

# Расчет и конструирование

УДК 621.69 + 532.51

DOI: 10.14529/engin160101

## ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ ГИДРОДИНАМИКИ В СТРУЙНОМ НАСОСЕ

**С.Ю. Битюцких, Е.К. Спиридонов**

*Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск*

Выполнен обзор исследований струйного насоса. Показано, что его расчет основывается, как правило, на квазиодномерных моделях, базирующихся на уравнениях баланса расходов, энергии, количества движения. Одномерные теории устанавливают взаимосвязь параметров потоков на входе и выходе аппарата и его составных частей. Определение распределения параметров вдоль эжектора не представляется возможным. Это затрудняет, с одной стороны, более полное понимание рабочего процесса, а с другой – оптимальное профилирование проточной части аппарата. Метод CFD позволяет детально проанализировать рабочий процесс насоса. Об этом свидетельствуют публикации, посвященные исследованию влияния формы проточной части на энергетические и кавитационные характеристики насоса.

Целью настоящей работы являлось получение численной модели течения жидкости в проточной части струйного насоса, определение полей скорости и давления в области вовлечения пассивной среды в спутное со струей движение.

Представлены материалы лабораторных испытаний струйного насоса и численная модель течения жидкости. Модель основывалась на уравнениях: неразрывности; Навье–Стокса; переноса кинетической энергии турбулентности  $k$  и относительной скорости диссипации  $\epsilon$  этой энергии. Численная модель решалась в программном комплексе ANSYS Fluent. Лабораторные испытания струйного насоса проводились на стенде в лаборатории кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы» ЮУрГУ. Струйный насос выполнен с коническим соплом, открытой приемной камерой, цилиндрическо-диффузорной смесительной камерой, диффузором. В опытах измерялись объемные расходы активного и общего потоков жидкости; статические давления перед соплом, на входе в смесительную камеру и выходе из насоса; температура жидкости.

Сопоставлены результаты лабораторного и численного исследований. Доказана правомерность предложенной численной модели течения жидкости в проточной части струйного насоса. Рассчитаны поля скорости и давления в приемной и смесительной камерах насоса при нескольких противодавлениях. Доказано, что последнее влияет не только на распределение скорости и давления в смесительной камере, но и в приемной на участке от среза сопла до входного сечения камеры смешения. При этом наибольшая неравномерность распределения давления наблюдается в плоскости среза сопла, а скорости – во входном сечении смесительной камеры. Струйное течение активного потока в приемной камере является неизобарическим. Наибольший локальный провал давления наблюдается у кромок сопла, что при равенстве минимального давления значению давления насыщенных паров приводит к генерации пара и кавитационным явлениям в струйном насосе.

*Ключевые слова: струйный насос, математическая модель, турбулентность, численное трехмерное моделирование, лабораторные испытания, верификация, поля скорости и давления, кавитация.*

Струйные насосы (эжектора) применяются в различных областях техники более двухсот лет в качестве насоса-смесителя; насоса для транспорта газов, жидкостей, твердых сыпучих материалов, либо их смесей; вакуум-насоса. В течение этого времени рождались и уточнялись методики расчета, совершенствовалась конструкция, обосновывались оптимальные режимы работы аппарата, что позволило повысить эффективность эжектора и значительно расширить область их применения.

## Расчет и конструирование

Исключительная простота конструкции, несложность изготовления, отсутствие подвижных частей обуславливают несравнимую ни с какими другими типами насосов надежность эжектора, малые габариты, небольшой вес, низкую стоимость. В отличие от объемных или центробежных насосов, которые имеют стандартизированный номенклатурный ряд выпускаемых предприятием машин, струйные насосы приходится проектировать для каждой системы индивидуально. Данная особенность обусловлена тем, что эжектор при конкретных рабочих параметрах принимает индивидуальные геометрические параметры.

Расчет струйного насоса основывается на квазиодномерных теориях Соколова и Зингера – ВТИ [1], Лямаева, Сазонова – РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина [2, 3], Подвидза и Кирилловского – МВТУ им. Баумана [4], Темнова и Спиридонова – ЮУрГУ [5], Фридмана [6], Каменева, Боровых [7], Sanger – НАСА [8], Cunningham – университет Пенсильвании, США [9], Grunping [10], Reddy и Kar [11], Hatzivramidis [12]. Все одномерные методики расчета базируются на основных уравнениях механики жидкости и газа: баланса расходов, энергии, количества движения. При этом, как правило, неравномерностью распределения давления и скорости в контрольных живых сечениях пренебрегают, а при расположении среза сопла в приемной камере давление в струе вплоть до входного раструба смесительной камеры принимают равным давлению пассивного потока на входе в эжектор. Отличие теорий заключается в том, что авторы по-разному записывают исходные уравнения, удельную энергию потоков в контрольных сечениях, потери удельной энергии в проточной части струйного насоса. Одномерные теории устанавливают взаимосвязь параметров потоков на входе и выходе эжектора и его составных частей: сопла, смесительной камеры, диффузора. Определение распределения параметров вдоль эжектора не представляется возможным. Это затрудняет, с одной стороны, более полное понимание рабочего процесса, а с другой – оптимальное профилирование проточной части аппарата.

