

Ссылка на статью

// Машины и Установки: проектирование, разработка и эксплуатация.

МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Электрон. журн. 2017. № 01. С. 1–11.

DOI: [10.24108/aplts.0117.0000054](https://doi.org/10.24108/aplts.0117.0000054)

Представлена в редакцию: 09.01.2017

Исправлена: 23.01.2017

© МГТУ им. Н.Э. Баумана

УДК 62-137

Влияние неравномерности эпюр скоростей на напор центробежного насоса

Черемушкин В.А.^{1,*}, Ломакин В.О.¹

[*cheremuha3@yandex.ru](mailto:cheremuha3@yandex.ru)

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

Статья посвящена изучению влияния неравномерности эпюр меридиональной и окружной составляющих скорости жидкости на выходе из рабочего колеса на напор центробежного насоса. В ходе работы было обнаружено отклонение значения напора, посчитанного теоретически, от значения, определенного методами вычислительной гидродинамики. Представлены в сводных графиках результаты численного моделирования. Напор определялся при обоих значениях подач двухрежимного насоса для всех итераций, пройденных при разработке проточной части. В тексте статьи приведена используемая математическая модель, изображения расчетной сетки, 3d модели проточной части. Для оценки характера течения представлены поля распределения давления и вектора скорости.

Ключевые слова: центробежный насос, численная гидродинамика, эпюра скорости

Введение

В настоящее время повсеместно используются динамические гидромашины, большую часть которых составляют центробежные насосы. В таких насосах движение жидкости и необходимый напор создаются за счет центробежной силы, возникающей при взаимодействии лопастей рабочего колеса и перекачиваемой жидкости.

Первым этапом расчета центробежных насосов, как отечественных, так и зарубежных, является определение основных параметров рабочего колеса с последующим определением значения теоретического напора. Теоретическое определение гидравлических потерь затруднительно, поэтому их значение может приниматься по приближенной эмпирической формуле А. А. Ломакина [2,7], из опыта проектирования подобных насосов или при помощи численного гидродинамического моделирования в специализированных пакетах.

Основным допущением при расчете теоретического напора является струйная теория, которая не учитывает неравномерностей распределения окружной и меридиональной составляющих скорости на выходе из рабочего колеса [2,7].

В данной статье исследуется влияние этих неравномерностей на напор рабочего колеса на примере одной из ступеней многоступенчатого герметичного насоса, спроектированного на кафедре гидравлики МГТУ им. Н.Э. Баумана. Особенностью рассматриваемого насоса является двухрежимность, то есть в техническом задании для проектирования заданы две рабочие точки 1 и 3 (рисунок 1).

В настоящее время не существует методик или рекомендаций по разработке подобных проектов, поэтому было решено определить параметры проточной части методом последовательных приближений, в ходе которого постепенно изменялись такие параметры рабочего колеса, как внешний диаметр, ширина канала на выходе, угол установки лопасти. В качестве первого приближения колесо рассчитывалось на оптимальную точку 2.

