проводилось фотографирование струи высокоскоростной камерой. Теоретические исследования выполнены при помощи преобразования Лапласа по времени для волнового уравнения линейной акустики для неподвижного поршня и отсутствия истечения струи. Получено аналитическое решение для давления на торце камеры и скорости истечения струи

$$p_c = 2p_0(e^{-\alpha t} + \sum_{n=1} e^{-\alpha(t-nt_0)}), \dots, v_c = \sqrt{\frac{p_0}{\rho_0}}(1 - e^{-\alpha t})(\alpha t + e^{-\alpha t} - 1)^{-1/2}.$$

Здесь  $p_0 = \rho_0 v_1 c_0$  – давление гидроудара;  $t_0 = 2H_0/c_0$  – характерное время, равное времени распространения волны сжатия от поршня до торца и обратно;  $\alpha = F_c \rho_0 c_0 / m$  – постоянная прибора.

В данной работе в акустической и газодинамической постановках ис-

следовались процессы в импульсном генераторе струй жидкости, описанном в [9]. В акустической постановке рассматривалась одномерная задача без учета движения поршня и истечения струи, как это сделано аналитически в работе [9]. В газодинамической постановке численно решалась одномерная и осесимметричная задача с учетом движения поршня, истечения струи и кавитации жидкости. Проведено сравнение результатов расчетов для разных моделей движения жидкости, сделаны выводы.

**Постановка задачи.** На рис. 2 представлена схема генератора пульсирующих струй жидкости из работы [9]. Исследуемая установка состоит из цилиндра 3 диаметром  $D$  и длиной  $L$ , который вместе с поршнем 1, расположенным в нижней части, образует камеру 2, заполненную водой. В верхнем торце камеры имеется отверстие малого диаметра  $d$ , из которого истекает импульсная струя жидкости 6. Поршень через шток соединен с рычагом 5 с плечами  $l_1$  и

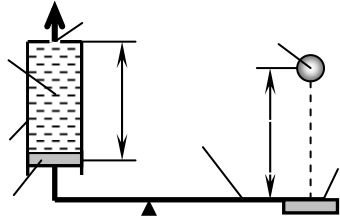


Рис. 2 – Схема установки

$l_2$ , на другом конце которого закреплен груз 8 массой  $m_2$  для уравновешивания системы. Над грузом 8 на высоте  $H$  находится ударник 4 массой  $m_3$ . Импульсная струя жидкости создается при ударе о конец рычага ударника 4, который падает с заданной высоты  $H$ .

При исследовании импульсного генератора струй сделаем следующие допущения. Жидкость считаем идеальной и сжимаемой, трением поршня о цилиндр и массой рычага пренебрегаем, удар груза о рычаг считаем неупругим. В начальный момент жидкость покоится, ее давление равно нулю, начало координат совмещено с поршнем в момент удара. Движение жидкости рассматривается в рамках одномерной линейной акустики, одномерной газовой динамики с учетом кавитации и осесимметричной газовой динамики.

Параметры исследуемой установки, взятые из работы [9], следующие:

$$D = 25 \text{ мм}, d = 2,5 \text{ мм}, L = 75 \text{ мм}, H = 450 \text{ мм}, l_1 / l_2 = 0,5, m_2 = 0,1 \text{ кг}, m_3 = 0,2 \text{ кг}, m_g = 36,8 \text{ г}, m_p = 13,2 \text{ г}, v_3 = 2,97 \text{ м/с}, v_1 = 3,37 \text{ м/с}.$$

**Акустическая модель для одномерной задачи.** В принятой постановке при давлениях до 300 МПа [11] движение жидкости в генераторе можно описать волновым уравнением линейной акустики для потенциала скорости  $\varphi$  со следующими начальными и граничными условиями

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} = \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2}, \quad (1)$$

$$\left. \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right|_{t=0} = 0, \quad \left. \frac{\partial \varphi}{\partial t} \right|_{t=0} = 0, \quad \left. \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right|_{x=x_p} = v_p, \quad \left. \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right|_{x=L} = 0, \quad (2)$$

где  $c_0$  – скорость звука в воде;  $x_p$  и  $v_p$  – координата и скорость поршня.

