

СРАВНЕНИЕ СПОСОБОВ ПОВЫШЕНИЯ КПД НАСОСА В НЕОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

А.М. Бейзман

beyzmanam@gmail.com

SPIN-код: 4410-7962

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Рассмотрены основные способы повышения КПД насоса, работающего на пониженной подаче, а также выполнено сравнение этих способов. В первом случае рабочее колесо ротора насоса заменяют колесом, рассчитанным на меньшую подачу. Во втором помимо замены рабочего колеса в конструкцию насоса добавляют лопаточный диффузор. Показан способ моделирования диффузора методом генерации псевдослучайных чисел (метод Соболя). Приведен расчет экономической выгоды рассматриваемых способов модернизации. Полученные результаты показывают эффективность замены ротора насоса с целью повышения его КПД для работы на пониженной подаче.

Ключевые слова

Центробежный насос, рабочее колесо, сменный ротор, лопаточный диффузор, коэффициент полезного действия, модернизация, вычислительная гидродинамика, оптимизация проточной части

Поступила в редакцию 15.03.2018

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018

Введение. При эксплуатации нефтяных магистральных насосов иногда возникает необходимость работы в режиме недогрузки (при уменьшенной подаче) в течение длительного времени. Это может быть связано с истощением нефтяных скважин или отсутствием необходимости в большом расходе [1].

Поскольку нефтяные магистральные насосы потребляют большое количество энергии и эксплуатируются практически непрерывно на протяжении многих лет, значение КПД для таких насосов особенно важно. Повышение КПД даже на 1 % позволит экономить значительные средства в течение всего жизненного цикла насоса [2–4].

Существует несколько вариантов решения данного вопроса, вплоть до замены насоса целиком, однако этот вариант обычно экономически нецелесообразен изготовление нового агрегата. В настоящей статье рассмотрены способы повышения КПД действующего насоса за счет замены ротора с добавлением по причине высоких затрат на разработку и дополнительных деталей в отводящее устройство [5]. В таком случае оптимизация насоса не будет связана с большими затратами на его разработку и производство, поскольку корпус насоса останется неизменным.

Рассмотрены следующие способы повышения КПД:

- 1) замена рабочего колеса колесом, рассчитанным на вдвое меньшую подачу ($Q/2$);
- 2) замена рабочего колеса и добавление лопаточного диффузора в отвод насоса.

Оптимизированные по приведенным выше вариантам насосы сравнивали с исходным насосом (работающим с «родным» колесом на половину расхода — имитация работы с задвижкой).

Математическая модель. Для решения поставленной задачи использованы методы численного гидродинамического моделирования [6–9]. Суть таких методов заключается в решении дискретных аналогов основных уравнений гидродинамики в рамках каждой отдельно взятой ячейки при заданных граничных условиях [10]. Модель несжимаемой жидкости описывается следующими уравнениями.

Уравнение сохранения массы (уравнение неразрывности):

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0,$$

где \bar{u}_j — осредненное значение скорости жидкости в проекции на j -ю ось ($j = 1, 2, 3$);

Уравнение изменения количества движения (осреднение по Рейнольдсу) в упрощенной форме записи:

$$\rho \left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right] = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[T_{ij}^{(v)} - \rho(\bar{u}'_i \bar{u}'_j) \right],$$

где \bar{u}_i, \bar{p} — осредненные скорость и давление; $T_{ij}^{(v)} = 2\mu S_{ij}$ — тензор вязких напряжений для несжимаемой жидкости; $S_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right]$ — тензор скорости деформации; $\rho(\bar{u}'_i \bar{u}'_j)$ — Рейнольдсовы напряжения.

