



DOI: 10.18721/JEST.230204

УДК 621.671.001.024

Д.Г. Свобода, А.А. Жарковский, Е.А. Иванов

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Российская Федерация

О ПРОЕКТИРОВАНИИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВОГО НАСОСА НИЗКОЙ БЫСТРОХОДНОСТИ

Показано, что напорная характеристика насоса, работающего в качестве главного циркуляционного насосного агрегата в реакторных установках, должна иметь стабильную форму, без западающего участка. Описана причина провала характеристики на режимах малых подач. На основе численных исследований предложены рекомендации по проектированию проточной части осевого насоса низкой быстроходности с незападающей формой напорной характеристики. В процессе моделирования применены методы оптимизации геометрии лопастной системы с помощью встроенного в программный комплекс Ansys Workbench инструмента оптимизации DesignXplorer. Для обеспечения требуемой формы характеристики необходимо задание переменного закона распределения теоретического напора по размаху лопасти, обеспечение безударного и плавного обтекания входной кромки лопасти рабочего колеса, увеличение углов охвата лопасти, уменьшение потерь в выправляющем аппарате на недогрузочных режимах. Представлены энергетические характеристики осевого насоса, спроектированного с учетом разработанных рекомендаций.

ОСЕВОЙ НАСОС; ПРОТОЧНАЯ ЧАСТЬ; ЧИСЛЕННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ; ПРОЕКТИРОВАНИЕ; НАПОРНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА; ОПТИМИЗАЦИЯ.

Ссылка при цитировании:

Д.Г. Свобода, А.А. Жарковский, Е.А. Иванов. О проектировании проточной части осевого насоса низкой быстроходности // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2017. Т. 23. № 2. С. 41–52. DOI: 10.18721/JEST.230204

D.G. Svoboda, A.A. Zharkovsky, E.A. Ivanov

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, Saint-Peterburg, Russian Federation

FLOW CHANNEL DESIGN FOR AN AXIAL-FLOW PUMP WITH A LOW SPECIFIC SPEED

It is shown that the pressure characteristic of a pump operating as the main circulation pump unit in reactor facilities should have a stable form without a sink area. The reason for the failure of the characteristic in low-feed modes is described. The recommendations for designing the flow channel of a low-speed axial-flow pump with an increasing form of the pump characteristic are proposed on the basis of numerical studies. The methods for optimizing the geometry of the blade system were applied in the modeling process using the DesignXplorer optimization tool built in the Ansys Workbench software package. To obtain the desired form of the characteristic, it is necessary to set a variable law of the theoretical pressure distribution along the blade span, to provide a stepless and smooth flow around the leading edge of the impeller blade, to increase the blade coverage angles, and to reduce the losses in the straightening machine in low-feed mode. The paper presents the energy characteristics for the axial-flow pump, designed taking into account the recommendations developed.

AXIAL-FLOW PUMP; FLOW CHANNEL; NUMERICAL STUDY; DESIGNING; PUMP CHARACTERISTICS; OPTIMIZATION.

Citation:

D.G. Svoboda, A.A. Zharkovsky, E.A. Ivanov, Flow channel design for an axial-flow pump with a low specific speed, St. Petersburg polytechnic university journal of engineering sciences and technology, 23 (02) (2017) 41–52, DOI: 10.18721/JEST.230204

Введение

Осевые насосы (ОН) нашли применение в ядерной энергетике, в том числе в качестве главных циркуляционных насосных агрегатов (ГЦНА), предназначенных для бесперебойной циркуляции теплоносителя в замкнутом контуре реактора в условиях высокой температуры и повышенного давления. Насосы данного типа имеют преимущества по сравнению с центробежными и диагональными: они более эффективны, имеют меньшие габаритные размеры, массу и стоимость.

Принцип действия ОН основан на создании приращения давления только за счет преобразования кинетической энергии в диффузорном потоке проточной части рабочего колеса и направляющего аппарата при уменьшении относительной скорости течения жидкости. Особенность осевых насосов — специфический вид напорной характеристики, которая в области малых подач имеет точку перегиба и западающую зону. Область западания может распространяться вплоть до значений расходов $0,6–0,8Q_H$. Наличие этой зоны обусловлено геометрией проточной части, когда из-за различной длины линий тока у втулки и периферии разные элементы лопасти совершают разную работу.

При использовании осевых насосов в качестве ГЦНА реакторной установки к ним предъявляется ряд специальных требований, в том числе отсутствие западающего участка на напорной характеристике. Данное требование вытекает из нескольких факторов. В реакторных установках обычно осуществляется параллельная работа нескольких ГЦНА на общую напорную сеть. Известно, что для устойчивой параллельной работы на общую сеть каждый из насосов должен иметь стабильную, незападающую напорную характеристику [1]. В случае нестабильной характеристики зона неустойчивой работы увеличивается, и может возникнуть неравномерное распределение нагрузки между работающими насосами. Еще одно обстоятельство, которое необходимо учитывать, — это возможное регулирование частоты вращения насоса, используемое для обеспечения маневренности мощности РУ. При снижении частоты вращения рабочая точка перемещается в область малых подач, и если на этих режимах напорная характеристика имеет пологий или западающий участок, то это может

привести к значительным колебаниям подачи и неустойчивой параллельной работе насосов. Отсюда возникает одно из проектных требований к ГЦНА: обеспечение стабильной, незападающей формы напорной характеристики для рабочего диапазона $Q = (0,4–1)Q_H$.

Цель работы. Предложить методику проектирования проточной части осевого насоса с незападающей формой напорной характеристики.

