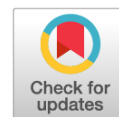


DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-632452>

Оригинальное исследование



Численное исследование оптимального положения входной кромки лопасти рабочего колеса ступени питательного насоса

О.А. Иванов¹, А.А. Жарковский¹, С.Ю. Щуцкий²¹ Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Российская Федерация;² Центральное конструкторское бюро машиностроения, Санкт-Петербург, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. Рабочее колесо является важнейшим элементом насосного агрегата, определяющим его основные параметры. При проектировании лопастной системы рабочего колеса одной из его наиболее ответственных составляющих является входная кромка лопасти. Её геометрические параметры оказывают существенное влияние на формирование потока, стабильность эксплуатационных характеристик и кавитационные качества. Одним из таких важных параметров является оптимальное положение входной кромки лопасти, которое часто принимается исходя из существующих аналогов, поскольку изучение данного вопроса требует проведения значительного количества физических экспериментов, реализация которых является достаточно затратной. С учётом тенденции бурного развития процессов цифровизации и увеличения вычислительных мощностей вышеперечисленные трудности можно минимизировать за счёт применения способов математического моделирования. Объектами данного исследования являются многоступенчатые питательные насосы, применяемые на АЭС с коэффициентами быстроходности ступени $n_s=70$, 100 и 125.

Цель исследования. С применением численных методов провести исследование оптимального положения входной кромки лопасти рабочего колеса и определить влияние данного параметра на основные интегральные параметры проточной части.

Материалы и методы. Поиск оптимального положения входной кромки лопасти рабочего колеса осуществлялся с использованием математического моделирования трёхмерного течения вязкой жидкости в расчётной области исследуемого объекта. Расчётные модели проточных частей полноразмерные, состоят из рабочих колёс, направляющих аппаратов, подводов, отводов, пазух переднего и заднего щелевых уплотнений. С помощью программного пакета вычислительной гидродинамики (CFD) проводились расчёты при различном положении входной кромки лопасти рабочего колеса.

Результаты. Численное исследование положения входной кромки показало, что её оптимальное положение для $n_s=70$, 100 и 125 соответствует значениям $\bar{Z}_{cp}=0,095$; 0,15 и 0,17 соответственно. Стабильно падающая форма напорной характеристики обеспечивается для $n_s=70$ и $n_s=100$ при $\bar{Z}_{cp}=0,08 \dots 0,12$, а для $n_s=125$ при $\bar{Z}_{cp}=0,08 \dots 0,20$. Наилучшими кавитационными качествами при $n_s=70$ обладает лопастная система с $\bar{Z}_{cp}=0,08$, при $n_s=100$ с $\bar{Z}_{cp}=0,12$, а при $n_s=125$ с $\bar{Z}_{cp}=0,16$.

Выводы. Проведённые численные исследования и анализ существующих конструкций многоступенчатых насосов показал, что для исследуемых быстроходностей ступени с точки зрения энергетических и кавитационных параметров оптимальное относительное осевое положение средней точки входной кромки, отсчитываемое от внутриканальной части основного диска для $n_s=70$ находится в диапазоне $\bar{Z}_{cp}=0,9 \dots 0,11$, для $n_s=100$ в диапазоне $\bar{Z}_{cp}=0,14 \dots 0,16$, а для $n_s=125$ в диапазоне $\bar{Z}_{cp}=0,16 \dots 0,18$.

Ключевые слова: многоступенчатый насос; численное исследование; входная кромка; гидродинамический расчёт; рабочее колесо.

Как цитировать:

Иванов О.А., Жарковский А.А., Щуцкий С.Ю. Численное исследование оптимального положения входной кромки лопасти рабочего колеса ступени питательного насоса // Известия МГТУ «МАМИ». 2024. Т. 18, № 2. С. 111–118. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-632452>

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-632452>

Original Study Article

Numerical study of the optimal position of the leading edge of the impeller blade of the feed pump's stage

Oleg A. Ivanov¹, Alexander A. Zharkovskii¹, Sergey Yu. Shchutsky²¹ Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, Russian Federation;² Central Design Bureau of Machine Building, Saint Petersburg, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: An impeller is the most important element of the pump unit, determining its main parameters. When designing an impeller's blade system, one of its most critical components is the leading edge of the blade. Its geometric parameters have a significant impact on flow formation, stability of operational characteristics and cavitation qualities. One of these important parameters is the optimal position of the leading edge of the blade, which is often chosen using the existing alternatives, since the study of this issue requires a significant number of physical experiments, the implementation of which is quite expensive. Considering the trend of rapid development of digitalization processes and increasing computing power, the abovementioned difficulties can be minimized with the use of mathematical modeling methods. The objects of this study are multi-stage feed pumps used at nuclear power plants with stage delivery rates $n_s=70$, 100 and 125.

AIM: Conducting the study of the optimal position of the leading edge of the impeller blade and determination of the influence of this parameter on the main integral parameters of the flow path using numerical methods.

