

Влияние формы лопастей рабочего колеса на напор центробежного насоса

01, январь 2016

Ломакин В. О.^{1,*}, Черемушкин В. А.¹

УДК: 62-137

¹Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

*lomakin@bmstu.ru

Введение

Центробежный насос – разновидность гидродинамических насосов, в котором движение жидкости и необходимый напор создаются за счет центробежной силы, возникающей при взаимодействии лопастей рабочего колеса и перекачиваемой жидкости. Основными элементами проточной части такого насоса являются проточные части: подводящего устройства, отводящего устройства (отвода или направляющего аппарата) и непосредственно рабочего колеса, которое будет более подробно рассмотрено далее.

Первым этапом расчета центробежных насосов, как отечественных, так и зарубежных, является определение основных параметров рабочего колеса: внешнего диаметра, входного диаметра, ширины колеса и углов лопастей на выходе, их количество. Следующим этапом является проверка соответствия теоретического напора насоса указанному в задании, который, согласно используемым методикам, зависит только от указанных выше величин.

Таким образом, при расчете не учитывается целый ряд параметров рабочего колеса, которые могут оказать влияние на характеристику насоса.

В данной работе исследуется один из этих параметров, а именно форма лопасти. Рассматриваются два насоса: лопасти первого спроектированы по стандартной методике, форма лопастей второго выбрана произвольно. Назовем их «колесо 1» и «колесо 2» соответственно. Сравнение осуществлялось методом численного моделирования, давшим достаточно точное сходство с экспериментальными характеристиками [1,2,5]. Также полученные результаты сопоставлялись с теоретически полученным напором. Графики изменения угла лопасти по длине средней струйки приведены на рисунке 1.

Математическая модель

Для определения теоретического напора используются уравнение изменения количества движения

$$M = \rho Q(U_2 r_2 - U_1 r_1), \quad (1)$$

где r_1 – радиус входа жидкости в колесо;

r_2 – радиус выхода жидкости из колеса;

M – момент на рабочем колесе;

Q – расход жидкости через колесо;

ρ – плотность жидкости;

U_2 и U_1 – окружные составляющие скорости жидкости на выходе из колеса и на входе соответственно,

И уравнение баланса мощностей

$$M\omega = \rho g Q H_t, \quad (2)$$

где ω – угловая скорость вращения колеса;

H – напор.

Далее, рассматривая треугольники скоростей на входе и на выходе из колеса, а также учитывая стеснение потока лопатками и конечное число лопастей (поправка Стодола - Майзеля или Стодола - Шерстюка), можно получить выражение для определения теоретического напора

$$H_t = \frac{\omega}{g} \left(r_2^2 u \omega - \frac{Q}{2\pi b_2 \psi_2 t g \beta_{2л}} - K_1 \right), \quad (3)$$

где u – поправка на конечное число лопастей;

ψ_2 – величина стеснения потока на выходе из колеса;

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

K_1 – момент скорости на входе в колесо;

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 [1,4].

На рисунке 1 приведена объемная модель проточной части насоса.

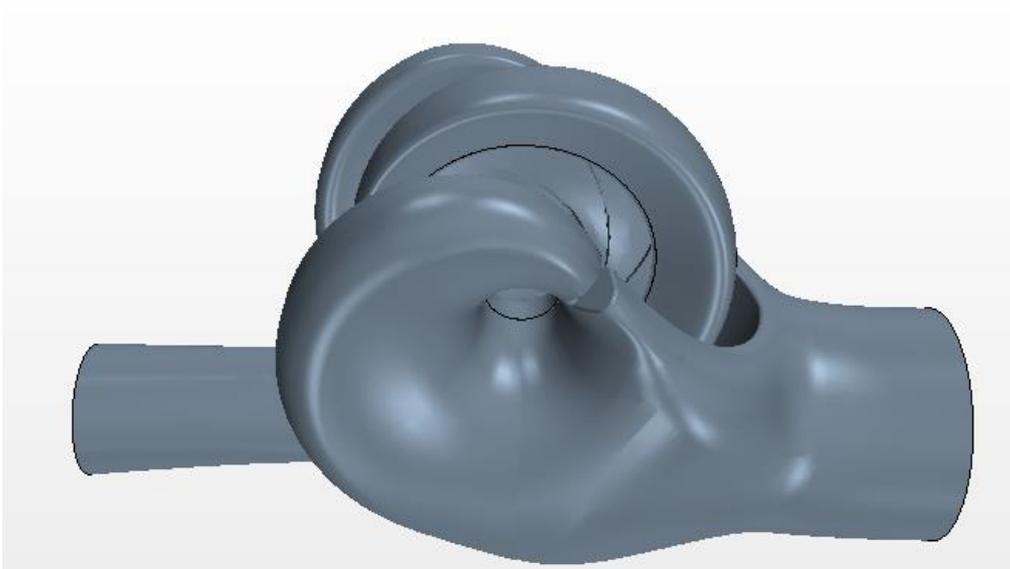


Рис. 1. Проточная часть.