Расчетные исследования

В работе [2] показано, что на форму напорной характеристики влияют разные участки проточной части в зависимости от коэффициента быстроходности насоса. Для быстроходных осевых насосов определяющими являются участок проточной части в области рабочего колеса (РК), форма меридианной проекции рабочего колеса, а также наличие и направление закрутки потока на всасывающем участке перед РК. Показано, что установка в области подвода неподвижных лопаток способствует увеличению крутизны напорной характеристики.

В работах [3, 4] представлены результаты численных и экспериментальных исследований влияния геометрических параметров лопастной системы и конструктивных элементов проточного тракта испытательных стендов на форму напорной характеристики осевого насоса низкой быстроходности ($n_s = 580$). Варьирование различных геометрических параметров (втулочного отношения, углов лопасти, густотой, числом лопастей и др.) не позволило спроектировать проточную часть с полностью отсутствующим западающим участком напорной характеристики. Но исследование дало возможность объяснить природу его образования на недогрузочных режимах работы насоса. Автором были сделаны выводы, что на режимах $Q = (0,3–0,6)Q_H$ в периферийных сечениях межлопастного канала рабочего колеса осевого насоса появляются отрывные течения и вихри, которые полностью или частично перекрывают течение в каналах насоса в этих сечениях. Отсутствие циркуляции скорости вокруг профиля является причиной того, что в периферийных сечениях не происходит приращения энергии потока (сечения «выключаются» из работы); это и ведет к «недосозданию» напора на этих режимах и провалу напорной характеристики насоса.



При этом величина радиального зазора в камере РК и конструкция подвода потока к рабочему колесу оказывают существенное влияние на размеры и глубину провала западающего участка характеристики.

Обзор литературы показал, что в работах [5–9] отсутствуют однозначные количественные рекомендации по проектированию насосов с разными коэффициентами быстроходности n_s , имеющих незападающую форму напорной характеристики. Поэтому необходимо предложить рекомендации по созданию проточной части со стабильной, непрерывно падающей напорной характеристикой для осевых насосов низкой быстроходности.

При решении этой задачи проектирование лопастной системы с заданными требованиями велось в среде Ansys Workbench в трехмерной постановке в программе Blade Modeler, входящей в состав пакета Ansys Design Modeler. Профилирование лопастных систем рабочего колеса и выправляющего аппарата (ВА) осуществлялось по пяти поверхностям тока, где первое сечение было корневым на поверхности втулки, пятое

сечение выполнено на радиусе камеры рабочего колеса, а радиусы промежуточных расчетных сечений располагались таким образом, чтобы между соседними поверхностями тока проходили одинаковые расходы. По результатам проектирования была получена трехмерная параметризованная проточная часть (рис. 1), которая характеризуется и описывается набором взаимосвязанных геометрических параметров.

Далее модель импортировалась в пакет Ansys TurboGrid, где строились блочно-структурированные расчетные сетки РК и ВА. Необходимые граничные условия задавались в препроцессоре CFX-Pre, а расчет проводился решателем CFX-Solver. Такой подход значительно упростил создание проточной части с требуемыми характеристиками, так как позволил легко изменять геометрию исходной модели, автоматически перестраивать расчетную сетку, осуществлять расчет и анализ результатов на каждом шаге проекта, а также использовать встроенные в пакет Ansys Workbench инструменты оптимизации.

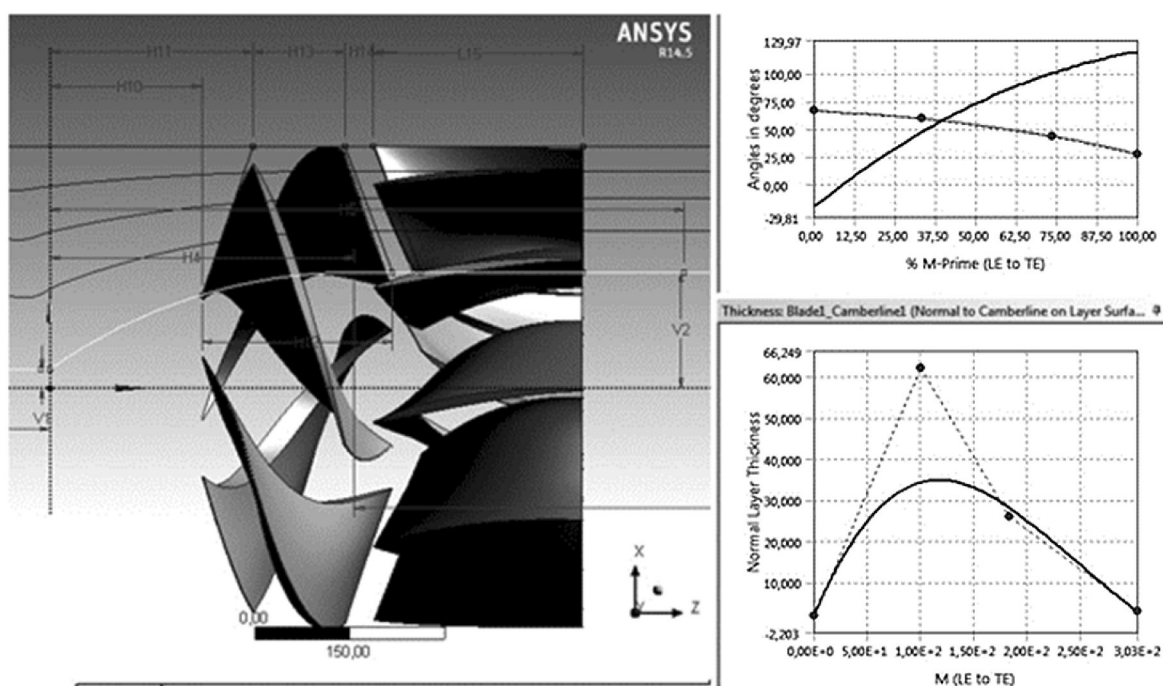


Рис. 1. Проектирование проточной части в программе Blade Modeler: (скриншот рабочего окна программы)

Fig. 1. Design of a flowing part in the Blade Modeler program: (screenshot of interface)

Геометрия лопастной системы РК и ВА в значительной мере определяется углами установки лопасти на входной и выходной кромках. С учетом результатов проведенных автором исследований [3, 4] были проведены изменения в методике проектирования лопастной системы РК. Вместо традиционного подхода, когда выполняется условие постоянства расчетного теоретического напора по размаху лопасти, в новом варианте был задан переменный закон изменения теоретического напора вдоль радиуса рабочего колеса (рис. 2).

