

УДК 62-115

Влияние геометрической формы сопла струйного насоса на его характеристики

Ломакин В. О.^{1,*}, Чабурко П. С.¹

[*lomakin@bmstu.ru](mailto:lomakin@bmstu.ru)

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

В статье приводятся результаты численного моделирования и экспериментального исследования течения жидкости в струйном насосе и в частности вблизи рабочего сопла. Оценивается влияние возможных погрешностей изготовления насоса на его характеристики, такие как напор и КПД. В результате моделирования получено хорошее совпадение результатов расчета модели соответствующей реальному прототипу с экспериментальными данными, а также показано, что небольшая конусность внутренней формы сопла существенно влияет на напор насоса, а именно его увеличивает при несущественном изменении давления на входе в насос, что позволяет судить об увеличении КПД насоса. Из результатов исследования можно сделать несколько выводов. В отличие от принятых рекомендаций проектирования сопло струйного насоса следует изготавливать слегка коническим (без прямолинейного участка) для повышения КПД насоса. При изготовлении конструкторской документации и проведении контроля на производстве следует уделять особое внимание допускам формы сопла.

Ключевые слова: струйный насос, сопло, вычислительная гидродинамика, напорная характеристика

Введение

Струйные насосы (аппараты) применяются в самых разных областях техники. Их преимуществами являются отсутствие движущихся частей и уплотнений вращающихся валов, относительная стойкость к кавитационному и абразивному износу, простота конструкции, а недостатками – низкий (по сравнению с большинством динамических насосов) КПД, высокая точность изготовления деталей и необходимость наличия для работы источника гидравлической энергии (как правило, центробежного насоса). Они могут использоваться как в качестве насосов, так и для создания вакуума (эжекторы) или смешивания различных жидкостей и газов (например, аэраторы).

Не смотря на кажущуюся простоту конструкции насоса в зоне сопла необходимо предъявлять жесткие требования к размерам и взаимному расположению элементов проточной части для достижения расчетных параметров работы при испытаниях.

В последнее время появилось много работ по численному моделированию струйных насосов и исследованию влияния на его характеристики различных параметров. Например

в работе [1] исследуется влияние осевого положения сопла и давления на входе на его характеристики. В работе [2] – влияние эффекта масштаба и шероховатость поверхности. Основываясь на подобных методиках расчета в данной работе исследовалось влияние формы сопла на напорную характеристику насоса. Так как в известных методиках проектирования, описанных в работах [3-7] приводятся рекомендации по конструкции данного узла, но не оценивается влияние отклонения от данных рекомендаций на характеристики насоса. Поэтому, если возникает необходимость проектирования струйного насоса на неоптимальные параметры в рамках технического задания, приходится отходить от предлагаемых рекомендаций.

Исследование проводилось на основе численного моделирования в пакете STARCCM+ с последующей экспериментальной проверкой полученных результатов.

1. Математическая модель

Метод численного моделирования основан на решении дискретных аналогов базовых уравнений гидродинамики. В случае модели несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$) это:

Уравнение сохранения массы (уравнение неразрывности):

$$\frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_j} = 0;$$

\tilde{u}_j - осреднённое значение скорости жидкости в проекции на j-ю ось (j=1,2,3, по j суммирование);

Уравнение изменения количества движения (осреднение по Рейнольдсу) в стационарной постановке:

$$\rho \left[\tilde{u}_j \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \right] = - \frac{\partial \tilde{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[T_{ij}^{(v)} - \rho \langle u_i u_j \rangle \right]$$

\tilde{p} – осреднённое значение давления,

$\tilde{T}_{ij}^{(v)} = 2\mu \tilde{s}_{ij}$ - тензор вязких напряжений для несжимаемой жидкости;

$\tilde{s}_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right]$ - тензор скорости деформации;

$\rho \langle u_i u_j \rangle$ – Рейнольдсовы напряжения;

ρ – плотность жидкости;

μ – динамический коэффициент вязкости жидкости.

Рейнольдсовы напряжения моделировались на основе k- ω SST модели турбулентности модели турбулентности, которая хорошо себя зарекомендовала при расчете динамических насосов [8].

Решение искалось в стационарной постановке, так как в насосе отсутствуют плохообтекаемые элементы и существенное вихреобразование. Изменение режима расчета на нестационарный не изменяло результатов моделирования.