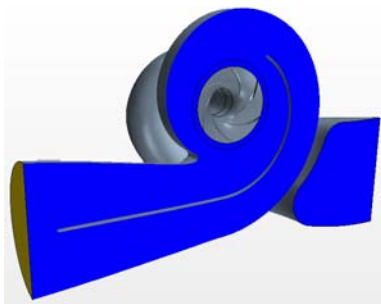


Рис. 1. Исходная 3D-модель проточной части насоса

Система уравнений Рейнольдса является незамкнутой в связи с наличием неизвестных Рейнольдсовых напряжений. Замыкание системы осуществляется с использованием SST-модели турбулентности [11, 12]. Данная модель сочетает в себе преимущества k - ω - и k - ϵ -моделей. В пристенной области используется k - ω -модель, а в ядре потока — k - ϵ -модель. Эта модель хорошо зарекомендовала себя ранее при проведении расчетов насосов [13–15].

Расчет исследуемого насоса. В качестве модели жидкого тела выбран нефтяной магистральный насос с номинальной подачей в 10 000 м³/ч. Поскольку проточная часть симметрична, в расчете участвовала лишь ее половина, что позволило уменьшить расчетное время.

Исходная 3D-модель проточной части (рис. 1) разбивается автоматическим сеткогенератором на совокупность конечных элементов (ячеек).

Расчетная сетка имеет различную топологию [16]. В ядре потока ячейки представляют собой многогранники различной формы и размеров (рис. 2), вблизи твердых стенок ячейки представляют собой многогранные призмы, вытянутые в перпендикулярном стенке направлении (такой подход при построении стеки позволяет рационально распределить расчетные ячейки вблизи твердых стенок, где наблюдается изменение скорости потока с большим градиентом в перпендикулярном стенке направлении).

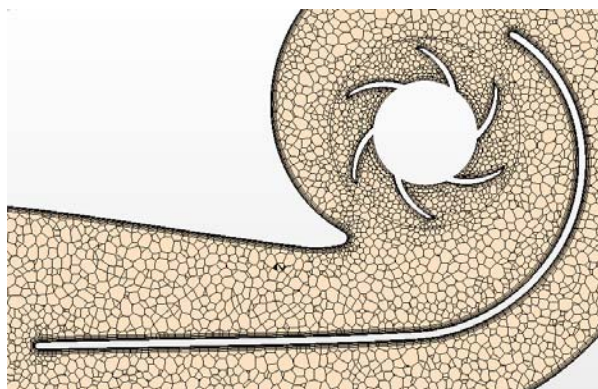


Рис. 2. Расчетная сетка (базовый размер 30 мм)

При решении задачи на входной границе была задана полная энергия жидкости, определяемая уравнением $P + \rho V^2/2$, а на выходной форма эпюры вектора скорости принята прямоугольной и задано значение модуля данного вектора.

В результате расчета были получены следующие данные агрегата: при расходе 10 000 (Q) КПД составлял 89,4 %, при расходе 5 000 ($Q/2$) — 63,36 %, а напор составляет 244 и 302 м соответственно.

Течение жидкости в проточной части насоса ($Q/2$) представлено на рис. 3.

Расчет первого варианта конструкции. В первом рассчитываемом варианте рабочее колесо заменено колесом, рассчитанным на необходимый расход насоса 5 000 м³/ч. Используемое в расчете колесо применяется в аналогичном магистральном насосе, рассчитанном на необходимый расход. Насос данной конструкции рассчитывали аналогично исходному варианту с теми же граничными условиями и с расчетной сеткой, показанной на рис. 4. В результате для первого варианта конструкции при расходе 5 000 м³/ч (Q) получены следующие данные: КПД — 85,7 %, напор 226 м.

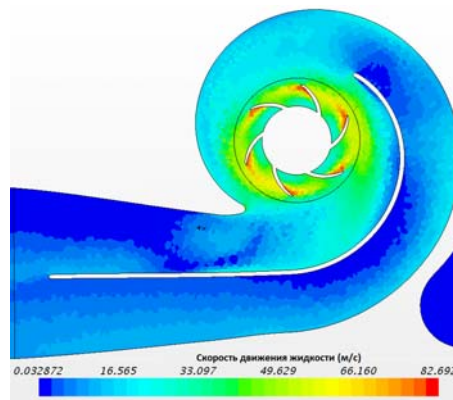


Рис. 3. Распределение скоростей в проточной части насоса

Течение жидкости в проточной части насоса ($Q/2$) показано на рис. 5.