METHODS: The search for the optimal position of the leading edge of the impeller blade was carried out using mathematical modeling of the three-dimensional flow of a viscous fluid in the computational domain of the studied object. The calculation models of flow parts are full-sized, consist of impellers, diffusers, inlets, outlets, and front and rear gap seals. Using the computational fluid dynamics (CFD) software package, calculations were carried out for various positions of the leading edge of the impeller blade.

RESULTS: Numerical research of the position of the leading edge showed that its optimal position for $n_s=70$, 100 and 125 corresponds to the values $\bar{Z}_{avg}=0.095$; 0.15 and 0.17 respectively. A stable falling shape of the head-capacity curve is ensured for $n_s=70$ and $n_s=100$ at $\bar{Z}_{avg}=0.08 \dots 0.12$, and for $n_s=125$ at $\bar{Z}_{avg}=0.08 \dots 0.20$. The best cavitation properties are found for the blade system with $\bar{Z}_{avg}=0.08$ at $n_s=70$, at $n_s=100$ with $\bar{Z}_{avg}=0.12$, and at $n_s=125$ with $\bar{Z}_{avg}=0.16$.

CONCLUSION: Numerical research and analysis of existing designs of multistage pumps showed that for the studied stage delivery rates from the point of view of energy and cavitation parameters, the optimal relative axial position of the middle point of the leading edge, measured from the intra-channel part of the hub, is in the range of $\bar{Z}_{avg}=0,9 \dots 0.11$ for $n_s=70$ in the range of $\bar{Z}_{avg}=0.14 \dots 0.16$ for $n_s=100$, and in the range of $\bar{Z}_{avg}=0.16 \dots 0.18$ for $n_s=125$.

Keywords: multistage pump; numerical research; leading edge; hydrodynamic calculation; impeller.

To cite this article:

Ivanov OA, Zharkovskii AA, Shchutsky SYu. Numerical study of the optimal position of the leading edge of the impeller blade of the feed pump's stage. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2024;18(2):111–118. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-632452>

Received: 22.05.2024

Accepted: 28.07.2024

Published online: 12.09.2024

ВВЕДЕНИЕ

Геометрические параметры входной кромки лопасти рабочего колеса являются важными характеристиками, существенно влияющими на структуру потока и параметры всего насоса. Определение оптимального положения входной кромки на сегодняшний день является нерешённой задачей, так как для этого необходима реализация большого количества дорогостоящих физических экспериментов. В рамках цифровой трансформации увеличиваются вычислительные компьютерные мощности, совершенствуется программное обеспечение и расширяется его функционал. В настоящее время процесс цифровизации позволяет при помощи методов математического моделирования в более короткий срок и с меньшими ресурсными затратами выполнить необходимые исследования с хорошей расчётной точностью и согласованием с физическим экспериментом.

Цель работы заключается в исследовании оптимального положения входной кромки лопасти рабочего колеса многоступенчатых питательных насосов с применением трёхмерных гидродинамических расчётов течения вязкой жидкости.

Объектами исследования являются многоступенчатые питательные насосы, предназначенные для подачи подготовленной питательной воды в парогенератор. Коэффициенты быстроходности ступеней исследуемых насосов соответствуют $n_s=70$, 100 и 125.

МЕТОДИКА ЧИСЛЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ВАЛИДАЦИЯ РАСЧЁТНОЙ МОДЕЛИ

Перед проведением численных исследований [1] оптимального положения входной кромки лопасти рабочего колеса была проведена валидация расчётных моделей на основе результатов физического эксперимента. Методика численных исследований для данных насосов является идентичной, поэтому дальнейшее описание показано на примере насоса с $n_s=70$. Построена расчётная модель, общий вид и составные элементы которой представлены на рис. 1. В целях экономии вычислительных ресурсов расчётная модель состояла из трёх ступеней, а параметры промежуточных ступеней оценивались по второй ступени.

Для области пазухи строилась плоская блочная сетка с последующим её поворотом относительно оси вращения, а для остальных элементов — неструктурированная тетраэдральная расчётная сетка с добавлением призматических слоёв у поверхностей твёрдых стенок. Общее число элементов сетки составляло 55 млн. элементов.

Как правило, достоверный анализ характеристик в широком диапазоне работы возможен только при использовании модели в нестационарной постановке.

Для проведения нестационарных расчётов в качестве первого приближения использовались результаты расчётов в стационарной постановке с условиями “замороженный ротор” на интерфейсе типа “ротор-статор”. На интерфейсах типов “ротор-ротор” осуществлялась прямая передача параметров течения. При расчёте в нестационарной постановке на интерфейсе типа “ротор-статор” задавалось условие “transient rotor-stator”, что является прямой передачей параметров при вращении одного домена относительно другого.

При использовании двухпараметрической $k-\epsilon$ модели турбулентности получается завышенная величина размеров отрывной зоны течения [2]. Данная модель также показала невозможность учитывать такие локальные эффекты, как вторичные течения, вызванные анизотропией турбулентности в каналах некруглой формы. Поэтому для расчёта течения в проточной части насоса была применена SST $k-\omega$ модель [3] с расчётной сеткой, адаптированной под условия её применения. Интенсивность турбулентности на входе задавалась 5% (по умолчанию). Для поверхностей с условием “стенка” в расчётах использовались масштабируемые функции стенки.