На рисунке 1 показана расчетная сетка для одного из рассчитанных вариантов. Особенностью построения расчетной сетки является сгущение ячеек в области сопла и кольцевого зазора. В ядре потока ячейки имеют многогранную форму, у твердых стенок –

призматическую. Общее количество расчетных ячеек около 3 миллионов. Необходимое количество расчетных узлов было получено на этапе предварительного моделирования при исследовании сеточной сходимости. После увеличения количества элементов сетки более 2 миллионов результат расчета перестает изменяться в пределах 1%.

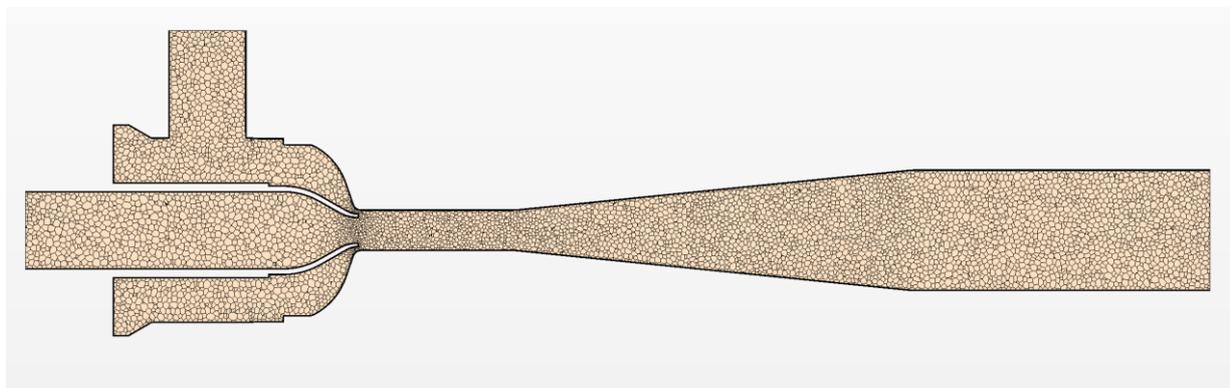


Рис. 1 Пример построения расчетной сетки для струйного насоса

В качестве граничных условий при расчете течения в насосе было решено задавать скорости потока на обоих входах (активного и пассивного потока) и давление на выходе насоса. При данном способе задания граничных условий расчетными величинами являются перепады давления между выходом насоса и обоими входами.

2. Расчет первого варианта конструкции

При проектировании проточной части насоса на заданные в ТЗ параметры использовались классические методики расчета струйных насосов и численное моделирование в STARCCM+. Так как требования ТЗ, а именно сочетания давлений и расходов на входах и выходе насоса, не позволяли в полной мере воспользоваться классическими методами расчёта (задание всех значений параметров на входах и выходах насоса делают задачу переопределенной с точки зрения получения оптимальной проточной части с наивысшим КПД), полученная по известным методикам проточная часть оптимизировалась численными методами. Полученная в результате описанного в работе [9] проточная часть в районе сопла приведена на рисунке 2

Результатом расчетов явилось получение оптимальной (по критерию соответствия требуемым параметрам насоса) проточной части насоса с приемлемой кавитационной характеристикой и максимально возможной величиной КПД.

Насос с данной проточной частью был изготовлен и испытан на стенде сертифицированным под проведение испытаний оборудования для атомной промышленности.