Такой подход позволил разгрузить периферийные сечения лопасти РК и увеличить значение (вес) средних сечений в создании приращения энергии в рабочем колесе. Предполагалось, что на недогрузочных режимах, при которых происходит запирание течения в периферийных сечениях, недосозданный этим участком лопасти напор будет восполнен дополнительной энергией, создаваемой средними сечениями лопасти.

Известно, что выходные углы лопасти связаны с теоретическим напором соотношением

$$\beta_2 = \arctg \frac{v_z}{u - \frac{gH_T}{u}}. \quad (1)$$

В свою очередь теоретический напор зависит от угла поворота (кривизны) лопасти рабочего колеса $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$:

$$H_T = \frac{v_z u (\ctg\beta_1 - \ctg\beta_2)}{g}. \quad (2)$$

При проектировании углы лопасти на входе задавались из условия безударного входа потока в решетку профилей:

$$\beta_1 = \arctg \frac{v_z}{u}. \quad (3)$$

Из формул (1), (2) следует, что теоретический напор зависит от угла $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$ поворота вектора относительной скорости и выходного угла β_2 . Чем больше $\Delta\beta$ и β_2 , тем больше теоретический напор, но одновременно увеличивается диффузорность потока в межлопастном канале, а значит, увеличивается и угроза отрыва пограничного слоя от стенок канала. Это может вызвать резкое увеличение потерь на вихреобразование, нарушение обтекания лопастей и снижение напора по сравнению с расчетным. При задании переменного закона изменения теоретического напора (см. рис. 2) выходные углы лопасти и ее кривизна в периферийных и втулочных сечениях уменьшаются. У нового варианта лопастной системы (ЛС) кривизна лопасти в периферийном сечении на максимальном радиусе составила $\Delta\beta = 256^\circ$, а во втулочном — $\Delta\beta = 28,9^\circ$. Уменьшение кривизны у втулки является положительным фактором, позволяющим получить удовлетворительную форму корневого сечения лопасти.

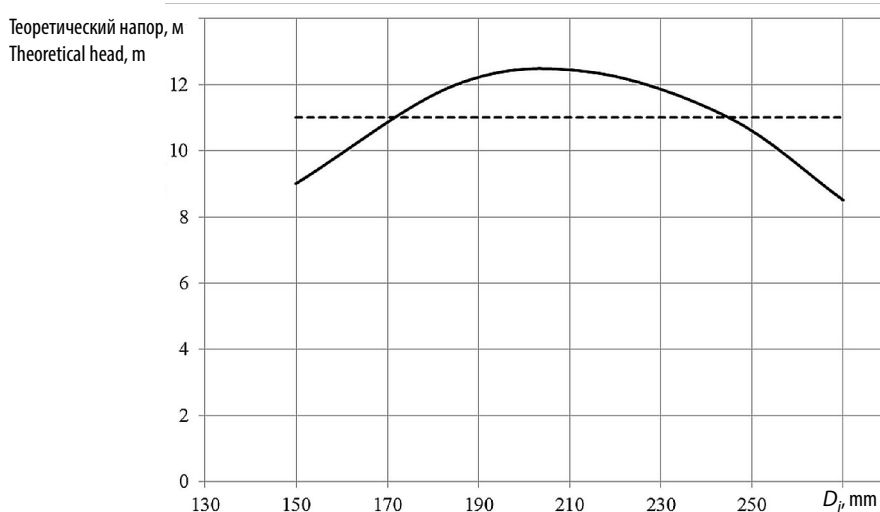


Рис. 2. Расчетный теоретический напор (----- — традиционный подход; ——— — рекомендуемый)

Fig. 2. The calculated theoretical head (----- — the traditional approach; ——— — recommended)



Таблица 1

Углы лопасти рабочего колеса

Table 1

Angles of blade of driving wheel

Номер сечения	Угол входа β_1 , град.	Угол выхода β_2 , град.	Угол поворота $\Delta\beta$, град.
1 (втулка)	20,1	49	28,9
2	16,4	33,4	17
3	14,1	23,2	9,1
4	12,6	17,5	4,9
5 (периферия)	11,4	14	2,6

В табл. 1 представлены значения геометрических углов лопасти для всех пяти расчетных сечений.

При проектировании применялся линейный закон изменения углов скелетной линии от угла охвата лопасти: $\beta = f(\varphi)$.

Были проведены исследования влияния положения входной и выходной кромок лопасти рабочего колеса в меридианной проекции проточной части. Для этого были созданы три варианта лопасти РК, отличающиеся положением кромок (рис. 3).

По результатам численных расчетов были получены напорные характеристики, представленные на рис. 4.

Из графиков на рис. 4 следует, что положение кромок лопасти РК в меридианной проекции влияет на форму напорной характеристики насоса. Трапециевидная форма меридианного сечения РК является более предпочтительной. Входная кромка не должна быть как перпендикулярной оси вращения РК, так и чрезмерно «заваливаться» по направлению течения потока.