Применение численного исследования позволяет более детально проанализировать рабочий процесс струйного насоса, изучить влияние формы проточной части на энергетические и кавитационные характеристики аппарата и, как следствие, повысить его энергоэффективность. Численному исследованию работы струйных насосов посвящено большое количество публикаций. Авторы статьи [13] выполнили серию экспериментальных и численных исследований эжектора для ядерного реактора. В работе анализировалось влияние различных сопловых аппаратов, положение сопла, режима течения, шероховатости стенки и геометрии смесительной камеры на энергетические характеристики эжектора. Исследователи проводили численное моделирование в программном комплексе StarCD CFD, где была принята  $k - \epsilon$  модель турбулентности. Aldas и Yarıci [14], в программном комплексе Fluent, численно исследуют влияние шероховатости внутренней стенки проточной части эжектора на его энергетические характеристики. Предварительно авторы сравнивают с физическим экспериментом данные численных моделирований, рассчитанных при четырех моделях турбулентности:  $k - \epsilon$ , RSM, SST  $k - \omega$  и transition SST. Последняя модель показала лучший результат. Публикации [15–18] посвящены исследованию влияния геометрии соплового устройства на энергетические характеристики и рабочий процесс струйного аппарата, а именно, Sun [16] – изучал влияние угла раскрытия сопла, Long [15] – влияние толщины кромки сопла, Winoto [17] – исследовал эжектор с тремя различными соплами (круглым, квадратным и треугольным). Численное моделирование Sun и Long проводили в программном комплексе Fluent, где была принята  $k - \epsilon$  модель турбулентности.

Целью настоящей работы являлось получение численной модели течения жидкости в проточной части эжектора, определение полей скорости и давления в области вовлечения пассивной среды в спутное со струей движение, т. е. в приемной и смесительной камерах. Для этого проводились лабораторные испытания конкретного струйного насоса, в программном комплексе ANSYS Fluent составлена численная модель течения жидкости в его проточной части, сопоставлены характеристики, полученные опытным путем и численным исследованием.

Численное моделирование основывалось на решении системы уравнений гидродинамики для несжимаемой жидкости, включающие [19]:

уравнение неразрывности

$$\frac{d\vec{V}_x}{dx} + \frac{d\vec{V}_y}{dy} + \frac{d\vec{V}_z}{dz} = 0, \quad (1)$$

уравнение Навье–Стокса, осредненное по Рейнольдсу

$$\frac{d\bar{V}}{dt} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \frac{\mu}{\rho} \nabla^2 \bar{V} - g, \quad (2)$$

уравнение  $k - \varepsilon$  модели турбулентности: переноса кинетической энергии турбулентности  $k$  и относительной скорости диссипации  $\varepsilon$  этой энергии соответственно

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho k + \nabla \left[ \rho k \bar{V} - \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] = \mu_t \cdot \nabla (\nabla \bar{V} + \nabla \bar{V}) - \rho \varepsilon, \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \varepsilon + \nabla \left[ \rho \varepsilon \bar{V} - \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \cdot \nabla (\nabla \bar{V} + \nabla \bar{V}) - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (4)$$

где  $\bar{V}$  – вектор скорости;  $x, y, z$  – декартовы координаты;  $t$  – время;  $\rho$  – плотность;  $p$  – статическое давление;  $\mu$  – молекулярная вязкость;  $g$  – ускорение свободного падения;  $\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$  – турбулентная вязкость;  $\sigma_k = 1, \sigma_\varepsilon = 1,2, C_{\varepsilon 1} = 1,44, C_{\varepsilon 2} = 1,9, C_\mu = 0,09$  – эмпирические коэффициенты.

Лабораторные испытания струйного насоса выполнены на стенде в лаборатории кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы» ЮУрГУ. Принципиальная схема лабораторного стенда представлена на рис. 1. Стенд состоит из исследуемого эжектора СН, насоса Н, бака с рабочей жидкостью Б, вентиля В и задвижки З, системы подогрева масла, соединительных трубопроводов и измерительных приборов. Насос, способный подавать  $Q = 3,14$  л/с масла при давлении  $P = 1,0$  МПа, создает циркуляцию масла через эжектор СН, установленный вертикально в баке. Для изменения температуры масла в баке установлены два нагревателя, мощностью 300 Вт каждый. Рабочая жидкость - турбинное масло Тп-22.