В качестве граничных условий на входе в область входного патрубка задавалось полное давление, на выходе из напорного — массовый расход.

Псевдошаг по времени для расчёта в стационарной постановке принимался автоматическим. Для нестационарного расчёта общее время решения задачи задавалось соответствующим 20 оборотам ротора насоса, а шаг по времени принимался соответствующим 4° поворота ротора для первых четырёх оборотов, 2° поворота — для следующих двух оборотов и 1° поворота — для остальных.

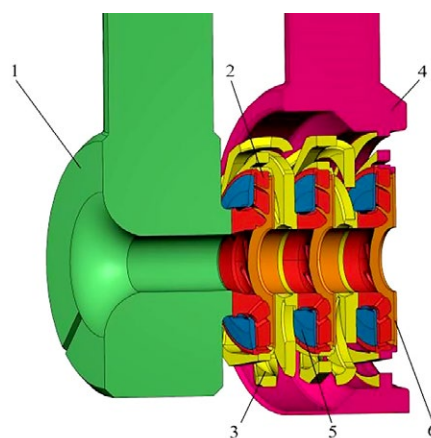


Рис. 1. Общий вид трёхмерной расчётной модели: 1 — кольцевой подвод; 2 — закрытые рабочие колеса центробежного типа; 3 — отводящие элементы; 4 — кольцевой отвод; 5 — пазуха переднего уплотнения; 6 — пазуха заднего уплотнения.

Fig. 1. General view of the three-dimensional simulation model: 1 — annular inlet; 2 — closed centrifugal impellers; 3 — discharge elements; 4 — annular outlet; 5 — front seal cavity; 6 — rear seal cavity.

Результаты выполнения трёхмерных гидродинамических расчётов течения вязкой жидкости в сравнении с результатами физического эксперимента представлены на рис. 2.

Как видно из приведённого сравнения, на номинальном режиме работы расхождение между результатами расчёта и результатами физического эксперимента по напору составила 0,02%, а по КПД — 0,90%. Стоит отметить, что в расчётной модели не рассматривались потери на трение в подшипниках, учёт которых уменьшит вышеуказанную погрешность по КПД. Можно сделать

вывод о хорошей сходимости расчёта и эксперимента. В рабочем диапазоне подач максимальное расхождение по напору составило 1,1%, а по КПД — 1,3%. Для дальнейших исследований была принята данная расчётная модель. Для остальных исследуемых проточных частей также получены хорошие сходимости расчётов и эксперимента.

ВЛИЯНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ВХОДНОЙ КРОМКИ НА ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ КАЧЕСТВА СТУПЕНИ

В рамках исследования оптимального положения входной кромки лопасти рабочего колеса промежуточной ступени питательного насоса было выполнено рассмотрение семи вариантов лопастной системы рабочих колёс. Положение входной кромки задавалось по её средней точке, осевое положение которой отсчитывалось от внутриканальной части основного диска рабочего колеса (Z_{cp}). В рамках данного исследования были рассмотрены следующие варианты: $\bar{Z}_{cp} = Z_{cp}/D_2 = 0,08; 0,10; 0,12; 0,14; 0,16; 0,18; 0,20$. $\bar{Z}_{cp}$ — относительное осевое положение средней точки входной кромки, отсчитанное от внутриканальной части основного диска рабочего колеса; D_2 — наружный диаметр рабочего колеса. Углы установки лопастей на входе и выходе, а также угол охвата лопасти принимались постоянными, изменялась только протяжённость лопасти в меридианной плоскости.

Была проведена серия трёхмерных гидродинамических расчётов. Эскиз меридианного сечения рабочего

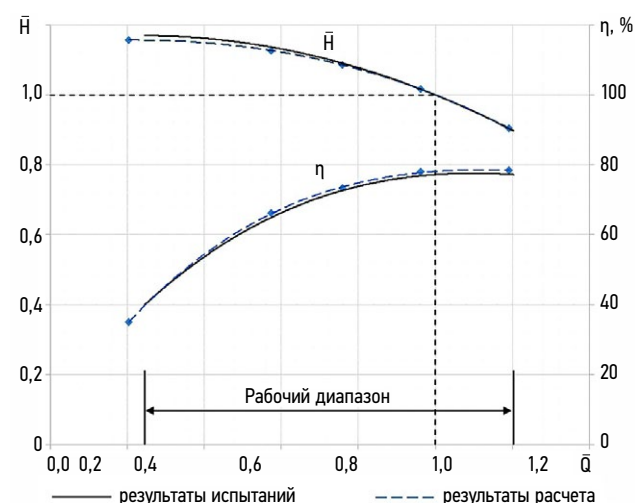


Рис. 2. Сравнение результатов численного расчёта с результатами физического эксперимента в относительных величинах:

$\bar{H}$ — относительный напор насоса; $\bar{Q}$ — относительная подача насоса; η — КПД насоса.