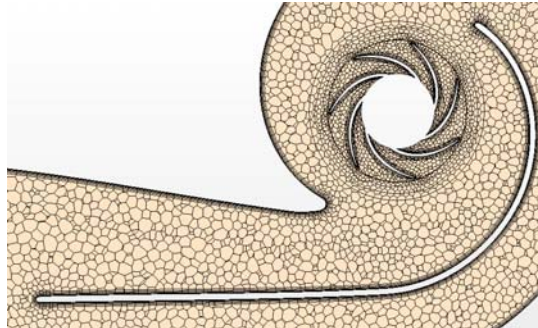


Рис. 4. Расчетная сетка насоса с замененным рабочим колесом (базовый размер 30 мм)

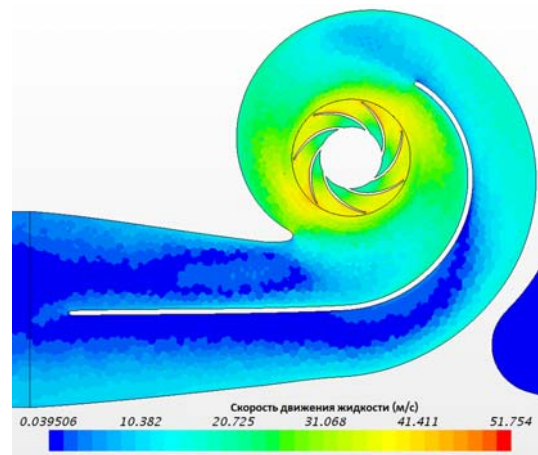


Рис. 5. Распределение скоростей в проточной части насоса

Расчет второго варианта конструкции. В качестве второго варианта конструкции был выбран первый вариант с добавлением в отводящее устройство лопаточного диффузора.

Поскольку аналитический способ спрофилировать наилучший для данного случая диффузор отсутствует, был использован метод генерации псевдослучайных чисел (метод Соболя) [17]. Задавая диапазон величин, наиболее сильно влияющих на КПД лопаточного диффузора, метод позволяет сгенерировать множество комбинаций из этих величин. По этим комбинациям создают 3D-модели, из которых после проведения гидродинамического моделирования выбирают наилучшую [18].

Всего сгенерировано 32 диффузора. Проведено гидродинамическое моделирование полученных лопаточных диффузоров в стационаре, из которых выделено три лучших. Поскольку расчет в нестационарном режиме дает более точный результат по сравнению со стационарным режимом, эти три модели были дополнительно рассчитаны в нестационарном режиме.

При генерации следующих лопаточных диффузоров в качестве переменных были выбраны следующие параметры:

$D_{\text{вх}}$ — диаметр входа в диффузор (455...602 мм);

$D_{\text{вых}}$ — диаметр выхода из диффузора (602...748 мм);

$\beta_{\text{вх}}$ — угол на входе в диффузор (20...50°);

$\beta_{\text{вых}}$ — угол на выходе из диффузора (20...50°);

z — количество лопаток (6–12 (но не 7)).

Диапазон выбирали на основании рекомендаций соответствующих изданий [19].

После гидродинамического моделирования в нестационарном режиме выбран лучший лопаточный диффузор со следующими параметрами: $D_{\text{вх}} = 583,625$ мм, $D_{\text{вых}} = 729,75$ мм, $\beta_{\text{вх}} = 23,75^\circ$, $\beta_{\text{вых}} = 38,75^\circ$, $z = 8$.

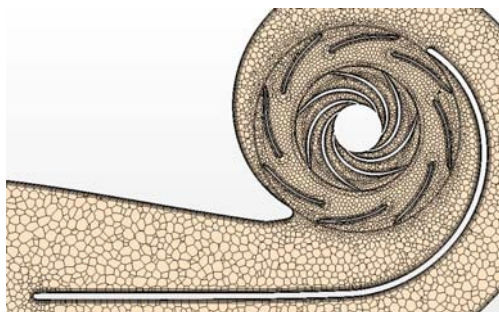


Рис. 6. Расчетная сетка насоса с замененным рабочим колесом и лопаточным диффузором (базовый размер 30 мм)

В результате расчета второй модели при расходе $5\,000\text{ м}^3/\text{ч}$ получены следующие данные: КПД — 87,8 %, напор 230 м.