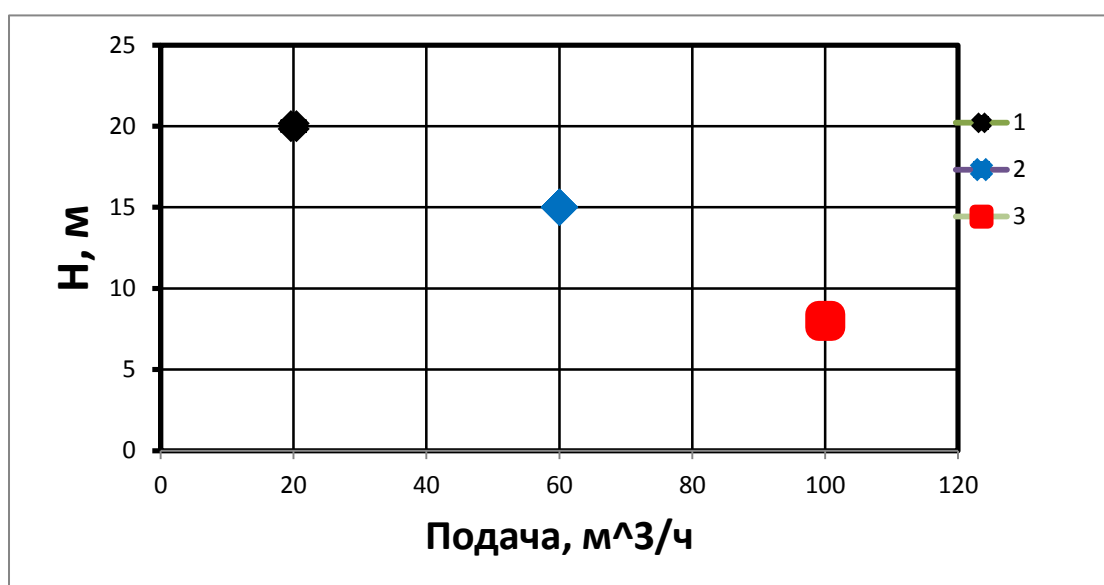


Рис. 1. Расчетные рабочие точки характеристики ступени.

Исследование проводилось средствами численного моделирования в специализированном пакете [1, 3, 5]. Полученное в результате значение напора сравнивалось со значением, полученным из теоретических зависимостей.

Также для определения степени влияния на результат поправки на конечное число лопастей, значение которой вычисляется приближенно, определялось значение окружной составляющей скорости жидкости на выходе из рабочего колеса.

Математическая модель

Для определения напора теоретическим путем используется выражение [2]:

$$H_t = \frac{\omega}{g} \left(r_2^2 u \omega - \frac{Q}{2\pi b_2 \psi_2 t g \beta_{2л}} - K_1 \right),$$

где u – поправка на конечное число лопастей;

ψ_2 – величина стеснения потока на выходе из колеса;

$\beta_{2л}$ – угол лопасти на выходе из колеса;

ω – угловая скорость вращения колеса;

r_2 – внешний радиус колеса;
 b_2 – ширина канала колеса на выходе;
 Q – расход жидкости через колесо;
 K_1 – момент скорости на входе в колесо.

Для насоса с осевым подводным каналом принимаем:

$$K_1 = 0.$$

Окружная составляющая скорости жидкости на выходе из рабочего колеса:

$$c_{u2} = r_2 \omega - \frac{Q}{2\pi b_2 \psi_2 \tan \beta_{2л} r_2}$$

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 ($j=1,2,3$);

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

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

где \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 – динамическая вязкость жидкости.

Рейнольдсовы напряжения моделировались на основе $k-\omega$ SST модели турбулентности, успешно примененная в [4, 6] и верифицированная с экспериментальными данными. Данная модель вводит уравнения переноса кинетической энергии турбулентности и скорости ее диссипации, замыкая приведенные выше уравнения:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_k v_T) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right];$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \cdot S^2 - \beta \cdot \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_\omega v_T) \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2 \cdot (1 - F_1) \cdot \sigma_{\omega 2} \cdot \frac{1}{\omega} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_i} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_i}$$

Ячейки расчетной сетки имеют призматическую форму у твердых стенок и многогранную в ядре потока. Виды сетки в сечениях приведены на рисунке 2. На рисунке 3 приведена 3d модель последней итерации проточной части.