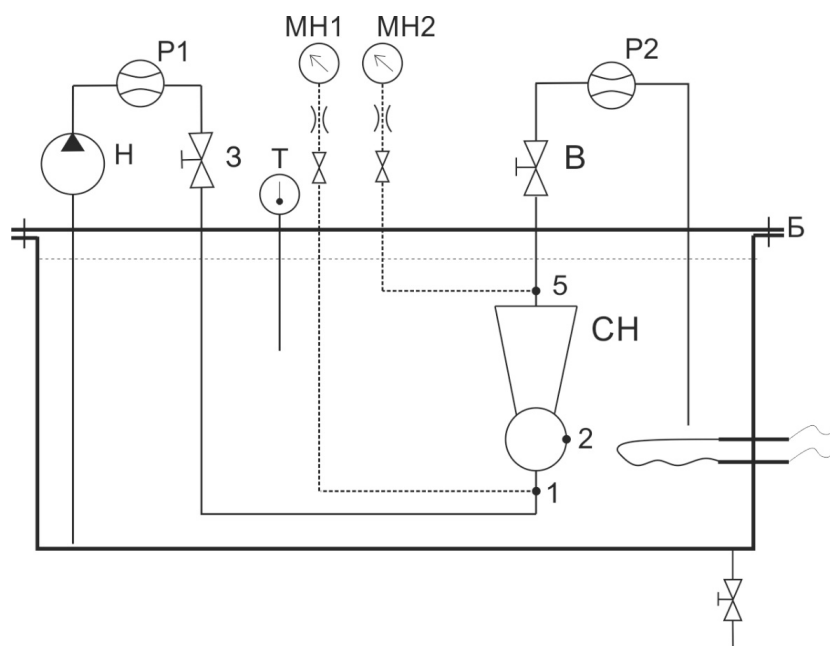


Рис. 1. Принципиальная схема лабораторного стенда

Конструкция проточной части исследуемого эжектора представлена на рис. 2. Основными элементами аппарата являются коническое сопло 1 ( $d_0 = 8,65$  мм,  $\theta = 20^\circ$ ), цилиндрическо-диффузорная камера смешения 2 ( $d_3 = 20$  мм,  $\theta_1 = 3^\circ$ ) и диффузор 3 с углом раскрытия  $\theta_2 = 8^\circ$ . Сопло ввернуто во фланец 4, соединенный с линией активного потока, а смесительная камера 2 – во фланец 5. Благодаря тому, что оба фланца соединены между собой шпильками 6, обеспечивается соосность сопла и смесительной камеры, а также возможность установления необходимого

## Расчет и конструирование

расстояния  $l_c$  между ними. Активный поток поступает в смесительную камеру через сопло, пассивный поток – через щель, между фланцами 4 и 5.

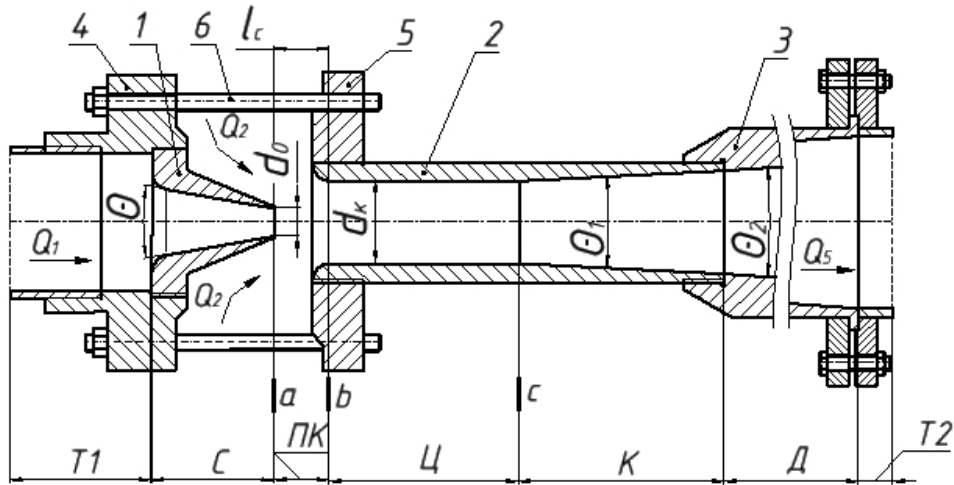


Рис. 2. Конструкция проточной части исследуемого эжектора

При проведении опытов, избыточное давление активного потока  $P_1$  регулировалось задвижкой 3, а противодавление  $P_5$  - вентилем. Объемные расходы  $Q_1$  и  $Q_5$  потоков измерялись расходомерами турбинного типа  $P1$  и  $P2$ , а статическое давление – манометрами МН1 и МН2. Избыточное давление в баке поддерживалось постоянным  $P_2 = - 3,3$  кПа. Температура масла  $t$  в опытах изменялась от 30 до 70 °С, а число Рейнольдса от 3000 до 25000. Некоторые результаты опытов приведены в табл. 1.

Результаты опытов

Таблица 1

$t, ^\circ\text{C}$	$P_1, \text{кПа}$	$P_5, \text{кПа}$	$Q_1, \text{л/с}$	$Q_5, \text{л/с}$
30	600	105	2,02	4,13
		100		4,36
		93		4,56
		83		4,64
		73		5,18
		62		5,32

По данным опытов рассчитывались основные безразмерные параметры эжектора: относительный перепад полных давлений

$$\Delta \bar{p}_3 = \frac{\bar{P}_5 - \bar{P}_2}{\bar{P}_1 - \bar{P}_2}, \quad (5)$$

и коэффициент эжекции  $\alpha$

$$\alpha = \frac{Q_5 - Q_1}{Q_1}, \quad (6)$$

где  $\bar{P}_i = P_i + \rho \frac{V_i^2}{2}$  – полное давление в  $i$  сечении эжектора;  $Q_1, Q_5$  – объемные расходы активного потока и потока смеси.

На рис. 3 маркерами обозначены опытные точки, а в табл. 2 результаты обработки опытных данных по формулам 5 и 6.

Согласно представленным выше геометрическим размерам исследуемого эжектора, были построены трехмерные расчетные сетки, одна из которых показана на рис. 4. Расчетные сетки – неструктурированные. Ячейки в ядре потока представляли собой форму тетраэдра, а на периферии, вблизи твердых стенок, созданы слои призматических ячеек для достижения равномерной точно-

сти расчета. В области сопла и кольцевого зазора на входе пассивного потока в камеру смешения производилось сгущение элементов сетки. Общее количество расчетных ячеек – более 2 млн.

