УДК 621.65.03

Совершенствование экспериментальных характеристик и аддитивное производство рабочих колес одноступенчатого моноблочного погружного электронасосного агрегата высокой быстроходности

Д.А. Горбатов[1], А.А. Жарковский[2], А.В. Адрианов[1]

[1] ООО «СУЛАК»
[2] Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Improvement of experimental characteristics and additive manufacturing of impellers for the single-stage monoblock submersible electric pump unit with the high specific speed

D.A. Gorbatov[1], A.A. Zharkovskii[2], A.V. Adrianov[1]

[1] "SULAK", LLC
[2] Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

Рассмотрены вопросы повышения энергоэффективности и применения методов аддитивного производства при экспериментальных исследованиях одноступенчатого моноблочного погружного электронасосного агрегата высокой быстроходности. В первой части работы выполнена оптимизация спроектированной проточной части, состоящая из трех этапов. На первом этапе проведена корреляция между геометрическими входными параметрами и гидравлическим коэффициентом полезного действия (КПД) насоса с определением параметров, оказывающих наибольшее влияние на энергетические качества агрегата. На втором этапе исследовано влияние количества расчетных точек в матрице планирования эксперимента на гидравлический КПД насоса с выявлением области расположения глобального максимума целевой функции. На третьем этапе проведен уточняющий поиск глобального максимума с применением прямых методов оптимизации. Выполнен сравнительный анализ структуры течения в исходной и оптимизированной проточных частях. Во второй части работы изготовлены литые рабочие колеса из латуни с использованием аддитивной технологии струйного нанесения связующего вещества для 3D-печати выжигаемых моделей из полиметилметакрилата. Проведено сравнение расчетных характеристик с экспериментальными, полученными при параметрических испытаниях исследованного электронасосного агрегата.

EDN: QWCWHM, https://elibrary/qwcwhm

Ключевые слова: одноступенчатый моноблочный погружной электронасос, численная оптимизация, корреляция параметров, выборка латинского гиперкуба, аддитивное производство, полиметилметакрилат

This article explores ways to improve energy efficiency and apply additive manufacturing methods in experimental investigations for the single-stage monoblock submersible electric

pump unit with the high specific speed. The first part of the research included a three-stage optimization of the designed flow passage. The first stage involved the correlation between geometric input parameters and the hydraulic efficiency of the pump, identifying parameters that have the greatest impact on the energy performance of the unit. The second stage involved studying the effect of the number of calculation points in the experiment planning matrix on the hydraulic efficiency of the pump, identifying the location area of the global maximum of the objective function. The third stage involved the refined search for the global maximum using direct optimization methods. A comparative analysis of the flow structure in the original and optimized flow passage was performed. In the second part of the research, cast brass impellers were manufactured using Binder Jetting additive technology for 3D printing of evaporative models made of polymethylmethacrylate. A comparison of the CFD characteristics with the experimental data obtained during parametric tests of the studied electric pump unit was carried out.

EDN: QWCWHM, https://elibrary/qwcwhm

Keywords: single-stage monoblock submersible electric pump, numerical optimization, parameters correlation, latin hypercube sampling, additive manufacturing, polymethylmethacrylate

Погружные электронасосы получили широкое применение в нефтегазовой, химической, горнодобывающей, судостроительной и других отраслях промышленности [1]. Одними из них являются одноступенчатые погружные электронасосные агрегаты с моноблочной конструкцией насосной части и электродвигателя (ЭД) [2]. В таких агрегатах ступень состоит из консольного рабочего колеса (РК) центробежного или диагонального типа и отводящего устройства (ОУ), представляющего собой спиральный или кольцевой отвод [3].

Также применяют ОУ с лопаточным направляющим аппаратом (НА), за которым расположена кольцевая камера (КК) вокруг ЭД. Главным достоинством такого ОУ является охлаждение ЭД путем его внешнего обтекания рабочей средой. Однако из-за таких геометрических особенностей ОУ значения коэффициента полезного действия (КПД) агрегатов невысокие. Это приводит к выбору ЭД с избыточной номинальной мощностью и, как следствие, к увеличению габаритных размеров и массы агрегатов в целом.

В судостроении масса и габаритные размеры являются одними из самых важных показателей, обусловленных ограниченным пространством, в котором установлен агрегат. Массогабаритные показатели агрегата могут быть улучшены использованием ЭД меньшего типоразмера с меньшей номинальной мощностью, достигнутой в процессе совершенствования проточной части (ПЧ), имеющей высокую энергоэффективность.

В насосостроении проводится большое количество расчетных исследований, направленных на повышение энергоэффективности центробежных насосов с использованием методов численной оптимизации ПЧ [4, 5].

В погружных электронасосах вопросы повышения энергоэффективности в основном рассматриваются применительно к многоступенчатым ПЧ. Например, в статье [6] результаты расчетов высокооборотного трехступенчатого погружного насоса показали, что при уменьшении торцевого зазора между РК и статорной деталью интенсивность низкоэнергетических зон в ПЧ сокращается, что приводит к повышению КПД.

Исследования по улучшению гидравлических качеств и энергетических характеристик одноступенчатых погружных электронасосов встречаются реже. В частности, оптимизация погружного дренажного насоса [7] позволила улучшить распределение скорости течения и давления рабочей среды в РК и диффузоре и увеличить гидравлический КПД насоса на 3,5 %. Модернизация РК и спирального отвода в погружном дренажном насосе [8] привела к улучшению формы потока и увеличению КПД на 5,6 % по сравнению с таким же интегральным показателем в исходной ПЧ.

В гидромашиностроении для экспериментальных исследований опытных образцов насосов часто требуется изготовить геометрически сложные детали в малом объеме. В таких условиях эти детали могут быть получены дешевле и быстрее при аддитивном производстве, чем при субтрактивном и традиционном формообразующем производствах. При изготовлении деталей насосов из металлических и неметалли-

ческих материалов используются различные аддитивные технологии, каждая из которых может быть оптимально применимой для конкретного случая [9, 10].

В единичном производстве РК с пространственной лопастной системой являются одними из самых технологически сложных и дорогих деталей насосов. На практике часто возникает необходимость исследовать насосы с РК из металла. В работе [11] применена технология селективного лазерного плавления (SLM), с помощью которой из жаропрочного сплава были напечатаны РК с разной ориентацией в пространстве, оказавшей влияние на точность и качество поверхностей деталей. Шероховатость напечатанных РК была значительно улучшена на этапе постобработки.

Также используются технологии 3D-печати песчаных литейных форм или выжигаемых моделей, предназначенных для изготовления металлических отливок. В статье [12] применена технология струйного нанесения связующего вещества (Binder Jetting), при которой из кварцевого песка была напечатана литейная форма с последующим литьем РК из нержавеющей стали, показавшего при испытаниях близкие к эксплуатируемому РК параметры работы центробежного насоса с разной вязкостью рабочей среды.

Цель работы — совершенствование экспериментальных характеристик методами численной оптимизации ПЧ и применение методов аддитивного производства опытных образцов металлических литых РК при параметрических испытаниях одноступенчатого моноблочного погружного электронасосного агрегата высокой быстроходности.

В качестве объекта исследования выступал одноступенчатый моноблочный погружной электронасосный агрегат с коэффициентом быстроходности n_s = 296 (рис. 1, *а–в*). В состав его ПЧ входят всасывающий патрубок (ВП), РК и ОУ, состоящее из НА, КК, поворотного участка (ПУ) и напорного патрубка (НП).

