

РАСЧЁТНЫЙ СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ВАРИАНТОВ ПРОФИЛИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

А.В. Кретинин, А.В. Иванов, Д.Н. Галдин

В статье проведён расчётный сравнительный анализ энергетической эффективности нескольких вариантов рабочих колёс центробежного насоса. Рассматриваются три различных варианта профилирования формы лопасти рабочего колеса, определяемые углами установки на входе и на выходе. Первый вариант основан на использовании дуги окружности для определения средней линии лопатки. Во втором варианте рассмотрен случай применения параболы. В третьем случае использован метод профилирования лопаток по точкам. В качестве уравнения спирали была задана зависимость плавного изменения котангенса угла установки лопатки от расстояния до оси вращения насоса. При рассмотрении вариантов профилирования меридиональный профиль рабочего колеса оставался неизменным. Геометрия подводящего и отводящего устройств оставалась постоянной при всех проведённых численных исследованиях

Ключевые слова: центробежный насос, рабочее колесо, ANSYS, гидродинамические процессы

Введение

Одной из наиболее актуальных проблем в машиностроении является повышение энергетической эффективности различных машин и агрегатов. Центробежные насосы (ЦН) широко распространены практически во всех областях промышленности. В ЦН подача рабочего тела с заданными давлением и расходом происходит благодаря центробежной силе, создаваемой в результате воздействия лопаток рабочего колеса на перекачиваемую жидкость.

В настоящее время существует множество различных методик профилирования лопаток рабочего колеса ЦН. Они дают возможность получить достаточно хорошие результаты, однако всегда требуется оптимизация конструкции и адаптация методик для каждого конкретного типа насосов. В работе проведён анализ трёх различных способов построения профиля лопатки.

Как указывается в [1], вероятно, наиболее простым и распространённым способом профилирования лопаток является использование дуг окружностей. Вариацией данного способа служит построение средней линии лопатки с использованием одной дуги окружности. При таком построении профиль средней линии лопатки полностью определяется углами установки лопатки на входе и на выходе (β_1 и β_2) и радиусами начала и конца лопатки.

Альтернативным способом построения средней линии является использование параболы, построение которой описано в работах [2-4]. Конформное отображение линии пересечения поверхности тока со средней поверхностью лопатки на развёртку цилиндра состоит из двух прямых и дуги окружности. Для задания формы средней линии этим способом

можно использовать такие переменные как углы β_1 и β_2 , а также длины прямых линий.

В настоящей работе сравнение различных вариантов профилирования производилось с использованием трёхмерного численного моделирования гидродинамических процессов в проточной части центробежного насоса с помощью модуля вычислительной гидрогазодинамики ANSYS CFX 15. Этот программный продукт позволяет проводить численный эксперимент с достаточной степенью точности согласования результатов с физическим экспериментом. Высокая степень согласования достигается за счёт выбора корректных параметров моделирования, таких как: качество расчётной сетки, граничные условия, модель турбулентности.

В математической модели в качестве определяющих уравнений использовались:

Уравнение неразрывности -

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial v_i}{\partial y_i} = 0, \tag{1}$$

где u_i - радиальная составляющая скорости жидкости;

v_i - тангенциальная составляющая скорости жидкости;

x, y – декартовы координаты.

Уравнение количества движения вида

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + v_i) \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] = 2\varepsilon_{ijk} \Omega_j U_k + \Omega_j x_j - \Omega_j x_i, \tag{2}$$

где U - средний компонент скорости;

Ω - вектор вращения;

ε_{ijk} - тензор векторного произведения

Турбулентная вязкость по уравнению:

$$v_i = c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \tag{3}$$

где v_i - кинематическая вязкость;

Кретинин Александр Валентинович – ВГТУ, д-р техн. наук, профессор, тел. 8 (473) 252-34-52, e-mail: avk-yrn@mail.ru

Иванов Андрей Владимирович - ВГТУ, д-р техн. наук, доцент, тел. 8 (473) 234-64-84, e-mail: iav308@inbox.ru

Галдин Дмитрий Николаевич – ВГТУ, ассистент, тел. 8(473) 252-34-52, e-mail: dmgaldin@yandex.ru

c_μ - константа k - ε модели = 0,09;
 k - турбулентная кинетическая энергия;
 ε - скорость диссипации.