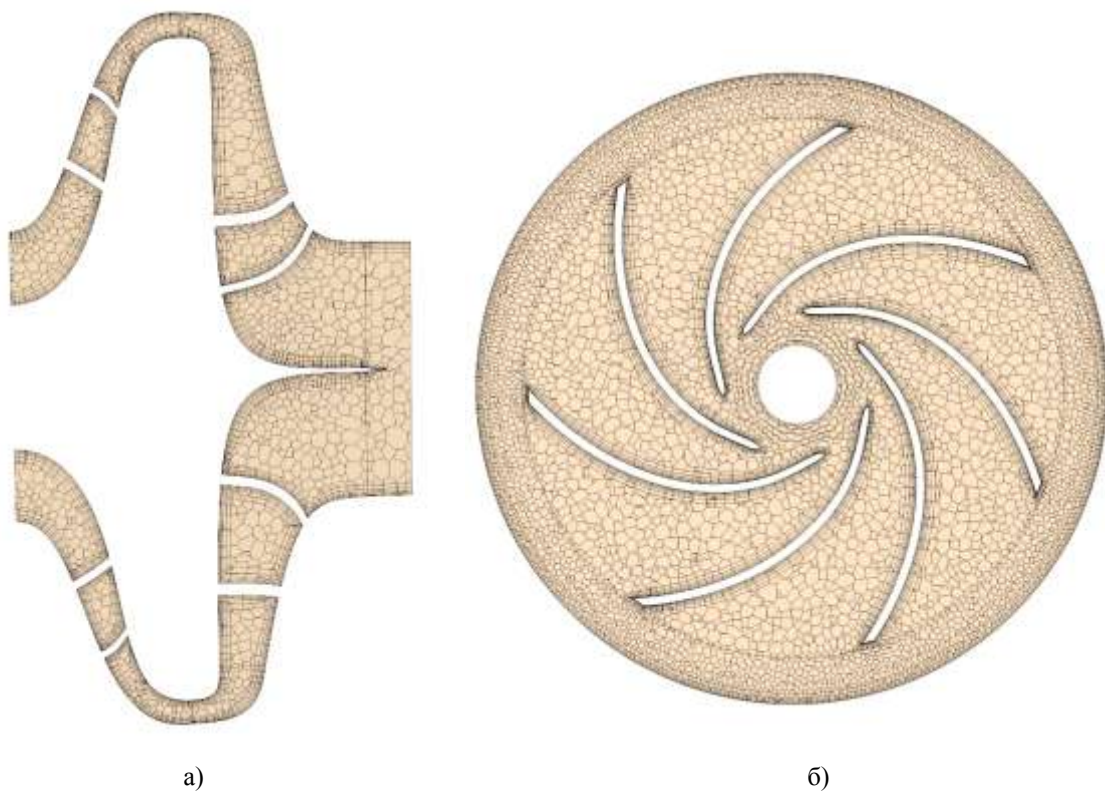


Рис. 2. Расчетная сетка а) меридиональное сечение; б) экваториальное сечение.

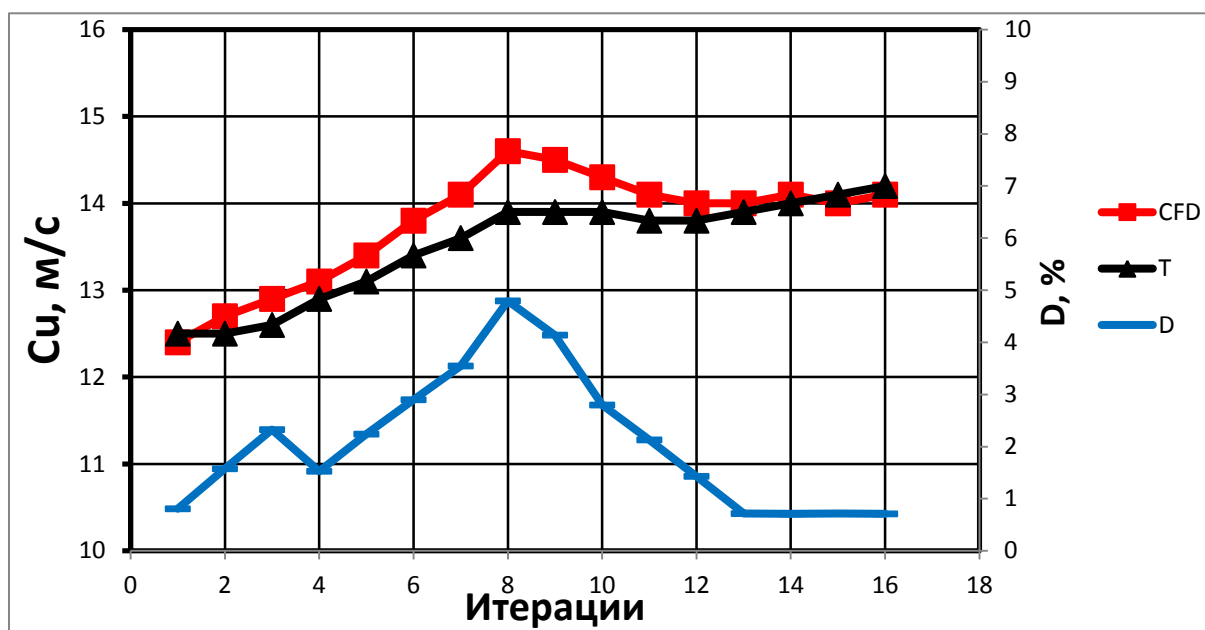


Рис. 3. Проточная часть первой ступени.