Потенциал скорости связан со скоростью и давлением соотношениями

$$v = \partial\varphi/\partial x, \quad p = -\rho_0 \partial\varphi/\partial t, \quad (3)$$

где  $\rho_0$  – плотность воды.

Движение поршня описывается уравнениями с начальными условиями

$$m \frac{dv_p}{dt} = -F_c p_p, \quad \frac{dx_p}{dt} = v_p; \quad v_p(0) = v_{p0}, \quad x_p(0) = 0, \quad (4)$$

где  $F_c$  и  $m$  – площадь и приведенная масса поршня,  $v_{p0}$  – начальная скорость поршня.

**Газодинамическая модель для одномерной задачи.** В этом случае одномерное движение идеальной сжимаемой жидкости описывалось системой уравнений нестационарной газовой динамики со следующими начальными и граничными условиями:

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \frac{\partial\rho v}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial\rho v}{\partial t} + \frac{\partial(p + \rho v^2)}{\partial x} = 0, \quad (5)$$

$$p = B \left[ (\rho/\rho_0)^n - 1 \right]; \quad (6)$$

$$v(0, x) = 0, \quad p(0, x) = 0, \quad 0 \leq x \leq L; \quad (7)$$

$$v(t, x_p) = v_p, \quad v(t, L) = 0.$$

Здесь  $n = 7,15$ ,  $B = 304,5$  МПа и  $\rho_0 = 10^3$  кг/м<sup>3</sup> – постоянные в *уравнении состояния воды в форме Тэма*. Движение поршня описывалось уравнением (4).

Скорость истечения струи  $v_s$  определялась по *уравнению Бернулли* для несжимаемой жидкости

$$v_s = \sqrt{2p(t, L)/\rho}. \quad (8)$$

Система (5 – 7) интегрировалась численно *методом Годунова* [10 – 12] на подвижной регулярной сетке размером до 5000 ячеек.

**Газодинамическая модель с учетом кавитации.** Известно, что вода практически не выдерживает растягивающих напряжений, и в ней возникает кавитация. Для обычной водопроводной воды кавитация возникает при давлении насыщающих паров, которое составляет около 0,002 МПа [14, 15]. Поскольку характерные давления для данной задачи составляют 10 МПа, то давление насыщающих паров не учитывалось, и считалось, что кавитация наступает, если расчетное давление становилось отрицательным ( $p \leq 0$ ). При расчете течений с кавитацией методом Годунова существенно усложняется алгоритм расчета [14, 15]. Однородная разностная схема с искусственной вязкостью позволяет относительно просто учесть кавитацию жидкости, что значительно упрощает алгоритм расчета [16, 17].

Уравнения движения с искусственной вязкостью в *лагранжевой форме* с начальными и граничными условиями запишем в виде [16 – 18]

$$\frac{d\rho}{dt} = -\rho \frac{\partial v}{\partial x}, \quad \frac{dv}{dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial(p+q)}{\partial x}, \quad \frac{de}{dt} = -\frac{(p+q)}{\rho} \frac{\partial v}{\partial x}; \quad (9)$$

$$v(0, x) = 0, \quad \rho(0, x) = \rho_0, \quad e(0, x) = 0, \quad x_p \leq x \leq L;$$

$$v(t, x_p) = v_p, \quad v(t, L) = v_L.$$

Здесь  $e$  – удельная внутренняя энергия,  $v_L$  – скорость жидкости, осредненная по торцу с учетом истечения струи,  $q$  – вязкое давление, которое представим суммой членов с линейной  $q_1$  и квадратичной  $q_2$  вязкостью [18]. Квадратичная вязкость  $q_2$  включается на ударных волнах, а линейная вязкость  $q_1$  сглаживает пульсации.

Уравнение состояния воды взято в форме, учитывающей кавитацию жидкости [12]

$$p = \begin{cases} nB(\rho/\rho_0 - 1) + \rho(n-1)e, & \text{если } p > p_{кр}; \\ p_{кр}, & \text{если } p \leq p_{кр}, \end{cases} \quad (10)$$

где  $p_{кр}$  – критическое давление, при котором возникает кавитация (в расчетах  $p_{кр} = 0$ ).

