

Численное исследование влияния основных параметров проточной части питательных насосов на их энергетические характеристики

О.А. Иванов, А.А. Жарковский

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

АННОТАЦИЯ

Введение. Рабочие колёса и направляющие аппараты многоступенчатых питательных насосов — важнейшие компоненты агрегата. Наиболее ответственными параметрами проточной части являются: $d_{вт}/D_2$, D_0/D_2 , D_3/D_2 , b_3/b_2 . Определение оптимальных значений указанных параметров — актуальная задача, т.к. они соответствуют наиболее эффективной работе насосов. Проведение физического эксперимента для исследования большого количества параметров проблематично из-за существенных финансовых и временных затрат. Однако, применение методов трёхмерного математического моделирования минимизирует данные трудности. Объекты исследования — многоступенчатые питательные насосы для АЭС с коэффициентами быстроходности ступеней $n_s = 71, 103$ и 137 .

Цель работы — с помощью методов трёхмерного математического моделирования выполнить поиск оптимальных значений параметров проточной части питательного насоса ($d_{вт}/D_2$, D_0/D_2 , D_3/D_2 , b_3/b_2) и определить их влияние на эффективность работы агрегата.

Материалы и методы. Поиск оптимальных значений параметров выполнялся с применением трёхмерных гидродинамических расчётов течения вязкой жидкости. Расчетные модели — полноразмерные, состоящие из подвода, рабочего колеса и направляющего аппарата последней ступени. Расчётные сетки — неструктурированные. Численные расчёты проводились CFD методом при варьировании геометрии рабочего колеса и направляющего аппарата.

Результаты. Численные исследования показали, что $d_{вт}/D_2$ необходимо выбирать минимальным. Оптимальное расчётное значение D_0/D_2 для $n_s = 71, 103, 137$ составляет $0,50; 0,57; 0,60$ соответственно. Оптимальный расчётный диапазон b_3/b_2 для $n_s = 71, 103, 137$ составляет $(1,0...1,3); (1,1...1,4); (1,2...1,5)$ соответственно. Оптимальное численное значение D_3/D_2 для ступени с $n_s = 71$ соответствует минимальному из исследуемого диапазона $(1,02)$; для ступени с $n_s = 103$ существует тенденция к снижению гидравлических потерь с увеличением D_3/D_2 на всем рассматриваемом промежутке (до $1,08$); для ступени с $n_s = 137$ увеличение параметра D_3/D_2 не оказывает существенного влияния на рост гидравлических потерь.

Заключение. Проведённые численные исследования и анализ полученных результатов показали, что значения оптимальных параметров D_0/D_2 и b_3/b_2 увеличиваются с ростом быстроходности ступени. Уменьшение втулочного отношения способствует снижению скорости потока на входе в рабочее колесо, а, следовательно, снижает гидравлические потери, поэтому необходимо выбирать минимальное значение данного параметра с учётом обеспечения требований прочности и надёжности. В рамках исследуемого диапазона оптимум D_3/D_2 для $n_s = 71$ и $n_s = 103$ равен минимальному и максимальному значениям соответственно; для $n_s = 137$ явный оптимум не выявлен.

Ключевые слова: многоступенчатый насос; численное исследование; гидродинамический расчёт; рабочее колесо; направляющий аппарат.

КАК ЦИТИРОВАТЬ:

Иванов О.А., Жарковский А.А. Численное исследование влияния основных параметров проточной части питательных насосов на их энергетические характеристики // Известия МГТУ «МАМИ». 2025. Т. 19, № 2. С. [x–y](https://doi.org/10.17816/2074-0530-675346). DOI: [10.17816/2074-0530-675346](https://doi.org/10.17816/2074-0530-675346) EDN: HFUBAN

Numerical Research of the Influence of the Main Parameters of the Flow Part of Feed Pumps on Their Energy Characteristics

Oleg A. Ivanov, Alexander A. Zharkovsky

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, Russia

ABSTRACT

BACKGROUND: Impellers and diffusers of multistage feed pumps are the most important components of the unit. The most important parameters of the flow part are: d_{hub}/D_2 , D_0/D_2 , D_3/D_2 , b_3/b_2 , and determining their optimal values is a relevant task, since they contribute to the most efficient operation of the pumps. Conducting a physical experiment to study a large number of parameters is problematic due to significant financial and time costs, but by using three-dimensional mathematical modeling methods, these difficulties can be minimized. The objects of study are multi-stage feed pumps for nuclear power plants with stage specific speed $n_s = 71, 103$ and 137 .

AIM: Using three-dimensional mathematical modeling methods, search for optimal values of the flow path parameters of the feed pump (d_{hub}/D_2 , D_0/D_2 , D_3/D_2 , b_3/b_2) and determination of their impact on the efficiency of the unit using three-dimensional mathematical modeling methods.

METHODS: The search for optimal parameter values was performed using three-dimensional hydrodynamic calculations of viscous fluid flow. The calculation models are full-size, consisting of an inlet, an impeller, and a diffuser of the last stage. The mesh is unstructured. Numerical calculations were performed using the CFD method with varying geometry of the impeller and diffuser.

RESULTS: The numerical research performed showed that d_{hub}/D_2 should be selected as minimal. The optimal calculated value of D_0/D_2 for $n_s = 71, 103, 137$ is $0.50; 0.57; 0.60$, respectively. The optimal calculated range of b_3/b_2 for $n_s = 71, 103, 137$ is $(1.0 \dots 1.3); (1.1 \dots 1.4); (1.2 \dots 1.5)$, respectively. The optimal numerical value of D_3/D_2 for the stage with $n_s = 71$ corresponds to the minimum from the studied range (1.02); for the stage with $n_s = 103$, there is a tendency to decrease in hydraulic losses with an increase in D_3/D_2 over the entire considered interval (up to 1.08); for the stage with $n_s = 137$, an increase in the D_3/D_2 parameter does not have a significant effect on the growth of hydraulic losses.

CONCLUSION: The numerical research and analysis of the obtained results showed that the values of the optimal parameters D_0/D_2 and b_3/b_2 increase with the growth of the stage specific speed. Reducing the hub ratio helps to reduce the flow velocity at the impeller inlet and, consequently, reduces hydraulic losses, so it is necessary to select the minimum value of this parameter taking into account the requirements for strength and reliability. Within the studied range, the optimum D_3/D_2 for $n_s = 71$ and $n_s = 103$ is equal to the minimum and maximum values, respectively; for $n_s = 137$, no clear optimum was identified.

Keywords: multistage pump; numerical research; hydrodynamic calculation; impeller; diffuser.