Влияние наклона входной кромки на форму напорной характеристики можно объяснить, проанализировав поля окружной составляющей относительной скорости в меридианной проекции на разных режимах работы насоса. На рис. 5 показаны поле и вектора скорости для режима $Q = 0,4Q_H$.

На рис. 5 видно, что на входе в рабочее колесо в периферийных сечениях присутствует осевой вихрь, который наблюдается на режимах $Q = (0,3-0,6)Q_H$. Угол наклона всасывающей

кромки влияет на возможность вихря заходить в межлопастной канал и препятствовать нормальному обтеканию лопастей, что и является причиной уменьшения напора.

Улучшение условий натекания потока на лопасть учитывалось при профилировании входной кромки в плоскости, перпендикулярной оси вращения (рис. 6). В этой плоскости производился сдвиг профилей в расчетных сечениях таким образом, чтобы профиль на большем радиусе начинался позже предыдущего. Форма входной кромки моделировалась криволинейной. Все это обеспечило плавность и лучшую обтекаемость входной кромки. При этом сдвиг профилей приводил к искривлению формы напорной кромки лопасти. Поэтому для обеспечения ее плавности (рис. 7) проводилась корректировка углов охвата лопасти.

Полученные по результатам проектирования углы охвата φ для каждого расчетного сечения представлены в табл. 2.

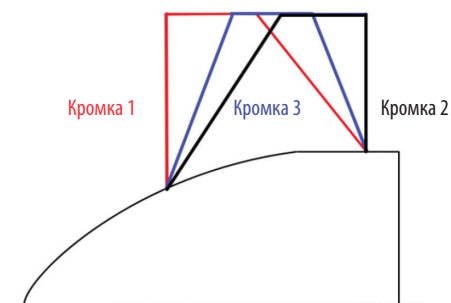


Рис. 3. Варианты меридианной проекции лопасти РК

Fig. 3. Options of a meridian projection of the blade of the driving wheel

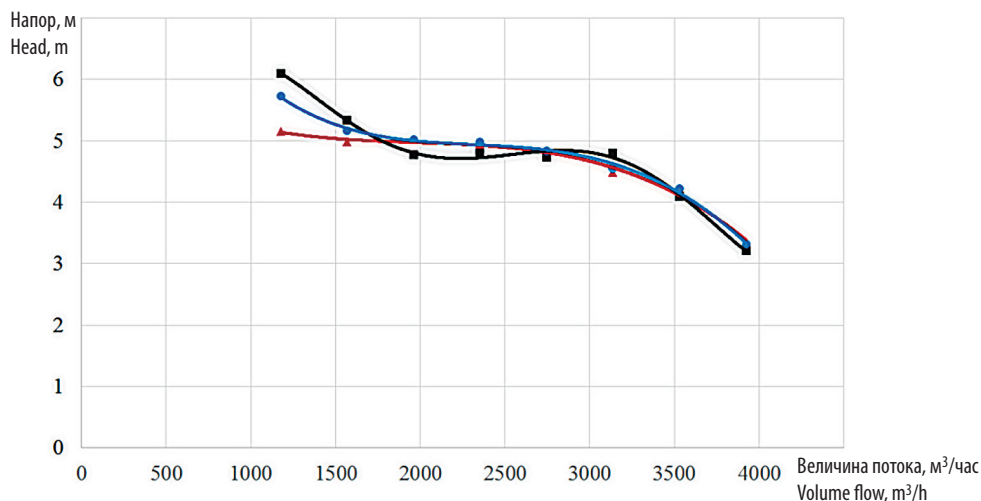


Рис. 4. Зависимость напорной характеристики от положения кромок (▲ — кромка 1; ● — кромка 2; ■ — кромка 3)

Fig. 4. Dependence of the pressure head characteristic of the pump on the provision of edges (▲ — edges 1; ● — edges 2; ■ — edges 3)

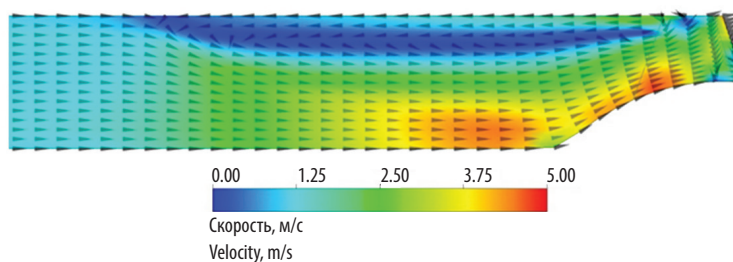


Рис. 5. Эпюра окружной скорости в меридианной проекции ПЧ

Fig. 5. Contour of circumferential speed in a meridian projection of a flowing part