Течение жидкости в проточной части насоса ($Q/2$) представлено на рис. 7.

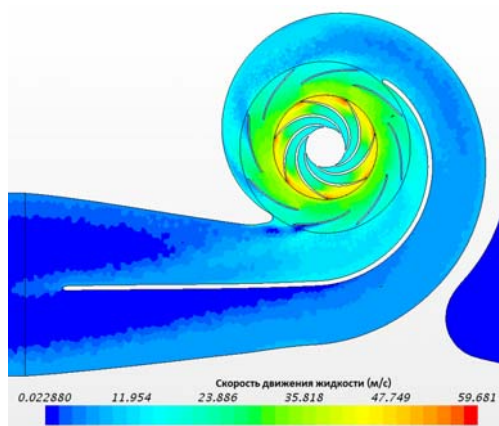


Рис. 7. Распределение скоростей в сечении насоса

Сравнение результатов численного моделирования. Результаты проведенного моделирования при подаче агрегатов $5\,000\text{ м}^3/\text{ч}$ представлены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты проведенного моделирования

Параметр	Исходный насос	С заменой рабочего колеса	С заменой рабочего колеса и диффузором
КПД, %	63,36	85,7	87,8
Напор H , м	302	226	230

Таким образом, замена рабочего колеса в насосе может повысить его КПД более чем на 22,3 % при его работе на половине от оптимального расхода, а с добавлением лопаточного диффузора в отвод насоса — на 24,4 %. Это приведет к снижению затрат на электроэнергию в 1,39 раза.

Для представления масштабов экономии был проведен примерный расчет снижения затрат при повышении КПД для одного магистрального насоса.

Потребляемую мощность нефтяного магистрального насоса можно принять равной выходной мощности двигателя, которую рассчитывают по формуле $N_{дв} = \omega M$.

Выходную мощность нефтяного магистрального насоса, работающего на пониженной подаче, можно вычислить по формуле $N = \rho g H Q$. Результаты расчетов показаны в табл. 2.

Таблица 2

Показатели мощности рассчитываемых моделей

Расчетная мощность	Исходный насос	Насос с новым колесом и диффузором
Потребляемая, МВт	6,41	3,52
Выходная, МВт	4,11	3,13

Экономия энергии составила 2,89 МВт. Таким образом, при увеличении КПД с 63,36 до 87,8 % и при тарифе 3,04 руб. за 1 кВт · ч (при передаче электроэнергии высокого напряжения) экономия составит более 75 млн руб. в год на одном насосе.

Заключение. По результатам моделирования было проведено сравнение трех вариантов конструкций насоса. При снижении подачи магистрального насоса значительно снижается его КПД (с 89,4 до 63,4 % в рассчитываемом варианте). В таких случаях замена ротора является эффективным способом повышения коэффициента полезного действия нефтяных магистральных насосов, расход которых ниже оптимального. Замена рабочего колеса такого насоса позволяет увеличить КПД до 85,7 %, а при добавлении в отвод насоса лопаточного диффузора поднимает этот показатель до 87,8 %, т. е. почти до исходных значений. Такие решения позволяют существенно снизить энергопотребление и сэкономить десятки миллионов рублей в год на каждом реконструированном насосе. Кроме того, изготовление нового ротора обходится гораздо дешевле, чем замена и производство

нового насоса, рассчитанного на пониженный расход. Если при проектировании насоса заранее известно, что в будущем насос будет эксплуатироваться на подаче, ниже оптимальной, возможна поставка разработанного насоса со сменными роторами для пониженных подач.