TO CITE THIS ARTICLE:

Ivanov OA, Zharkovsky AA. Numerical Research of the Influence of the Main Parameters of the Flow Part of Feed Pumps on Their Energy Characteristics. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2025;19(2):x–y. DOI: [10.17816/2074-0530-675346](https://doi.org/10.17816/2074-0530-675346) EDN: HFUBAN

ВВЕДЕНИЕ

Геометрические параметры проточной части насоса определяют его показатели и характеристики, а также влияют на стабильность работы. Выбор оптимальных значений таких параметров обеспечивает максимальную эффективность всего агрегата, необходимые энергетические, вибрационные и кавитационные качества, требуемую прочность и надежность. Поиск оптимального сочетания таких параметров с помощью физического эксперимента является практически неосуществимой задачей из-за дороговизны и сложности проведения таких исследований. Однако современные методы математического моделирования и вычислительные ресурсы позволяют за счёт проведения численных исследований сократить временные и финансовые затраты на получение достоверных результатов, соответствующих результатам физического эксперимента.

Цель работы заключается в исследовании оптимальных значений ряда основных геометрических параметров проточной части многоступенчатых питательных насосов: втулочного отношения рабочего колеса ($d_{вт}/D_2$), отношения диаметра входного отверстия к его наружному диаметру (D_0/D_2), отношения диаметра начальной окружности направляющего аппарата к наружному диаметру рабочего колеса (D_3/D_2), отношения ширины на входе в направляющий аппарат к ширине на выходе из рабочего колеса (b_3/b_2) с применением трёхмерных гидродинамических расчётов течения вязкой жидкости.

Объектами исследования являются многоступенчатые питательные насосы, с коэффициентами быстроходности ступеней $n_s = 71, 103$ и 137 .

МЕТОДИКА ЧИСЛЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Перед проведением численных исследований [1] оптимальных значений основных геометрических параметров проточной части насоса была проведена валидация полноразмерной расчётной модели с целью подтверждения корректного выбора модели турбулентности, параметров расчётных сеток и граничных условий. Описание полноразмерной расчётной модели и результаты сравнения численного и физического экспериментов были представлены в работе [2].

На базе вышеупомянутой модели и её параметров была построена расчётная модель для исследования оптимальных значений $d_{вт}/D_2$, D_0/D_2 , D_3/D_2 , b_3/b_2 . Общий вид расчётной модели представлен на рис. 1.

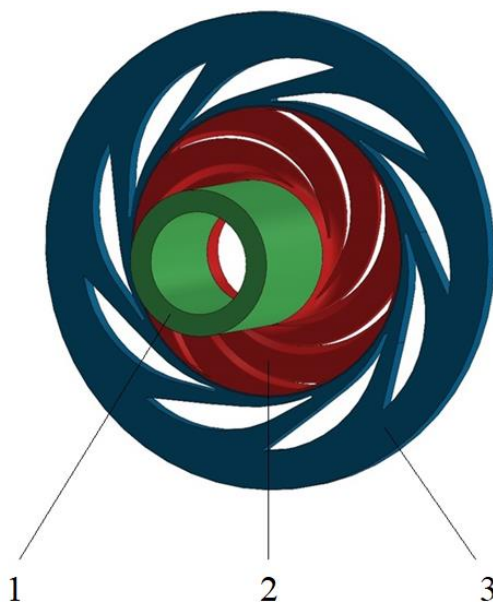


Рис. 1. Общий вид расчётной модели: 1 — осевой подвод; 2 — рабочее колесо; 3 — направляющий аппарат последней ступени.
Fig. 1. General view of the calculation model: 1: axial pipe; 2: impeller; 3: last stage diffuser.

Расчётная модель состоит из подвода осевого типа, центробежного рабочего колеса (РК) и прямого направляющего аппарата последней ступени питательного насоса (НА).

Общее количество элементов сетки для расчётной модели составляло приблизительно 10 млн. элементов. Для расчёта течения в проточной части насоса принята SST $k-\omega$ модель турбулентности. Все расчёты проводились на номинальном режиме работы в нестационарной

постановке, где 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.

Результаты расчётов были получены с использованием вычислительных ресурсов суперкомпьютерного центра Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (www.spbstu.ru).

ИССЛЕДОВАНИЕ ОТНОШЕНИЯ ДИАМЕТРА ВТУЛКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА К ЕГО НАРУЖНОМУ ДИАМЕТРУ $d_{вт}/D_2$

Втулочное отношение $d_{вт}/D_2$ является важным параметром, правильный выбор которого позволяет уменьшить уровень скоростей и потерь на входе в РК. Сложность принятия данного параметра заключается в обязательном наличии компромисса между обеспечением требуемой прочности и получением максимальной эффективности.

Для проведения численного исследования для всех рассматриваемых ступеней проектировались РК при различном втулочном отношении. Диаметр входного отверстия РК D_0 для каждого случая корректировался с целью обеспечения одинаковой и оптимальной скорости потока на входе.

Численное исследование параметра $d_{вт}/D_2$ показало тенденцию к снижению гидравлических потерь в РК с уменьшением втулочного отношения (рис. 2).

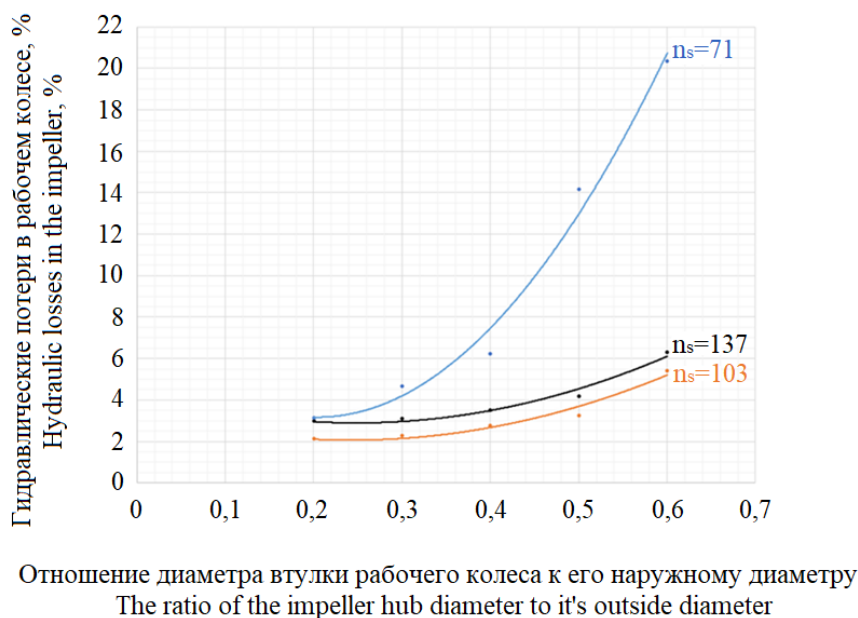


Рис. 2. Зависимости гидравлических потерь в рабочем колесе от параметра $d_{вт}/D_2$ для различных n_s .