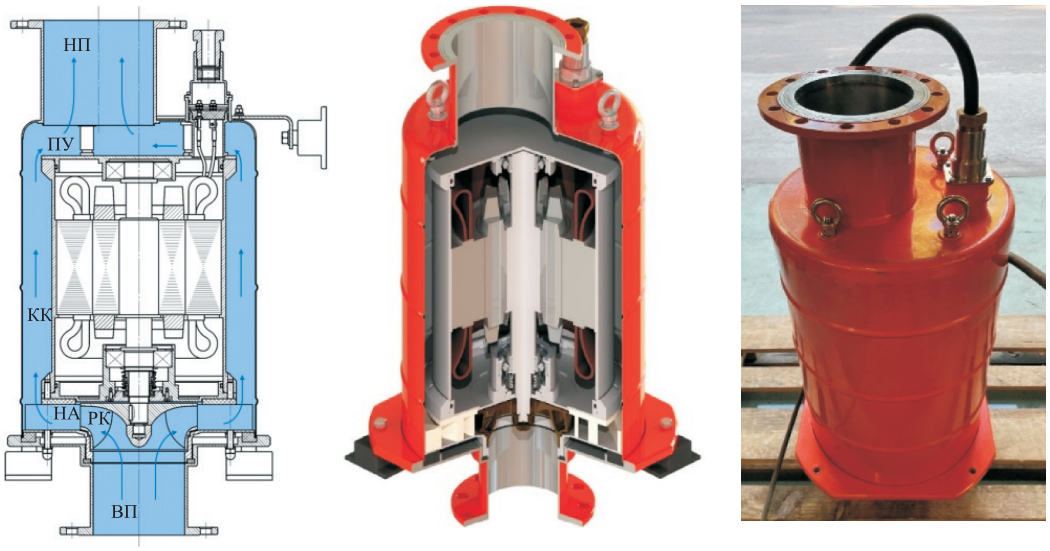
Расчетная модель течения. Трехмерное течение вязкой несжимаемой жидкости в ПЧ насоса рассчитано в программном пакете ANSYS CFX путем численного решения системы осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье — Стокса [13]:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho\overline{u}_i\right)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho\overline{u_i u_j}\right)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho\overline{u_i' u_j'}\right)=$$

$$=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial\overline{u}_i}{\partial x_j}+\frac{\partial\overline{u}_j}{\partial x_i}\right)\right]+f_i; \qquad (1)$$

$$\frac{\partial\rho}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho\overline{u}_j\right)=0, \qquad (2)$$

где t — время; ρ — плотность рабочей среды; $\overline{u}_i$, $\overline{u}_j$ — осредненные по времени значения скоростей; u_i', u_j' — пульсационные составляющие скоростей; x_j и x_i — оси координат; p — давление рабочей среды; μ — коэффициент динамической вязкости; f_i — параметр, характеризующий действие центробежных и кориолисовых сил.



а *б* *в*

Рис. 1. Конструктивная схема (*а*), цифровая модель (*б*) и внешний вид опытного образца (*в*) исследуемого электронасосного агрегата

Для замыкания системы уравнений (1) и (2) использована модель турбулентности k–ε [14]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\bar{u}_j k)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_k\frac{\partial k}{\partial x_j}\right)+P_k-\rho\varepsilon;$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\bar{u}_j\varepsilon)=$$

$$=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_\varepsilon\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right)+\frac{\varepsilon}{k}\left(C_{\varepsilon1}P_k-\rho C_{\varepsilon2}\varepsilon\right).$$

Здесь

$$\Gamma_k=\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k};\quad P_k=-\rho\overline{u_i'u_j'}\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j};$$

$$\varepsilon=\frac{\mu}{\rho}\overline{\left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_j}\right)^2};\quad \Gamma_\varepsilon=\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon},$$

где k — кинетическая энергия турбулентности; ε — скорость диссипации; $\mu_t=\rho C_\mu k^2/\varepsilon$ (C_μ — коэффициент, связывающий турбулентную вязкость с кинетической энергией турбулентности и скоростью диссипации); $C_{\varepsilon1}$ — коэффициент продукции диссипации; $C_{\varepsilon2}$ — коэффициент диссипации; σ_k и σ_ε — турбулентное число Прандтля для кинетической энергии турбулентности и скорости диссипации.

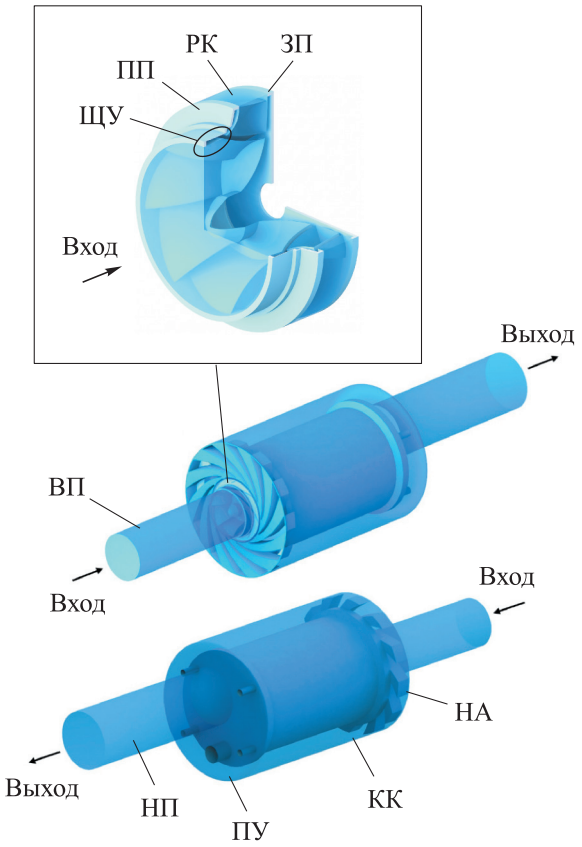


Рис. 2. Состав расчетной области насоса

Полноразмерная расчетная область насоса (рис. 2) включает в себя ВП, РК, ОУ, переднюю пазуху (ПП) с щелевым уплотнением (ЩУ) РК и заднюю пазуху (ЗП). На входной границе расчетной области задано полное давление, на выходной границе — массовый расход рабочей среды, на стенках — скорость, равная нулю, и эквивалентная песочная шероховатость. Рабочая среда — вода при стандартных условиях.

Для расчета гидравлических потерь, характеристик и для анализа течения применена полная расчетная модель, включающая расчетную сетку из 5,0 млн элементов и нестационарную постановку. Для сокращения времени оптимизации использована упрощенная расчетная модель, где были исключены из рассмотрения пазухи РК с ЩУ, а также включены 1,7 млн элементов сетки и стационарная постановка.

При построении расчетных характеристик электронасосного агрегата в рабочем диапазоне подачи численно определены гидравлический, объемный и механический КПД насоса. Далее с учетом КПД ЭД рассчитан КПД агрегата.

Особенности структуры потока. Для выявления областей, за счет которых можно улучшить энергетические показатели насоса, в рабочем диапазоне подачи рассчитаны гидравлические потери (табл. 1) и при номинальной подаче $Q_{ном}$ проанализирован характер течения (рис. 3, *а* и *б*). В табл. 1 введены следующие обозначения: $\Delta\eta_{РК}$, $\Delta\eta_{ОУ}$, $\Delta\eta_{НА}$, $\Delta\eta_{КК}$, $\Delta\eta_{ПУ}$ и $\Delta\eta_{НП}$ — гидравлические потери в РК, ОУ, НА, КК, ПУ и НП соответственно; $\Delta\eta_\Sigma$ — суммарные гидравлические потери в исходной ПЧ насоса.