Fig. 2. Comparison of the results of the numerical simulation with the results of the physical experiment in relative values:

$\bar{H}$ — relative pump head; $\bar{Q}$ — relative pump flow; η — pump efficiency.

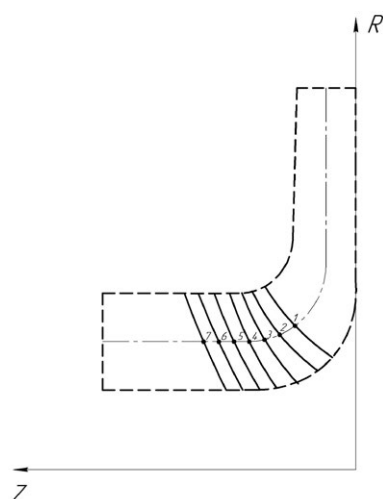


Рис. 3. Эскиз меридианного сечения.

Fig. 3. Sketch of the meridional cross-section.

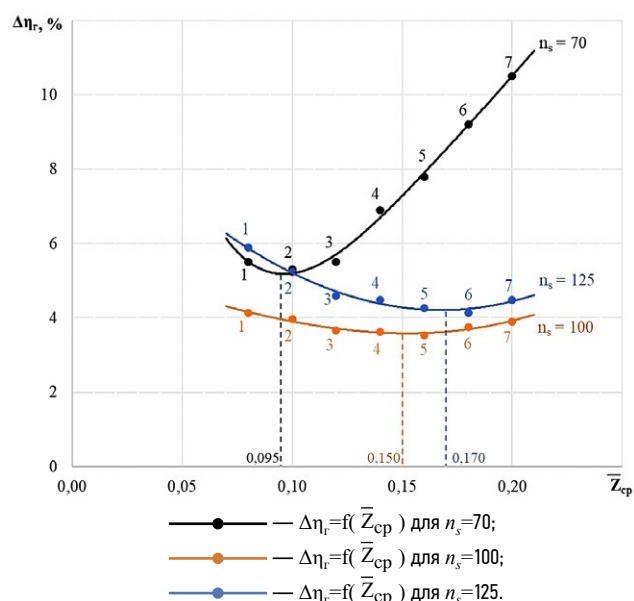


Рис. 4. Зависимости гидравлических потерь от параметра $\bar{Z}_{cp}$ для различных коэффициентов быстроходности n_s .

Fig. 4. Hydraulic losses curves depending on the $\bar{Z}_{cp}$ parameter for various speed coefficients n_s .

колеса с обозначением положения входной кромки и результаты выполненных расчётов представлены на рис. 3 и 4 соответственно. На рис. 3 и 4 цифрам с 1 по 7 соответствуют вышеуказанные значения $\bar{Z}_{cp}$ с 0,08 по 0,20 соответственно.

Из результатов проведённых исследований можно видеть, что оптимальному положению входной кромки для $n_s=70$, 100 и 125 в данном случае соответствуют значения $\bar{Z}_{cp}=0,095$; 0,15 и 0,17 соответственно. Для $n_s=70$ диапазон $\bar{Z}_{cp}=0,9 \dots 0,11$, для $n_s=100$ диапазон $\bar{Z}_{cp}=0,14 \dots 0,16$, а для $n_s=125$ диапазон $\bar{Z}_{cp}=0,16 \dots 0,18$ являются наиболее предпочтительными для выбора положения входной кромки лопасти. Увеличение параметра $\bar{Z}_{cp}$, приводящего к росту площади трения из-за возрастания протяжённости лопасти, наиболее существенно сказывается на энергоэффективности ступени с наименьшим коэффициентом быстроходности [4, 5]. Необходимо отметить, что с увеличением коэффициента быстроходности ступени оптимальное положение входной кромки смещается к большим значениям $\bar{Z}_{cp}$.

На рис. 5 показано распределение полных давлений в каналах рабочих колёс по средней линии тока при различных $\bar{Z}_{cp}$ для $n_s=70$. Из приведённых эпюр можно

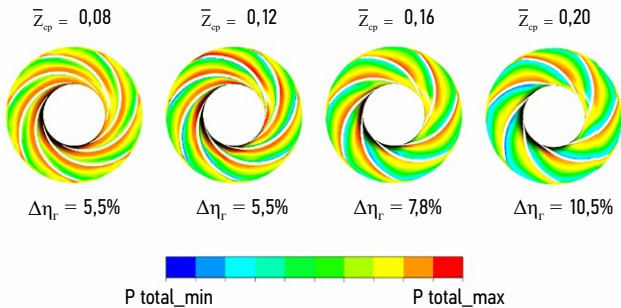


Рис. 5. Распределение полных давлений в каналах при различных $\bar{Z}_{cp}$ для $n_s=70$.

Fig. 5. Full pressure distribution in channels at various $\bar{Z}_{cp}$ for $n_s=70$.