Fig. 2. Dependences of hydraulic losses in the impeller on the d_{hub}/D_2 parameter for various n_s .

Для ступени с $n_s = 71$ втулочное отношение оказывает существенное влияние на величину гидравлических потерь; для ступеней с $n_s = 103$ и $n_s = 137$ отсутствует тенденция к кратному увеличению гидравлических потерь с ростом втулочного отношения, а в диапазоне $d_{вт}/D_2 = (0,2 \dots 0,3)$ гидравлические потери находятся на сравнительно схожем уровне в рамках одного n_s .

Эпюры скоростей в меридианных сечениях РК ступеней с $n_s = 71$, 103 и 137 представлены на рис. 3.

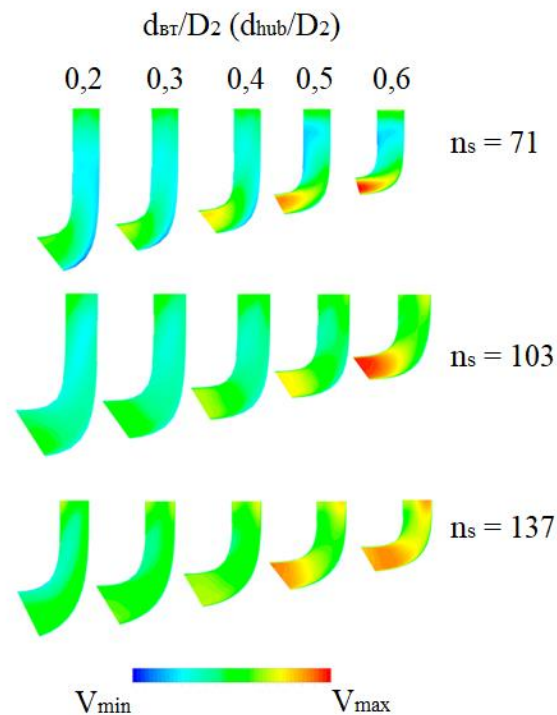


Рис. 3. Эпюры скоростей в меридианных сечениях рабочего колеса при разном втулочном отношении и разном n_s .

Fig. 3. Velocity diagrams in meridian sections of the impeller at various hub ratios and various n_s .

Рост втулочного отношения способствует увеличению скорости потока вблизи входа в РК, что можно наблюдать на рис. 3. Так как потери давления прямо пропорциональны квадрату скорости потока, то с увеличением втулочного отношения возрастает гидравлическое сопротивление, а, следовательно, снижается эффективность РК, что видно из зависимостей, приведённых на рис. 2.

Были рассмотрены рекомендации разных авторов по определению оптимальных значений параметра d_{bt}/D_2 . Полученные значения представлены в табл. 1 в сравнении с результатами трёхмерных гидродинамических расчётов (CFD).

Таблица 1. Сравнение оптимальных значений параметра d_{bt}/D_2 по трёхмерным методам и методикам авторов

Table 1. Comparison of optimal values of the d_{hub}/D_2 parameter obtained using the three-dimensional methods and the authors' methods

Методика	$n_s = 71$	$n_s = 103$	$n_s = 137$
	$(d_{bt}/D_2)_{opt}$		
CFD	Минимально возможное		
[3]	0,26	0,33	0,35
[4]	0,46 ... 0,59	0,70 ... 0,91	0,64 ... 0,83
[5], [8]	0,32 ... 0,38	0,47 ... 0,57	0,43 ... 0,52
[6]	0,21 ... 0,31	0,31 ... 0,45	0,27 ... 0,41
[7]	0,33 ... 0,35	0,52 ... 0,54	0,49 ... 0,51
[9]	0,47 ... 0,61	> 0,76	0,68 ... 0,88
[10]	0,40 ... 0,50	0,40 ... 0,50	0,40 ... 0,50

Из анализа результатов (см. табл. 1) видно, что рекомендуемые значения d_{bt}/D_2 имеют достаточно широкий разброс. Однако, согласно проведённым численным исследованиям, можно заключить, что с точки зрения обеспечения минимальных гидравлических потерь рекомендуется выбирать минимально возможное значение данного параметра при условии обеспечения требований по прочности и надёжности.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОТНОШЕНИЯ ДИАМЕТРА ВХОДНОГО ОТВЕРСТИЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА К ЕГО НАРУЖНОМУ ДИАМЕТРУ D_0/D_2

Диаметр входного отверстия РК является одним из важнейших параметров, оказывающих влияние на стабильную работу насоса. Выбор оптимального значения данного параметра позволяет получить на входе в лопастную систему более равномерный поток, что, в свою очередь, способствует снижению гидравлических потерь и улучшению кавитационных качеств.

В ходе исследования относительный диаметр втулки РК принимался постоянным и равным 0,35. Стоит отметить, что углы установки лопасти на входе при проектировании подстраивались под углы потока, а положение входной кромки корректировалось так, чтобы угол установки лопасти в периферийном сечении по возможности попадал в диапазон $15^\circ \dots 20^\circ$, как наиболее оптимальный. Помимо этого, углы охвата лопасти варьировались с целью обеспечения закона изменения угла установки лопасти вдоль всех линий тока не более 15° между максимальным и минимальным значениями во избежание дополнительных гидравлических потерь из-за повышенной диффузорности межлопастного канала.

Из результатов проведённых численных расчётов (рис. 4) видно, что для проточной части с коэффициентом быстроходности ступени $n_s = 71$ оптимальное значение отношения диаметра входного отверстия РК к его наружному диаметру $D_0/D_2 = 0,50$; для ступени с $n_s = 103$ оптимальное значение $D_0/D_2 = 0,57$; для ступени с $n_s = 137$ оптимальное значение $D_0/D_2 = 0,60$. Среднее значение скорости при оптимальных значениях D_0/D_2 для $n_s = 71, 103$ и 137 составляют $V_0 = 7,6$ м/с; $9,9$ м/с и $12,1$ м/с соответственно.