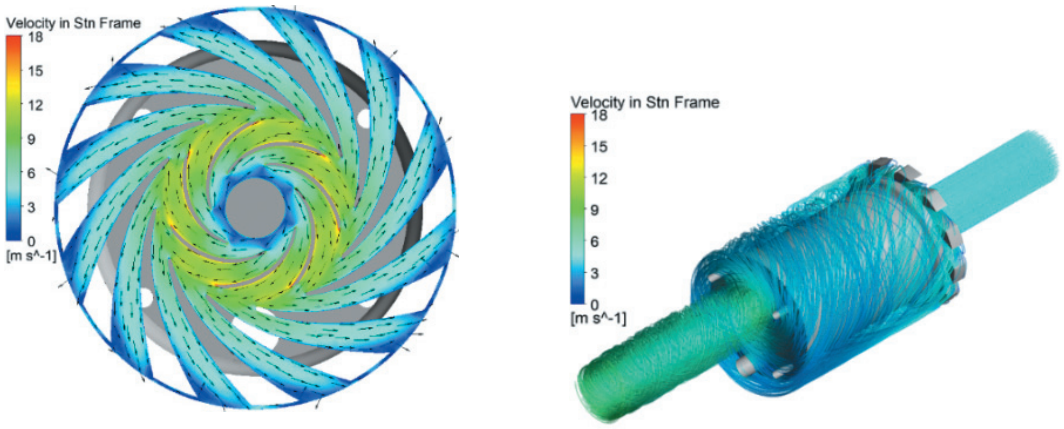
Анализ полученных данных показал, что во всем рабочем диапазоне подачи наблюдается высокий уровень суммарных гидравлических потерь в ПЧ насоса, связанный с конструкцией агрегата и геометрической конфигурацией ОУ. При номинальной подаче суммарные потери составляют 20,3 %. Потери в РК равны 5,5 %. Наибольшая доля потерь сосредоточена в ОУ и достигает 14,8 %. Значительный вклад в потери ОУ внесли области ПУ (4,1 %) и НП (5,5 %). При номинальной подаче высокий уровень потерь в ОУ обусловлен потоком, сильно закрученным по винтовой линии вдоль оси вращения и имеющим высокую скорость в областях, следующих за НА.

По структуре потока сделан вывод, что для достижения высоких гидравлических качеств

Таблица 1

Значения гидравлических потерь в исходной ПЧ насоса

Относительная подача $Q/Q_{ном}$	$\Delta\eta_{РК}$, %	$\Delta\eta_{ОУ}$, %	$\Delta\eta_{НА}$, %	$\Delta\eta_{КК}$, %	$\Delta\eta_{ПУ}$, %	$\Delta\eta_{НП}$, %	$\Delta\eta_{\Sigma}$, %
0,7	19,1	7,7	3,3	1,3	1,8	1,3	26,8
0,8	10,1	8,8	2,8	1,7	1,9	2,4	18,9
0,9	9,0	9,2	4,2	1,2	1,3	2,5	18,2
1,0	5,5	14,8	2,4	2,8	4,1	5,5	20,3
1,1	5,3	21,1	6,1	3,4	4,8	6,8	26,4
1,2	4,6	30,9	8,0	6,1	7,7	9,1	35,5



а *б*

Рис. 3. Поле скоростей, м/с, в РК и НА (*а*) и линии тока (*б*) при номинальной подаче в исходной ПЧ

насоса помимо снижения потерь в РК необходимо искать компромисс между уменьшением потерь в НА и снижением скорости и закрутки потока в областях, расположенных за ним: КК, ПУ, НП.

Проектирование и параметризация. Так как НА формирует закрученный поток с высокой скоростью в КК, ПУ и НП, для снижения закрутки и скорости течения в этих областях ОУ численно исследованы семь вариантов НА разного типа: радиального, осевого и радиально-осевого [15]. Оптимальным по производственной технологичности НА и наименьшему уровню гидравлических потерь в ПЧ насоса, обусловленному низкой закруткой и скоростью потока, оказался радиальный тип НА с выходным углом лопатки 90° и количеством лопаток, равным 12. Этот вариант выбран для проектирования, параметризации и последующей оптимизации ПЧ насоса.

Спроектированная на основе методик и рекомендаций [16, 17] ПЧ насоса построена в модуле DesignModeler, интегрированном в ANSYS. Радиусы скругления на периферии R_s и втулке R_h РК выбраны исходя из плавности поворота потока. Лопастная система РК построена по трем линиям тока: периферия, втулка и средняя линия. По законам изменения углов установки и охвата лопасти РК, а также по закону изменения толщины лопасти РК средняя линия между периферией и втулкой является интерполяционной. Для снижения радиальных гидродинамических сил угол охвата лопасти РК выбран переменным. Выходные углы установки лопасти РК на периферии и втулке равны. Число лопастей РК выбрано равным семи.

При параметризации углы установки лопасти РК как на периферии, так и на втулке заданы в точке на входной кромке $\beta_{л1пер}$ и $\beta_{л1вт}$, в средней точке $\beta_{л1\text{-}2пер}$ и $\beta_{л1\text{-}2вт}$ и в точке на выходной кромке $\beta_{л2}$ с законами изменения в виде сплайна. Средняя точка определяет угол охвата лопасти РК. Одинаковая как на периферии, так и на втулке толщина лопасти РК задана в точке на входной кромке, в средней точке и точке на

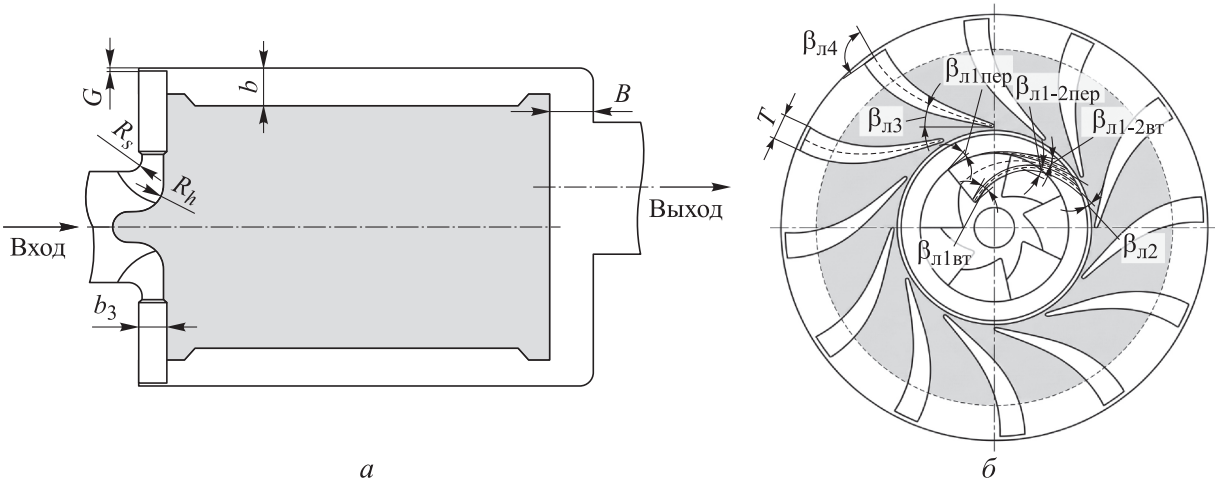


Рис. 4. Внешний вид спроектированной ПЧ насоса в меридианной проекции (*а*) и плане (*б*) с варьируемыми входными параметрами

выходной кромке с законами изменения в виде полинома второй степени.

В ОУ значения ширины канала КК b и ширины канала ПУ B примерно равны. Отношение ширины канала НА b_3 к ширине канала на выходе из РК составляло 1,25. Лопатки НА цилиндрической формы построены по средней линии тока. Диаметр входной кромки лопатки НА выбран из условия минимизации пульсаций давления. Диаметр выходной кромки лопатки НА равен наружному диаметру КК за вычетом технологического зазора G, предназначенного для установки корпуса насоса. Входной угол лопатки НА равен углу выхода потока из РК. Выходной угол лопатки НА принят по результатам расчетов при выборе типа НА. Толщина входной кромки лопатки НА определена из прочности. Толщина выходной кромки лопатки НА выбрана исходя из уменьшения диффузорности канала.