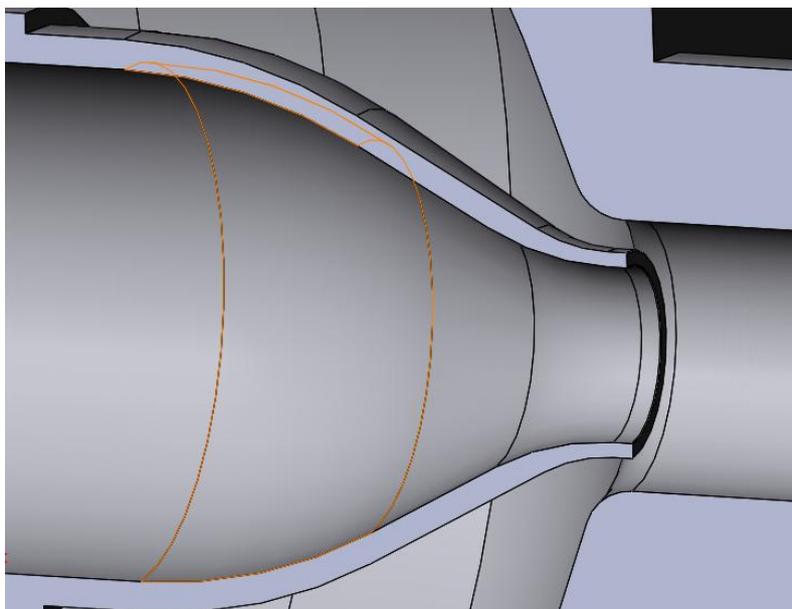


Рис. 2 3D модель сопла струйного насоса

3. Результаты экспериментального исследования

Напорная характеристика насоса, полученная экспериментально, и ее сравнение с расчетной приведено на рисунке 3. Видно существенное отличие этих кривых. В расчетной точке с подаче $10 \text{ м}^3/\text{ч}$ отличие составляет 26,6%.

На характеристики приводится зависимость напора насоса, рассчитываемого по увеличению давления перекачиваемой среды от значения давления на втором входе до давления на выходе, от расхода перекачиваемой жидкости на втором входе.

Погрешность экспериментального определения напора насоса составляет 3%, согласно результатам тарировки и поверки используемого при эксперименте оборудования.

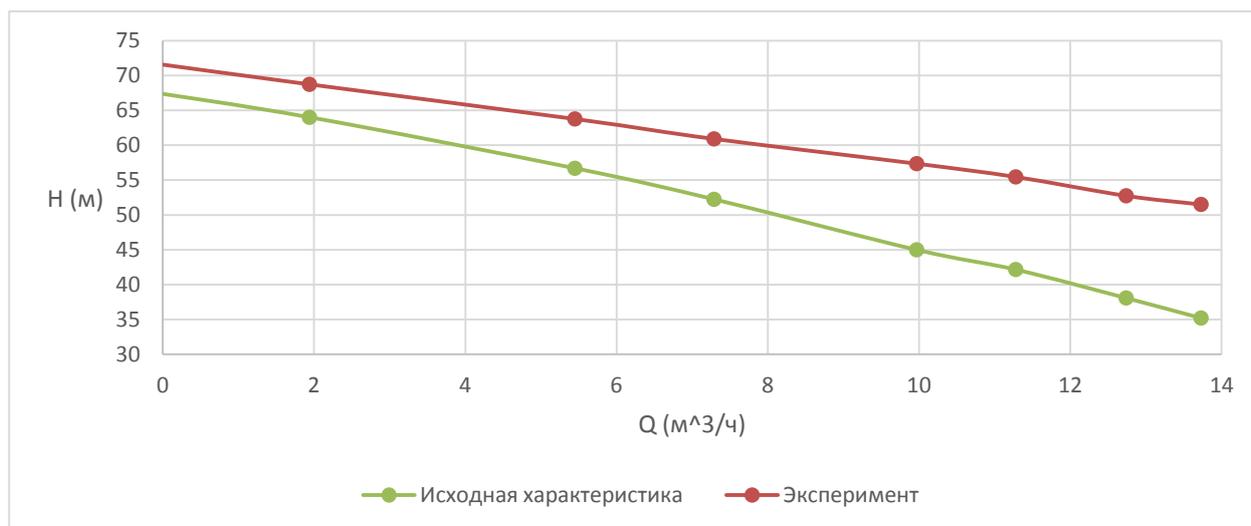


Рис. 3. Сравнение расчетной и экспериментальной напорной характеристики насоса

Расчетные и экспериментальные значения давления на первом входе (активный поток) отличаются не так сильно. Например, для точки $10 \text{ м}^3/\text{ч}$ экспериментальное значение 11,6 бар, а расчетное 12,0 бар. Отличие составляет 3,5%. Данный факт говорит о том, что экспериментальное значение КПД также существенно отличается от расчетного, причем имеет большее значение. 20% - расчет, 25% - эксперимент.