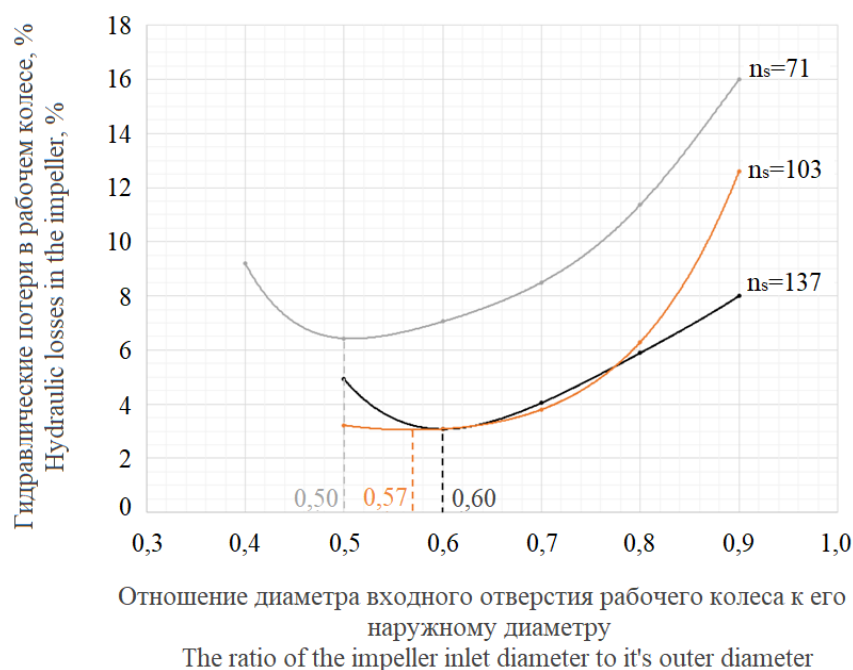


Рис. 4. Зависимость гидравлических потерь в рабочем колесе от параметра D_0/D_2 для различных n_s .

Fig. 4. Dependence of hydraulic losses in the impeller on the D_0/D_2 parameter for various n_s .

Эпюры скорости в меридианном сечении РК ступеней с $n_s = 71, 103$ и 137 представлены на рис. 5 соответственно.

Из вышеприведённых распределений полных давлений и скоростей видно, что при $D_0/D_2 = 0,7$ около покрывающего диска на входе в лопастную систему и в области поворота начинает формироваться низкоэнергетическая зона, которая с увеличением значения данного параметра расширяется и начинает оказывать более существенное влияние на устойчивую структуру потока, приводя к увеличению гидравлических потерь.

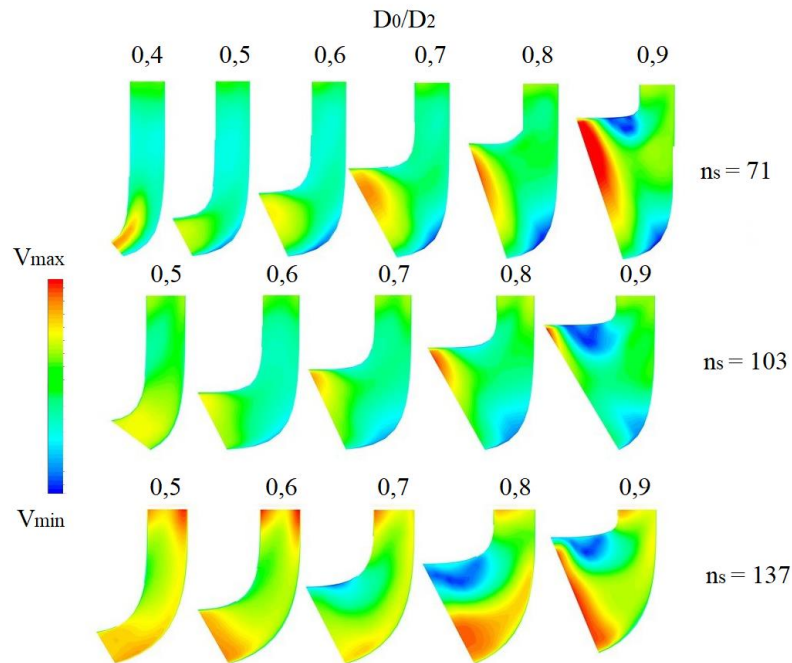


Рис. 5. Эпюры скоростей в меридианных сечениях рабочего колеса при разном отношении D_0/D_2 и разном n_s .

Fig. 5. Velocity diagrams in meridian sections of the impeller at various D_0/D_2 ratios and various n_s .

Были рассмотрены рекомендации различных авторов по определению оптимальных значений параметра D_0/D_2 . Полученные значения представлены в табл. 2 в сравнении с результатами трёхмерных гидродинамических расчётов (CFD).

Таблица 2. Сравнение оптимальных значений параметра D_0/D_2 по трёхмерным методам и методикам авторов

Table 2. Comparison of optimal values of the D_0/D_2 parameter obtained using the three-dimensional methods and the authors' methods

Методика	$n_s = 71$	$n_s = 103$	$n_s = 137$
	$(D_0/D_2)_{opt}$		
CFD	0,50	0,57	0,60
[3]	0,41	0,53	0,60
[4]	0,57 ... 0,71	> 0,84	> 0,81
[5]	0,45 ... 0,51	0,61 ... 0,70	0,62 ... 0,71
[6]	0,35 ... 0,51	0,43 ... 0,61	0,49 ... 0,70
[7]	0,47 ... 0,51	0,67 ... 0,73	0,71 ... 0,78
[8]	0,50 ... 0,55	0,68 ... 0,74	0,69 ... 0,76
[9]	0,47 ... 0,61	0,72 ... 0,93	0,65 ... 0,84
[10]	0,41 ... 0,50	0,51 ... 0,62	0,58 ... 0,69
[11]	0,35	0,38	0,42
[12]	0,38	0,44	0,50
[13]	0,56	0,58	0,60
[14]	0,47 ... 0,51	0,54 ... 0,59	0,59 ... 0,65

Примечание:

— значения, полученные по CFD расчёту, частично или полностью входят в рекомендуемый диапазон или соответствуют оптимальному значению по рекомендациям разных авторов;

— значения, полученные по CFD расчёту (с погрешностью $\pm 5\%$), частично или полностью входят в рекомендуемый диапазон или соответствуют оптимальному значению по рекомендациям разных авторов.

Из табл. 2 можно наблюдать наличие широкого диапазона по выбору оптимального отношения D_0/D_2 . Наилучшее совпадение результатов проведённых численных исследований фиксируется с рекомендациями авторов [6, 10, 14]. Общая тенденция показывает увеличение оптимального значения D_0/D_2 с ростом коэффициента быстроходности n_s .