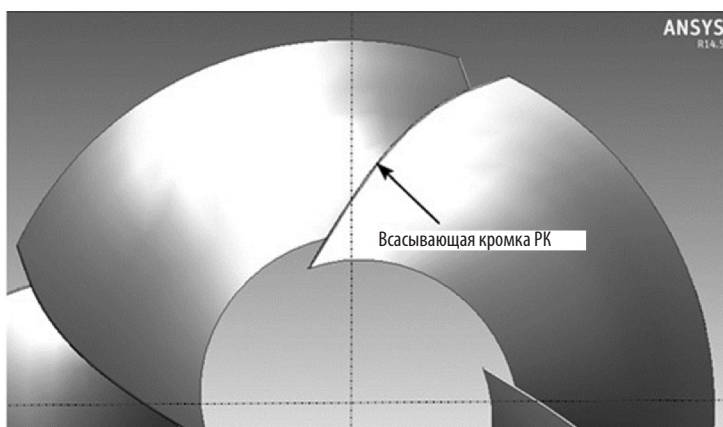


Рис. 6. Профилирование входной кромки РК

Fig. 6. Profiling of an entrance edge of the driving wheel

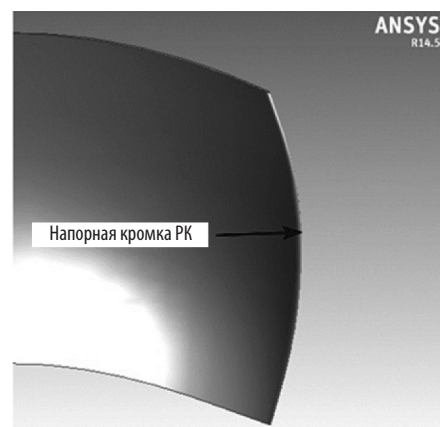


Рис. 7. Профилирование выходной кромки РК

Fig. 7. Profiling of an output edge of the driving wheel

Таблица 2

Откорректированные углы охвата лопасти для расчетных сечений

Table 2

Comer of scope for calculation section

Номер сечения	Расстояние от оси вращения РК, мм	Угол охвата лопасти, град
1	149 (втулка)	126,6
2	185	111,9
3	217	105,5
4	245	96,8
5	270 (периферия)	85,4

Основные параметры ЛС рабочего колеса, спроектированной в программе Blade Modeler, следующие:

- Втулочное отношение, \bar{d} 0,55
- Количество лопастей, z_{PK} 4
- Диаметр РК, D (мм).....270
- Коэффициент подачи, K_Q 0,347
- Коэффициент напора, K_H 0,138

При проектировании выправляющего аппарата использовались традиционные методы [10]. Однако вследствие того, что скелетные линии РК и ВА «одеваются» толщиной (образуется стеснение потока), а также в силу сложного характера обтекания профилей поточные углы не совпадают с теоретическими, полученными из треугольников скоростей. Это требует проведения корректировки входных углов аппарата. Такую корректировку можно сделать вручную, методом последовательных приближений, проводя вариативные изменения геометрических углов на некоторую небольшую величину и проверочные расчеты. Однако современные программные комплексы позволяют проводить комплексную

оптимизацию проточной части лопастного насоса с использованием различных методов оптимизации [11]. В программе Ansys Workbench подбор наилучшей геометрии осуществляется с помощью встроенного инструмента оптимизации DesignXplorer. При проектировании выправляющего аппарата варианта были использованы два оптимизационных метода — Response Surface Optimization (RSO — поверхности отклика) и Adaptive Single-Objective (комбинированный RSO и градиентный метод). В качестве варьируемых параметров задавались входные углы α_{1ba} в пяти расчетных сечениях. Программа оптимизации создавала базу данных эксперимента (Design of Experiments) — таблицу с разными сочетаниями входных параметров. Входные параметры изменялись по закону в соответствии с оптимизационным алгоритмом (рис. 8) в ограниченном диапазоне значений (например, во втулочном сечении $\alpha_{1ba} = 23,5–35,6^\circ$).

Таблица эксперимента содержала 28 сочетаний углов для метода RSO и 141 вариант для метода Adaptive Single-Objective. Алгоритм нахождения оптимальной геометрии лопатки ВА

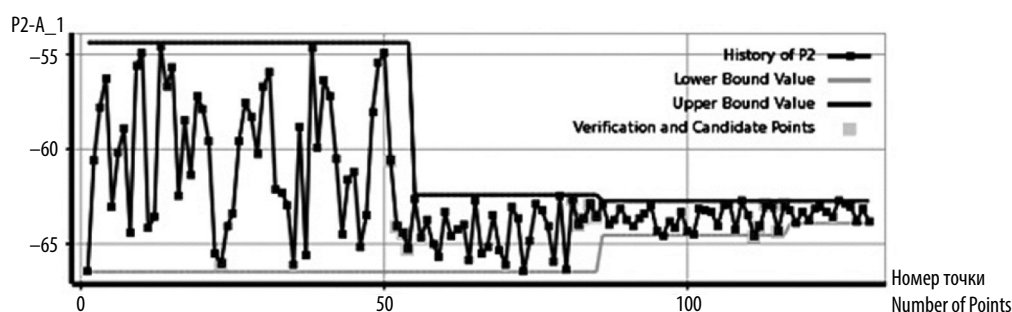


Рис. 8. График изменения входного угла во втулочном сечении

Fig. 8. Chart of change of an entrance angle in hub surface

следующий. На каждом шаге итерации программа выбирала из таблицы эксперимента определенный набор значений углов $\alpha_{1\text{ва}}$ (по размаху лопатки). Далее строилась параметрическая модель лопатки, генерировалась расчетная сетка, задавались граничные условия и проводился численный расчет, по результатам которого определялись выходные параметры (целевые функции) — КПД РК и гидравлические потери в ВА. На рис. 9 представлен результат работы инструмента оптимизации DesignXplorer. Здесь каждая графическая линия представляет собой зависимость выходных критериев от сочетания входных параметров. При вводе данных и анализе результатов следует учитывать, что в программе Blade Modeler отсчет лопастных углов, в отличие от общепринятого, производится от вертикальной оси.

В ходе решения задачи оптимизации формируется поверхность отклика Response Surface — зависимость выходных параметров от входных.