**Обсуждение результатов расчетов для одномерных моделей.** Ниже приведены некоторые результаты расчетов по предложенным моделям. На рис. 3 представлены графики зависимости давления на поршне от времени для разных моделей генератора струй. Истечение струи при этих расчетах не учитывалось. Кривая 1 – аналитическое решение [9], кривая 2 – численный расчет методом с искусственной вязкостью, 3 (кружочки) – расчет методом потенциала, 4 (крестики) – расчет методом Годунова.

Как видно, процессы в установке носят ярко выраженный волновой характер. Давление на поршне изменяется скачком через характерное время  $t_0 = 2L/c_0 \approx 0,102$  мс. В принятой постановке скачок давления  $\Delta p$  на поршне практически не зависит от количества отражений и равен удвоенному значению давления гидроудара  $\Delta p = 2\rho_0 c_0 v_{p0} \approx 10$  МПа. При численном решении к моменту времени  $t \approx 250$  мкс (после второго отражения волны от поршня и торца начинается кавитация жидкости – давление здесь падает до нуля (кривая 2).

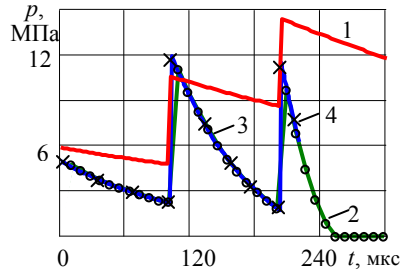


Рис. 3 – Давление на поршне.

Понижение давления и возникновение кавитации связано с торможением поршня и испусканием им волн разрежения. Аналитическое решение (кривая 1) дает завышенное значение давления и не приводит к кавитации, поскольку при аналитическом решении не учитывается движение поршня и истечение струи. Численный расчет выполнен по единому алгоритму, и все отражения учитываются автоматически. С появлением кавитации численный расчет проводился только методом с искусственной вязкостью, который

учитывал кавитацию жидкости по описанному выше алгоритму. Хорошее совпадение результатов расчетов, выполненных разными численными методами, подтверждает их достоверность.

На рис. 4 приведены графики зависимости давления на поршне и на торце камеры, скорости поршня и струи от времени, полученные при расчете методом с искусственной вязкостью (кривые 1, 2, 3 и 4 соответственно). Давление на поршне и на торце изменяется скачкообразно. Поршень быстро тормозится, испуская волны разрежения. К приходу отраженной от торца волны давление на поршне уменьшается почти в два раза, а затем падает более интенсивно, чем до прихода отраженной волны (кривая 1). Из графиков видно, что к моменту времени  $t \approx 250$  мкс на торце и на поршне возникает кавитация. Таким образом, на струе можно зарегистрировать экспериментально не более 3 пульсаций. Поршень к этому моменту движется в обратном направлении, его скорость немного меньше начальной скорости удара. Изломы на графике скорости поршня соответствуют приходу очередной волны сжатия.

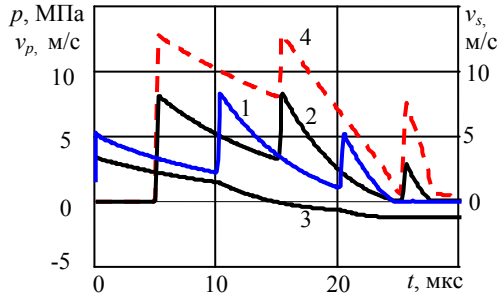


Рис. 4 – Результаты расчетов методом с искусственной вязкостью.

Можно отметить, что давление на торце и на поршне до прихода очередной волны сжатия, изменяется по экспоненциальному закону  $p = p_a e^{-\alpha t}$ , который широко используется при аналитических исследованиях динамического воздействия на преграды в жидкостях и газах. Например, для первой волны на торце  $p_a = \Delta p$ ,  $\alpha = 8,32 \text{ мс}^{-1}$ , а время отсчитывается в миллисекундах с момента отражения волны. Аппроксимация расчетной зависимости  $p_c(t)$  по методу наименьших квадратов дает значение  $\alpha = 8,32 \text{ мс}^{-1}$ , что хорошо совпадает с теорией для первой волны.