При параметризации углы установки лопатки НА заданы в точке на входной кромке $\beta_{л3}$ и в точке на выходной кромке $\beta_{л4}$ с линейным законом изменения. Угол охвата лопатки НА формируется согласно углам установки. Толщина лопатки НА задана в точке на входной кромке, в точке на расстоянии 25 % от входной кромки и в точке на выходной кромке T с законом изменения в виде сплайна. При параметризации спроектированной ПЧ насоса определены четырнадцать варьируемых входных параметров (рис. 4, *а* и *б*). Расчеты показали, что при проектировании ПЧ гидравлический КПД насоса при номинальной подаче составляет 80,17 %.

Параметрическая оптимизация и ее результаты. *На первом этапе оптимизации ПЧ* проведена корреляция между выбранными четырнадцатью варьируемыми входными параметрами и гидравлическим КПД насоса. Для различных комбинаций значений варьируемых параметров методом ранговой корреляции Спирмена выполнены численные расчеты и определены значения гидравлического КПД насоса в каждой расчетной точке. По результатам расчетов в диапазоне –1…+1 получены коэффициенты корреляции, показывающие в какой степени входные параметры влияют на выходные интегральные показатели [18].

Анализ полученных коэффициентов корреляции (рис. 5) показал, что наибольшее влияние на гидравлический КПД насоса оказывают входной $\beta_{л3}$ (0,713) и выходной $\beta_{л4}$ (0,401) углы лопатки НА, а наименьшее — толщина выходной кромки лопатки НА T (–0,027) и радиус скругления на втулке РК R_h (–0,031). На последующих двух этапах оптимизации параметры T и R_h не варьировались, а их значения соответствовали спроектированной ПЧ. На этапе корреляции параметров наибольшее значение гидравлического КПД насоса $\eta_г$ составило 81,63 %.

На втором этапе оптимизации ПЧ с помощью составления и расчета матрицы планирования эксперимента (МПЭ) определена область расположения глобального максимума целевой функции — гидравлического КПД насоса. При составлении МПЭ использована выборка латинского гиперкуба (LHS) [19, 20]. Исследовано влияние количества расчетных точек в МПЭ на гидравлический КПД насоса,

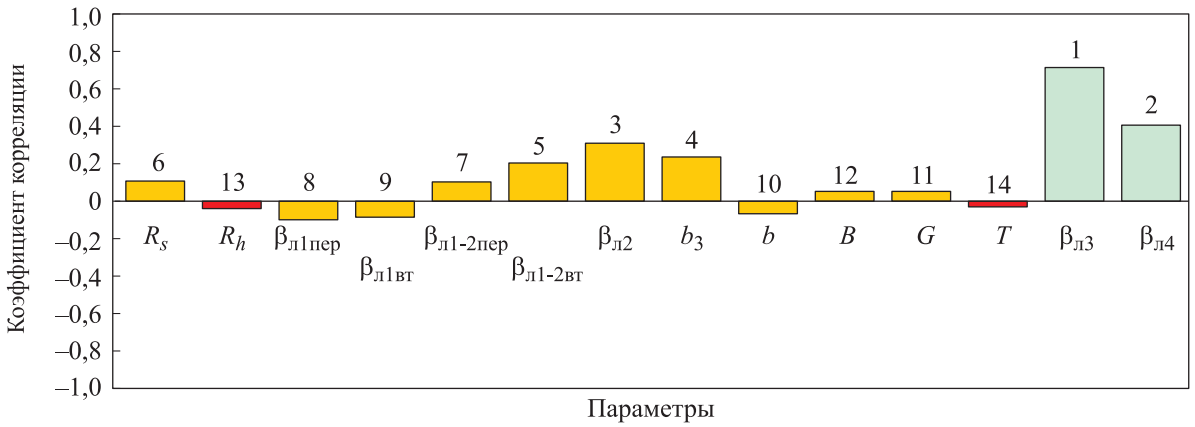


Рис. 5. Коэффициенты корреляции между входными параметрами и гидравлическим КПД насоса

для чего были составлены четыре матрицы с числом расчетных точек 25, 50, 100 и 200. Матрицы включали в себя широкий диапазон изменения значений двенадцати входных параметров (± 10 %), которые по результатам первого этапа оптимизации были оставлены для нахождения максимума целевой функции. В расчетных точках выполнены численные расчеты, в результате которых для каждой МПЭ получено наибольшее значение гидравлического КПД насоса.

По результатам исследования (рис. 6) установлено, что при увеличении количества расчетных точек в МПЭ от 25 до 50 гидравлический КПД насоса повышается примерно на 2 %, что в данном случае существенно. При дальнейшем увеличении числа точек целевая функция почти не изменяется. По окончании расчетов сделан вывод, что МПЭ достаточно составлять из 50 расчетных точек. По такой матрице определена область расположения глобального максимума гидравлического КПД насоса, который составил 84,55 %. Это значение примерно на 3 % превышает наилучший результат, полученный при корреляции параметров на первом этапе оптимизации ПЧ насоса.

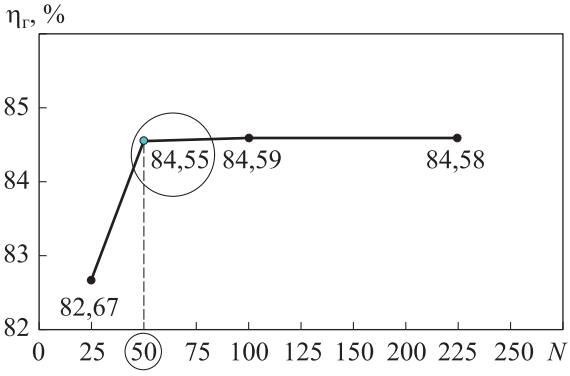


Рис. 6. Зависимость гидравлического КПД насоса $\eta_г$ от количества расчетных точек в МПЭ N

На третьем этапе оптимизации ПЧ выполнен уточняющий поиск глобального максимума целевой функции в окрестности наилучшей расчетной точки с гидравлическим КПД насоса $\eta_г$ = 84,55 %, найденной на втором этапе оптимизации. Для уточняющего поиска исследованы методы оптимизации, основанные на прямых численных расчетах: генетический метод MOGA, градиентный метод ASO, градиентный метод NLPQL, а также МПЭ, составленная методом LHS из пятидесяти расчетных точек вокруг расчетной точки с гидравлическим КПД насоса $\eta_г$ = 84,55 %. Расчеты проведены в уменьшенном диапазоне изменения значений двенадцати входных параметров (±2 %), аналогичных второму этапу оптимизации. Результаты уточняющего поиска для всех четырех методов проанализированы для пары входных параметров $\beta_{л3}$ и $\beta_{л4}$ как оказывающих наибольшее влияние на гидравлический КПД насоса.