Задав критерии оптимизации, можно найти такой набор входных параметров, который соответствует оптимальному значению целевой функции. На рис. 9 видно, что существует такое сочетание геометрических углов, при котором КПД рабочего колеса достигает величины 96,9%. Однако целью проектирования новой проточной части являлось обеспечение незападающей формы напорной характеристики на недогрузочных режимах, поэтому в качестве основного критерия оптимизации были заданы минимальные потери в выправляющем аппарате. Использование оптимизационных методов позволило снизить величину потерь в ВА на номинальном режиме с $\Delta h_{\text{ва}} = 0,4$ м до $\Delta h_{\text{ва}} = 0,15$ м (критерий P7 на рис. 9). Исследования показали, что если спроектировать геометрию лопаток ВА с условием минимальных потерь на нерасчетных режимах, то можно улучшить форму напорной характеристики насоса. Это связано с тем, что на малых подачах потери в ВА растут быстрее, чем прирост

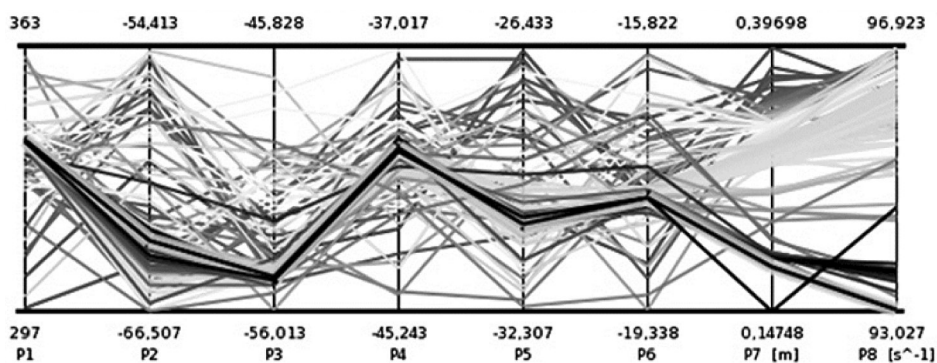


Рис. 9. Результаты расчетов в программе оптимизации

Fig. 9. Results of calculations are in the program of optimization

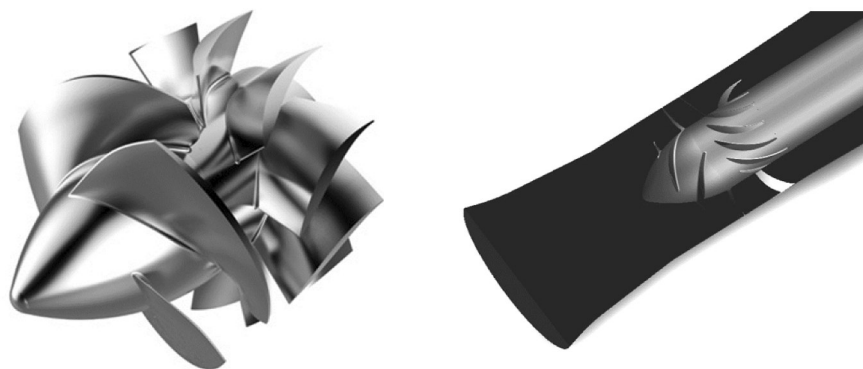


Рис. 10. Твёрдотельная модель ЛС и ПЧ

Fig. 10. Solid models of the blades system and flowing part

напора рабочего колеса. Однако такой подход приводит к ухудшению условий обтекания лопаток аппарата и снижению гидравлического КПД насоса на номинальном режиме его работы.

На рис. 10 представлены твердотельные модели лопастной системы и проточной части варианта лопастной системы, созданные по результатам проектирования в среде Ansys Workbench.

В специализированном сеточном генераторе ANSYS TurboGrid были сгенерированы гексаэдральные блочно-структурированные сетки рабочего колеса (рис. 11) и выправляющего аппарата.

Расчетная область представляла собой модель с условием периодичности. В домене рабочего колеса моделировался радиальный зазор $\delta = 0,5$ мм. Общее количество элементов расчетной сетки составило около 1 млн ячеек. При расчете использовалась стандартная $k-\varepsilon$ модель турбулентности. На входе в расчетную область задавалось полное давление равное 1 атм., на выходе — массовый расход, соответствующий режиму работы насоса. По результатам расчета модели ее интегральные параметры пересчитывались на натурные условия по известным формулам подобия.

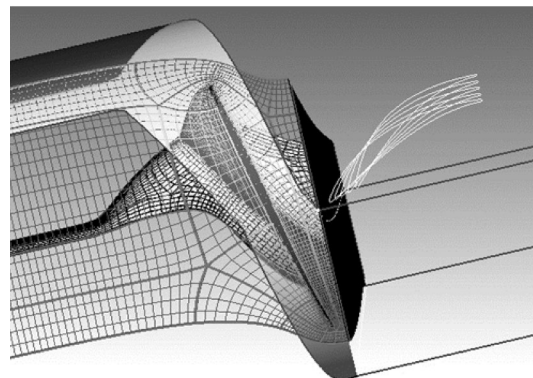


Рис. 11. Блочнo-структурированная сетка РК
Fig. 11. The structured mesh of driving wheel

На рис. 12 представлены энергетические характеристики натурной проточной части для режимов $Q = (0,2-1)Q_H$.

Из анализа графиков на рис. 12 следует, что предложенная методика проектирования позволила создать проточную часть осевого насоса низкой быстроходности $n_3 = 580$ с незападающей формой напорной характеристики во всем диапазоне его работы. КПД насоса (без учета механических потерь в уплотнениях и подшипниках) на номинальном режиме работы составил 85 %.