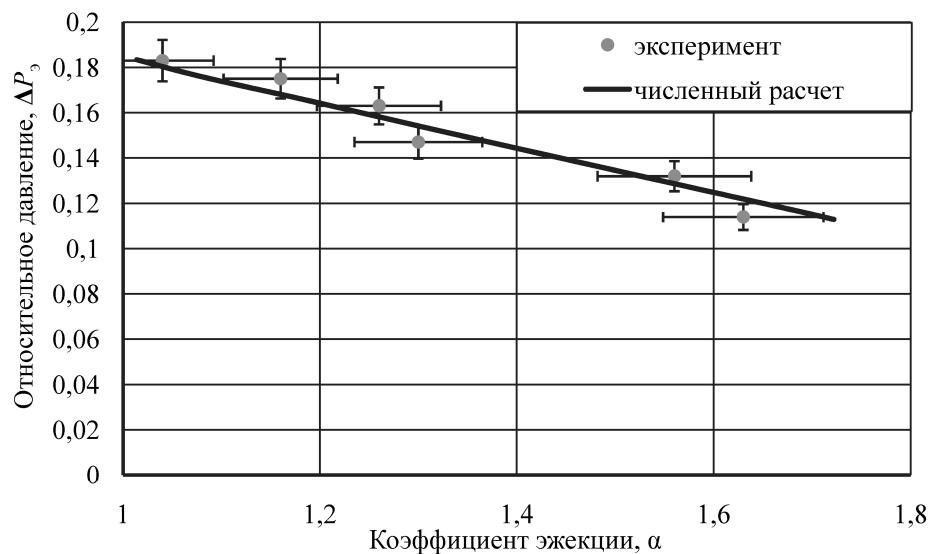


Рис. 3. Безразмерная характеристика эжектора

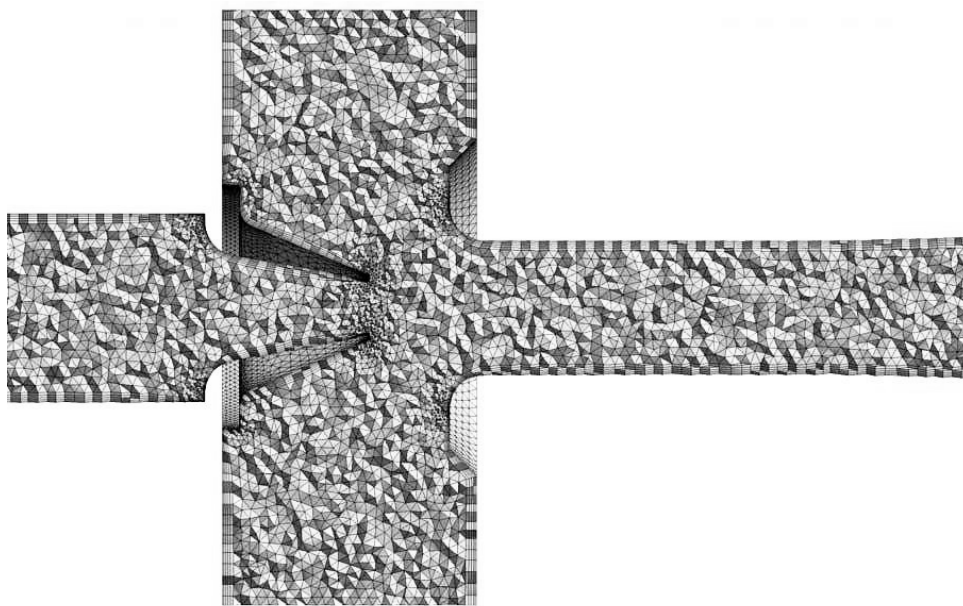


Рис. 4. Расчетная сетка эжектора

Граничные условия при расчете течения в насосе на входе активного потока задавались средней скоростью, а пассивного и потока смеси – давлением. Численный расчет проводился в поле силы тяжести, в шкале абсолютного давления. Продольная ось эжектора располагалась параллельно вектору свободного падения. Вычисления были проведены на суперкомпьютере «Торнадо ЮУрГУ». Некоторые результаты численного расчета представлены в табл. 2 и на рис. 3 в виде зависимости перепада полных давлений от коэффициента эжекции.

Анализ данных физического эксперимента и численного моделирования свидетельствует о том, что погрешность расчета в большинстве случаев не превышает 5 % (см. табл. 2). В целом совпадение данных следует признать удовлетворительным, что свидетельствует о правомерности представленной математической модели программного комплекса ANSYS Fluent в трехмерной постановке с использованием стандартной  $k-\epsilon$  модели турбулентности течения жидкости в эжекторе и возможности ее применения для расчета полей скорости и давления.

## Расчет и конструирование

Распределения давления и скорости жидкости вдоль проточной части насоса для двух противо-давлений  $P_5$  изображены на рис. 5.

Таблица 2

Сравнение расчетных и опытных данных

По относительному давлению			По коэффициенту эжекции		
Эксперимент	Численный расчет	$\sigma_{абс}, \%$	Эксперимент	Численный расчет	$\sigma_{абс}, \%$
0,182	0,183	0,3	1,04	1,01	2,5
0,175	0,176	0,3	1,16	1,08	6,6
0,163	0,165	1,3	1,26	1,19	5,6
0,147	0,149	1,6	1,3	1,35	3,7
0,132	0,135	2,0	1,56	1,50	3,9
0,114	0,117	2,9	1,63	1,68	2,9