видеть, что с ростом $\bar{Z}_{cp}$ увеличивается площадь низ-коэнергетической зоны вблизи тыльной стороны лопасти, что приводит к росту гидравлических потерь.

ВЛИЯНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ
ВХОДНОЙ КРОМКИ НА ФОРМУ
НАПОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Важными параметрами при эксплуатации насосов являются крутизна напорной характеристики и её форма — западающая или не западающая в области малых расходов. Под крутизной напорной характеристики, как правило, понимают отношение напора насоса при нулевой подаче к напору при оптимальном режиме работы. Обеспечение незападающей (стабильной) формы напорной характеристики позволяет исключить явление помпажа, при котором возникает неустойчивая работа насоса, колебание напора в значительных пределах, повышенные шум и вибрация.

Была проведена серия трёхмерных гидродинамических расчётов в диапазоне работы от 0,25Q до 1,25Q. Результаты выполненных расчётов приведены на рис. 6 в относительных значениях напора и подачи. В табл. 1 приведены значения крутизны напорной характеристики в рамках данного диапазона работы, где H_0 — напор на минимальном рассматриваемом режиме, H_{opt} — значение напора на оптимальном режиме работы насоса.

По результатам проведённых исследований в рамках выбранного диапазона подач крутизна напорной характеристики увеличивается с уменьшением параметра $\bar{Z}_{cp}$. Отчасти данную закономерность можно связать с вышеупомянутым увеличением максимального отклонения углов наклона по линиям тока при росте $\bar{Z}_{cp}$, которое может оказывать влияние на форму характеристики в области малых подач. Стабильно падающая форма напорной характеристики обеспечивается для $n_s=70$ и $n_s=100$ при $\bar{Z}_{cp}=0,08 \dots 0,12$, а для $n_s=125$ при $\bar{Z}_{cp}=0,08 \dots 0,20$.

Таблица 1. Результаты исследования формы напорной характеристики

Table 1. Results of the study of shape of the head-capacity curves

$\bar{Z}_{cp}$	$n_s=70$		$n_s=100$		$n_s=125$	
	H_0/H_{opt}	Наличие западания	H_0/H_{opt}	Наличие западания	H_0/H_{opt}	Наличие западания
0,08	1,11	Нет	1,18	Нет	1,45	Нет
0,10	1,09	Нет	1,16	Нет	1,37	Нет
0,12	1,08	Нет	1,14	Нет	1,30	Нет
0,14	1,06	Есть	1,10	Есть	1,27	Нет
0,16	1,04	Есть	1,09	Есть	1,24	Нет
0,18	1,03	Есть	1,07	Есть	1,22	Нет
0,20	1,02	Есть	1,05	Есть	1,19	Нет

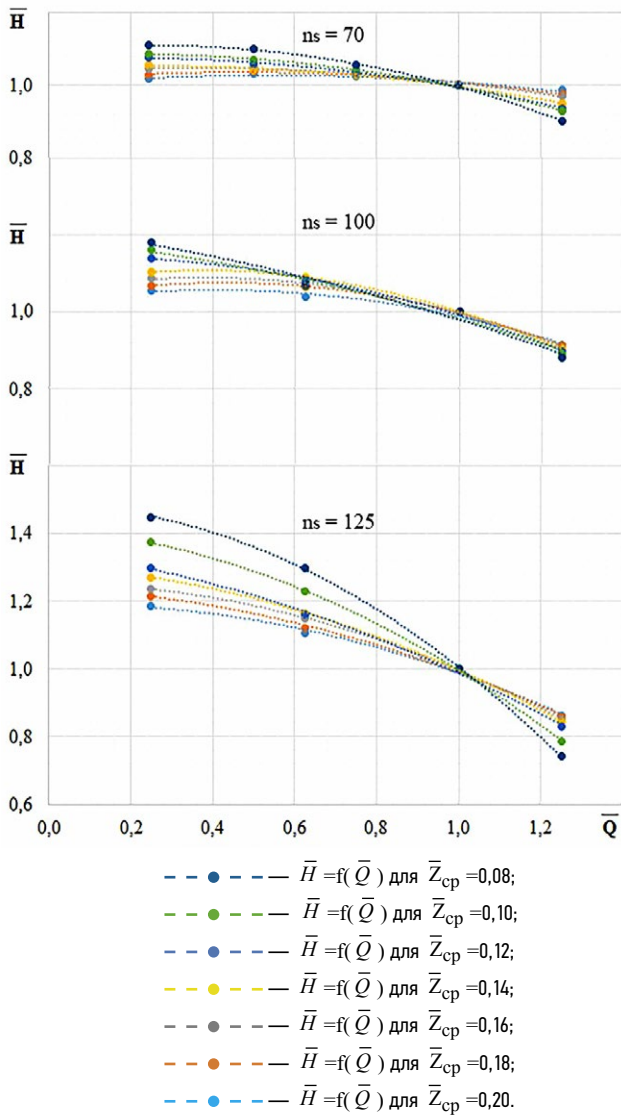


Рис. 6. Расчётные напорные характеристики ступени в относительных величинах: $\bar{H}$ — относительный напор насоса; $\bar{Q}$ — относительная подача насоса; n_s — коэффициент быстроходности ступени.
Fig. 6. Calculated head-capacity curves of the stage in relative values: $\bar{H}$ — relative pump head; $\bar{Q}$ — relative pump flow; n_s — stage speed coefficient.