Из исследованных методов уточняющего поиска наилучший результат получен методом MOGA (рис. 7, *а* и *б*). В этом методе 87-я расчетная точка имеет максимальный гидравлический КПД насоса $\eta_г$ = 84,94 %, что на 0,39 % превышает наилучший результат, полученный по МПЭ на втором этапе оптимизации. Уточняющий поиск методом MOGA выполнен почти в 2 раза быстрее метода ASO, в котором 160-я расчетная точка показала наибольший гидравлический КПД насоса $\eta_г$ = 84,86 %, что на 0,31 % больше, чем в лучшей точке МПЭ, рассчитанной на втором этапе оптимизации. В методах MOGA и ASO уточненные максимумы сместились в область более высоких значений

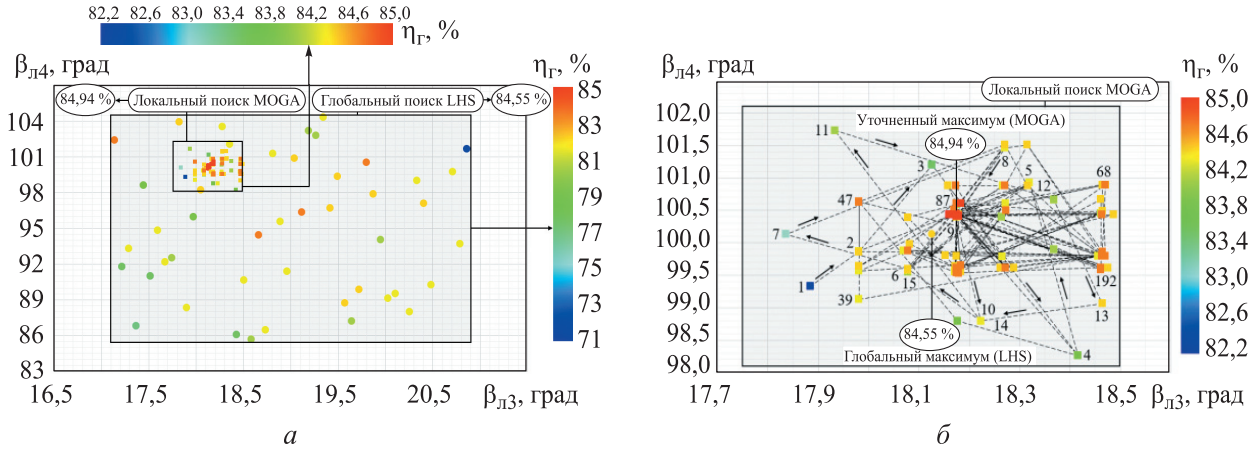


Рис. 7. Результаты третьего этапа оптимизации ПЧ методом MOGA:
а — максимальный гидравлический КПД насоса;
б — траектория уточняющего поиска максимума гидравлического КПД насоса

входных параметров $\beta_{л3}$ и $\beta_{л4}$. Наименее эффективными при уточняющем поиске оказались метод NLPQL и расчет МПЭ, которые дали прирост целевой функции до 0,08 % относительно второго этапа оптимизации.

По результатам гидродинамических численных расчетов выполнено сравнение гидравлического КПД насоса, достигнутого при проектировании и на различных этапах оптимизации спроектированной ПЧ насоса (табл. 2). На втором этапе оптимизации при определении области расположения глобального максимума целевой функции с помощью расчета МПЭ, составленной из пятидесяти расчетных точек методом LHS, относительно исходной ПЧ получен наиболее существенный прирост целевой функции (5,24 %). На третьем этапе оптимизации уточняющий поиск глобального максимума, выполненный методом MOGA, повысил на 0,39 % наилучший результат в МПЭ, полученный на втором этапе. По окончании всех этапов оптимизации суммарный прирост гидравлического КПД насоса относительно исходной ПЧ составил 5,63 %.

Таблица 2

Значения гидравлического КПД насоса на этапах проектирования и оптимизации ПЧ

Этап	КПД, %	Прирост КПД, %
Исходная ПЧ	79,31	–
Спроектированная ПЧ	80,17	+0,86
Первый этап оптимизации (корреляция параметров)	81,63	+2,32
Второй этап оптимизации (расчет МПЭ)	84,55	+5,24
Третий этап оптимизации (метод MOGA)	84,94	+5,63

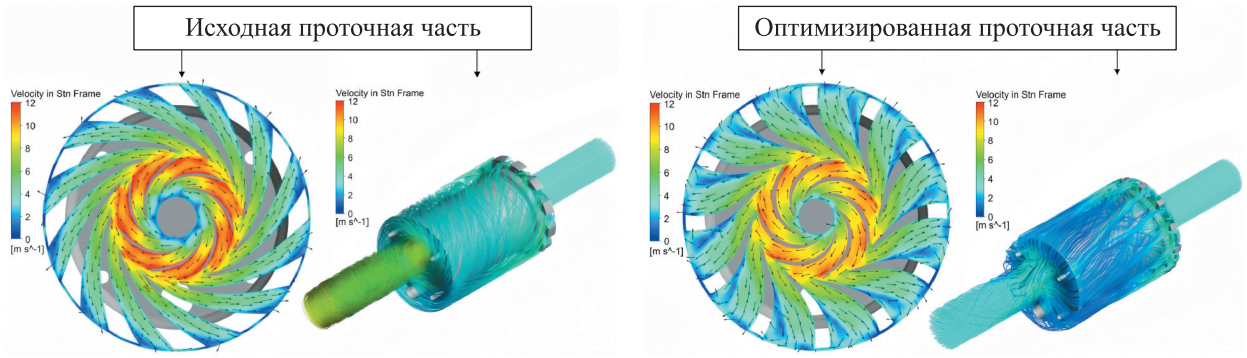
Анализ течения. В исходной и оптимизированной ПЧ насоса при номинальной подаче проанализированы гидравлические потери (табл. 3) и структура течения (рис. 8, *а* и *б*). Суммарные гидравлические потери в ПЧ насоса уменьшились на 5,5 % во многом благодаря ОУ, где потери снизились на 4,2 %, что обусловлено тем, что НА уменьшил скорость течения и создал раскрученный поток в КК, ПУ и НП. Это привело к существенному уменьшению потерь в указанных областях ОУ. Потери в РК снизились на 1,3 %. В оптимизированной ПЧ насоса входной угол лопатки НА $\beta_{л3}$ = 18,17° (исходное значение 20,00°), выходной угол лопатки НА $\beta_{л4}$ = 100,43° (исходное значение 45,00°). С учетом всех видов потерь значения расчетного КПД агрегата при номинальной подаче для исходной и оптимизированной ПЧ составили 61,3 и 66,8 % соответственно.

Изготовление металлических литых РК. Для исходной и оптимизированной ПЧ насоса РК изготовлены из латуни. Этот материал используют при эксплуатации серийных образцов других погружных электронасосов исследуемой конструкции. Учитывая сложную пространственную форму лопастной системы и единичный объем изготовления РК, рассмотрены различные технологии аддитивного производства данной детали. По расчетам, 3D-печать РК из металлического порошка по технологиям SLM

Таблица 3

Значения гидравлических потерь в исходной и оптимизированной ПЧ

ПЧ	$\Delta\eta_{РК}$	$\Delta\eta_{ОУ}$	$\Delta\eta_{НА}$	$\Delta\eta_{КК}$	$\Delta\eta_{ПУ}$	$\Delta\eta_{НП}$	$\Delta\eta\Sigma$
	%						
Исходная	5,5	14,8	2,4	2,8	4,1	5,5	20,3
Оптимизированная	4,2	10,6	5,1	1,2	1,8	2,5	14,8



а *б*

Рис. 8. Структура течения в исходной (*а*) и оптимизированной (*б*) ПЧ

и DMLS оказалась дороже традиционного литья, где для изготовления моделей применяют пресс-форму, и такой способ производства РК был исключен.

Анализ показал, что при изготовлении РК в штучном объеме экономически целесообразно использовать технологию литья с применением 3D-печати выжигаемых моделей. Такая технология в разы сократила стоимость и время производства РК в сравнении с литьем по пресс-форме.

Для получения отливок РК проанализированы различные технологии 3D-печати выжигаемых моделей. Выбрана технология струйного нанесения связующего вещества (Binder Jetting), которая позволила существенно сократить стоимость напечатанных выжигаемых моделей РК по сравнению со стоимостью известных технологий селективного лазерного спекания (SLS) и лазерной стереолитографии (SLA).