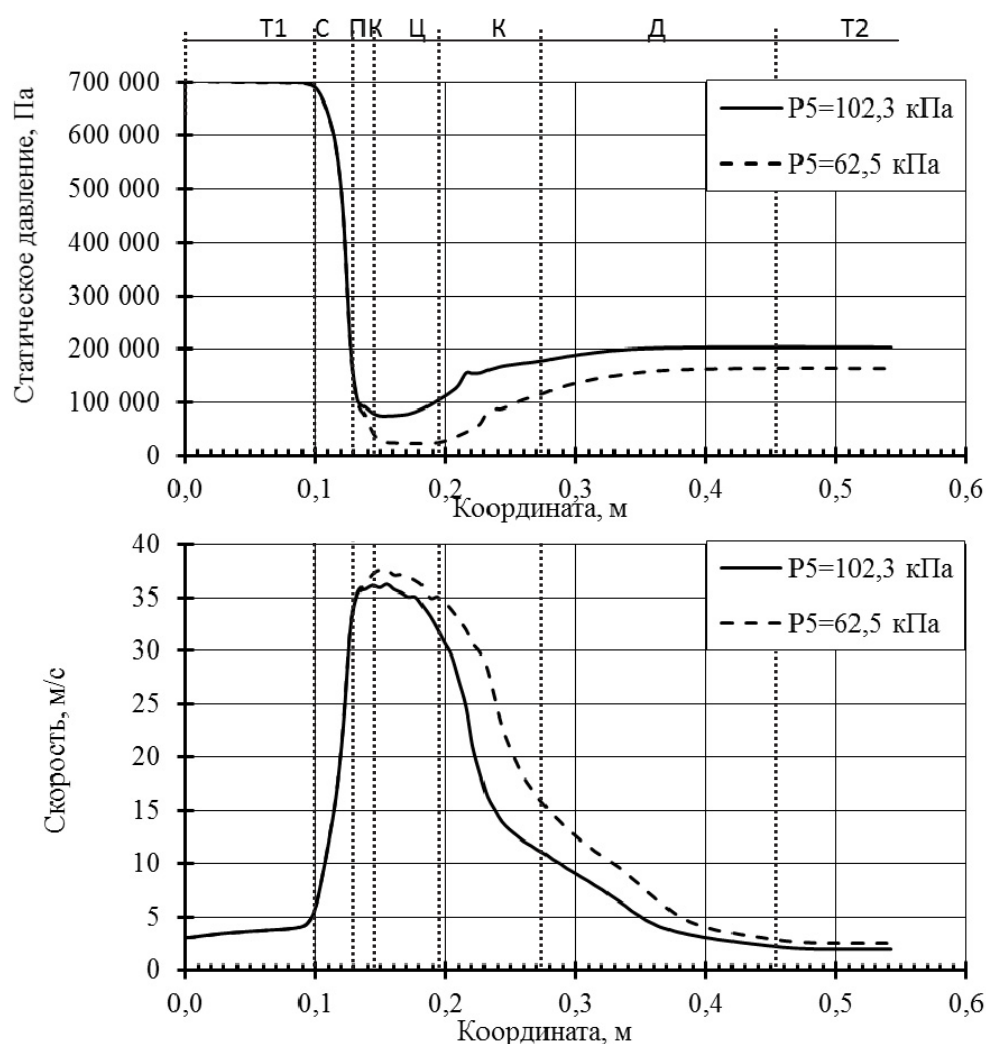


Рис. 5. Распределение статического давления и скорости в продольном сечении эжектора

Видно, что в подводящем канале (Т1) и сопловом устройстве (С) влияние противо-давления на продольные изменения скорости и давления не наблюдается. За соплом, вниз по потоку, противо-давление оказывает значительное влияние на распределение параметров вдоль эжектора. В подводящем канале активный поток постепенно увеличивает скорость. Далее происходит интенсивный разгон активного потока и снижение давление в сопловом устройстве. В приемной

камере, на участке между соплом и входом в смесительную камеру, происходит дальнейшее снижение давления и, как следствие, дополнительный разгон активного потока. Причем, разгон потока становится более интенсивным при уменьшении противодействия. Данная картина свидетельствует о том, что струйное течение активного потока вплоть до входа в смесительную камеру не является изобарическим. В смесительной камере (Ц и К) давление повышается, а скорость снижается: это обусловлено интенсивным энергообменом при смешении активного и пассивного потоков. В диффузоре (Д), дальнейшее повышение статического давления происходит за счет трансформации части кинетической энергии в потенциальную.

На рис. 6–7 показаны распределения давления и скорости в нескольких поперечных сечениях, а именно: на срезе сопла (сечение а), во входе (сечение б) и выходе (сечение с) из цилиндрической части смесительной камеры.