Причиной столь существенного отличия экспериментальных данных от результатов моделирования оказалось отличие формы сопла насоса от расчетной, образовавшегося в результате неточностей токарной обработки внутреннего контура и усадки металла после сварки деталей.

4. Сравнение результатов моделирования течения в насосе с различной формой сопла

Для исследования влияния геометрической формы сопла на характеристики насоса было построено несколько моделей насоса, одна из которых соответствует реальной форме проточной части после изготовления.

Были рассчитаны следующие варианты формы сопел

1. Исходная модель – характеристика, соответствующая форме сопла, представленного на рисунке 5 (слева), В исходной модели сопло имеет прямолинейный участок на конце длиной 2 мм.

2. Промежуточная модель 1 – сопло исходной модели, укороченное на 1 мм,

3. Промежуточная модель 2 – сопло исходной модели, укороченное на 3 мм,

4. Финальная модель – сопло исходной модели укорочено на 2 мм (полностью исключенным цилиндрическим участком на конце сопла).

Пример форм сопла приведен на рисунке 4.

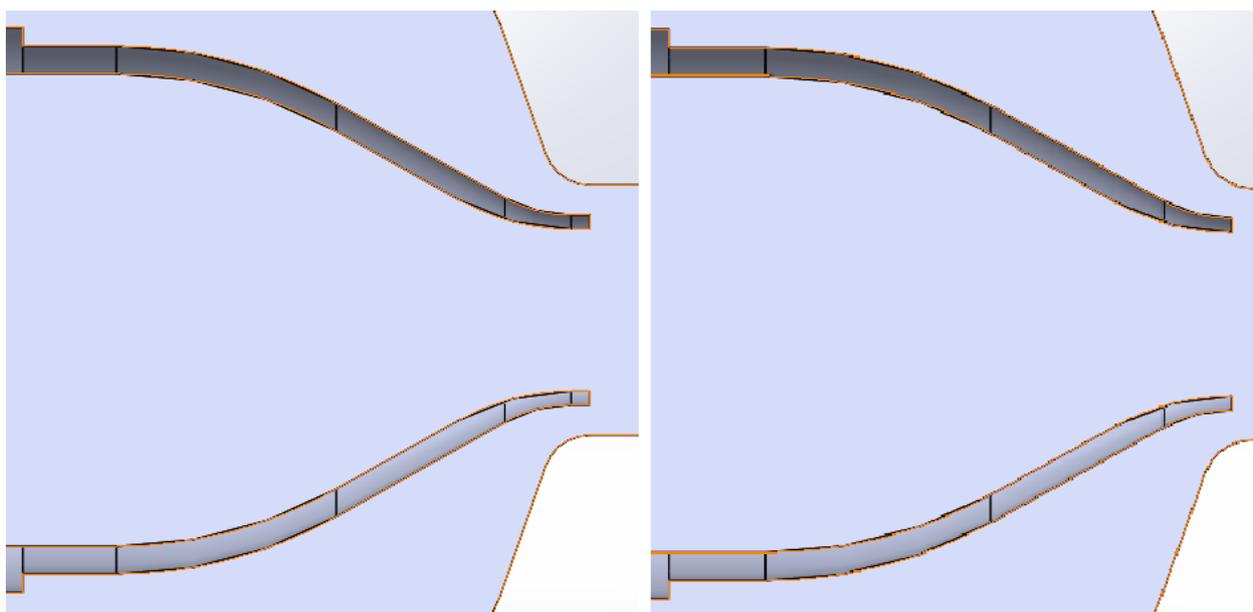


Рис. 4. Форма сопла. Слева – исходная модель, заложенная в проект. Справа – модель, соответствующая форме сопла после изготовления.

Расчеты показали, что картина течения в сопле с наличием прямолинейного участка существенно отличается от течения при его отсутствии. На рисунке 5 приведено распределение модуля скорости жидкости для 1 и 4 модели насоса. Белая область на рисунке соответствует зоне со скоростью более 48 м/с. Большее значение скорости при отсутствии прямолинейного участка создает большую всасывающую способность насоса.

Характеристики расчетных моделей и их сравнение с экспериментальной кривой приведены на рисунке 6. Из приведенных характеристики видно, что уменьшение прямолинейного участка увеличивает напор насоса, причем как показали расчеты, без существенного изменения давления на входе в насос, а значит КПД всего агрегата с уменьшением длины прямолинейного участка увеличивается. Дальнейшее укорочение сопла приводит к существенному изменению размеров рабочего зазора насоса и сильно искажает расчетную характеристику.