Таблица 2. Значения расчётного критического кавитационного запаса $dh_{3\%}$

$\bar{Z}_{cp}$	$n_s=70$	$n_s=100$	$n_s=125$
	$dh_{3\%}, \text{ м}$		
0,08	8,0	20,2	33,0
0,12	8,5	19,6	28,1
0,16	9,0	19,8	23,5
0,20	9,4	25,5	26,4

ВЛИЯНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ВХОДНОЙ КРОМКИ НА КАВИТАЦИОННЫЕ КАЧЕСТВА

Параметры входной кромки лопасти оказывают одно из определяющих значений на обеспечение требуемых кавитационных качеств. Для исследования кавитационных качеств ступеней была проведена серия расчётов с использованием двухфазной среды. Частные кавитационные характеристики ступеней, построенные по результатам вычислений, представлены на рис. 7.

Значения расчётного критического кавитационного запаса $dh_{3\%}$ представлены в табл. 2.

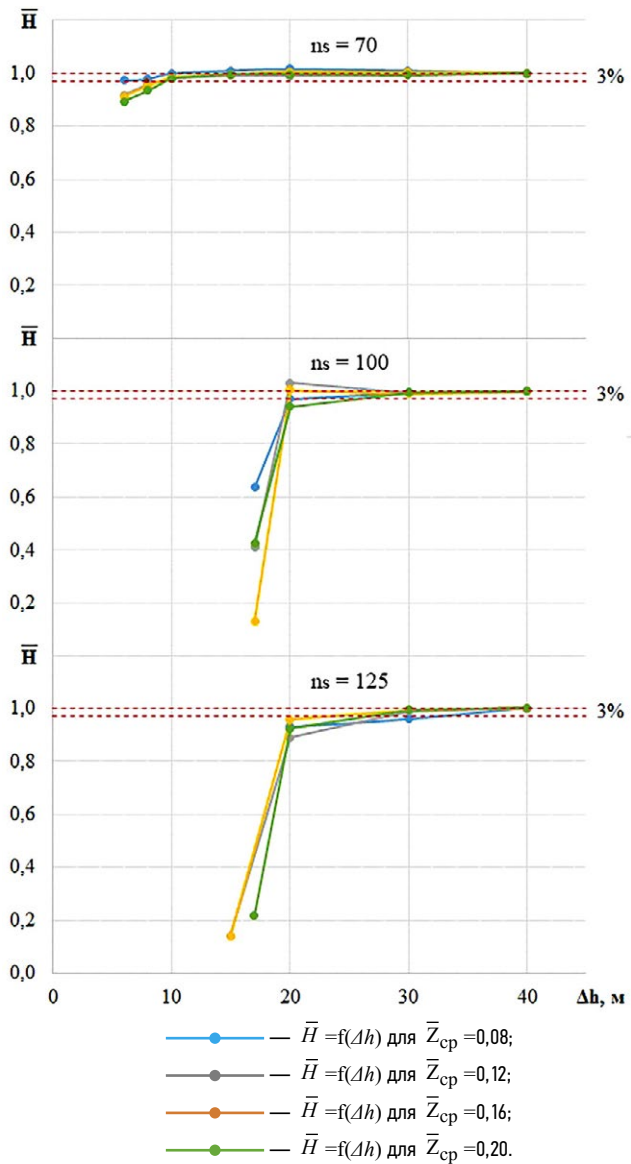


Рис. 7. Частные кавитационные характеристики ступеней: $\bar{H}$ — относительный напор насоса; Δh — кавитационный запас; n_s — коэффициент быстроходности ступени.
Fig. 7. Local cavitation curves of the stages: $\bar{H}$ — relative pump head; Δh — cavitation reserve; n_s — stage speed coefficient.

В ходе проведённых расчётов получено, что наилучшими кавитационными качествами при $n_s=70$ обладает лопастная система с $\bar{Z}_{cp}=0,08$, при $n_s=100$ с $\bar{Z}_{cp}=0,12$, а при $n_s=125$ с $\bar{Z}_{cp}=0,16$.

ПОЛОЖЕНИЕ ВХОДНОЙ КРОМКИ РК В СУЩЕСТВУЮЩИХ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ НАСОСАХ

Также был проведён анализ параметра Z_{cp}/D_2 в зависимости от коэффициента быстроходности для существующих и эксплуатируемых многоступенчатых центробежных насосов [5, 6, 7, 8, 9, 10, 11], и на основе полученных данных проведена аппроксимационная кривая (рис. 8). Также на график нанесены результаты проведённых расчётов.