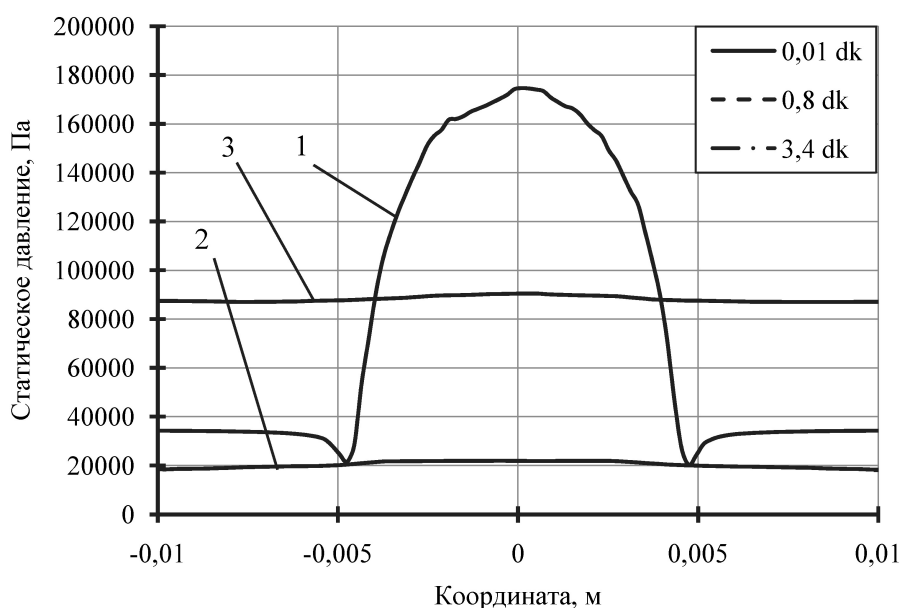


Рис. 6. Распределение статического давления в поперечных сечениях эжектора

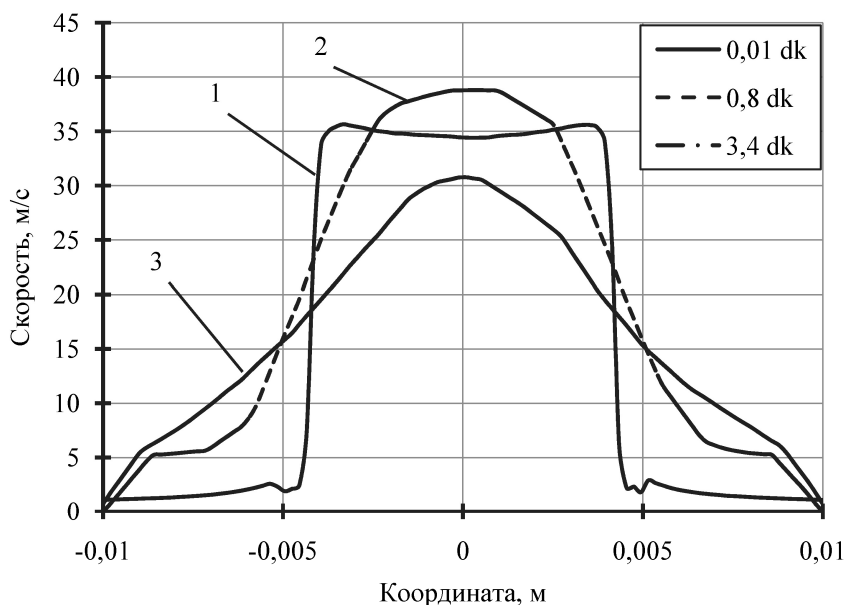


Рис. 7. Распределение скорости в поперечных сечениях эжектора

## Расчет и конструирование

Видно, что на срезе сопла (сечение а) распределение скорости оказывается практически равномерным, что обусловлено гидравлически совершенным профилированием сопла. Значение скорости у активного потока составляет примерно 35 м/с, а у пассивного потока – 2...3 м/с (см. рис. 7). Распределение давления в плоскости среза сопла является неравномерным. У активного потока давление возрастает от 20 кПа у кромки сопла до 175 кПа на оси, а у пассивного потока уменьшается от 35 до 20 кПа у кромки сопла. Таким образом, у кромок сопла происходит локальный провал давления, чем вызваны генерация пара и кавитационные явления в струйном насосе при равенстве минимального давления значению давления насыщенных паров [20, 21]. На участке между срезом сопла и входом в смесительную камеру происходит выравнивание давления. В смесительной камере, а именно, в нормальных сечениях *b* и *c* (см. рис. 2), распределение давления становится практически равномерным (см. линии 2 и 3 на рис. 6).

Выводы:

1. Сопоставление результатов физического эксперимента с численным исследованием свидетельствует о правомерности составленной модели течения жидкости в проточной части эжектора.
2. Допущение о равномерности распределения скорости и давления в нормальных сечениях проточной части эжектора и изобарическом струйном течение активного потока до входа в смесительную камеру не соответствует действительности. Наибольшая неравномерность распределения давления наблюдается в плоскости среза сопла, а скорости – во входном сечении смесительной камеры.
3. У кромок сопла образуется область с локальным провалом давления, которая при снижении давления до величины насыщенных паров является источником генерации пара и, как следствие, кавитации в струйном насосе.

С учетом выше сказанного планируется использовать метод численного моделирования для расчета характеристик, оптимизации геометрии проточной части и исследования кавитации в эжекторах.

### Литература

1. Соколов, Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. - 3-е изд. - М.: Энергоатомиздат, 1989. - 352 с.
2. Сазонов, Ю.А. Основы расчета и конструирования насосно-эжекторных установок / Ю.А. Сазонов. - М.: ГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2012. - 305 с.
3. Сазонов, Ю.А. Расчеты струйных насосов: учеб. пособие / Ю.А. Сазонов, Р.В. Сазонова. - М.: ГАНГ, 1997. - 52 с.
4. Подвидз, Л.Г. Расчет струйных насосов и установок / Л.Г. Подвидз, Ю.Л. Кирилловский // Труды ВНИИГидромаш. - 1968. - Вып. 38. - С. 44-96.
5. Темнов, В.К. Расчет и проектирование жидкостных эжекторов: учеб. пособие / В.К. Темнов, Е.К. Спиридонов. - Челябинск: ЧПИ, 1984. - 44 с.
6. Фридман, Б.Э. Гидроэлеваторы / Б.Э. Фридман. - М.: Машиз, 1960.
7. Боровых, А.Е. Одномерная теория водоструйного насоса с изобарическим смешением в приемной камере / А.Е. Боровых // Известия вузов. Машиностроение. - 2003. - № 12. - С. 20-29.
8. Sanger, N.E. Non-Cavitating Performance of Two Low-Area-Ratio Water Jet Pumps Having Throat Lengths of 7.25 Diameters / N.E. Sanger. - Washington. Report NASA TN D-4445, 1968.
9. Karassik, I.J. Pump Handbook / I.J. Karassik. - 3 ed. - McGraw-Hill, 2001.
10. Gruppig, A.W. Fundamentals of Oilwell Jet Pumping / A.W. Gruppig, J.L.R. Coppes, J.G. Groot // SPE Production Engineering. - 1988. - Vol. 3. - Iss. 1. - P. 9-14. DOI: 10.2118/15670-P
11. Reddy, Y.R. Theory and Performance of Water Jet Pump / Y.R. Reddy, S. Kar // Journal of the Hydraulics Division. - 1968. - Vol. 94. - № 5. - P. 1261-1281.
12. Hatzivramidis, D.T. Modeling and Design of Jet Pumps / D.T. Hatzivramidis // SPE Production Engineering. - 1991. - Vol. 6. - Iss. 4. - P. 413-419. DOI: 10.2118/19713-PA
13. Flow Analysis for Single and Multi-Nozzle Jet Pump / T. Narabayashi, Y. Yamazaki, H. Kobayashi, T. Shakouchi // JSME International Journal Series B. - 2006. - Vol. 49. - № 4. - P. 933-940.
14. Aldas, K. Investigation of Effects of Scale and Surface Roughness on Efficiency of Water Jet Pumps Using CFD / K. Aldas, R. Yapici // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. - 2014. - Vol. 8. - No. 1. - P. 14-25. DOI: 10.1080/19942060.2014.11015494