Использовалась k - ε модель турбулентности, в которой турбулентная кинетическая энергия и скорость диссипации рассчитываются из уравнений (4) и (5) [5].

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] = \nu_i \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] = \\ = c_1 \frac{\varepsilon}{k} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - c_2 \frac{\varepsilon^2}{k}. \end{aligned} \quad (5)$$

где σ_k и σ_ε - числа Прандтля и Шмидта соответственно равные 1,0 и 1,3;

c_1 и c_2 - коэффициенты в k - ε модели, равные 1,44 и 1,92 соответственно.

В качестве исходной модели для исследования выступал серийно изготавливаемый горизонтальный центробежный насос консольного типа с подачей 50 м³/ч и напором 50 метров, при частоте вращения 2950 об/мин. Профиль меридионального сечения рабочего колеса этого насоса был использован для построения 3D моделей проточных частей. Диаметры на входе и на выходе из рабочего колеса оставались постоянными для всех вариантов профилирования лопаток. На рис. 1 представлен меридиональный профиль рабочего колеса с условным обозначением геометрических размеров.

CFD моделирование центробежного насоса начиналось с создания геометрии рабочих колёс и отводящего устройства. Построение производилось в модуле ANSYS Design Modeler. Расчётные исследования проводилось для четырёх различных вариантов рабочих колёс. Были построены 4 различные модели рабочего колеса и одна, общая для всех вариантов профилирования, модель спирального отвода. Следует отметить, что оптимизация отводящего устройства с точки зрения гидравлических характеристик не выполнялась. Для всех моделей рабочего колеса была использована лопатка с постоянной толщиной. Это условие использовалось из соображений простоты построения модели, а также для обеспечения сравнения профилей в сходных условиях при расчётном моделировании. Для всех лопаток задавались одинаковые углы установки на входе и на выходе, а также радиусы начала и конца лопатки.

На рис. 2 представлена модель проточной части рабочего колеса, спрофилированная дугой окружности. Для её построения были заданы углы β_1 и β_2 , радиусы начала и конца лопатки. После задания этих параметров модель стала полностью определённой.

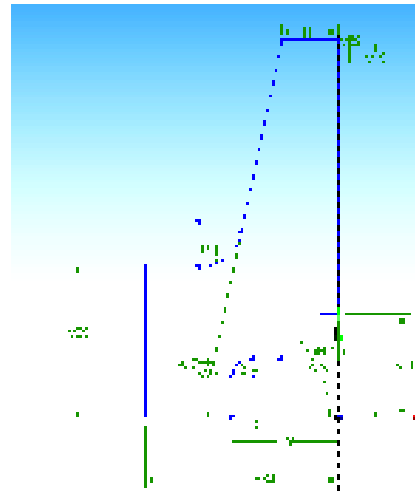
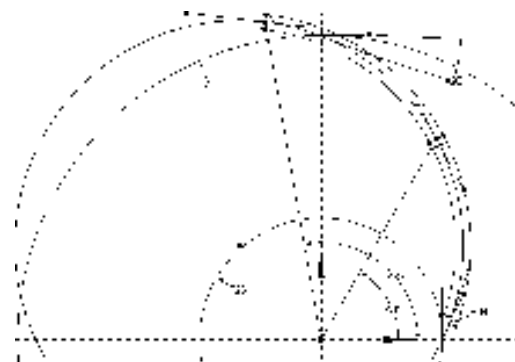


Рис. 1. Меридиональный профиль рабочего колеса с условным обозначением размеров

На рис. 3 и 4 изображены модели рабочих колёс, построенные по методикам, описываемых в работах [2-4].



Профилирование лопатки

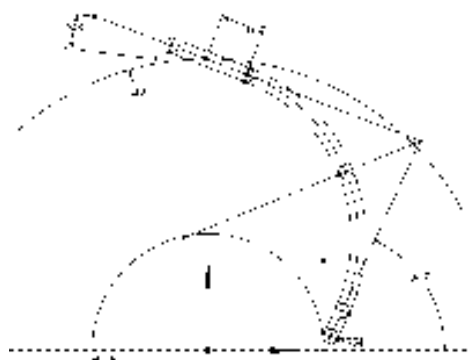


Твердотельная модель проточной части РК

Рис. 2. Рабочее колесо с лопаткой, спрофилированной по дуге окружности

В отличие от модели с использованием дуги окружности появилась необходимость задания ещё одной переменной, а, именно, длины прямолинейного участка (при условии равенства длин отрезков согласно рекомендациям). Было создано две модели с различными значениями этого параметра для сравнения результатов расчётов (в варианте 2 длина прямой линии больше на 33% чем в варианте 1).