**Осесимметричная модель генератора.** В рамках этой модели осесимметричное движение жидкости описывалось уравнениями газовой динамики в следующей дивергентной форме [19 – 21]

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} &= -\frac{\rho v}{y}; \\ \frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u^2 + p)}{\partial x} + \frac{\partial \rho u v}{\partial y} &= -\frac{\rho u v}{y}; \\ \frac{\partial \rho v}{\partial t} + \frac{\partial \rho u v}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v^2 + p)}{\partial y} &= -\frac{\rho v^2}{y}. \end{aligned} \quad (11)$$

Здесь  $t$  – время,  $x$  и  $y$  – осевая и радиальная координаты,  $u$  и  $v$  –

осевая и радиальная компоненты скорости. Уравнение состояния воды использовалось в форме Тэта (14).

Начальные и граничные условия следующие:

$$u(0, x, r) = 0, \quad v(0, x, r) = 0; \quad p(0, x, r) = p_a, \quad x, r \in G; \quad (12)$$

$$v|_{S_{cyl}} = 0, \quad p|_{S_{in}} = p_a, \quad u|_{S_{tor}} = 0. \quad (13)$$

Здесь  $G$  – область, занятая жидкостью,  $S_{cyl}$  – боковая поверхность цилиндрической камеры,  $S_{in}$  – площадь поверхности отверстия в торце камеры,  $S_{tor}$  – площадь торца камеры без отверстия. На поршне ставилось условие равенства скоростей поршня и осевой компоненты жидкости. Закон движения поршня определялся уравнениями (4). Поставленная задача решалась численно методом Годунова на регулярной сетке, максимальный размер которой составлял  $1800 \times 300$  ячеек по осям  $x$  и  $r$ .

Расчеты, выполненные в осесимметричной постановке, позволили оценить адекватность одномерной модели импульсного генератора струй и исследовать особенности пространственного течения вблизи отверстия, из которого истекала импульсная струя жидкости.

На рис. 5 приведены зависимости параметров импульсного генератора струй от времени, полученные при расчете в двумерной постановке: 1 – давление на поршне, 2 – давление в центре отверстия из которого истекает струя, 3 – давление в углу рабочей камеры, 4 – скорость истечения в центре струи.

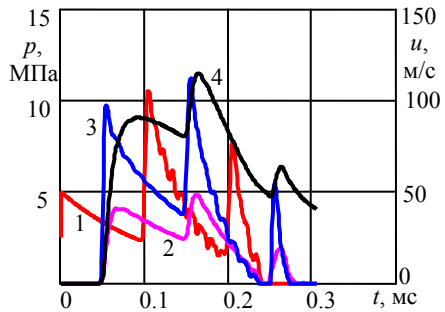


Рис. 5 – Зависимость параметров от времени.

Давление на поршне для двумерной и одномерной моделей имеет ярко выраженный волновой характер. Пульсации давления происходят с периодом около 0,102 мс, что соот-

ветствует времени распространения волны от поршня до торца и обратно. Но для двумерной модели на графиках давления видны пульсации с периодом около 11 мкс, которых нет для одномерной модели. Эти пульсации обусловлены не продольными, как для одномерной модели, а поперечными волнами. Эти волны возникают, когда начинается истечение импульсной струи, и распространяются в поперечном направлении от отверстия до боковой поверхности рабочей камеры и обратно. Время распространения поперечных волн, рассчитанное по геометрическим размерам установки, соответствует периоду пульсаций на графиках давления. Скорость истечения струи в центре отверстия (кривая 4) так же носит пульсирующий характер, полностью повторяя график изменения давления со временем (кривая 4). При первой пульсации скорость истечения струи достигает 90 м/с, а при второй – 120 м/с, что является максимальным значением для генератора данной конструкции. В дальнейшем скорость истечения струи быстро уменьшается, продолжая пульсировать согласованно с волновыми процессами в установке.

Для двумерной постановки давление на поршне практически одинаково по всему поперечному сечению. А вот на торце рабочей камеры давление сильно изменяется по поперечному сечению (кривые 2 и 3). В центре отверстия давление значительно меньше, чем в углу камеры генератора. Давление в углу камеры близко к давлению, рассчитанному по одномерной модели. Поэтому расчеты скорости струи в одномерной постановке по уравнению Бернулли дают завышенное значение, поскольку они соответствуют максимальному давлению на торце рабочей камеры.