Также стоит отметить, что приведённые выше рекомендуемые значения в большей степени применимы для РК с нормальными кавитационными качествами. Для обеспечения высоких кавитационных качеств к выбору отношения D_0/D_2 необходимо подходить индивидуально.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОТНОШЕНИЯ ШИРИНЫ НА ВХОДЕ В НАПРАВЛЯЮЩИЙ АППАРАТ К

ШИРИНЕ НА ВЫХОДЕ ИЗ РАБОЧЕГО КОЛЕСА b_3/b_2

Оптимальное значение параметра b_3/b_2 позволяет снизить гидравлические потери и обеспечить равномерное распределение поля скоростей.

В данном исследовании рассматривались НА последних ступеней питательных насосов, имеющих только прямые каналы. Результаты рассмотрения параметра b_3/b_2 (рис. 6) показали, что для ступени с $n_s = 71$ оптимальное значение исследуемого параметра находится в диапазоне $b_3/b_2 = (1,0 \dots 1,3)$; для ступени с $n_s = 103$ оптимальное значение находится в диапазоне $b_3/b_2 = (1,1 \dots 1,4)$; для ступени с $n_s = 137$ оптимальное значение находится в диапазоне $b_3/b_2 = (1,2 \dots 1,5)$.

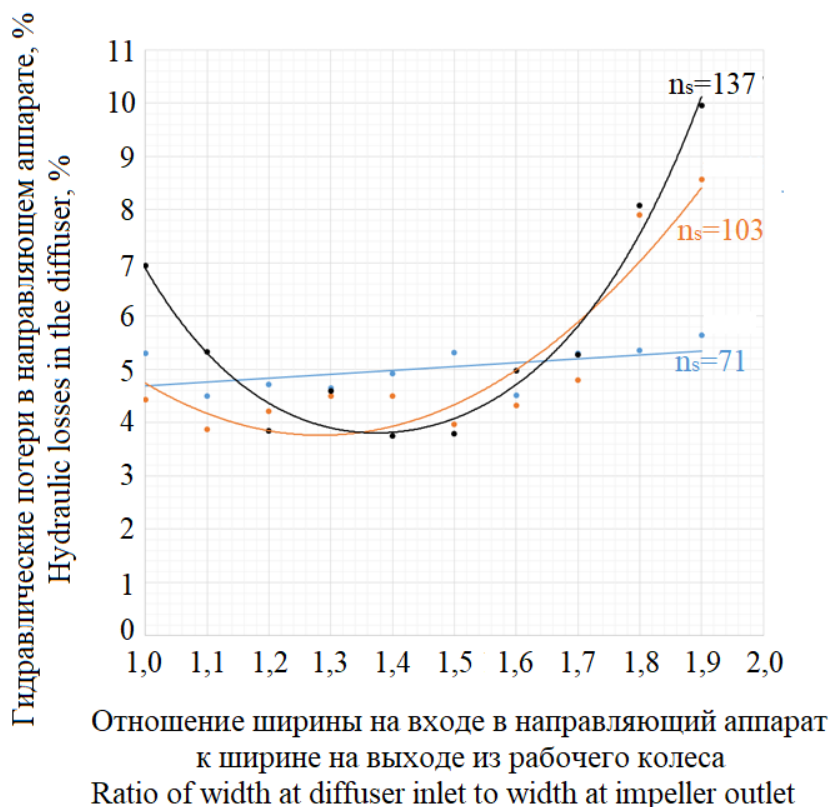


Рис. 6. Зависимости гидравлических потерь в направляющем аппарате от параметра b_3/b_2 для различных n_s .

Fig. 6. Dependences of hydraulic losses in the diffuser on the b_3/b_2 parameter for various n_s .

Из рис. 6 видно, что для ступени с минимальной из рассматриваемых быстроходностей отношение b_3/b_2 оказывает наименьшее влияние на величину гидравлических потерь в НА, а при увеличении n_s влияние b_3/b_2 на энергоэффективность ПЧ становится более существенным.

Эпюры полного давления в сечении НА ступеней с $n_s = 71$, 103 и 137 представлены на рис. 7.

Из вышеприведенных эпюр видно, что при $n_s = 71$ во всех рассматриваемых случаях поля давлений остаются сравнительно стабильными. В случаях $n_s = 103$ и $n_s = 137$ при $b_3/b_2 = 1,7$ вблизи покрывающего диска НА начинает образовываться низкоэнергетическая зона, которая при увеличении ширины канала НА на входе увеличивает площадь своего распространения, что в свою очередь приводит к достаточно резкому увеличению гидравлических потерь согласно рис. 7.

Были рассмотрены рекомендации разных авторов по определению оптимальных значений параметра b_3/b_2 . Полученные значения представлены в табл. 3 в сравнении с результатами трёхмерных гидродинамических расчётов (CFD).

Согласно данным табл. 3 в области наименьших рассматриваемых n_s рекомендуемые значения b_3/b_2 находятся в сравнительно широком диапазоне от 1,02 до 2,75. В области $n_s = 103$ и $n_s = 137$ рекомендуемый диапазон сужается до диапазона значений (1,02 ... 2,05). Для исследуемой ступени с $n_s = 71$ наиболее близкие рекомендации – [14], для $n_s = 103$ – рекомендации [4, 8, 9–11], а для $n_s = 137$ – рекомендации [4, 5, 6, 8].

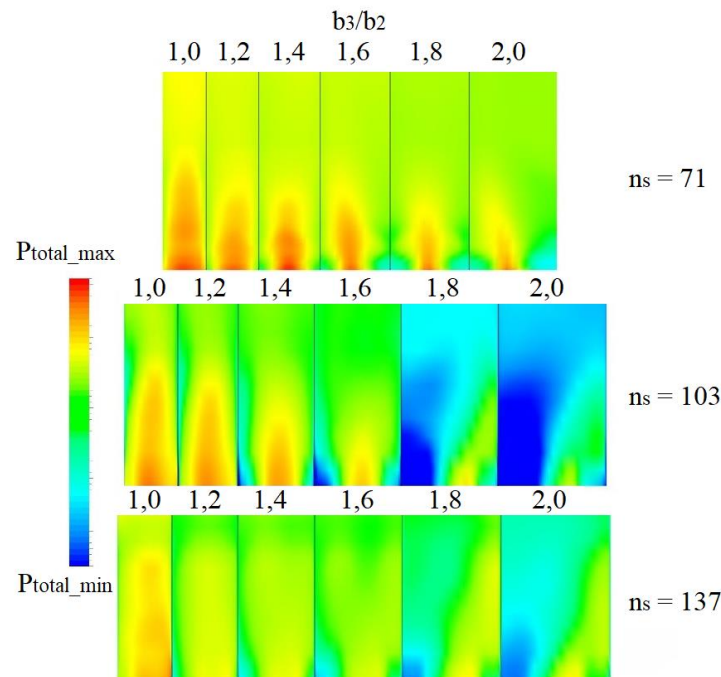


Рис. 7. Эпюры полного давления в меридианном сечении направляющего аппарата при разном отношении b_3/b_2 и разном n_s .