На рис. 5 приведена модель, построенная с использованием метода профилирования лопаток по точкам. В качестве уравнения спирали была задана зависимость плавного изменения котангенса угла установки лопасти от расстояния до оси вращения насоса.

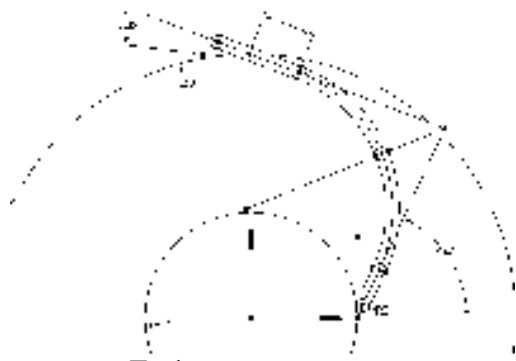


Профилирование лопатки



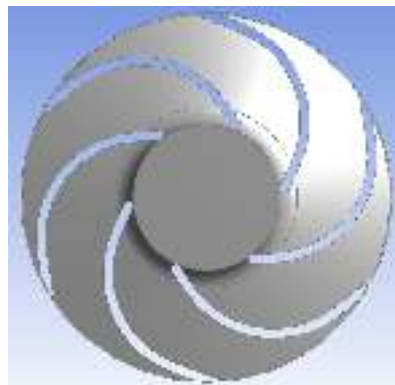
Твердотельная модель проточной части

Рис. 3. Рабочее колесо «вариант 1»



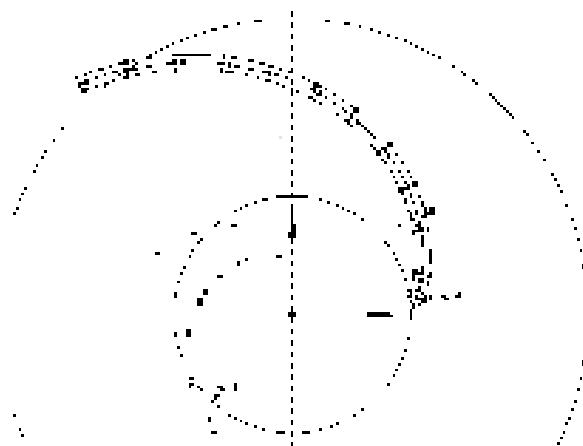
Профилирование лопатки

Рис. 4. Рабочее колесо «вариант 2»

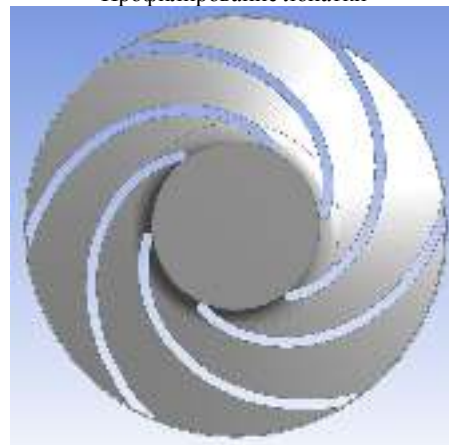


Твердотельная модель проточной части

Рис. 4. Рабочее колесо «вариант 2» (продолжение)



Профилирование лопатки



Твердотельная модель проточной части

Рис. 5. Рабочее колесо с профилированием лопаток сплайном

Сеточные модели рабочих колёс генерировались в модуле ANSYS Meshing с идентичными параметрами для корректного сравнения результатов вычисления. Каждая сеточная модель вариантов проточной части центробежного насоса (рабочее колесо и отвод) содержала около 2 млн. ячеек. На рис. 6 представлена расчётная модель проточной части центробежного насоса.