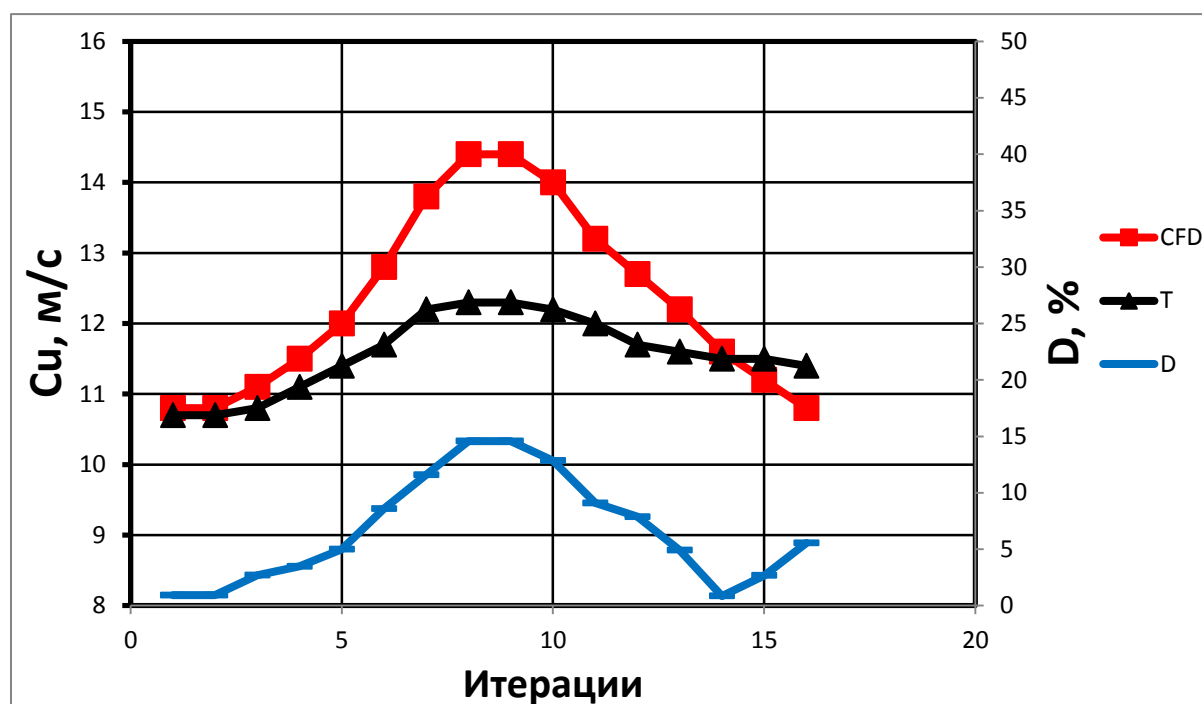
Анализ полученных результатов

На рисунке 4 представлено изменение по итерациям окружной составляющей скорости на выходе из колеса, посчитанной теоретически (Т) и численным моделированием

(CFD), а также погрешность теоретического расчета (D). Итерации представляют собой этапы профилирования проточной части.



а)