Из рис. 8 можно видеть, что разброс величин Z_{cp}/D_2 в имеющихся проточных частях значителен. С ростом коэффициента быстроходности величина Z_{cp}/D_2 растёт. Расчётные данные качественно и количественно схожи с данными по существующим насосам.

ВЫВОДЫ

1. Произведена валидация расчётных математических моделей с физическим экспериментом. Результаты расчётов показали хорошую сходимость с опытными данными.
2. Численное исследование положения входной кромки показало, что её оптимальное положение для $n_s=70$, 100 и 125 соответствует значениям $\bar{Z}_{cp}=0,095$; 0,15 и 0,17 соответственно. Для $n_s=70$ диапазон $\bar{Z}_{cp}=0,9 \dots 0,11$, для $n_s=100$ диапазон $\bar{Z}_{cp}=0,14 \dots 0,16$, а для $n_s=125$ диапазон $\bar{Z}_{cp}=0,16 \dots 0,18$ являются наиболее предпочтительными.

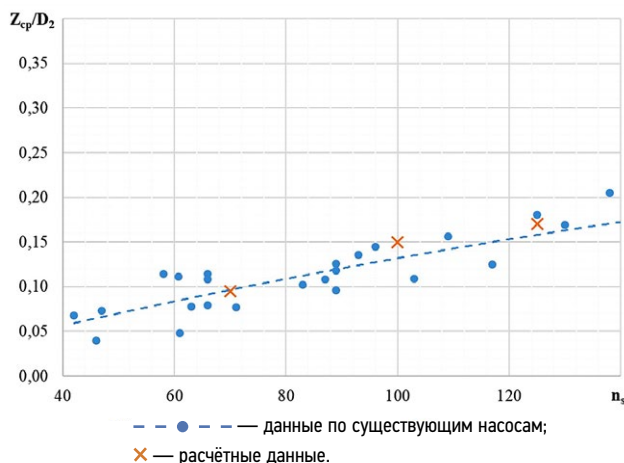


Рис. 8. Зависимость параметра Z_{cp}/D_2 от коэффициента быстроходности n_s по данным существующих насосов и по результатам расчётов.

Fig. 8. The dependence of Z_{cp}/D_2 on n_s according to the existing pumps and to the results of calculations:

3. В рамках выбранного диапазона подач крутизна напорной характеристики увеличивается с уменьшением параметра $\bar{Z}_{cp}$. Стабильно падающая форма напорной характеристики обеспечивается для $n_s=70$ и $n_s=100$ при $\bar{Z}_{cp}=0,08 \dots 0,12$, а для $n_s=125$ при $\bar{Z}_{cp}=0,08 \dots 0,20$.
4. В ходе проведённых расчётов получено, что наилучшими кавитационными качествами при $n_s=70$ обладает лопастная система с $\bar{Z}_{cp}=0,08$, при $n_s=100$ с $\bar{Z}_{cp}=0,12$, а при $n_s=125$ с $\bar{Z}_{cp}=0,16$.
5. Выполнен анализ параметра $\bar{Z}_{cp}$ в зависимости от коэффициента быстроходности n_s для существующих многоступенчатых насосов. Разброс величин Z_{cp}/D_2 в имеющихся проточных частях значителен. С ростом коэффициента быстроходности величина Z_{cp}/D_2 растёт. Линия тренда, полученная по результатам расчёта, имеет хорошую сходимость с линией тренда, построенной по имеющимся данным существующих насосов.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. О.А. Иванов — обзор литературы, сбор и анализ литературных источников, подготовка и написание текста статьи; А.А. Жарковский — обзор литературы, сбор и анализ литературных источников, написание текста и редактирование статьи; С.Ю. Щуцкий — сбор и анализ литературных источников, редактирование статьи. Все авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям ICMJE (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией).

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования и подготовке публикации.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. O.A. Ivanov — literature review, collection and analysis of literary sources, preparation and writing of the manuscript; A.A. Zharkovskii — literature review, collection and analysis of literary sources, writing the text and editing the manuscript; S.Yu. Shchutsky — collection and analysis of literary sources, editing the manuscript. All authors confirm that their authorship meets the international ICMJE criteria (all authors made a significant contribution to the development of the concept, conduct of the study and preparation of the manuscript, read and approved the final version before publication).

Competing interests. The authors declare that they have no competing interests.