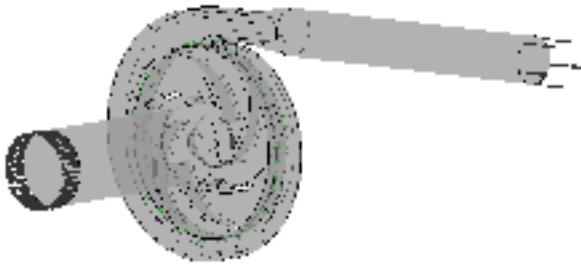


Рис. 6. Расчётная модель

После того как сеточные модели были сформированы на их основе создавались расчётные модели в модуле CFX-Pre с одинаковыми граничными условиями. Моделирование производилось в стационарной постановке. В качестве модели турбулентности была использована $k-\varepsilon$ модель. Граничные условия на входе - массовый расход, на выходе - статическое давление. Для всех моделей использовалась одинаковые скорости вращения и типы интерфейсов между рабочим колесом и отводом (интерфейс Frozen rotor). Сравнение профилей проводилось по гидравлическому КПД насоса в предположении, что механический, объёмный и дисковый КПД для всех вариантов профиля лопатки - идентичны.

Решения проводились до достижения двух условий. Первое условие - значения среднеквадратичных невязок (RMS) достигают значения ниже 10^{-5} . Второе условие - графики расчётных интегральных величин (напор и гидравлический КПД насоса) выходят на горизонтальную линию, или изменяются очень незначительно. Графики сходимости представлены на рис. 7.

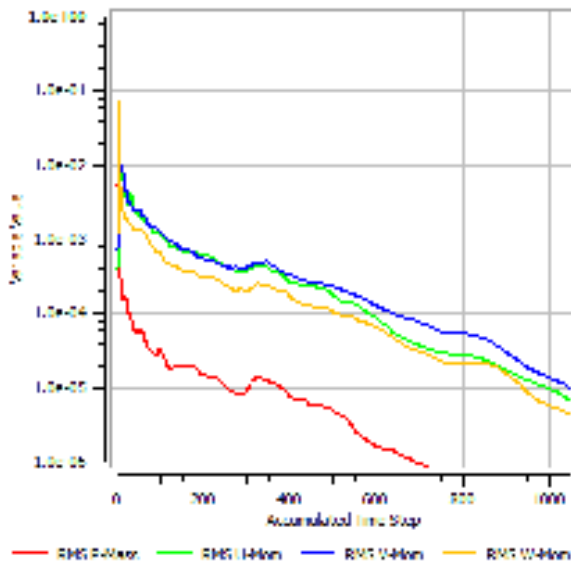


График сходимости решения

Рис. 7. Графики сходимости решения

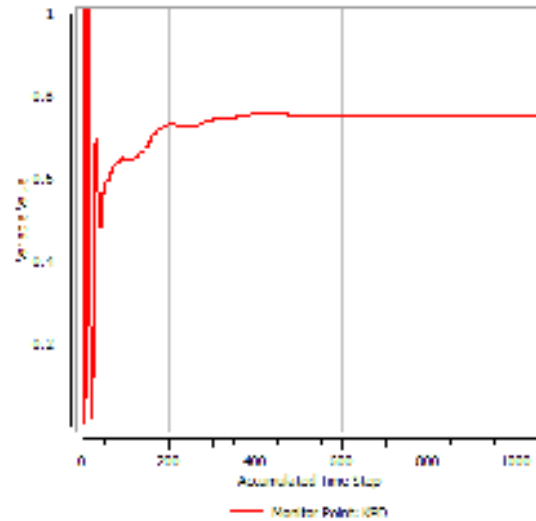


График расчётного значения гидравлического КПД

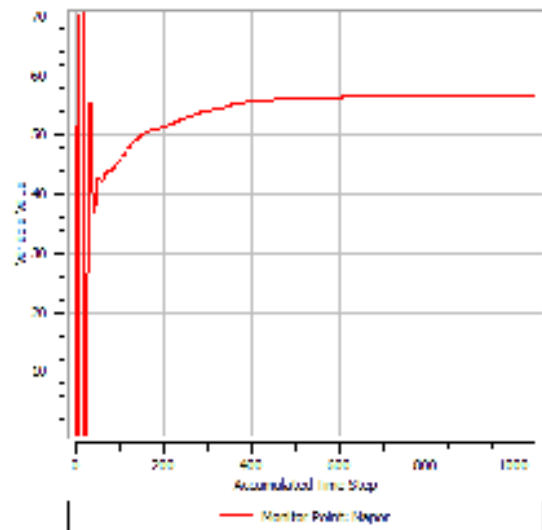


График расчётного значения напора

Рис. 7. Графики сходимости решения (продолжение)

В результате численного моделирования были получены результаты, которые представлены в таблице.