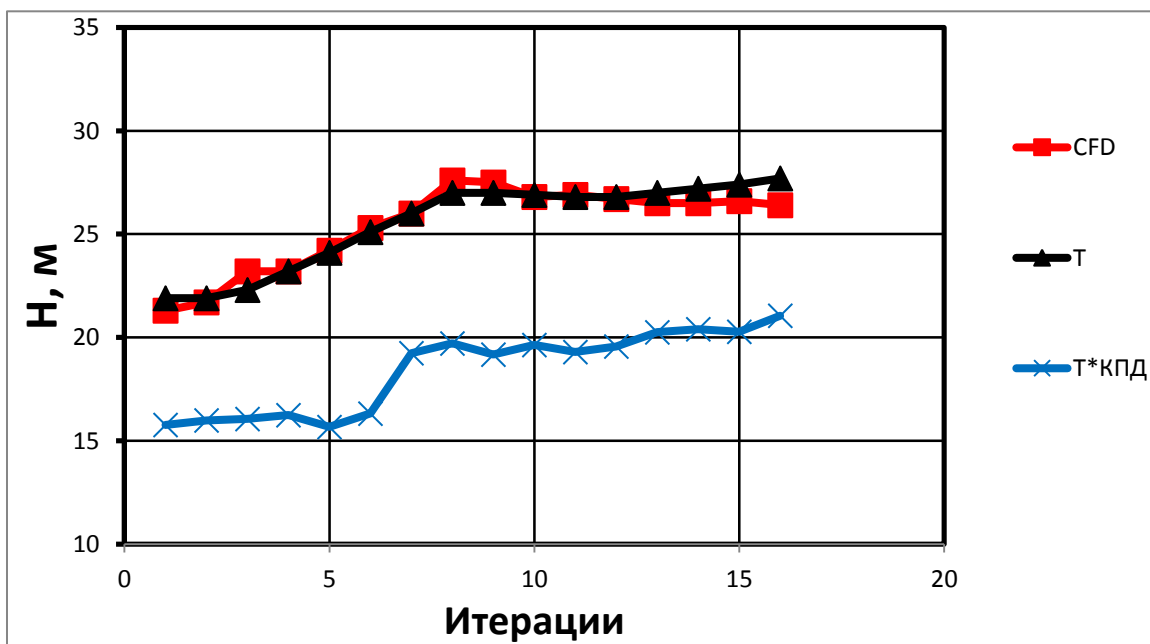


б)

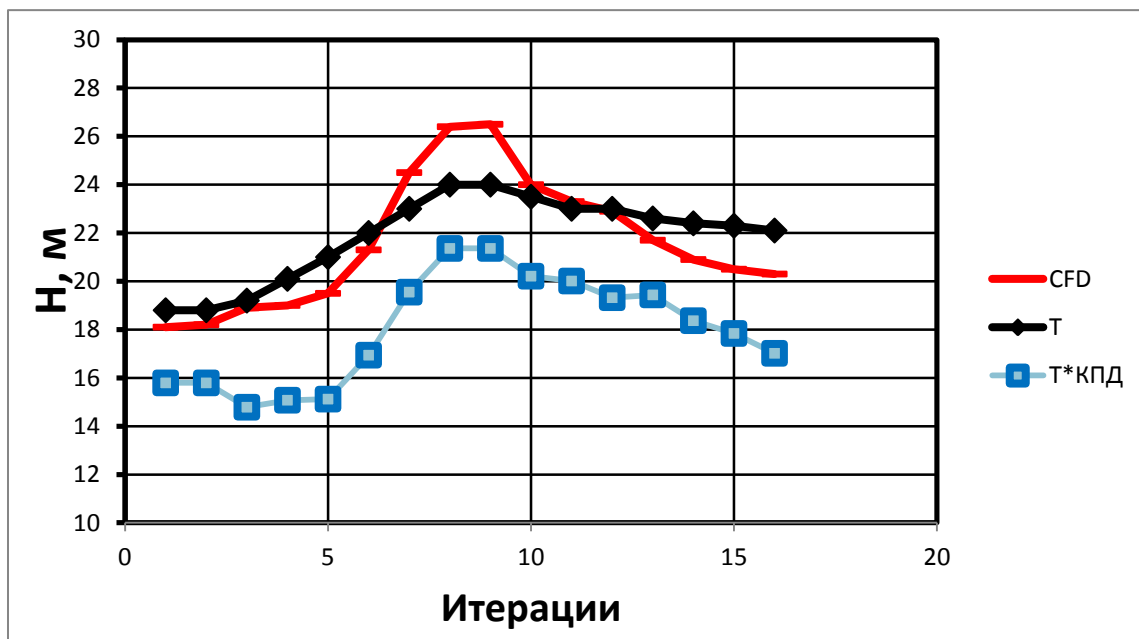
Рис. 4. Значение c_{u2} по итерациям а) $Q = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$; б) $Q = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Как видно из приведенных данных, вычисление поправки на конечное число лопастей является достаточно точным и не вносит значительных погрешностей в расчет напора. Погрешность не превышает 5% при малой подаче и 12% при большой.