Литература

- [1] Петров А.И., Трошин Г.А. Методы модификации проточной части нефтяных магистральных насосов типа НМ. *Инженерный вестник*, 2014, № 11. URL: <http://engsi.ru/doc/744967.html>.
- [2] Артемов А.В., Петров А.И. Современные тенденции развития конструкций стенов для испытаний лопастных насосов. *Инженерный вестник*, 2012, № 11. URL: <http://engsi.ru/doc/500480.html>.
- [3] Петров А.И. Системы поддержания теплового баланса в современных стендах для испытаний лопастных насосов. *Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация* 2015, № 5. URL: <http://maplants.elpub.ru/jour/article/view/24>.
- [4] Петров А.И., Арувелли С.В. Современные тенденции развития насосов для систем жидкостного охлаждения бортового и наземного радиоэлектронного оборудования. *Инженерный вестник*, 2015, № 11. URL: <http://ainjournal.ru/doc/820059.html>.
- [5] Гуськов А.М., Ломакин В.О., Банин Е.П., Кулешова М.С. Минимизация гемолиза и повышение гидродинамической эффективности насоса крови путем оптимизации формы проточной части. *Медицинская техника*, 2017, № 4(304), с. 1–4.
- [6] Гуськов А.М., Ломакин В.О., Банин Е.П., Кулешова М.С. Оценка гемолиза в осевом насосе вспомогательного кровообращения. *Медицинская техника*, 2016, № 4, с. 12–15.
- [7] Черемушкин В.А., Ломакин В.О. Влияние неравномерности эпюр скоростей на напор центробежного насоса. *Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация*, 2017, № 1. URL: <http://maplants.elpub.ru/jour/article/view/54>.
- [8] Ломакин В.О., Бибик О.Ю. Влияние эмпирических коэффициентов в модели Релея-Плесетта на расчетные кавитационные характеристики центробежного насоса. *Гидравлика*, 2017, № 3. URL: <http://hydrojournal.ru/item/53-vliyanie-empiricheskikh-koeffitsientov-v-modeli-releya-plesetta-na-raschetnye-kavitatsionnye-kharakteristiki-tsentrobezhnogo-nasosa>.
- [9] Ломакин В.О., Кукушкин П.А., Крылов В.И. Модернизация вспомогательного контура охлаждения магнитной муфты. *Территория НЕФТЕГАЗ*, 2017, № 7-8, с. 84–91.
- [10] Петров А.И. Методика непрерывного получения характеристик лопастного насоса для переменной температуры и вязкости рабочей жидкости при испытаниях в термобарокамере. *Инженерный вестник*, 2016, № 10. URL: <http://engsi.ru/doc/850931.html>.
- [11] Ломакин В.О., Кулешова М.С., Чабурко П.С., Баулин М.Н. Комплексная оптимизация проточной части герметичного насоса методом ЛП-ТАУ поиска. *Насосы. Турбины. Системы*, 2016, № 1, с. 55–61.
- [12] Алексенский В.А., Жарковский А.А., Пугачев П.В. Исследование структуры потока и прогнозирование характеристик секционного центробежного насоса низкой быстроходности. *Известия Самарского научного центра РАН*, 2011, т. 13, № 1(2), с. 407–410.
- [13] Петров А.И., Исаев Н.Ю. Гидродинамическое моделирование работы центробежного насоса в зоне отрицательных подач. *Гидравлика*, 2017, № 3. URL: <http://hydrojournal.ru/item/60-gidrodinamicheskoe-modelirovanie-raboty-tsentrobezhnogo-nasosa-v-zone-otritsatelnykh-podach>.