Результаты моделирования

Вариант профилирования рабочего колеса	Напор, [м]	Гидравлический КПД
Средняя линия по дуге окружности	57,484	0,732
Средняя линия по параболе, вариант 1	56,669	0,753
Средняя линия по параболе, вариант 2	56,034	0,757
Средняя линия по сплайну	55,008	0,784

На рис. 8 представлены векторы скоростей для различных вариантов профилирования рабочего колеса.

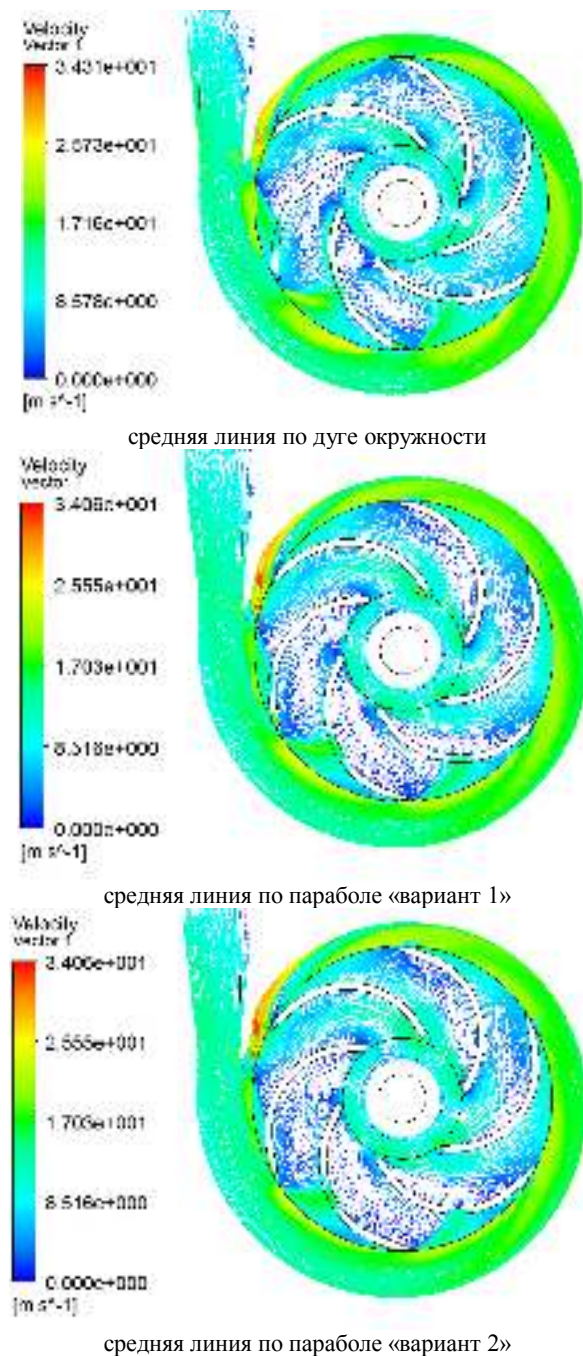


Рис. 8. Векторы скорости

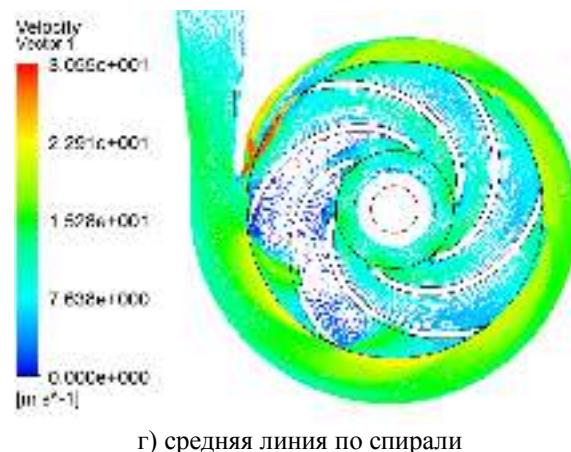


Рис. 8. Векторы скорости (продолжение)

Заключение

Анализируя полученные результаты, можно сделать вывод, что гидравлический КПД насоса минимален при профилировании средней линии лопатки дугой окружности. Более эффективным методом является построение профиля лопатки по параболе, причём следует отметить, что длина прямой линии существенно влияет на характер движения жидкости по межлопаточному каналу. При уменьшении длины прямой линии форма лопатки будет приближаться к дуге окружности, а при увеличении наблюдается отрыв потока от корытца лопатки, что влечёт за собой дополнительные потери. Этот способ профилирования требует детального подбора параметров при профилировании для достижения оптимального результата.