Для выбранной технологии 3D-печати использован порошковый материал полиметилметакрилат (ПММА), имеющий низкую зольность и в высокой степени подверженный выжиганию. Напечатанные по технологии Binder Jetting выжигаемые модели РК из ПММА прочнее, чем из полистирола, используемого при SLS, а также не требуют печати с последующим



а *б*

Рис. 9. Схема 3D-печати по технологии Binder Jetting (*а*) и внешний вид 3D-принтера VoxelJet VX 500 (*б*)

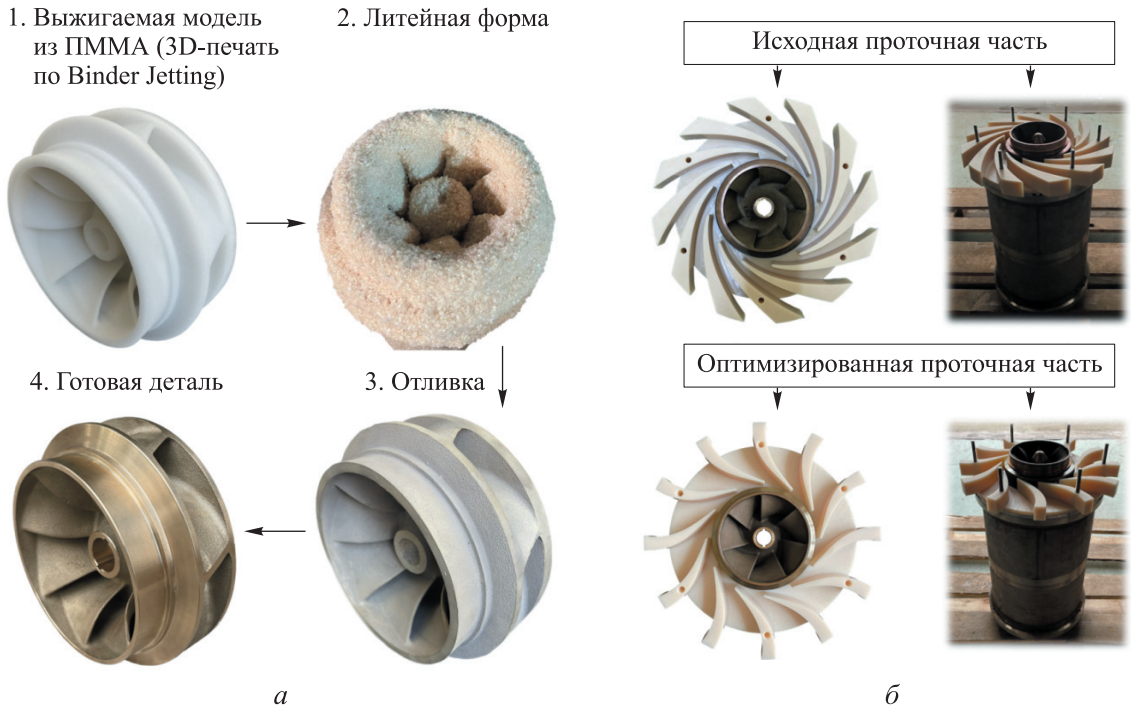


Рис. 10. Этапы изготовления литого РК из латуни (*а*) и сборки РК и НА исходной и оптимизированной ПЧ (*б*)

механическим удалением поддерживающих структур, как выжигаемые модели из фотополимера при SLA.

В процессе 3D-печати по технологии Binder Jetting (рис. 9, *а*) с помощью ролика слой ПММА заданной высоты распределялся на рабочем поле 3D-принтера. На распределенный слой печатающая головка выборочно наносила связующее вещество в области, соответствующей конфигурации детали, где происходило отверждение слоя. Рабочая камера принтера опускалась на высоту напечатанного слоя, а камера подачи материала поднималась, цикл печати повторялся. Области с нанесенным ПММА без связующего вещества формировали поддерживающие структуры, которые очищались после окончания печати на этапе постобработки. Выжигаемые модели РК печатались на 3D-принтере VoxelJet VX 500 с рабочим полем 500×400×300 (рис. 9, *б*).

Процесс изготовления каждого литого РК из латуни глобально состоял из четырех этапов (рис. 10, *а*). На первом этапе выполнялась 3D-печать выжигаемой модели РК в соответствии с основными параметрами (табл. 4). После печати выжигаемая модель для повышения прочности подвергалась сушке.

На втором этапе для получения модельного блока выжигаемая модель пропитывалась воском и склеивалась с литниково-питающей системой. Затем вокруг модельного блока формировалась многослойная огнеупорная оболочковая форма. Далее из оболочковой формы модельный блок выжигался, и получалась литейная форма с ее последующей термообработкой.

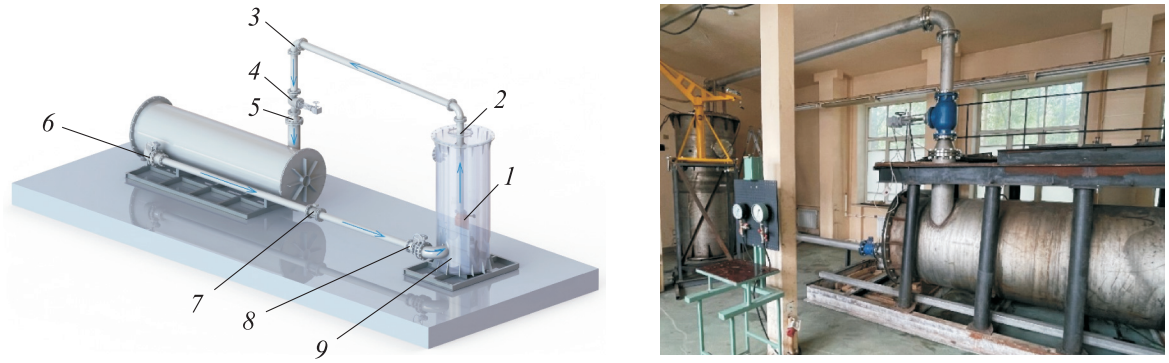
На третьем этапе выполнялась заливка металла в литейную форму. После остывания отливки проводились выбивка и отрезка литниково-питающей системы.

На четвертом этапе для достижения требуемой шероховатости межлопастных каналов отливки РК осуществлялась пескоструйная обработка, а также ее механическая обработка.

Таблица 4

Основные параметры 3D-печати выжигаемых моделей РК

Параметр	Значение
Размер гранул ПММА, мкм	80
Высота слоя печати, мкм	150
Скорость печати, мм/ч	17
Разрешение печати, dpi	600
Температура сушки, °С	40
Время сушки, ч	8
Время печати, ч	24



а *б*

Рис. 11. Цифровая модель (*а*) и внешний вид (*б*) экспериментального стенда для исследований погружных электронасосных агрегатов

НА для исходной и оптимизированной ПЧ изготавливались из капролона на трехосевом вертикально-фрезерном обрабатывающем центре (рис. 10, *б*).

Сравнение расчетных и экспериментальных характеристик. На экспериментальном стенде погружных электронасосных агрегатов для исходной и оптимизированной ПЧ проведены параметрические испытания и определены зависимости напора H, потребляемой мощности $N_{агр}$ и КПД агрегата $\eta_{агр}$ от подачи Q.

Экспериментальный стенд (рис. 11, *а* и *б*) включал в себя следующие основные сборочные узлы: *1* — электронасосный агрегат; *2* — участок отвода давления; *3* — поворотные колена; *4* — регулирующий клапан; *5* — конфузорные и диффузорные участки; *6* — дисковые поворотные затворы; *7* — расходомер; *8* — компенсатор перемещений; *9* — гидравлические баки.