- [14] Петров А.И., Исаев Н.Ю. Исследование работы лопастного насоса в зоне отрицательных подач методами гидродинамического моделирования. *Научное обозрение: теория и практика*, 2017, № 13, с. 74–78.
- [15] Алексенский В.А., Жарковский А.А., Першаков Н.Г. Модернизация консольно-моноблочных центробежных насосов с использованием методов CFD. *Известия Самарского научного центра РАН*, 2012, т. 14, № 1(2), с. 328–331.
- [16] Петров А.И., Валиев Т.З. Расчет процесса пуска центробежного насоса методами гидродинамического моделирования. *Гидравлика*, 2017, № 4.
URL: <http://hydrojournal.ru/item/59-raschet-protsesta-puska-tsentrobezhnogo-nasosa-metodami-gidrodinamicheskogo-modelirovaniya>.
- [17] Ломакин В.О., Черемушкин В.А. Влияние формы лопастей рабочего колеса на напор центробежного насоса. *Инженерный вестник*, 2016, № 1.
URL: <http://ainjournal.ru/doc/832881.html>.
- [18] Ломакин В.О., Калмыков П. В. Методика исследования влияния покрытий трубопроводов на потери давления. *Гидравлика*, 2017, № 3. URL: <http://hydrojournal.ru/item/61-metodika-issledovaniya-vliyaniya-pokrytij-truboprovodov-na-poteri-davleniya>.
- [19] Козлов С.Н., Петров А.И. *Расчет и проектирование отводящих устройств центробежных насосов*. Ч. 2. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007, 44 с.

Бейзман Александр Михайлович — магистрант кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — Ломакин Владимир Олегович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

COMPARING THE WAYS OF INCREASING THE PUMP EFFICIENCY IN THE NONOPTIMAL OPERATING MODES

A.M. Beyzman

beyzmanam@gmail.com

SPIN-code: 4410-7962

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

The article considers and compares the main ways of increasing the efficiency of the pump working at slow circulating rate. In the first case the pump impeller is replaced by the impeller designed for the slower circulating rate. In the second case, apart from the impeller replacement, the vaned diffuser is added into the pump configuration. We show the way of modelling the diffuser by means of pseudorandom numbers generation method (Sobol Method). The article estimates the economic benefits of the considered upgrading ways. The obtained results show the efficiency of replacing the pump rotor in order to increase its efficiency for operating at slow circulating rate.

Keywords

Rotary vane pump, impeller wheel, removable rotor, vaned diffuser, efficiency, upgrading, computational fluid dynamics, wetted part optimization

© Bauman Moscow State Technical University, 2018

References

- [1] Petrov A.I., Troshin G.A. Modification method for flow channel of oil export pumps of MN-type. *Inzhenernyy vestnik* [Engineering Bulletin], 2014, no. 11. Available at: <http://engsi.ru/doc/744967.html>.
- [2] Artemov A.V., Petrov A.I. Modern trends of developing test bench constructions for impeller pump. *Inzhenernyy vestnik* [Engineering Bulletin], 2012, no. 11. Available at: <http://engsi.ru/doc/500480.html>.
- [3] Petrov A.I. Systems of the heat balance maintenance in modern test benches for centrifugal pumps. *Mashiny i ustanovki: proektirovanie, razrabotka i ekspluatatsiya* 2015, no. 5. Available at: <http://maplants.elpub.ru/jour/article/view/24>.
- [4] Petrov A.I., Aruvelli S.V. Modern development trends for pumps for liquid-cooling system of onboard and ground radio-electronic equipment. *Inzhenernyy vestnik* [Engineering Bulletin], 2015, no. 11. Available at: <http://ainjournal.ru/doc/820059.html>.
- [5] Gus'kov A.M., Lomakin V.O., Banin E.P., Kuleshova M.S. Minimization of hemolysis and improvement of the hydrodynamic efficiency of a circulatory support pump by optimizing the pump flowpath. *Meditinskaya tekhnika*, 2017, no. 4(304), pp. 1–4. (Eng. version: *Biomedical Engineering*, 2017, vol. 51, no. 4, pp. 229–233.)
- [6] Gus'kov A.M., Lomakin V.O., Banin E.P., Kuleshova M.S. Assessment of hemolysis in a ventricular assist axial flow blood pump. *Meditinskaya tekhnika*, 2016, no. 4, pp. 12–15. (Eng. version: *Biomedical Engineering*, 2016, vol. 50, no. 4, pp. 233–236.)
- [7] Cheremushkin V.A., Lomakin V.O. Influence of velocity curves unevenness on the centrifugal pump head. *Mashiny i ustanovki: proektirovanie, razrabotka i ekspluatatsiya* [Machines and Plants: Design and Exploiting], 2017, no. 1. Available at: <http://maplants.elpub.ru/jour/article/view/54>.