Fig. 7. Diagrams of total pressure in the meridian section of the diffuser at various ratios b_3/b_2 and various n_s .

Таблица 3. Сравнение оптимальных значений параметра b_3/b_2 по трёхмерным методам и методикам авторов

Table 3. Comparison of optimal values of the b_3/b_2 parameter obtained using the three-dimensional methods and the authors' methods

Методика	$n_s = 71$	$n_s = 103$	$n_s = 137$
	$(b_3/b_2)_{opt}$		
CFD	1,00 ... 1,30	1,10 ... 1,40	1,20 ... 1,50
[3]	1,70	1,70	1,70
[4]	1,39 ... 1,98	1,30 ... 1,74	1,18 ... 1,45
[5]	2,14	1,69	1,47
[6]	1,68 ... 1,85	1,47 ... 1,58	1,35 ... 1,44
[7]	2,75	2,05	1,71
[8]	1,17 ... 1,23	1,17 ... 1,23	1,17 ... 1,23
[9]	1,13 ... 1,26	1,07 ... 1,13	1,05 ... 1,10
[10]	1,22	1,16	1,15
[11]	1,10	1,10	1,10
[14]	1,02 ... 1,05	1,02 ... 1,05	1,02 ... 1,05

Примечание:

— значения, полученные по CFD расчёту, частично или полностью входят в рекомендуемый диапазон или соответствуют оптимальному значению по рекомендациям разных авторов;

— значения, полученные по CFD расчёту (с погрешностью $\pm 5\%$), частично или полностью входят в рекомендуемый диапазон или соответствуют оптимальному значению по рекомендациям разных авторов.

ИССЛЕДОВАНИЯ ОТНОШЕНИЯ ДИАМЕТРА НАЧАЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА К НАРУЖНОМУ ДИАМЕТРУ РАБОЧЕГО КОЛЕСА D_3/D_2

Выбор оптимального значения параметра D_3/D_2 позволяет выровнять поле скоростей (пульсации скорости) после РК и минимизировать потери в зазоре, а также улучшить виброакустические характеристики.

Результаты численных исследований параметра D_3/D_2 представлены на рис. 8.

Из полученных зависимостей (см. рис. 8) видно, что оптимальное значение параметра D_3/D_2 для ступени с $n_s = 71$ соответствует минимальному из исследуемого диапазона. Для ступени с $n_s = 103$ существует тенденция к снижению гидравлических потерь с увеличением D_3/D_2 на всем рассматриваемом промежутке. Стоит отметить, что для ступени с $n_s = 137$ увеличение параметра D_3/D_2 не оказывает существенного влияния на рост гидравлических потерь.

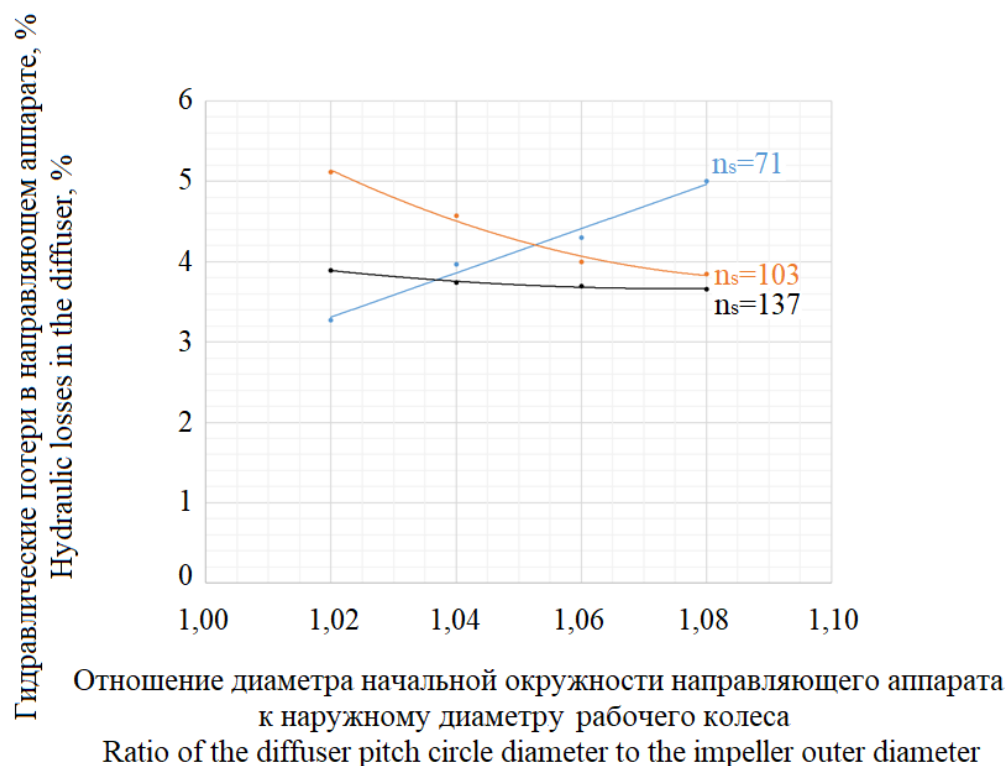


Рис. 8. Зависимости гидравлических потерь в направляющем аппарате от параметра D_3/D_2 для различных n_s .
Fig. 8. Dependences of hydraulic losses in the diffuser on the D_3/D_2 parameter for various n_s .

Эпюры скоростей в поперечных сечениях НА ступеней с $n_s = 71, 103$ и 137 представлены на рис. 9.

Из распределения полей скорости (см. рис. 9) видно, что в случае $n_s = 71$ при минимальном значении D_3/D_2 в межлопаточном канале наблюдается стабильное течение, однако, при увеличении D_3/D_2 на выходе из НА на вогнутой стороне лопатки образуются отрывные зоны, площадь которых растёт с увеличением диаметра начальной окружности НА. Это объясняет характер кривой, полученной в ходе выполнения расчётов и представленной на рис. 8. При $n_s = 137$ поля полных давлений и скоростей в межлопаточных каналах остаются стабильными при всех рассматриваемых D_3/D_2 .