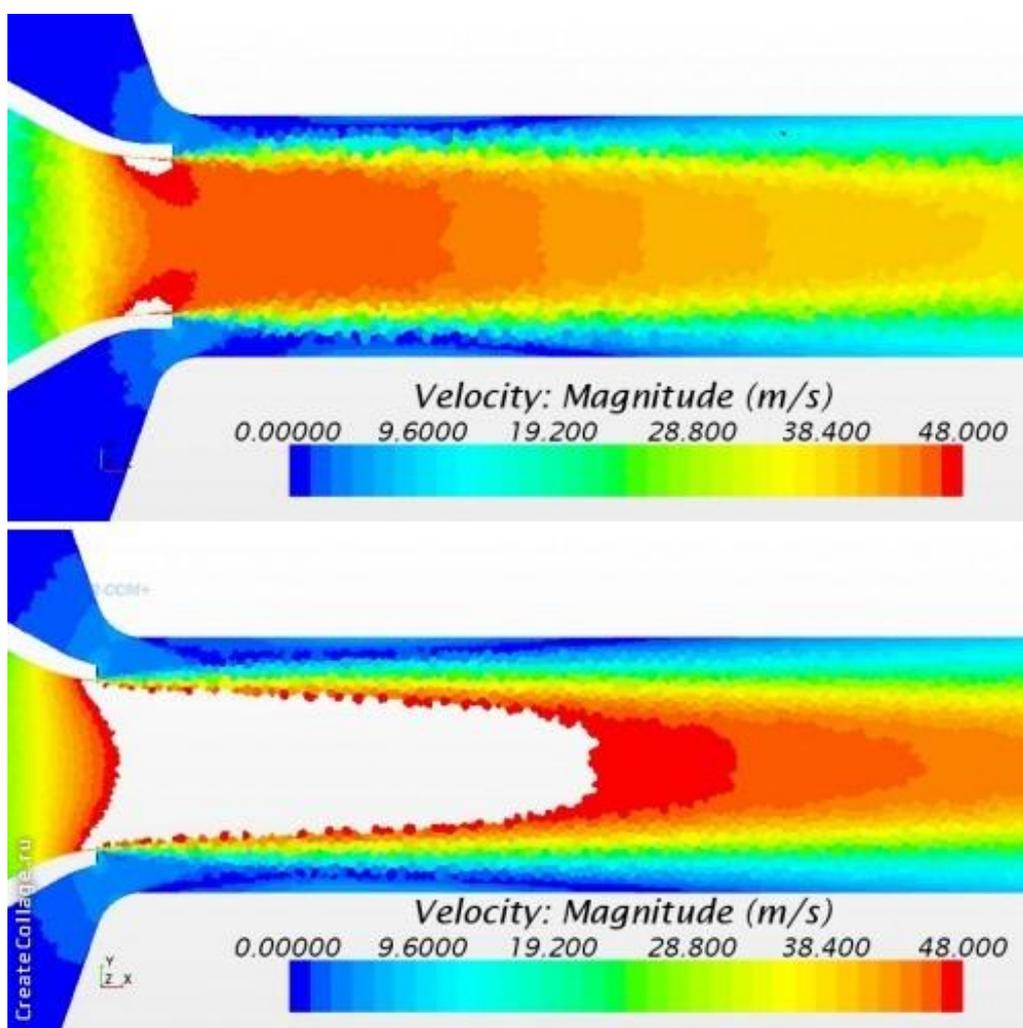


Рис. 6. Распределение модуля скорости ижидкости при выходе из сопла с прямолинейным участком (вверху) т без него (внизу).