- [8] Lomakin V.O., Bibik O.Yu. The influence of empirical rates (values) in the Releya-Plesett's model on the cavitation calculated characteristics of the centrifugal pump. *Gidravlika*, 2017, no. 3. Available at: <http://hydrojournal.ru/item/53-vliyanie-empiricheskikh-koeffitsientov-v-modeli-releya-plesetta-na-raschetnye-kavitatsionnye-kharakteristiki-tsentrobezhnogo-nasosa>.
- [9] Lomakin V.O., Kukushkin P.A., Krylov V.I. Modernization of auxiliary cooling circuit of a magnetic coupling. *Territoriya Neftegaz* [Oil And Gas Territory], 2017, no. 7-8, pp. 84–91.
- [10] Petrov A.I. Method of continuous definition of impeller pump characteristics at fluctuating temperature and hydraulic fluid viscosity in process of test in low-pressure chamber. *Inzhenernyy vestnik* [Engineering Bulletin], 2016, no. 10. Available at: <http://engsi.ru/doc/850931.html>.
- [11] Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Chaburko P.S., Baulin M.N. Complex wet end part optimization of hermetic pump with LP-TAU method. *Nasosy. Turbiny. Sistemy* [Pumps. Turbines. Systems], 2016, no. 1, pp. 55–61.
- [12] Aleksenskiy V.A., Zharkovskiy A.A., Pugachev P.V. Research of the flow structure and forecasting the characteristics of section centrifugal pump of low rapidity. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN* [Izvestia of Samara Scientific Center of the RAS], 2011, t. 13, no. 1(2), pp. 407–410.
- [13] Petrov A.I., Isaev N.Yu. Hydrodynamic modelling of centrifugal pump in the field of negative feeds. *Gidravlika*, 2017, no. 3. Available at: <http://hydrojournal.ru/item/60-gidrodinamicheskoe-modelirovanie-raboty-tsentrobezhnogo-nasosa-v-zone-otritsatelnykh-podach>.
- [14] Petrov A.I., Isaev N.Y. Study of the work of a vane-type pump in the area of adverse feeds by methods of hydrodynamic modeling. *Nauchnoe obozrenie: teoriya i praktika* [Science Review], 2017, no. 13, pp. 74–78.
- [15] Aleksenskiy V.A., Zharkovskiy A.A., Pershakov N.G. Modernization of console-monoblock centrifugal pumps with the use of CFD methods. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN* [Izvestia of Samara Scientific Center of the RAS], 2012, vol. 14, no. 1(2), pp. 328–331.
- [16] Petrov A.I., Valiev T.Z. Calculation of the process of starting a centrifugal pump using methods of computational fluid dynamics. *Gidravlika*, 2017, no. 4. Available at: <http://hydrojournal.ru/item/59-raschet-protsesta-puska-tsentrobezhnogo-nasosa-metodami-gidrodinamicheskogo-modelirovaniya>.
- [17] Lomakin V.O., Cheremushkin V.A. Impact of impeller blade shape on impeller pump head. *Inzhenernyy vestnik* [Engineering Bulletin], 2016, no. 1. Available at: <http://ainjournal.ru/doc/832881.html>.
- [18] Lomakin V.O., Kalmykov P. V. A methodology of investigation of the influence of coatings on piping friction. *Gidravlika*, 2017, no. 3. Available at: <http://hydrojournal.ru/item/61-metodika-issledovaniya-vliyaniya-pokrytij-truboprovodov-na-poteri-davleniya>.
- [19] Kozlov S.N., Petrov A.I. Raschet i proektirovanie otvodyashchikh ustroystv tsentrobeznykh nasosov. Ch. 2 [Design and calculation of impeller pump pay-off. Vol. 2]. Moscow, Bauman Press, 2007, 44 p.

Beyzman A.M. — Master's Degree Student, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — V.O. Lomakin, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.