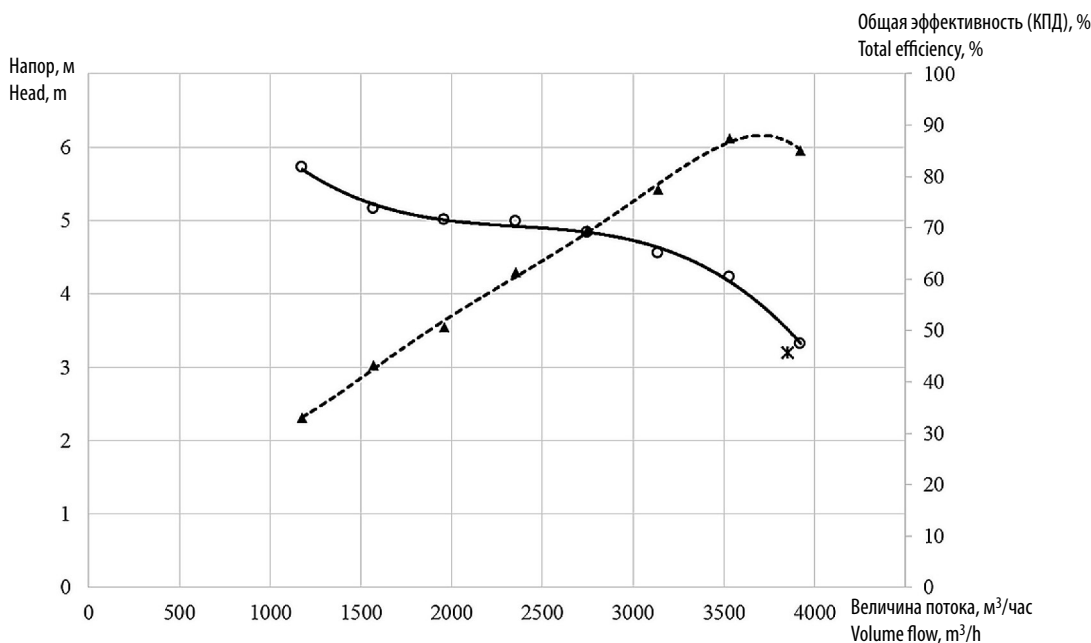


Рис. 12. Энергетические характеристики лопастной системы (○ — напор ступени; ▲ — номинальный режим; * — КПД гидр.)

Fig. 12. Power characteristics of the pump (○ — pressure stages; ▲ — nominal conditions; * — total efficiency)

Заключение

Проведенные численные исследования позволяют сформулировать рекомендации по проектированию проточной части осевого насоса низкой быстроходности с незападающей формой напорной характеристики на недогрузочных режимах. Они включают:

1. Задание переменного закона распределения теоретического напора по размаху лопасти РК. Уменьшение выходных углов и кривизны лопасти в периферийных сечениях. Тем самым «вес» периферийных сечений лопасти в создании приращения энергии потока уменьшается, а влияние средних сечений увеличивается, что позволяет компенсировать недобор напора рабочего колеса на режимах, при которых происходит запираание течения в периферийных сечениях.

2. Обеспечение безударного и плавного обтекания входной кромки лопасти рабочего колеса за счет ее профилирования в меридианной проекции и плоскости перпендикулярной оси вращения. Необходимо удлинять лопасть в сторону натекающего потока у втулочных сечений и укорачивать на периферийных сечениях.

3. Увеличение углов охвата лопасти РК. Это приводит к некоторому возрастанию профильных потерь и снижению гидравлического КПД насоса и может увеличить осевые габаритные размеры лопастной системы, но позволяет добиться улучшения формы напорной характеристики.

4. На форму напорной характеристики ступени влияют потери в выправляющем аппарате.

Исследования показали, что с уменьшением подачи потери в ВА растут быстрее, чем происходит прирост напора рабочего колеса. В традиционной практике проектирования согласование входных углов лопаток ВА с поточными углами на выходе из РК осуществляется на номинальном режиме работы насоса. При этом добиваются снижения доли гидравлических потерь в аппарате до $\Delta\eta_{\text{ва}} \leq 5\%$. За счет уменьшения геометрических углов по сравнению с расчетными на номинальном режиме выправляющий аппарат можно спроектировать таким образом, чтобы улучшить условия обтекания его лопаток на режимах малых подач. То есть улучшение формы напорной характеристики происходит за счет некоторого небольшого снижения гидравлического КПД на номинальном режиме работы насоса.

5. По результатам расчетов течения в проточных частях с втулочными отношениями $\bar{d}_{\text{вт}} = 0,48-0,6$ не было обнаружено заметного влияния втулочного отношения в исследуемом диапазоне на форму напорной характеристики насоса. При выборе втулочного отношения следует руководствоваться рекомендациями, полученными на основе опыта проектирования осевых насосов. Однако исследования показали, что предпочтительно профилировать коническую форму втулки, так как это приводит к снижению диффузорности потока и уменьшению меридианной скорости на входе в рабочее колесо, что положительно сказывается на его антикавитационных качествах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Малошенко В.В., Михайлов А.К. Энергетические насосы: справочное пособие. Москва: Энергоиздат. 1981. 200 с.

2. Руднев С.С., Мелашенко В.И. Обратные течения на входе в рабочее колесо и их влияние на форму напорной характеристики центробежных секционных насосов // Труды ВНИИГидромаш. М., 1968. Вып. 37. С. 167–183.

3. Свобода Д.Г., Жарковский А.А. Расчет вязкого течения и прогнозные характеристики осевого насоса низкой быстроходности на условия испытаний на экспериментальном водяном стенде // Известия Самарского научного центра российской академии наук. 2015. Т. 17 № 2(4). С. 900–903.

4. Свобода Д.Г., Жарковский А.А., Пугачев П.В.

Разработка и исследование проточных частей осевых насосов // Энергоэффективность и инновации в насосостроении. Импортзамещение и локализация производства в России: Материалы МНТК ECOPUMP-RUS'2015. М., 2015. С. 50–53.