На рис. 6 приведено распределение параметров течения в торцевом сечении рабочей камеры генератора по радиусу на момент времени  $t = 0,1$  мс, близкий к характерному времени процесса. Здесь: 1 – давление, 2 – осевая скорость, 3 – радиальная компоненты скорости. На графиках четко видна зона резкого изменения параметров течения вблизи отверстия, граница которого отмечена штрихом на рисунке. Профиль осевой скорости в поперечном сечении отверстия хорошо заполненный (кривая 2), осевая скорость достигает 90 м/с. Давление на торец рабочей камеры (кривая 1) почти постоянное и резко изменяется при переходе в отверстие. Радиальная скорость (кривая 3) направлена к оси установки, максимального значения около 25 м/с достигает на границе отверстия. Внутри отверстия радиальная скорость уменьшается при приближении к оси симметрии практически линейно.

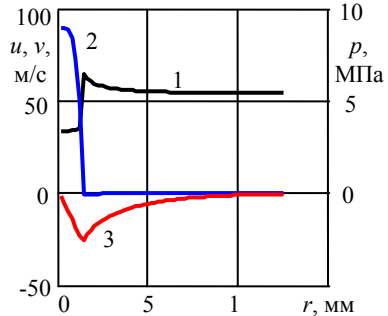


Рис. 6 – Распределение параметров по радиусу на торце.

**Заключение.** Численно исследовано течение жидкости в импульсном генераторе струй в одномерной и двумерной постановке с учетом истечения струи, движения поршня и кавитации жидкости. Для расчета течений с кавитацией развит метод с искусственной вязкостью.

Показано, что процессы в генераторе носят ярко выраженный волновой характер, который приводит к пульсациям давления, скорости истечения струи и возникновению кавитации жидкости. Расчеты в одномерной постановке для разных моделей хорошо совпадают, что указывает на адекватность этих моделей. Аналитическое решение удовлетворительно описывает только начальную стадию процесса.

Расчеты в осесимметричной постановке хорошо согласуются с одномерными моделями. Поэтому основные гидродинамические параметры импульсного генератора (скорость истечения струи, давление внутри установки, период пульсаций) можно рассчитывать в одномерной постановке. В осесимметричной постановке обнаружены поперечные волны, амплитуда которых на порядок меньше амплитуды продольных волн.

**Список литературы:** 1. Dunne B., Cassen B. Velocity discontinuity instability of liquid jet // Journal of Applied Physics. 1956. Vol. 27, № 6. P. 577 – 582. 2. Noumi M., Yamamoto K. Flow characteristics and impact phenomena of pulsed water jets // Proceeding of the Third Pacific Rim International Conference on Water Jet Technology, Tainan, Taiwan, Nov. 30 – Dec. 2, 1992, pp. 47 – 58. 3. Edney B. Ex-