Были рассмотрены рекомендации разных авторов по определению оптимальных значений параметра D_3/D_2 . Полученные значения представлены в табл. 4 в сравнении с результатами трёхмерных гидродинамических расчётов (CFD).

Из анализа данных (см. табл. 4) видно, что основные рекомендуемые значения приблизительно лежат в диапазоне от 1,02 до 1,14. Согласно CFD расчётам и методикам [3, 4, 6, 11] наблюдается тенденция к увеличению оптимального значения D_3/D_2 с увеличением n_s . Для исследуемой ступени с $n_s = 71$ наиболее близкие рекомендации – [8, 9], для $n_s = 103$ – рекомендации [3, 5, 7, 9, 10].

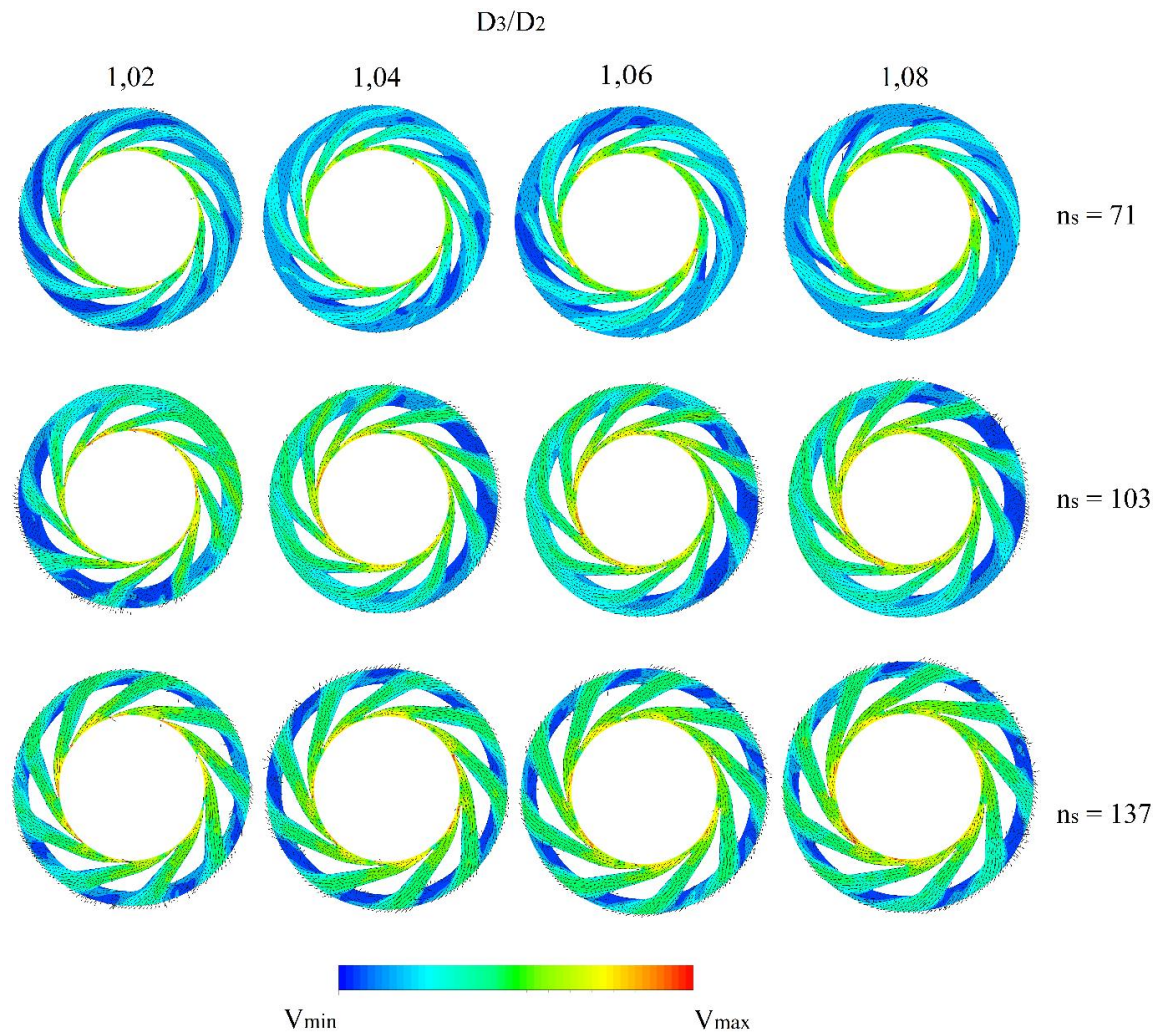


Рис. 9. Эпюры скорости в поперечном сечении направляющего аппарата.
Fig. 9. Velocity diagrams in the diffuser cross section.

Таблица 4. Сравнение оптимальных значений параметра D_3/D_2 по трёхмерным методам и методикам авторов
Table 4. Comparison of optimal values of the D_3/D_2 parameter obtained using the three-dimensional methods and the authors' methods

Методика	$n_s = 71$	$n_s = 103$	$n_s = 137$
	$(D_3/D_2)_{opt}$		
CFD	1,02	1,04 ... 1,08	1,08
[3]	1,04	1,08	1,14
[4]	1,04	1,09	1,14
[5]	1,03 ... 1,05	1,03 ... 1,05	1,03 ... 1,05
[6]	1,07	1,10	1,14
[7]	1,03 ... 1,05	1,03 ... 1,05	1,03 ... 1,05
[8]	1,02 ... 1,03	1,02 ... 1,03	1,02 ... 1,03
[9]	1,02 ... 1,05	1,02 ... 1,05	1,02 ... 1,05
[10]	1,03 ... 1,05	1,03 ... 1,05	1,03 ... 1,05
[11]	1,30	1,36	1,42
[14]	1,03	1,03	1,03

Примечание:

— значения, полученные по CFD расчёту, частично или полностью входят в рекомендуемый диапазон или соответствуют оптимальному значению по рекомендациям разных авторов;

— значения, полученные по CFD расчёту (с погрешностью $\pm 1\%$), частично или полностью входят в рекомендуемый диапазон или соответствуют оптимальному значению по рекомендациям разных авторов.