На рисунке 5 представлены значения напора, посчитанного теоретически, численно, а также теоретического напора, умноженного на КПД, значение которого взято из численного расчета.



а)



б)

Рис. 5. Значение напора колеса по итерациям а) $Q = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$; б) $Q = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Как можно видеть из представленных данных, существует значительная погрешность при вычислении напора колеса при помощи стандартной формулы даже с учетом

КПД, определенного численно. На рисунке 5 приведены значения погрешностей по итерациям.



Рис. 6. Погрешность определения значения напора колеса.

Значительная погрешность при низкой подаче обусловлена режимом течения, сильно отличным от оптимального. Из рисунка 6 заметно значительное вихреобразование в рабочем колесе при $Q = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$. На рисунке 8 представлены поля распределения давления.

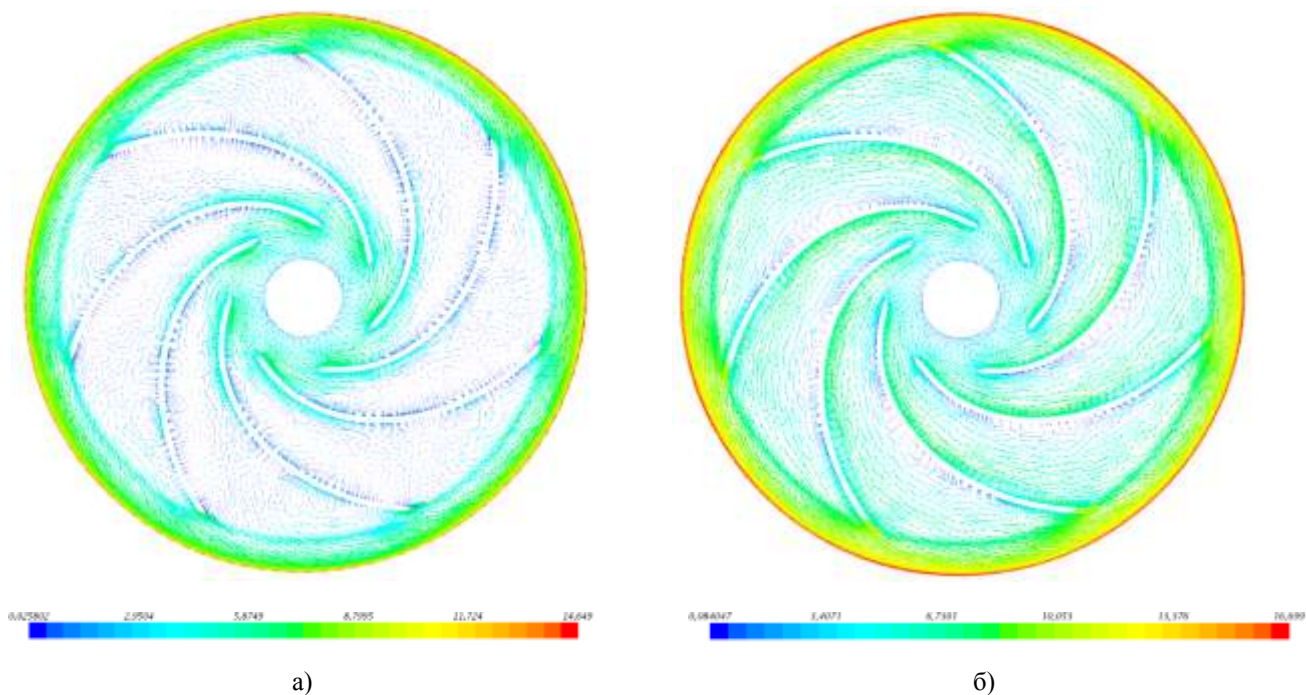


Рис. 7. Поле распределения вектора скорости а) $Q = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$; б) $Q = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$.