Funding source. This study was not supported by any external sources of funding.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пугачев П.В., Свобода Д.Г., Жарковский А.А. Расчет и проектирование лопастных гидромашин. Расчет вязкого течения в лопатных гидромашинках с использованием пакета ANSYS CFX. СПб.: Политехн. ун-т, 2016.
2. Gulich JF. Centrifugal Pumps. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2010. doi: 10.1007/978-3-642-12824-0
3. Гарбарук А.В., Стрелец М.Х., Травин А.К., Шур М.Л. Современные подходы к моделированию турбулентности. СПб.: Политехн. ун-т, 2016.
4. Жарковский А.А., Грачев А.В., Шумилин С.А., Пугачев П.В. Математическое моделирование рабочих процессов лопастных гидромашин. Проектирование проточной части многоступенчатого центробежного насоса. СПб.: Политехн. ун-т, 2011.
5. Кузнецов А.В., Панайотти С.С., Савельев А.И. Автоматизированное проектирование многоступенчатого центробежного насоса. Калуга, 2013.
6. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. Л.: Машиностроение, 1966.
7. Зимницкий В.А., Кавплун А.В., Папир А.Н., Умов В.А. Лопастные насосы: Справочник. Л.: Машиностроение, 1986.
8. Малюшенко В. В., Михайлов А. К. Энергетические насосы: Справочное пособие. М.: Энергоиздат, 1981.
9. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. М.: Машиностроение, 1977.
10. Ржебаева Н.К., Ржебаев Э.Е. Расчет и конструирование центробежных насосов. Сумы: СумГУ, 2009.
11. Турк В.И., Минаев А.В., Карелин В.Я. Насосы и насосные станции. М.: Стройиздат, 1976.

REFERENCES

1. Pugachev PV, Svoboda DG, Zharkovskiy AA. *Raschet i projektirovanie lopastnykh gidromashin. Raschet vyazkogo techeniya v lopatnykh gidromashinakh s ispolzovaniem paketa ANSYS CFX*. Sankt Petersburg: Politekhn. un-t; 2016. (In Russ).
2. Gulich JF. *Centrifugal Pumps*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag; 2010. (In Russ). doi: 10.1007/978-3-642-12824-0
3. Garbaruk AV, Strelets MKh, Travin AK, Shur ML. *Sovremennyye podkhody k modelirovaniyu turbulentnosti*. Sankt Petersburg: Politekhn. un-t; 2016. (In Russ).
4. Zharkovskiy AA, Grachev AV, Shumilin SA, Pugachev PV. *Matematicheskoe modelirovanie rabochikh protsessov lopastnykh gidromashin. Projektirovanie protochnoy chasti mnogostupenchatogo tsentrobezhnogo nasosa*. Sankt Petersburg: Politekhn. un-t; 2011. (In Russ).
5. Kuznetsov AV, Panaiotti SS, Savelyev AI. *Avtomatizirovannoe projektirovanie mnogostupenchatogo tsentrobezhnogo nasosa*. Kaluga; 2013. (In Russ).
6. Lomakin AA. *Tsentrobezhnye i osevye nasosy*. Leningrad: Mashinostroenie; 1966. (In Russ).
7. Zimnitskiy VA, Kavplun AV, Papir AN, Umov VA. *Lopastnye nasosy: Spravochnik*. Leningrad: Mashinostroenie; 1986. (In Russ).
8. Malyushenko VV, Mikhaylov AK. *Energeticheskie nasosy: Spravochnoe posobie*. Moscow: Energoizdat; 1981. (In Russ).
9. Mikhaylov AK, Malyushenko VV. *Lopastnye nasosy. Teoriya, raschet i konstruirovaniye*. Moscow: Mashinostroenie; 1977. (In Russ).
10. Rzebaeva NK, Rzebaev EE. *Raschet i konstruirovaniye tsentrobezhnykh nasosov*. Sumy: SumGU; 2009. (In Russ).
11. Turk VI, Minaev AV, Karelin VYa. *Nasosy i nasosnye stantsii*. Moscow: Stroyizdat; 1976. (In Russ).

ОБ АВТОРАХ

* Иванов Олег Александрович,

аспирант Высшей школы энергетического машиностроения
Института энергетики;
адрес: Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург,
ул. Политехническая, д. 29;
ORCID: 0000-0001-7161-3849;
eLibrary SPIN: 2683-6257;
e-mail: ivanov_o_a@bk.ru

Жарковский Александр Аркадьевич,

д-р техн. наук,
профессор Высшей школы энергетического машиностроения
Института энергетики;
ORCID: 0000-0002-3044-8768;
eLibrary SPIN: 3637-7853;
e-mail: azharkovsky@gmail.com

Щуцкий Сергей Юрьевич,

первый заместитель генерального директора;
ORCID: 0009-0002-7951-3847;
e-mail: Shutckiy@ckbm.ru

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author

AUTHORS' INFO

* Oleg A. Ivanov,

Postgraduate of the Higher School of Power Engineering
of the Institute of Energy;
address: 29 Polytekhnikeskaya street, 195251 Saint Petersburg,
Russian Federation;
ORCID: 0000-0001-7161-3849;
eLibrary SPIN: 2683-6257;
e-mail: ivanov_o_a@bk.ru

Alexander A. Zharkovskii,

Dr. Sci. (Engineering),
Professor of the Higher School of Power Engineering
of the Institute of Energy;
ORCID: 0000-0002-3044-8768;
eLibrary SPIN: 3637-7853;
e-mail: azharkovsky@gmail.com

Sergey Yu. Shchutsky,

First Deputy General Director;
ORCID: 0009-0002-7951-3847;
e-mail: Shutckiy@ckbm.ru