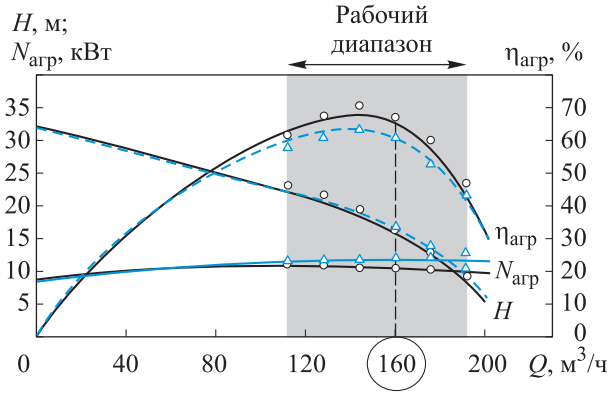


Рис. 12. Расчетные (точки) и экспериментальные (линии) зависимости напора H, потребляемой мощности $N_{агр}$ и КПД агрегата $\eta_{агр}$ от подачи Q для исходной ПЧ (△, – –) и оптимизированной ПЧ (○, —)

Анализ результатов испытаний (рис. 12) показал, что экспериментальные характеристики близки к расчетным. Эксперимент при номинальной подаче выявил, что КПД агрегата $\eta_{агр}$ с оптимизированной ПЧ на 5 % больше, чем с исходной ПЧ. Расхождение значений расчетного и экспериментального КПД агрегата при номинальной подаче составило менее 1,5 % при относительной предельной погрешности измерения 2,1 %. Экспериментальные характеристики показали снижение максимальной потребляемой мощности агрегата $N_{агр}$ с 12,0 до 10,8 кВт. Это позволяет вместо штатного ЭД применять ЭД с меньшей номинальной мощностью, массой и габаритными размерами, что существенно улучшит массогабаритные показатели исследуемого погружного электронасосного агрегата в целом.

Выводы

1. В исследованной конструкции одноступенчатого моноблочного погружного электронасосного агрегата высокой быстроходности наибольшие гидравлические потери сосредоточены в ОУ и обусловлены высокой скоростью и закруткой потока за НА.

2. Для снижения скорости и закрутки потока в областях ОУ, включающих в себя КК, ПУ и НП, рекомендовано проектировать НА с выходным углом лопатки более 90°.

3. На первом этапе оптимизации анализ коэффициентов корреляции показал, что из четырнадцати входных параметров наибольшее влияние на гидравлический КПД насоса оказывают входной (0,713) и выходной (0,401) углы лопатки НА, а наименьшее — толщина выход-

ной кромки лопатки НА (–0,027) и радиус скругления на втулке РК (–0,031).

4. На втором этапе оптимизации при определении области расположения глобального максимума целевой функции с применением метода LHS установлено, что для составления МПЭ, с помощью расчета которой найден наибольший гидравлический КПД насоса 84,55 %, достаточно использовать 50 расчетных точек.

5. На третьем этапе оптимизации при уточняющем поиске глобального максимума в окрестности точки со значением 84,55 % исследованные прямые численные методы показали, что наибольший прирост целевой функции и высокая скорость нахождения наилучшей точки получены методом MOGA, с помощью которого определен максимальный гидравлический КПД насоса 84,94 %, что превышает целевую функцию исходной ПЧ на 5,63 %.

6. Увеличение гидравлического КПД насоса достигнуто за счет полученного при оптимизации сочетания оптимальных значений варьируемых параметров в РК и ОУ и за счет радиального типа НА с углами лопаток $\beta_{л3}$ = 18,17° и $\beta_{л4}$ = 100,43°, который позволил уменьшить скорость течения и создать поток с малой закруткой в КК, ПУ и НП.

7. По результатам параметрических испытаний погружного электронасосного агрегата высокой быстроходности с применением методов аддитивного производства литых РК из латуни установлено, что экспериментальные характеристики близки к расчетным. Испытания показали, что при номинальной подаче КПД агрегата с оптимизированной ПЧ больше на 5 %, чем с исходной ПЧ. Расхождение значений расчетного и экспериментального КПД агрегата в номинальном режиме составило менее 1,5 %. Достигнутые результаты позволяют использовать ЭД меньших размеров, что может существенно улучшить массогабаритные показатели агрегата в целом.

Литература

[1] Горгиджанян С.А., Дягилев А.И. *Погружные насосы для водоснабжения и водопонижения.* Ленинград, Машиностроение, 1968. 112 с.

[2] Васильцов Э.А., Невелич В.В. *Герметические электронасосы.* Ленинград, Машиностроение, 1968. 260 с.

[3] Rakibuzzaman M., Hyoung-Ho K., Suh S. et al. Effects of cavitation and erosion on submersible drainage pumps: a numerical study. *Phys. Fluids,* 2024, vol. 36, no. 8, art. 085168, doi: https://doi.org/10.1063/5.0223126

[4] Галдин Д.Н., Кретинин А.В., Печкуров С.В. Оптимизация профиля пространственного рабочего колеса центробежного насоса с использованием параметризованной модели проточной части и искусственной нейронной сети. *Насосы. Турбины. Системы,* 2021, № 3, с. 22–31.

[5] Аверьянов А.С., Петров А.И. Оптимизация задних лопаток направляющего аппарата в многоступенчатом центробежном насосе. *Гидравлика,* 2021, № 12, с. 86–98. EDN: XKUOZK

[6] Zhou L., Wang W., Hang J. et al. Numerical investigation of a high-speed electrical submersible pump with different end clearances. *Water,* 2020, vol. 12, no. 4, art. 1116, doi: https://doi.org/10.3390/w12041116

[7] Wang Y., Wang X., Liu H. et al. Optimization and analysis of mine drainage pump with high efficiency and large flow. *J. Low Freq. Noise Vib. Act. Control,* 2022, vol. 41, no. 3, pp. 1091–1107, doi: https://doi.org/10.1177/14613484221094404

[8] Rakibuzzaman M., Suh S., Roh H. et al. Hydraulic performance optimization of a submersible drainage pump. *Computation,* 2024, vol. 12, no. 1, art. 12, doi: https://doi.org/10.3390/computation12010012

[9] Rettberg R., Kraenzler T. Hybrid manufacturing: a new additive manufacturing approach for closed pump impellers. In: *Industrializing additive manufacturing.* Springer, 2021, pp. 146–159, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-030-54334-1_11

[10] Sitte D., Sutanto H. Performance analysis of hydraulic machines using impellers made from conventional steel and 3D printing co-polymer. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.,* 2021, art. 012049, doi: https://doi.org/10.1088/1757-899X/1115/1/012049

[11] Adiaconitei A., Vintila I.S., Mihalache R. et al. A study on using the additive manufacturing process for the development of a closed pump impeller for mechanically pumped fluid loop systems. *Materials,* 2021, vol. 14, no. 4, art. 967, doi: https://doi.org/10.3390/ma14040967

[12] Hernández F., Fragoso A. Fabrication of a stainless-steel pump impeller by integrated 3D sand printing and casting: mechanical characterization and performance study in a chemical plant. *App. Sci.,* 2022, vol. 12, no. 7, art. 3539, doi: https://doi.org/10.3390/app12073539
[13] Черный С.Г., Чирков Д.В., Лапин В.Н. и др. *Численное моделирование течений в турбомашинах.* Новосибирск, Наука, 2006. 201 с.
[14] Белов И.А., Исаев С.А. *Моделирование турбулентных течений.* Санкт-Петербург, БГТУ, 2001. 108 с.
[15] Горбатов Д.А., Жарковский А.А., Адрианов А.В. Влияние различных вариантов направляющего аппарата на гидравлические потери в элементах проточной части погружного электронасоса. *Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Мат. XXV Межд. науч.-тех. конф.* Москва, Мир науки, 2021, с. 60–65.
[16] Ломакин А.А. *Центробежные и осевые насосы.* Ленинград, Машиностроение, 1966. 364 с.
[17] Степанов А.И. *Центробежные и осевые насосы.* Москва, Машгиз, 1960. 463 с.
[18] Sui X., Han G., Lu X. et al. Energy consumption prediction and optimization of the electrical submersible pump well system based on the DA-RNN algorithm. *Processes,* 2025, vol. 13, no. 1, art. 128, doi: https://doi.org/10.3390/pr13010128
[19] Wang W., Sun J., Liu J. et al. Introducing non-hierarchical RSM and MIGA for performance prediction and optimization of a centrifugal pump under the nominal condition. *Processes,* 2022, vol. 10, no. 8, art. 1529, doi: https://doi.org/10.3390/pr10081529
[20] Горбатов Д.А., Жарковский А.А., Адрианов А.В. Стохастический метод поиска оптимальной формы проточной части погружного электронасоса. *Известия МГТУ МАМИ,* 2024, т. 18, № 2, с. 103–110, doi: https://doi.org/10.17816/2074-0530-627485