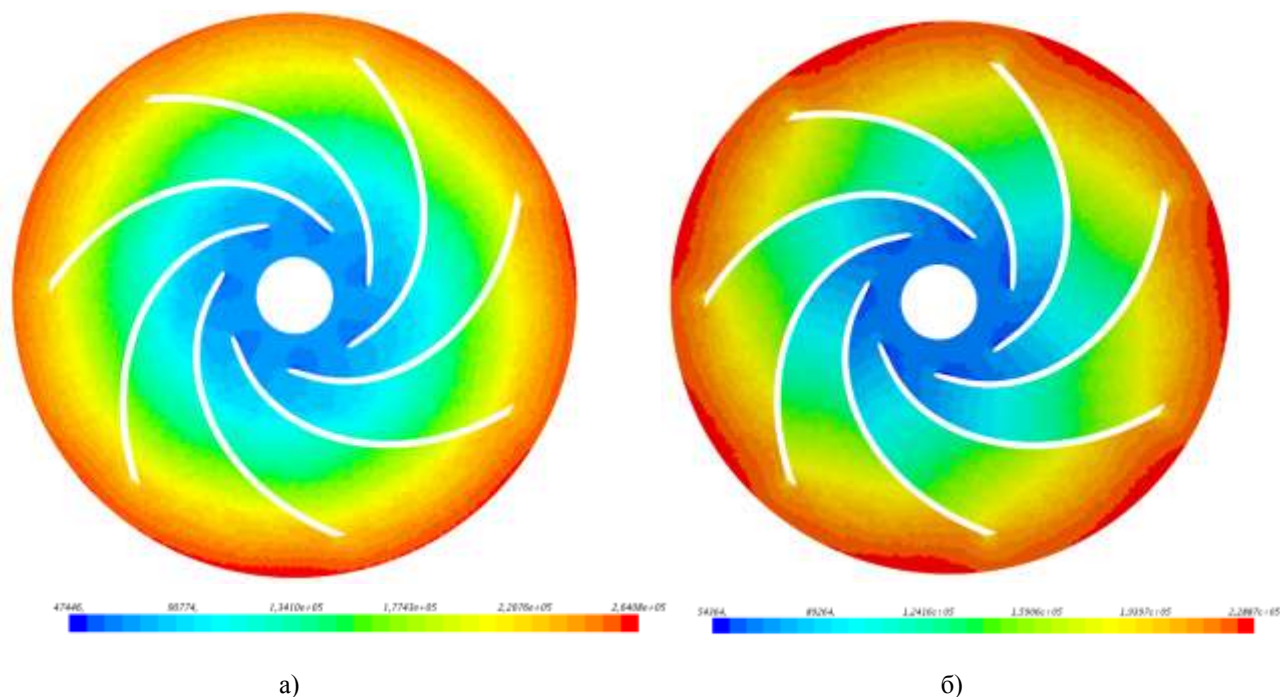


Рис. 8. Поле распределения давления а) $Q = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$; б) $Q = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Минимальное и максимальное значение погрешности составили для $Q = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$ - 20,3% и 35,5%; для $Q = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$ – 10,4% и 22,5% соответственно.

Заключение

В ходе работы было выяснено, что стандартная формула для расчета теоретического напора может давать значительную погрешность даже с учетом КПД, определенного численным моделированием.

Связана эта погрешность, судя по всему, с неравномерностью эпюр меридиональной и окружной скоростей на выходе из рабочего колеса. Для исправления погрешности возможно введение поправочного коэффициента, по аналогии с коэффициентом Кориолиса для скоростного напора в трубе.

Список литературы

1. Song P.F., Zhang Y.X., Xu C., Zhou X., Zhang J.Y. Numerical studies in a centrifugal pump with the improved blade considering cavitation. Режим доступа: <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/72/3/032021/meta> (дата обращения 10.10.2015).
2. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для вузов / Т.М. Башта, Б.Б. Некрасов, С.С. Руднев, О.В. Байбаков, Кирилловский Ю.Л. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1982. 422 с.

3. Жарковский А.А., Поспелов А.Ю. Использование 3D методов для расчета течения, прогнозирования характеристик и оптимизации формы проточных частей гидравлических турбин // Гидротехническое строительство. 2014. № 11. С. 36-41.
4. Ломакин В.О., Петров А.И. Верификация результатов расчета в пакете гидродинамического моделирования STAR-CCM+ проточной части центробежного насоса АХ 50-32-200 // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. Спец. вып. С. 6-9.
5. Ломакин В.О, Чабурко П.С. Влияние закрутки потока на гидравлический КПД насоса // Инженерный вестник. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2015. № 10.
6. Петров А. И., Ломакин В. О. Численное моделирование проточных частей макетов насосов и верификация результатов моделирования путем сравнения экспериментально полученных величин с расчетными // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 5. С.52-62. DOI: [10.7463/0512.0356070](https://doi.org/10.7463/0512.0356070)
7. Руднев С.С., Матвеев И.В. Методическое пособие по курсовому проектированию лопастных насосов: учеб. пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1975. 72 с.