perimental studies of pulsed water jets // Proceeding of the 3rd International Symposium on Jet Cutting Technology (Chicago, Illinois: May, 1976), paper B2, 11 – 26. **4. Daniel I.M.** et al. Photoelastic study of water jet impact // Proceeding of the 2nd International Symposium on Jet Cutting Technology (Cambridge, England: 2nd-4th April, 1974). – Paper A1, pp. A1 – 1, A1 – 18. **5. Daniel I.** Experimental studies of water jet impact on rock and rocklike materials. // Proceeding of the 3rd International Symposium on Jet Cutting Technology (Chicago, Illinois: May, 1976), paper B3, 27 – 46. **6. Field J.E.** Stress waves, deformation and fracture caused by liquid impact. – Phil Trans. A, 1966, vol. 260, N1110, p. 86 – 93. (Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A). **7. Field J.E., Lesser M. B.** On the mechanics of high speed liquid jets // Philosophical Transactions of the Royal Society of London. – 1977. – A357, № 1689. – P. 143 – 162. **8. Малошевский П.П.** О механизме формирования кумулятивных струй при метании жидкости плазменным ускорителем // Механика жидкости и газа. 1988. – №5. – С. 39 – 44. **9. Поздеев В.А.** Нестационарная периодическая структура струи, вызванная импульсным движением поршня в струйном генераторе // Механика жидкости и газа. 1996. – №4. – С. 172 – 178. **10. Атанов Г.А.** Обобщение метода С. К. Годунова на расчет течений с отколом // Журнал вычислительной математики и математической физики. – 1978. – №6. – С. 1607 – 1612. **11. Атанов Г. А.** Гидроимпульсные установки для разрушения горных пород. К.: Вища школа, 1987. – 155 с. **12. Семко А.Н.** Импульсные струи жидкости высокого давления. – Донецк: Вебер (Донецкое отделение), 2007. – 149 с. **13. Бирнгоф Г., Сарантонелло Э.** Струи, следы и каверны. – М.: Мир, 1964. – 466 с. **14. Галиев Ш. У.** Динамика гидроупругопластических систем. – Киев: Наук. Думка. – 1981. – 276 с. **15. Semko A.N.** Non-stationary cavitation of a liquid in pulse processes // Proceedings of International Summer Scientific School «High Speed Hydrodynamics» (HSH 2002, June 16 – 23, 2002). – Cheboksary, Russian/ Washington, USA: Cheboksary, Russian, 2002. P. 377 – 381. **16. Атанов Г., Русанова О., Семко А.** Unsteady cavitation in the impulse and wave processes // Fifth International Symposium on Cavitation (cav2003). Osaka, Japan, November 1 – 4, 2003. – P. 1 – 7. Paper Cav03-OS-7-002. **17. Русанова О.А., Семко А.Н.** Моделирование нестационарной кавитации // Вісник Донецького університету, Серія А. Природничі науки. – 2003. – Вип. 1. – С. 148 – 156. **18. Уилкинс М. Л.** Расчет упруго пластических течений // Вычислительные методы в гидродинамике. – М: Мир, 1967. – С. 212 – 264. **19. Рождественский Б.Л., Яненкою Н.Н.** Системы квазилинейных уравнений. – М.: Наука, 1978. – 687 с. **20. Лойцянский Л. Г.** Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1987. – 840 с. **21. Численное решение многомерных задач газовой динамики / Под ред. Годунова С.К.-М.: Наука, 1976. – 400 с.**

**Bibliography (transliterated):** **1. Dunne, B., and B. Cassen.** "Velocity discontinuity instability of liquid jet." *Journal of Applied Physics*. Vol. 27. No. 6. 1956. 577–582. Print. **2. Noumi, M., and K. Yamamoto.** "Flow characteristics and impact phenomena of pulsed water jets." *Proceeding of the Third Pacific Rim International Conference on Water Jet Technology (Tainan, Taiwan, Nov. 30–Dec. 2)* (1992): 47–58. Print. **3. Edney, B.** "Experimental studies of pulsed water jets." *Proceeding of the 3rd International Symposium on Jet Cutting Technology (Chicago, Illinois, May)* B2 (1976): 11–26. Print. **4. Daniel, I. M., et al.** "Photoelastic study of water jet impact." *Proceeding of the 2nd International Symposium on Jet Cutting Technology (Cambridge, England: 2nd-4th April)* A1 (1974): 1–18. Print. **5. Daniel, I.** "Experimental studies of water jet impact on rock and rocklike materials." *Proceeding of the 3rd International Symposium on Jet Cutting Technology (Chicago, Illinois, May)* B3 (1976): 27–46. Print. **6. Field, J. E.** "Stress waves, deformation and fracture caused by liquid impact." *Phil Trans. A*. Vol. 260. No. 1110. 1966. 86–93. Print. **7. Field, J. E., and M. B. Lesser.** "On the mechanics of high speed liquid jets." *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*. Vol. A357. No. 1689. 1977. 143–162. Print. **8. Malushevskij, P. P.** "O mehanizme formirovaniya kumuljativnyh struj pri metanii zhidkosti plazmennym uskoritelem." *Fluid Mechanics*. No. 5. 1988. 39–44. Print. **9. Pozdeev, V. A.** "Nestacionarnaja periodicheskaja struktura strui, vyzvannaja impul'snym dvizheniem porshnja v strujnom generatore." *Fluid Mechanics*. No. 4. 1996. 172–178. Print. **10. Atanov, G. A.** "Obobshenie metoda S. K. Godunova na raschet techenij s otkolom." *Journal of Computational Mathematics and Mathematical Physics* No 6 (1978): 1607–1612. Print. **11. Atanov, G. A.** *Gidroimpul'snye ustanovki dlja razrushenija gornyh porod*. Kiev: Vyshha shkola, 1987. Print. **12. Semko, A. N.** *Impul'snye strui zhidkosti vysokogo davlenija*. Donetsk: Veber, 2007. Print. **13. Birngof, G., and Je. Sarantonello.** *Strui, sledy i kaverny*. Moscow: Mir, 1964. Print. **14. Galiev, Sh. U.** *Dinamika gidrouprugoplasticheskijh sistem*. Kiev: Naukova Dumka, 1981. Print. **15. Semko, A. N.** "Non-stationary cavitation of a liquid in pulse processes." *Proceedings of International Summer Scientific School «High Speed Hydrodynamics» (HSH 2002, Cheboksary, Russian / Washington, USA, June 16–23)* (2002): 377–381. Print. **16. Atanov, G., O. Rusanova and A. Semko.** "Unsteady cavitation in the impulse and wave processes." *Fifth International*