15. Long, X. Influence of Nozzle Exit Tip Thickness on the Performance and Flow Field of Jet Pump / X. Long, N. Han, Q. Chen // *Journal of Mechanical Science and Technology*. – 2008. – № 22. – P. 1959–1965. DOI: 10.1007/s12206-008-0739-4
16. Sun, Y. The effect of Inlet Convergence Angle on Flow Field and Performance Inside the Jet Pump / Y. Sun, G. Chen, S. Yin // *Power and Energy Engineering Conference (APPEEC) (March 25–26)*. – 2011. – P. 1–3. DOI: 10.1109/APPEEC.2011.5748762
17. Winoto, S.H. Efficiency of Jet Pumps / S.H. Winoto, H. Li, D.A. Shah // *Journal of Hydraulic Engineering*. – 2000. – 126 (2). – P. 150–156. DOI: 10.1061/(ASCE)0733-9429(2000)126:2(150)
18. Development of Jet Proportioning Pumps / Yu.A. Sazonov, I.S. Yudin, T.A. Marakaev, Y.I. Zayakin // *Chemical and Petroleum Engineering*. – 1996. – Vol. 32. – № 2. – P. 166–167. DOI: 10.1007/BF02412677
19. ANSYS FLUENT 16.0 Theory Guide. ANSYS Inc.
20. Cunningham, R.G. Jet Pump Cavitation / R.G. Cunningham, A.G. Hansen T.Y. Na // *Journal of Basic Engineering*. – 1970. – Vol. 92. – Iss. 3. – P. 483–492. DOI: 10.1115/1.3425040
21. Xiao, L. Cavitating flow in Annular Jet Pumps / L. Xiao, X. Long // *International Journal of Multiphase Flow*. – 2015. – Vol. 71. – P. 116–132. DOI: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2015.01.001

**Битюцких Сергей Юрьевич**, аспирант кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, BityutskikhS@gmail.com.

**Спиридонов Евгений Константинович**, доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Гидравлика и гидропневмосистемы», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, spiridonovek@susu.ac.ru.

*Поступила в редакцию 27 октября 2015 г.*

DOI: 10.14529/engin160101

## RESEARCH AND CALCULATION OF FLUID DYNAMICS IN THE JET PUMP

**S.Yu. Bityutskikh**, BityutskikhS@gmail.com,

**E.K. Spiridonov**, spiridonovek@susu.ac.ru

*South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation*

Survey of researches of the jet pump are executed. It is presented that its calculation are based, as a rule, on the quasi-one-dimensional models which are founded on equations of flow-rate, energy, quantity of motion balance. One-dimensional theories interrelate of streams parameters on an entry and an exit of the apparatus and its than components. Definition of parameters distribution along ejector pump are not obviously possible. It is hindered because, on the one hand, more full understanding of working process, on the other – an optimum roll forming of the apparatus setting. The method of CFD allowed to analyse the pump working process in details. This is proved by publications deals with research the setting shape influence to power and cavitation characteristics of the pump.

This paper purpose is deriving numerical model of fluid flow in the jet pump setting, definition of speed and pressure fields in the area of passive medium implicating in cocurrent moving with a stream.

The materials of laboratory tests of the jet pump and a numerical model of a fluid flow are presented. The model based on equations: continuity; Navier-Stokes; transport equations of a turbulence kinetic energy  $k$  and relative dissipation speed  $\varepsilon$  of this energy. The numerical model are solved in ANSYS Fluent software package. Laboratory tests of the jet pump is conducted at the stand in laboratory of the department “Hydraulics and hydro pneumatic

systems” of South Ural State University. The jet pump is fulfilled with the conic nozzle, the open suction chamber, the straight-diffuser mixing chamber, the diffuser. The active and common fluid flow volume charges; static pressures before a nozzle, on an entry of the mixing chamber and in the exit from the pump; fluid temperature are measured in experiments.

Results of laboratory and numerical researches are compared. Validity of the presented numerical model of a fluid flow in the jet pump setting is proved. Fields of speed and pressure in suction and mixing chambers of the pump are calculated for several back pressures. It is proved that the latter influence not only on distribution of speed and pressure in the plenum chamber, but also in a suction chamber on a section from a nozzle exit section to input cross-section of the mixing chamber. Thus the greatest irregularity in the pressure distribution is observed in a nozzle exit section plane, and the greatest irregularity in the speed distribution is observed in input cross-section of the mixing chamber. The jet flow of an active flow in an suction chamber is not isobaric. The greatest local pressure undershooting is observed at the nozzle edges when minimum pressure is equal to pressure value of saturated steams that led to generation of steam and the cavitation phenomena in the jet pump.