Influence of Velocity Curves Unevenness on the Centrifugal Pump Head

V.A. Cheryomushkin^{1,*}, V.O. Lomakin¹

[*cheremuha3@yandex.ru](mailto:cheremuha3@yandex.ru)

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: centrifugal pump, CFD, velocity curve

A formula of the theoretical head, which gives the value of the impeller in terms of its geometrical parameters, is used to calculate the pump head at the stage of theoretical design. One of the main assumptions in this case is a strip theory, which does not take into consideration the unevenness of curves of the meridional and circumferential velocity components at the impeller outlet of a centrifugal pump. The article studies this influence. Describes a mathematical model for theoretical and numerical calculations. Shows the figures of the flow part under study and of the computational grid. For complete formalization of the problem the meshing models and boundary conditions are shown. As the boundary conditions, full pump-inlet head into the flow part and velocity at the outlet were used. Then, there are the graphs to compare the results of theoretical and numerical calculation and the error is shown. For comparison, a value of the theoretical head was multiplied by the efficiency, which was defined by computer simulation. A designing process of the flow part was iterative, so the comparison was carried out for all iterations. It should be noted that correction for the finite number of blades is also assumption. To determine a degree of the errors impact because of this correction, an average value of the circumferential component of the fluid velocity at the impeller outlet was calculated by two above methods followed by their comparison. It was shown that this impact is negligible, i.e. correction provides a sufficiently accurate value. In conclusion, the paper explains the possible reasons for inaccuracies in theoretical determination of the head, as well as the option to eliminate this inaccuracy, thereby reducing the time required for defining the basic parameters of the flow part. To illustrate the nature of fluid flow, for the last iteration are given the fields of the pressure distribution and the velocity vector in the equatorial section of the flow. All calculations were performed for both capacity values of the dual-mode pump.

References

1. Song P.F., Zhang Y.X., Xu C., Zhou X., Zhang J.Y. Numerical studies in a centrifugal pump with the improved blade considering cavitation. Available at:

<http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/72/3/032021/meta> , accessed 10.10.2015.

2. *Gidravlika, gidromashiny i gisroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives] / T.M. Bashta, B.B. Nekrasov, S.S. Rudnev, Bajbakov O.V., Kirillovskij Yu.L. 2nd ed. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1982. 422 p. (in Russian).
3. Zharkovskii A.A., Pospelov A.Yu. Use of 3D methods for flow analysis, prediction of characteristics and optimization of the shape of settings of hydraulic turbines. *Power technology and Engineering*, 2015, vol. 49, iss. 1, pp. 27-32. DOI: [10.1007/s10749-015-0568-4](https://doi.org/10.1007/s10749-015-0568-4)
4. Lomakin V.O., Petrov A.I. Verification of computation results of the AX 50-32-200 centrifugal pump wet part in the software package STAR CCM+. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenij. Mashinostroenie* [Proc. of Higher Educational Institutions. Machine Building], 2012, spec.iss., pp. 6-9. DOI: [10.18698/0536-1044](https://doi.org/10.18698/0536-1044) (in Russian)
5. Lomakin V.O., Chaburko P.S. The influence of swirling flow in hydraulic pump efficiency. *Inzhenernyj vestnik. MGTU im. N.E. Baumana* [Engineering Bulletin], 2015, no.10 (in Russian).
6. Petrov A.I., Lomakin V.O. Numerical simulation of flow parts of pump models and verification of simulation results by comparison of obtained values with experimental data. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education of the Bauman MSTU], 2012, no. 5, pp. 52-62. DOI: [10.7463/0512.0256070](https://doi.org/10.7463/0512.0256070) (in Russian)
7. Rudnev S.S., Matveev I.V. *Metodicheskoe posobie po kursu proektirovaniia lopastnykh nasosov* [Methodical manual for course design centrifugal pumps]. Moscow: MGTU, 1975. 72 p. (in Russian).