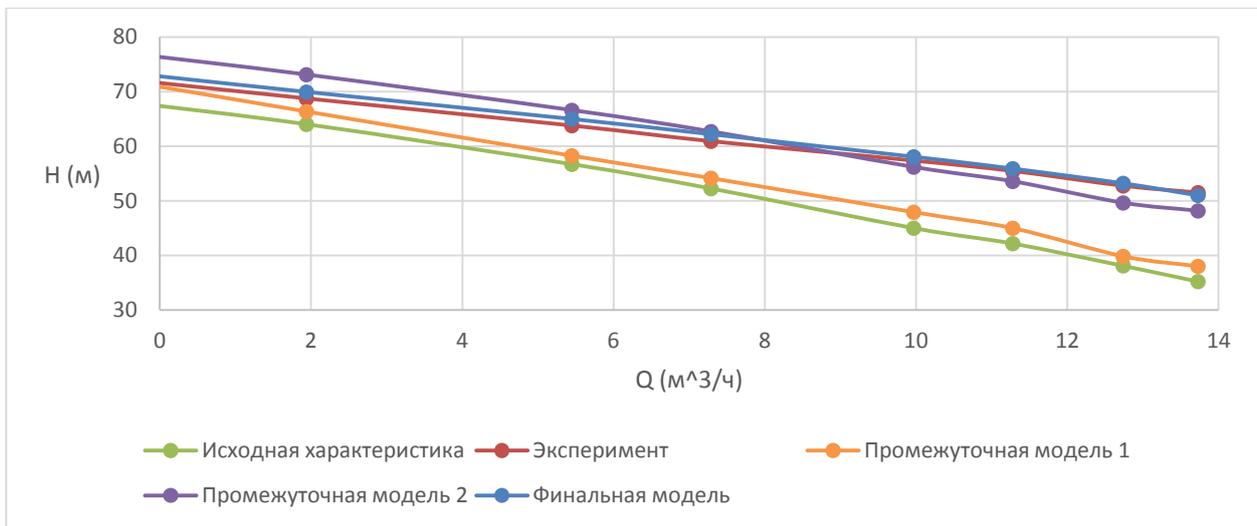


Рис. 7. Характеристика насоса при различных формах сопла.

Заключение

Приведенные результаты расчетов и экспериментальные данные свидетельствуют о существенной зависимости напорной характеристики струйного насоса от формы сопла. Наличие небольшой конусности благоприятно влияет на характеристики агрегата, увеличивая его КПД.

Данное влияние следует учитывать при назначении точности изготовления элементов конструкции насоса, а также при осуществлении контроля изготовления на производстве.

Список литературы

1. Meakhail T.A., Teaima I.R. A Study of the Effect of Nozzle Spacing and Driving Pressure on the Water Jet Pump Performance // International Journal of Engineering Science and Innovative Technology. 2013. Vol. 2, is. 5. P. 373-382. Available at: http://www.ijesit.com/Volume%202/Issue%205/IJESIT201305_51.pdf , accessed 14.11.2014.
2. 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. P. 14-25. Available at: http://jeacfm.cse.polyu.edu.hk/download/download.php?dirname=vol8no1&act=d&f=vol8no1-2_YapiciR.pdf , accessed 14.11.2014.
3. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки. Л.: Машиностроение. Ленинградское отд-ние, 1988. 256 с.
4. Подвидз Л.Г., Кирилловский Ю.Л. Расчет оптимального струйного насоса для работы на разнородных и однородных жидкостях // Труды ВНИИГидромаша. 1963. Выпуск XXXIII. С. 114-129.

5. Подвидз Л.Г., Кирилловский Ю.Л. Расчет струйных насосов и установок // Труды ВНИИГидромаша. 1968. Выпуск XXXVIII. С. 44-96.
6. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. 3-е изд., перераб. М.: Энергоатомиздат, 1989. 352 с.
7. Спиридонов Е.К. Конструкции жидкостно-газовых струйных насосов. Состояние и перспективы // Вестник ЮУрГУ. Сер. Машиностроение. 2005. № 1 (41). С. 94-104.
8. Ломакин В.О., Петров А.И., Кулешова М.С. Исследование двухфазного течения в осецентрированном колесе методами гидродинамического моделирования // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 9. С. 45-64. DOI: [10.7463/0914.0725724](https://doi.org/10.7463/0914.0725724)
9. Артемов А.В., Чабурко П.С. Исследование отличных от оптимальных режимов работы струйных насосов методами гидродинамического моделирования // Молодежный научно-технический вестник. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2013. № 12. Режим доступа: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/649567.html> (дата обращения 14.11.2014).