5. Бураков Г.В. Исследование и разработка методики проектирования рабочих колес осевых насосов с улучшенной формой характеристик: Автореферат дис. ... канд. тех. наук: 05.04.03 / Бураков Геннадий Васильевич. Ленинград, 1980. 16 с.

6. Кхин М.Э. Исследование и разработка осевого насоса с регулируемым направляющим аппаратом на входе рабочего колеса: Автореферат дис. ... канд. тех. наук: 05.04.13 / Кхин Маунг Эй. Москва, 2006. 16 с.

7. **Матвієнко О.А.** Малогабаритний осьовий ступиць свердловинного насоса з підвищеною енергетичною ефективністю: Автореферат дис. ... канд. тех. наук: 05.05.17 / Матвієнко Ольга Анатоліївна. Суми, 2013. 20 с.

8. **Михайлов А.К., Малюшенко В.В.** Лопастные насосы. Теория, расчет, конструирование. М.: Машиностроение, 1977. 288 с.

9. **Московко Ю.Г.** Методика проектирования и разработка энергоэффективных осевых вентилято-

ров с профилями лопаток специальной формы: автореферат дис. ... канд. тех. наук: 05.04.06 / Московко Юрий Георгиевич. Санкт-Петербург, 2011. 16 с.

10. **Ломакин А.А.** Центробежные и осевые насосы. М.: Машиностроение, 1966. 364 с.

11. **Чабурко П.С., Ломакин В.О., Кулешова М.С.** [и др.] Комплексная оптимизация проточной части герметичного насоса методом ЛП-тау поиска // Насосы. Турбины. Системы. 2016. № 1(18). С. 55–61.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

СВОБОДА Дмитрий Геннадьевич — старший преподаватель Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: svoboda.dmitry@gmail.com

ЖАРКОВСКИЙ Александр Аркадьевич — доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. E-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru

ИВАНОВ Евгений Александрович — инженер Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: 20evgeniy08@mail.ru

REFERENCES

1. **Malyushenko V.V., Mikhaylov A.K.** Energeticheskiye nasosy: spravochnoye posobiye. Moskva: Energoizdat, 1981. 200 s. (rus.)

2. **Rudnev S.S., Melashchenko V.I.** Obratnyye techeniya na vkhode v rabocheye koleso i ikh vliyaniye na formu napornoy kharakteristiki tsentrobezhnykh sektsionnykh nasosov. *Trudy VNIIGidromash*. M., 1968. Vyp. 37. S. 167–183. (rus.)

3. **Svoboda D.G., Zharkovskiy A.A.** Raschet vyzkogo techeniya i prognoznyye kharakteristiki oseвого насоса nizkoy bystrokhodnosti na usloviya ispytaniy na eksperimentalnom vodyanom stende. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra rossiysskoy akademii nauk*. 2015. T. 17 № 2(4). S. 900–903. (rus.)

4. **Svoboda D.G., Zharkovskiy A.A., Pugachev P.V.** Razrabotka i issledovaniye protochnykh chastey osevykh nasosov. *Energoeffektivnost i innovatsii v nasostroyeni. Importozameshcheniye i lokalizatsiya proizvodstva v Rossii: Materialy MNTK ECOPUMP-RUS'2015*. M. 2015. S. 50–53. (rus.)

5. **Burakov G.V.** Issledovaniye i razrabotka metodiki proyektirovaniya rabochikh koles osevykh nasosov s uluchshennoy formoy kharakteristik: Avtoreferat dis. ... kand.

tekh. nauk: 05.04.03 / Burakov Gennadiy Vasilyevich. Leningrad, 1980. 16 s. (rus.)

6. **Kkhin M.E.** Issledovaniye i razrabotka oseвого насоса s reguliruyemym napravlyayushchim apparatom na vkhode rabocheго kolesa: Avtoreferat dis. ... kand. tekh. nauk: 05.04.13 / Kkhin Maung Ey. Moskva, 2006. 16 s. (rus.)

7. **Matvienko O.A.** Malogabaritniy osoviy stupin sverdlovinnogo насоса z pidvishchenoyu yenergetichnoyu yefektivnistyu: Avtoreferat dis. ... kand. tekh. nauk: 05.05.17 / Matvienko Olga Anatoliivna. Sumi, 2013. 20 s. (ukr.)

8. **Mikhaylov A.K., Malyushenko V.V.** Lopastnyye nasosy. Teoriya, raschet, konstruirovaniye. M.: Mashinostroyeniye, 1977. 288 s. (rus.)

9. **Moskovko Yu.G.** Metodika proyektirovaniya i razrabotka energoeffektivnykh osevykh ventilyatorov s profilyami lopatok spetsialnoy formy: Avtoreferat dis. ... kand. tekh. nauk: 05.04.06 / Moskovko Yuriy Georgiyevich. Sankt-Peterburg, 2011. 16 s.

10. **Lomakin A.A.** Tsentrobezhnyye i osevyye nasosy. M.: Mashinostroyeniye, 1966. 364 s. (rus.)

11. **Chaburko P.S., Lomakin V.O., Kuleshova M.S.** [i dr.]. Kompleksnaya optimizatsiya protochnoy chasti germetichnogo насоса metodom LP-tau poiska. *Nasosy. Turbiny. Sistemy*. 2016. № 1(18). S. 55–61.

AUTHORS

СВОБОДА Dmitrii G. — Peter the Great St. Petersburg polytechnic university. Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: svoboda.dmitry@gmail.com

ZHARKOVSKY Aleksandr A. — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*. E-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru

IVANOV Evgenii A. — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*. Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: 20evgeniy08@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 09.09.2016.