На рисунке 2 показана расчетная сетка в сечении. В ядре потока ячейки имеют многогранную форму, у твердых стенок – призматическую. Общее количество расчетных ячеек около 1.6 млн.

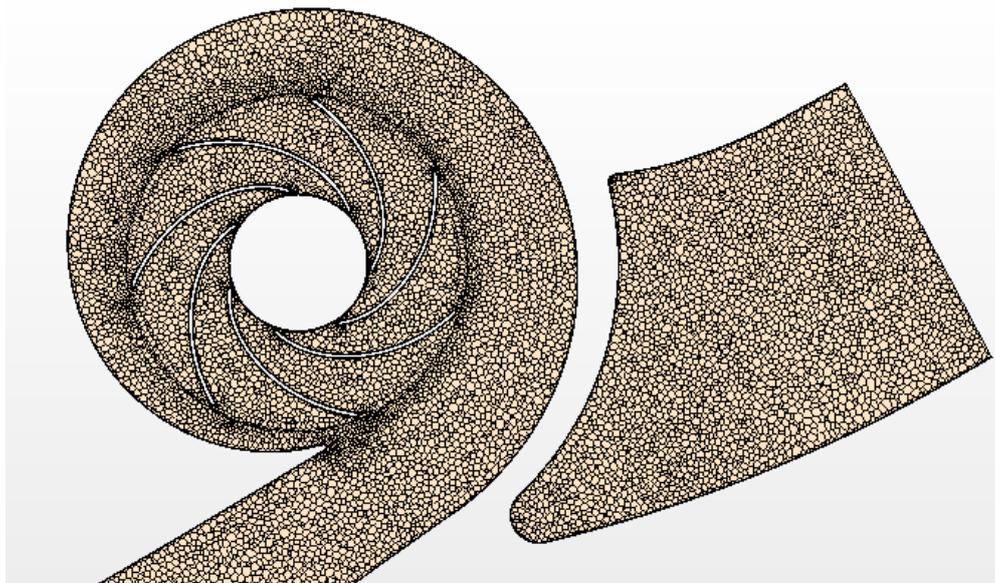


Рис. 2. Расчетная сетка

Анализ полученных результатов

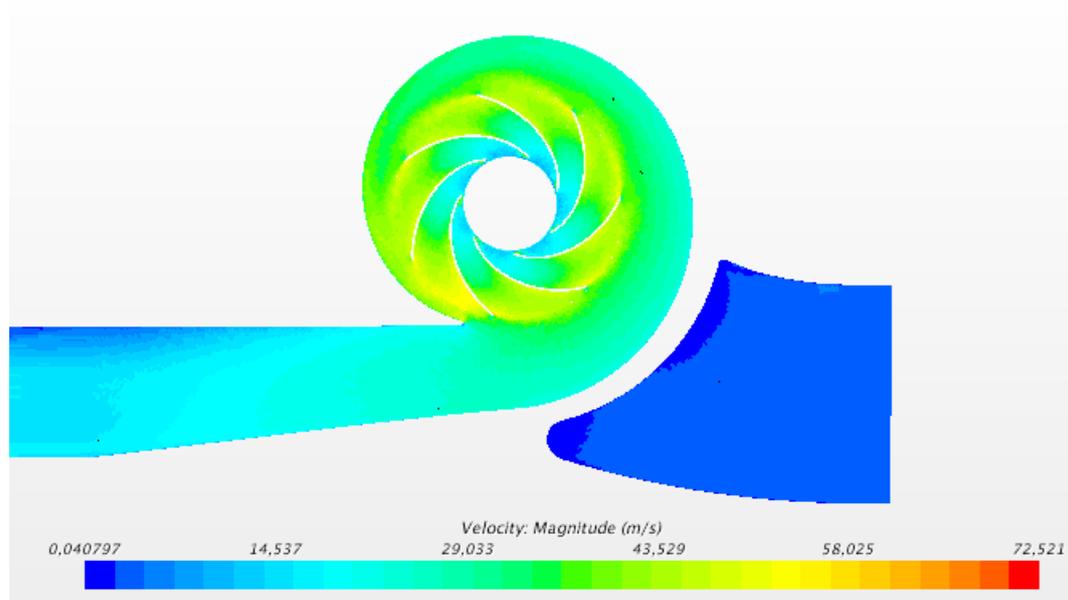
При численном моделировании получены следующие данные:

Таблица 1. Результаты численного моделирования

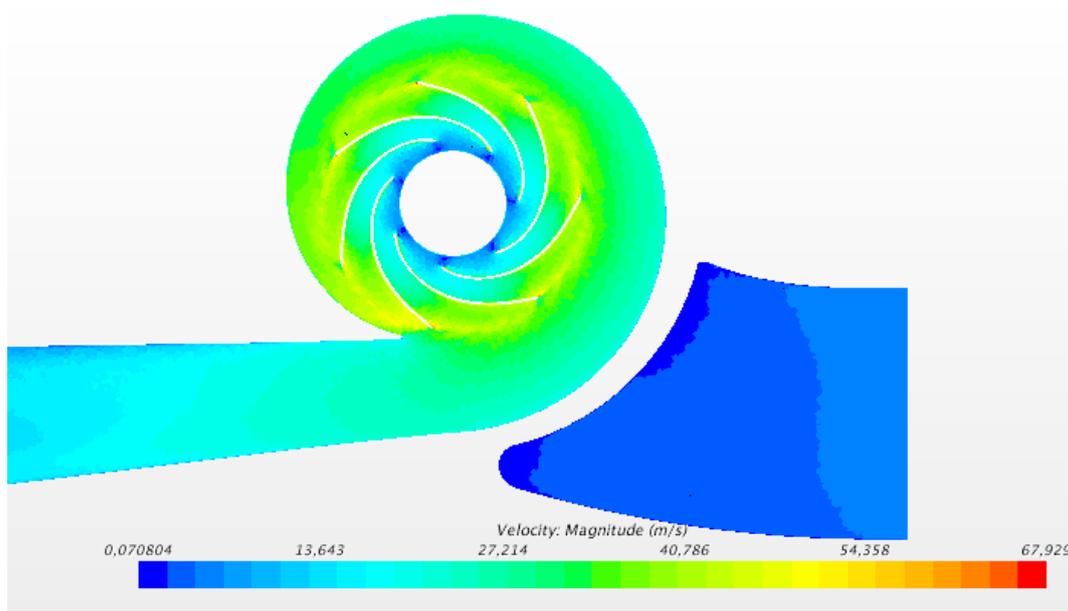
	Напор с учетом гидравлических потерь, м	Напор без учета гидравлических потерь, м	Момент на колесе, Н*м	КПД, %
«колесо 1»	279	304	6560	91.8
«колесо 2»	257	287	6230	89.7

Теоретический напор, по формуле (3) - 302м.

Как видно из приведенных значений, напор зависит от формы лопасти. Очевидно, что базовые уравнения (1) и (2) форму учитывать не могут и являются неизменными, как и величина стеснения потока, зависящая исключительно от геометрии лопатки и колеса на его выходе. Таким образом, обнаруженная неточность может крыться только в поправке на конечное число лопастей, вывод которой сопровождается некоторыми допущениями, исключающими влияние формы лопатки. Так же следует отметить, что более близкий напор к теоретическому дает «колесо 1», построенное по стандартным методикам. Меньшее КПД второго колеса может быть связано с большей протяженностью лопаток.



а)



б)

Рис. 3. Поля амплитуды скорости: а) «колесо 1»; б) «колесо 2»

Заключение

В ходе работы выяснилось, что теоретический напор насоса неявно зависит от формы лопасти. В дальнейшем эта зависимость может быть организована и сведена к соответствующей поправке. Для этого требуется задание некоторого способа параметризации лопатки и проведение серии расчетов.

Список литературы

- [1]. Ломакин В.О., Петров А.И. Численное моделирование проточных частей макетов насосов и верификация результатов моделирования путем сравнения экспериментально полученных величин с расчетными // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2012. № 5. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/356070.html> (дата обращения: 10.11.2015) DOI: [10.7463/0512.0356070](https://doi.org/10.7463/0512.0356070)
- [2]. Чабурко П.С., Ломакин В.О. Численное моделирование течения жидкости в струйном насосе // Машиностроение: сетевой электронный научный журнал. 2014. № 3. С. 55-58. Режим доступа: <http://indust-engineering.ru/issues/2014/2014-3.pdf> (дата обращения: 10.11.2015)
- [3]. Ломакин В.О., Чабурко П.С. Влияние геометрической формы сопла струйного насоса на его характеристики // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2014. № 12. С. 210-219. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/743907.html> (дата обращения: 10.11.2015) DOI: [10.7463/1214.0743907](https://doi.org/10.7463/1214.0743907)
- [4]. Черемушкин В.А. Гидродинамическая муфта. Численное моделирование и теоретическое описание. // Молодежный научно – технический вестник: научное издание МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2015. №5. Режим доступа: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/785907.html> (дата обращения: 10.11.2015)
- [5]. Ломакин В.О., Петров А.И. Верификация результатов расчета в пакете гидродинамического моделирования STAR-CCM+ проточной части центробежного насоса AX 50-32-200 // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. № 5. С. 6-9.
- [6]. Жарковский А.А., Щуцкий С.Ю. Расчёт пространственного пограничного слоя в рабочем колесе центробежной турбомшины. // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2010. №1. С. 143-148.
- [7]. 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. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Vol. 72. Forum 3 - Pump Cavitation. Режим доступа: <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/72/3/032021?fromSearchPage=true>. (дата обращения: 10.10.2015) DOI:10.1088/1757-899X/72/3/032021