*Keywords: jet pump, mathematical model, turbulence, numerical three-dimensional modeling, laboratory tests, verification, fields of speed and pressure, cavitation.*

### References

1. Sokolov Ye.Ya., Zinger N.M. *Struynnye apparaty* [Jet Devices]. Moscow, *Energoatomizdat*, 1989, 352 p.
2. Sazonov Yu. A. *Osnovy rascheta i konstruirovaniya nasosno-ezhektornykh ustanovok* [Fundamentals of Calculation and Design Pump-Ejectors of Installations]. Moscow, GUP Izd-vo “Nef't' i gaz” RGU nef'ti i gaza imeni I.M. Gubkina, 2012. 305 p.
3. Sazonov Yu. A., Sazonova R.V. *Raschety struynykh nasosov* [Jet Pump Calculation]. Moscow, 1997. 52 p.
4. Podvidz L.G., Kirillovskiy Yu.L. *Raschet struynykh nasosov i ustanovok* [Calculation of Jet Pumps and Installations]. *Trudy VNIIGidromasha* [Collection of Scientific Papers VNIIGidromasha]. Moscow, 1968, no. 38, pp. 44–96.
5. Temnov V.K., Spiridonov E.K. *Raschet i proektirovanie zhidkostnykh ezhektorov* [Calculation and Projection of Fluid-Flow Ejectors]. Chelyabinsk, ChPI, 1984. 44 p.
6. Fridman B. E. *Gidroelevatory* [Hydroelevators]. Moscow, Mashgiz Publ., 1960.
7. Borovykh A.E. *Odnomernaya teoriya vodostruynogo nasosa s izobaricheskim smesheniem v priemnoy kamere* [The One-Dimensional Theory of the Water-Jet Pump with Isobaric Mixture in an Inlet Chamber]. *Izvestiya vuzov. Mashinostroenie* [Higher School Proceedings. Engineering Industry], 2003, no. 12, pp. 20–29.
8. Sanger N.E. Non-Cavitating Performance of Two Low-Area-Ratio Water Jet Pumps Having Throat Lengths of 7.25 Diameters. Washington, Report NASA TN D-4445, 1968.
9. Karassik I.J. *Pump Handbook*. 3 ed. McGraw-Hill, 2001.
10. Gruppung A.W., Coppes J.L. R., Groot, J.G. Fundamentals of Oilwell Jet Pumping. *SPE Production Engrg.* 1988, vol. 3, iss. 1, pp. 9–14. DOI: 10.2118/15670-PA
11. Reddy Y.R., Kar S. Theory and Performance of Water Jet Pump. *J. Hydr. Div.*, 1968, 94(5), pp. 1261–1281.
12. Hatzivramidis D.T. Modeling and Design of Jet Pumps. *SPE Production Engrg.*, 1991, Vol. 6, iss. 4, pp. 413-419. DOI: 10.2118/19713-PA
13. Narabayashi T., Yamazaki Y., Kobayashi H., Shakouchi T. Flow Analysis for Single and Multi-Nozzle Jet Pump. *JSME International Journal Series B*, 2006, 49 (4), pp. 933–940.
14. Aldas K., Yapici R. Investigation of Effects of Scale and Surface Roughness on Efficiency of Water Jet Pumps Using CFD. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2014, vol. 8, no. 1, pp. 14–25. DOI: 10.1080/19942060.2014.11015494
15. Long X., Han N., Chen Q. Influence of Nozzle Exit Tip Thickness on the Performance and Flow Field of Jet Pump. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2008, no. 22, pp. 1959–1965. DOI: 10.1007 / s12206-008-0739-4
16. Sun Y., Chen G., Yin S. The Effect of Inlet Convergence Angle on Flow Field and Perfor-

mance Inside the Jet Pump. *Power and Energy Engineering Conference (APPEEC)*. March 25–26, 2011, pp. 1–3. DOI: 10.1109/APPEEC.2011.5748762

17. Winoto S.H., Li H., Shah D.A. Efficiency of Jet Pumps. *Journal of Hydraulic Engineering*, 2000, 126 (2), pp. 150–156. DOI: 10.1061/(ASCE)0733-9429(2000)126:2(150)

18. Sazonov Yu.A., Yudin I.S., Marakaev T.A., Zayakin Y.I. Development of Jet Proportioning Pumps. *Chemical and Petroleum Engineering*, 1996, Vol. 32, no. 2, pp. 166–167. DOI: 10.1007/BF02412677

19. ANSYS FLUENT 16.0 Theory Guide. ANSYS Inc.

20. Cunningham R.G., Hansen A.G., Na T.Y. Jet Pump Cavitation. *Journal of Basic Engineering*, 1970, vol. 92, iss. 3, pp. 483–494. DOI: 10.1115/1.3425040

21. Xiao L., Long X. Cavitating Flow in Annular Jet Pumps. *International Journal of Multiphase Flow*, 2015, vol. 71, pp. 116–132. DOI: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2015.01.001

Received 27 October 2015

---

#### ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Битюцких, С.Ю. Исследование и расчет гидродинамики в струйном насосе / С.Ю. Битюцких, Е.К. Спиридонов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2016. – Т. 16, № 1. – С. 5–15. DOI: 10.14529/engin160101

#### FOR CITATION

Bityutskikh S.Yu., Spiridonov E.K. Research and Calculation of Fluid Dynamics in the Jet Pump. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2016, vol. 16, no. 1, pp. 5–15. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin160101

---