*Symposium on Cavitation (Osaka, Japan, November 1–4) (2003): Cav03-OS-7-002. 1–7. Print. 17. Rusanova, O. A., and A. N. Semko. "Modelirovanie nestacionarnoj kavitacii." *Bulletin of Donetsk National University: Ser.: A. Natural sciences*. Vol. 1. 2003. 148–156. Print. 18. Wilkins, M. L. *Raschet uprugo plasticheskikh techenij. Vychislitelnye metody v gidrodinamike*. Moscow: Mir, 1967. Print. 19. Rozhdestvenskij, B. L., and N. N. Janenko. *Sistemy kvazilinejnyh uravnenij*. Moscow.: Nauka, 1978. Print. 20. Lojczanskiy, L. G. *Mechanika zhidkosti i gaza*. Moscow: Nauka, 1987. Print. 21. *Chislennoe reshenie mnogomernyh zadach gazovoj dinamiki*. Ed. S. K. Godunov. Moscow: Nauka, 1976. Print.*

*Поступила (received) 16.12.2014*

УДК 621.646.42

**С.А. ШЕВЧЕНКО**, аспирант, ведущий инж.-констр. ГП «КБ «Южное»,  
Днепропетровск;  
**А.Л. ГРИГОРЬЕВ**, д-р техн. наук, проф., НТУ «ХПИ»;  
**М.С. СТЕПАНОВ**, д-р техн. наук, проф., НТУ «ХПИ»

### **УТОЧНЕНИЕ МЕТОДА ИНВАРИАНТОВ ДЛЯ РАСЧЁТА ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГАЗА В ТРУБОПРОВОДАХ ПНЕВМОСИСТЕМЫ ЗАПУСКА РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

Выполнен анализ процессов теплообмена газа со стенками в магистральных, подающих газ к турбонасосному агрегату, и в трубопроводах управления клапанами пневмосистемы запуска ракетного двигателя многократного включения. Показано, что течение газа по расходным магистральям допустимо считать адиабатическим, а по трубопроводам управления – изотермическим. Выполнено уточнение метода инвариантов Римана, позволяющее учесть неизоэнтропийный характер течения в выпускной магистрали, а также газодинамическое сопротивление трубопроводов.

**Ключевые слова:** газодинамический расчёт; континуальные модели трубопроводов; одномерные течения; фактор газодинамического сопротивления; пневмосистема запуска.

**Введение и задачи исследования.** В жидкостных ракетных двигателях (ЖРД) многократного включения для верхних ступеней ракет-носителей разработки ГП «Конструкторское бюро «Южное» применяются системы запуска, в которых раскрутка турбонасосного агрегата осуществляется сжатым газом. В этих системах используются высокорасходные пневмоуправляемые регуляторы давления, которые поддерживают постоянное давление газа на входе в коллектор пусковой турбины. Регулятор является основным агрегатом, определяющим переходные процессы в пневмосистеме запуска при её вступлении в работу и при выключении. Для выбора оптимальных конструктивных параметров регулятора на стадии проектирования важной задачей является разработка математической модели, описывающей динамические характеристики всей пневмосистемы запуска.

В работах [1, 2] эта задача рассмотрена на примере двигателя РД861К (рис. 1), в систему запуска которого кроме регулятора 5 входят шаробаллон высокого давления 1, трубопроводы 2 и 6 и пневмоклапан 4, установленный на входе в регулятор 5. Давление в управляющие полости пневмоклапана 4 и регулятора 5 подается от линии управляющего давления, которая включает в