Наибольшую эффективность из четырёх рассмотренных вариантов показал метод построения по точкам, задающих сплайн. Помимо наибольшего значения гидравлического КПД, данный метод обеспечивает хорошее распределение скоростей в межлопаточном канале.

Литература

1. Иванов, А.В. Турбонасосные агрегаты кислородно-водородных ЖРД [Текст]: монография / А.В. Иванов. - Воронеж: ГОУВПО «ВГТУ», 2011. - 284 с.
2. Автоматизированное проектирование центробежного насоса [Текст]: методическое пособие / С.С. Панаиотти [и др.]; под ред. С.С. Панаиотти. - Калуга: КФ МГТУ, 2001. - 44 с.
3. Мелашенко, В.И. Профилирование лопастей рабочих колес центробежных насосов [Текст] / В.И. Мелашенко, А.В. Зуев. - М.: МВТУ, 1980. - 52 с.
4. Руднев, С.С. Методическое пособие по курсовому проектированию лопастных насосов [Текст] / С.С. Руднев, И.В. Матвеев. - М.: МВТУ, 1974. - 72 с.
5. Ruprecht, A Parallel Computation of Stator-Rotor Interaction in an Axial Turbine // ASME PVP Conference, CFD Symposium [Boston, 1999]. - Boston: 1999. p. 1-9.

CALCULATION COMPARISON OF VARIANTS FOR PROFILING CENTRIFUGAL PUMP IMPELLER

A.V. Kretinin, professor of Oil and Gas Equipment and Transportation Department of Voronezh State Technical University, Doctor of Science (Engineering), full professor, Voronezh, Russian Federation, e-mail: avk-vrn@mail.ru.

A.V. Ivanov, Professor of Rocket Department of Voronezh State Technical University, Doctor of Science (Engineering), associate professor, Voronezh, Russian Federation e-mail: Iav308@inbox.ru

D.N. Galdin, postgraduate student at the Oil and Gas Equipment and Transportation Department of Voronezh State Technical University, Voronezh, Russian Federation, e-mail: dmgaldin@yandex.ru.

The comparison of several versions of impeller of the centrifugal pump is carried out in this article. Considered Three different variants of form profiling of the impeller blade, determined by the installation angles on an inlet and at the outlet. The first option is based on the circle arch usage for definition of the blade mean line. The case of parabola applications is considered in the second option. In the third case the method of paddle profiling on points was used. The dependence of smooth changing of blade installation angle cotangent from the distance to the axis rotation has been given as the spiral equation In this specific case the meridional profile of the impeller remained invariable. Geometry of inlet and volute remained constant for all numerical solutions

Key words: centrifugal pump, impeller, ANSYS, hydrodynamic processes

References

1. Ivanov A.V. Turbonasosnye agregaty kislородno-vodorodnyh ZHRD: monografiya [Turbopump unit oxygen-hydrogen rocket engine: monograph] - Voronezh: GOUVPO «VGTU», 2011. - 284 p.
2. Panaiotti S.S. Avtomatizirovannoe proektirovanie centrobezhnogo nasosa: metodicheskoe posobie [Automated design of centrifugal pump: methodical manual] – Kaluga: KF MGTU, 2001. – 44 p.
3. Melashchenko V.I., Zuev A.V. Profilirovanie lopastej rabochih koles centrobezhnyh nasosov [Profiling the blades of the impeller] – Moscow.: MVTU, 1980. – 52 s.
4. Rudnev S.S., Matveev I.V. Metodicheskoe posobie po kursovomu proektirovaniyu lopastnyh nasosov [Methodical manual for the course project on centrifugal pumps] – Moscow.: MVTU, 1974. – 72 s.
5. Ruprecht, A Parallel Computation of Stator-Rotor Interaction in an Axial Turbine // ASME PVP Conference, CFD Symposium [Boston, 1999]. – Boston: 1999. p. 1-9.