Effect of the Geometric Shape of the Jet Pump Nozzle on Its Characteristics

V.O. Lomakin^{1,*}, P.S. Chaburko¹

[*lomakin@bmstu.ru](mailto:lomakin@bmstu.ru)

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: jet pump, nozzle, CFD, head curve

The article presents the results of numerical simulation and experimental study of fluid flow in the jet pump, and, in particular, near the nozzle. It considers the influence of possible manufacturing errors of the pump on its characteristics, such as head and efficiency.

Numerical simulation is based on the calculation method of control volume discrete analogs of the Reynolds averaged Navies-Stokes and continuity equations of a continuous medium (method RANS). The closure of the system of equations is performed by $k-\omega$ SST turbulence model. The number of cells of the computational grid is about 2 million. The boundary conditions are a fluid velocity at both pump inlets and a pressure at the outlet. In this case the calculated value is the pressure at both inlets.

An experimental study is conducted on a hydraulic test bench. The data obtained by experiment are used to discharge characteristic of the pump and its efficiency. Given comparison of design and experimental characteristics shows a significant difference resulting from the manufacturing inaccuracies of the inner shape of the pump nozzle.

The paper reports results of modeling a flow in the pump with a shape of the nozzle corresponding to that of really manufactured and several models more with intermediate forms of the nozzle.

The simulation results obtain good agreement between the calculation of the corresponding real prototype model with experimental data, and it is shown that a small taper of the inner shape of the nozzle significantly affect the pump head, namely it increases with insignificant change of pressure at the pump inlet, which gives an indication of increasing pump efficiency.

This work complements the existing studies of the effect of various factors on the operation of jet devices, such as the scale factor, the change in the axial position of the nozzle and the surface roughness.

From the results of the study several conclusions can be drawn. In contrast to the accepted recommendations of designing the jet pump nozzle should be made slightly conical (no straight section) to improve the efficiency of the pump. In preparing design documentation and conducting control, one should focus on the tolerances of the nozzle shape.

References

1. Meakhail T.A., Teaima I.R. A Study of the Effect of Nozzle Spacing and Driving Pressure on the Water Jet Pump Performance. *International Journal of Engineering Science and Innovative Technology*, 2013, vol. 2, is. 5, pp. 373-382. Available at: http://www.ijesit.com/Volume%202/Issue%205/IJESIT201305_51.pdf , accessed 14.11.2014.
2. 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. Available at: http://jeacfm.cse.polyu.edu.hk/download/download.php?dirname=vol8no1&act=d&f=vol8no1-2_YapiciR.pdf , accessed 14.11.2014.
3. Lyamaev B.F. *Gidrostruynye nasosy i ustanovki* [Hydrajetting pumps and facilities]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1988. 256 p. (in Russian).
4. Podvidz L.G., Kirillovskiy Yu.L. The calculation of optimal jet pump to operate with heterogeneous and homogeneous liquids. *Trudy VNIIGidromasha = Proc. of VNIIGidromash*, 1963, is. 33, pp. 114-129. (in Russian).
5. Podvidz L.G., Kirillovskiy Yu.L. Calculation of jet pumps and facilities. *Trudy VNIIGidromasha = Proc. of VNIIGidromash*, 1968, is. 38, pp. 44-96. (in Russian).
6. Sokolov E.Ya., Zinger N.M. *Struynye apparaty* [Jet devices]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1989. 352 p. (in Russian).
7. Spiridonov E.K. Constructions of the liquid-gas jet pump. Status and prospects. *Vestnik YuUrGU. Ser. Mashinostroenie = Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2005, no. 1 (41), pp. 94-104. (in Russian).
8. Lomakin V.O., Petrov A.I., Kuleshova M.S. Investigation of Two-Phase Flow in Axial-Centrifugal Impeller by Hydrodynamic Modeling Methods. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2014, no. 9, pp. 45-64. DOI: [10.7463/0914.0725724](https://doi.org/10.7463/0914.0725724) (in Russian).
9. Artemov A.V., Chaburko P.S. Investigation of non-optimal operating conditions of jet pumps hydrodynamic modeling methods. *Molodezhnyi nauchno-tekhnicheskii vestnik MGTU im. N.E. Baumana = Youth Science and Technology Herald of the Bauman MSTU*, 2013, no. 12. Available at: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/649567.html> , accessed 14.11.2014. (in Russian).