ВЫВОДЫ

В данной работе выполнялось исследование влияния параметров проточной части ступени питательных насосов ($d_{вт}/D_2$, D_0/D_2 , D_3/D_2 , b_3/b_2) на их энергоэффективность с применением численных методов. На сегодняшний день остаётся нерешённым вопрос получения оптимального варианта проточной части питательных насосов, т.к. проведение физического

эксперимента для исследования проблематично из-за существенных финансовых и временных затрат. Поэтому применение методов трёхмерного математического моделирования для определения оптимальных значений геометрических параметров является актуальной и востребованной задачей. На основе валидированной расчётной модели были проведены серии трёхмерных гидродинамических расчётов течения вязкой жидкости в проточной части ступени питательных насосов разной быстроходности. По результатам проведённых исследований было получено, что: втулочное отношение необходимо выбирать минимальным; оптимальное расчётное значение D_0/D_2 для $n_s = 71, 103, 137$ составляет 0,50; 0,57; 0,60 соответственно; оптимальный расчётный диапазон b_3/b_2 для $n_s = 71, 103, 137$ составляет (1,0...1,3); (1,1...1,4); (1,2...1,5) соответственно; оптимальное численное значение D_3/D_2 для ступени с $n_s = 71$ соответствует минимальному из исследуемого диапазона (1,02); для ступени с $n_s = 103$ существует тенденция к снижению гидравлических потерь с увеличением D_3/D_2 на всем рассматриваемом промежутке (до 1,08); для ступени с $n_s = 137$ увеличение параметра D_3/D_2 не оказывает существенного влияния на рост гидравлических потерь. Также в работе выполнен расчёт оптимальных исследуемых параметров по методикам разных авторов и произведено сравнение с результатами CFD расчётов.

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. Все авторы одобрили рукопись (версию для публикации), а также согласились нести ответственность за все аспекты работы, гарантируя надлежащее рассмотрение и решение вопросов, связанных с точностью и добросовестностью любой её части.

Этическая экспертиза. Неприменимо.

Источники финансирования. Отсутствуют.

Раскрытие интересов. Авторы заявляют об отсутствии отношений, деятельности и интересов за последние три года, связанных с третьими лицами (коммерческими и некоммерческими), интересы которых могут быть затронуты содержанием статьи.

Оригинальность. При создании настоящей работы авторы использовали фрагменты ранее опубликованных собственных сведений (текст, иллюстрации, данные), отмеченные ссылками на источники в списке литературы.

Доступ к данным. Редакционная политика в отношении совместного использования данных к настоящей работе не применима, новые данные не собирали и не создавали.

Генеративный искусственный интеллект. При создании настоящей статьи технологии генеративного искусственного интеллекта не использовали.

Рассмотрение и рецензирование. Настоящая работа подана в журнал в инициативном порядке и рассмотрена по обычной процедуре. В рецензировании участвовали два внешних рецензента, член редакционной коллегии и научный редактор издания.

ADDITIONAL INFORMATION

Author contributions: O.A. Ivanov: literature review, collection and analysis of literary sources, preparation and writing of the manuscript; A.A. Zharkovsky: literature review, collection and analysis of literary sources, writing the text and editing the manuscript. All the authors approved the version of the manuscript to be published and agreed to be accountable for all aspects of the work, ensuring that issues related to the accuracy or integrity of any part of the work are appropriately investigated and resolved.

Ethics approval: N/A.

Funding sources: No funding.

Disclosure of interests: The authors have no relationships, activities, or interests for the last three years related to for-profit or not-for-profit third parties whose interests may be affected by the content of the article.

Statement of originality: In creating this work, the authors used fragments of previously published information (text, illustrations, data), marked with links to sources in the list of references.

Data availability statement: The editorial policy regarding data sharing does not apply to this work as no new data was collected or created.

Generative AI: No generative artificial intelligence technologies were used to prepare this article.

Provenance and peer review: This paper was submitted unsolicited and reviewed following the standard procedure. The peer review involved two external reviewers, a member of the editorial board, and the in-house scientific editor.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ | REFERENCES

1. Pugachev PV, Svoboda DG, Zharkovsky AA. *Calculation and design of blade hydraulic machines. Calculation of viscous flow in vane hydraulic machines using the ANSYS CFX package*: textbook. Saint Petersburg: Polytechnic University; 2016. (In Russ.)
2. 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. (In Russ.) doi: 10.17816/2074-0530-632452 EDN: LDZQSY
3. Aizenstein MD. *Centrifugal pumps for the oil industry*. Moscow, Leningrad: Gostoptekhizdat; 1957. (In Russ.)
4. Budov VM. *NPP Pumps*. Moscow: Energoatomizdat; 1986. (In Russ.)
5. Gorgijanyan SA. *Hydraulic calculations of the flow path of centrifugal pumps*. Leningrad: LPI; 1982. (In Russ.)
6. Kuznetsov AV, Panaiotti SS, Saveliev AI. *Automated design of a multistage centrifugal pump*. Kaluga; 2013. (In Russ.)
7. Lomakin AA. *Centrifugal and axial pumps*. Leningrad: Mashinostroenie; 1966. (In Russ.)
8. Zimmitsky VA, Kaplun AV, Papir AN, Umov VA. *Blade Pumps: A Handbook*. Leningrad: Mashinostroenie; 1986. (In Russ.)
9. Mikhailov AK, Malyushenko VV. *Blade pumps. Theory, calculation and design*. Moscow: Mashinostroenie; 1977. (In Russ.)
10. Rzhebaeva NK, Rzhebaev EE. *Calculation and design of centrifugal pumps*. Sumy: Sumy State University; 2009. (In Russ.)
11. Stepanov AI. *Centrifugal and axial pumps*. Moscow: Mashgiz; 1960. (In Russ.)
12. CFTurbo. Manual, CFTurbo GmbH, 2024 [internet] Accessed: 25.12.2024. Available from: <https://manual.cfturbo.com/en/index.html?cfturbo.html>.
13. Graueser TE. *Abaque pour pompes et pompes-turbines reversibl*. Lausanne: Institut de machines hydrauligns; 1978. Publication N 8.
14. Gulich JF. *Centrifugal Pumps*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag; 2010. doi: 10.1007/978-3-642-12824-0

ОБ АВТОРАХ / AUTHORS' INFO

* Иванов Олег Александрович,

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

Соавторы:

Жарковский Александр Аркадьевич,

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

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author

* Oleg A. Ivanov,

postgraduate of the Higher School of Power
Engineering;
address: 29 Polytekhnicheskaya st, Saint Petersburg,
Russia, 195251;
ORCID: 0000-0001-7161-3849;
eLibrary SPIN: 2683-6257;
e-mail: ivanov_o_a@bk.ru

Co-Authors:

Alexander A. Zharkovsky,

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