References

[1] Gorgidzhanyan S.A., Dyagilev A.I. *Pogruzhnye nasosy dlya vodosnabzheniya i vodoponizheniya* [Submersible pumps for water supply and dewatering]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1968. 112 p. (In Russ.).
[2] Vasiltsov E.A., Nevelich V.V. *Germeticheskie elektronasosy* [Hermetic electric pumps]. Leningrad, Mashinostroenie Publ.|, 1968. 260 p. (In Russ.).
[3] Rakibuzzaman M., Hyoung-Ho K., Suh S. et al. Effects of cavitation and erosion on submersible drainage pumps: a numerical study. *Phys. Fluids*, 2024, vol. 36, no. 8, art. 085168, doi: https://doi.org/10.1063/5.0223126
[4] Galdin D.N., Kretinin A.V., Pechkurov S.V. Optimization of the spatial impeller profile of a centrifugal pump using a parametrized model of a flow part and an artificial neural network. *Nasosy. Turbiny. Sistemy* [Pumps. Turbines. Systems], 2021, no. 3, pp. 22–31. (In Russ.).
[5] Averyanov A.S., Petrov A.I. Optimization of the rear vanes of the guide vane in a multistage centrifugal pump. *Gidravlika*, 2021, no. 12, pp. 86–98. EDN: XKUOZK (In Russ.).
[6] Zhou L., Wang W., Hang J. et al. Numerical investigation of a high-speed electrical submersible pump with different end clearances. *Water*, 2020, vol. 12, no. 4, art. 1116, doi: https://doi.org/10.3390/w12041116
[7] Wang Y., Wang X., Liu H. et al. Optimization and analysis of mine drainage pump with high efficiency and large flow. *J. Low Freq. Noise Vib. Act. Control*, 2022, vol. 41, no. 3, pp. 1091–1107, doi: https://doi.org/10.1177/14613484221094404
[8] Rakibuzzaman M., Suh S., Roh H. et al. Hydraulic performance optimization of a submersible drainage pump. *Computation*, 2024, vol. 12, no. 1, art. 12, doi: https://doi.org/10.3390/computation12010012
[9] Rettberg R., Kraenzler T. Hybrid manufacturing: a new additive manufacturing approach for closed pump impellers. In: *Industrializing additive manufacturing*. Springer, 2021, pp. 146–159, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-030-54334-1_11
[10] Sitte D., Sutanto H. Performance analysis of hydraulic machines using impellers made from conventional steel and 3D printing co-polymer. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2021, art. 012049, doi: https://doi.org/10.1088/1757-899X/1115/1/012049
[11] Adiaconitei A., Vintila I.S., Mihalache R. et al. A study on using the additive manufacturing process for the development of a closed pump impeller for mechanically pumped fluid loop systems. *Materials*, 2021, vol. 14, no. 4, art. 967, doi: https://doi.org/10.3390/ma14040967

[12] Hernández F., Fragoso A. Fabrication of a stainless-steel pump impeller by integrated 3D sand printing and casting: mechanical characterization and performance study in a chemical plant. *App. Sci*., 2022, vol. 12, no. 7, art. 3539, doi: https://doi.org/10.3390/app12073539
[13] Chernyy S.G., Chirkov D.V., Lapin V.N. et al. *Chislennoe modelirovanie techeniy v turbomashinakh* [Numerical modelling of flows in turbo machines]. Novosibirsk, Nauka Publ., 2006. 201 p. (In Russ.).
[14] Belov I.A., Isaev S.A. *Modelirovanie turbulentnykh techeniy* [Modelling of turbulent flows]. Sankt-Peterburg, BGTU Publ., 2001. 108 p. (In Russ.).
[15] Gorbatov D.A., Zharkovskiy A.A., Adrianov A.V. [The effect of different guide vane options on hydraulic losses in the flow path elements of a submersible electric pump]. *Gidravlicheskie mashiny, gidroprivody i gidropnevmoavtomatika. Mat. XXV Mezhd. nauch.-tekh. konf.* [Hydraulic Machines, Hydraulic Drives, and Hydropneumatic Automation. Proc. XXV Int. Sci.-Tech. Conf.]. Moscow, Mir nauki Publ., 2021, pp. 60–65. (In Russ.).
[16] Lomakin A.A. *Tsentrobezhnye i osevye nasosy* [Centrifugal and axial flow pumps]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1966. 364 p. (In Russ.).
[17] Stepanoff A.J. *Centrifugal and axial flow pumps*. Wiley, 1957. 462 p. (Russ. ed.: *Tsentrobezhnye i osevye nasosy*. Moscow, Mashgiz Publ., 1960. 463 p.)
[18] Sui X., Han G., Lu X. et al. Energy consumption prediction and optimization of the electrical submersible pump well system based on the DA-RNN algorithm. *Processes*, 2025, vol. 13, no. 1, art. 128, doi: https://doi.org/10.3390/pr13010128
[19] Wang W., Sun J., Liu J. et al. Introducing non-hierarchical RSM and MIGA for performance prediction and optimization of a centrifugal pump under the nominal condition. *Processes*, 2022, vol. 10, no. 8, art. 1529, doi: https://doi.org/10.3390/pr10081529
[20] Gorbatov D.A., Zharkovskiy A.A., Adrianov A.V. Searching stochastic method of the submersible electric pump flow part optimal shape. *Izvestiya MGTU MAMI*, 2024, vol. 18, no. 2, pp. 103–110, doi: https://doi.org/10.17816/2074-0530-627485 (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 25.12.2025

Информация об авторах

ГОРБАТОВ Даниил Анатольевич — кандидат технических наук, ведущий конструктор. ООО «СУЛАК» (194044, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Чугунная, д. 20, e-mail: Da.Gorbatov@yandex.ru).

ЖАРКОВСКИЙ Александр Аркадьевич — доктор технических наук, профессор, профессор Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: azharkovsky@gmail.com).

АДРИАНОВ Артемий Владимирович — генеральный директор. ООО «СУЛАК» (194044, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Чугунная, д. 20, e-mail: mr_a@inbox.ru).

Information about the authors

GORBATOV Daniil Anatolievich — Candidate of Science (Eng.), Lead Designer. "SULAK" LLC (194044, Saint Petersburg, Russian Federation, Chugunnaya St., Bldg. 20, e-mail: Da.Gorbatov@yandex.ru).

ZHARKOVSKII Aleksandr Arkadievich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Professor of the Higher School of Power Engineering at the Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint Petersburg, Russian Federation, Polytechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: azharkovsky@gmail.com).

ADRIANOV Artemii Vladimirovich — General Director. "SULAK" LLC (194044, Saint Petersburg, Russian Federation, Chugunnaya St., Bldg. 20, e-mail: mr_a@inbox.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:
Горбатов Д.А., Жарковский А.А., Адрианов А.В. Совершенствование экспериментальных характеристик и аддитивное производство рабочих колес одноступенчатого моноблочного погружного электронасосного агрегата высокой быстроходности. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 11, с. 89–102.

Please cite this article in English as:
Gorbatov D.A., Zharkovskii A.A., Adrianov A.V. Improvement of experimental characteristics and additive manufacturing of impellers for the single-stage monoblock submersible electric pump unit with the high specific speed. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 11, pp. 89–102.