

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-321862>

Оригинальное исследование



Учет влияния шероховатости при моделировании работы дискового насоса

В.А. Черемушкин, В.О. Ломакин

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование. На данный момент проведено небольшое количество исследований дисковых насосов, работающих на маловязкой жидкости. К тому же среди существующих работ представлены численные расчёты, которые имеют серьёзное расхождение с проведёнными экспериментами. Данная статья посвящена численному моделированию работы дискового насоса на воде, сравнению результатов расчёта с экспериментальными данными.

Цель — определить факторы, влияющие на сходимость основных характеристик с экспериментальными данными при проведении *CFD* расчёта на маловязкой жидкости.

Методы. В данной работе применяется метод численного моделирования, основанный на решении дискретных аналогов базовых уравнений гидродинамики. Для сравнения *CFD* расчётов с экспериментом был создан испытательный стенд, на котором исследовались две конфигурации рабочего колеса.

Результаты. Показано, что для данного типа динамических машин важен учёт влияния шероховатости твёрдых стенок при моделировании их работы на маловязкой жидкости, поскольку она оказывает существенный эффект на характеристики дискового насоса. Приведено сравнение полученных характеристик с экспериментальными данными, а также картин течения в проточной части.

Заключение. На основании результатов статьи можно утверждать, что учёт шероховатости при численных расчётах динамического насоса положительно влияет на сходимость с экспериментальными данными.

Ключевые слова: дисковый насос; численное моделирование; турбулентность; *CFD*; шероховатость.

Как цитировать:

В.А. Черемушкин, В.О. Ломакин. Учёт влияния шероховатости при моделировании работы дискового насоса // Известия МГТУ «МАМИ». 2023. Т.17, № 2. С. 157–164. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-321862>

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-321862>

Original study article

Modeling of the operation of a disc pump with the wall roughness consideration

Vyacheslav A. Cheremushkin, Vladimir O. Lomakin

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: At present, a small number of studies of disk pumps operating with a low-viscosity liquid have been conducted. In addition, among the existing papers, numerical calculations are presented, which have a serious discrepancy with the experiments carried out. This article is devoted to numerical simulation of the operation of a disk pump with water, comparison of the calculation results with the experimental data.

AIMS: Determination the factors affecting the convergence of the main indicators with experimental data when performing CFD simulation with a low-viscosity liquid.

METHODS: In this paper, the numerical modeling method based on the solution of discrete analogs of the basic equations of fluid dynamics is used. In order to compare the *CFD* simulation with the experiment, a test bench on which two configurations of the impeller were studied was created.

RESULTS: It is shown that it is important to take into account the influence of the roughness of solid walls for this type of dynamic machines when modeling their operation with a low-viscosity liquid, since it has a significant effect on the indicators of the disk pump. Comparison of the obtained indicators with the experimental data, as well as flow patterns in the flow part are given.

CONCLUSIONS: Based on the results of the article, it can be stated that consideration of roughness in numerical calculations of a dynamic pump has a positive effect on convergence with experimental data.

Keywords: *disc pump; numerical simulation; turbulence; CFD; roughness.*

To cite this article:

Cheremushkin VA, Lomakin VO. Modeling of the operation of a disc pump with the wall roughness consideration. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2023;17(2): 157–164. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-321862>

Received: 04.04.2023

Accepted: 01.06.2023

Published online: 15.07.2023

ОБОСНОВАНИЕ

Дисковые динамические насосы отличаются от более распространённых центробежного типа отсутствием профилированных лопастей в рабочем колесе (рис. 1). Рабочее колесо классического дискового насоса представляет собой пакет из двух и более гладких дисков. Данные насосы имеют достаточно специфичные сферы применения, связанные, как правило, с перекачкой жидкостей высокой вязкости [1, 2]. Однако использование дисковых насосов для работы на маловязких средах также имеет место, что обуславливает интерес к расчёту и прогнозированию их характеристик при таком режиме работы [3].

В настоящее время существует крайне мало работ, посвящённых данной тематике. Часть посвящена теоретическому описанию и его сравнению с результатами эксперимента [4], часть — с результатами численного гидродинамического моделирования [5]. Теоретический расчёт течения при развитой турбулентности в потоке имеет существенные ограничения, что обуславливает расхождение в получаемых характеристиках.

В трудах, где рассмотрено численное моделирование течения в дисковых насосах, зачастую отсутствует сравнение с экспериментальными данными, либо обнаружено существенное расхождение [6]. Ввиду крайне широкого применения пакетов *CFD* в инженерной

практике в настоящее время верификация результатов расчётов особенно интересна с научной и прикладной точки зрения.

В данной работе приведены результаты численного моделирования и экспериментального исследования дисковых насосов при работе на воде. Было обнаружено, что существенное влияние на характеристики данного типа гидромашин оказывает шероховатость элементов проточной части, учёт которой необходим при постановке задачи *CFD* расчёта.

ЦЕЛЬ

Определить факторы, влияющие на сходимость основных характеристик с экспериментальными данными при проведении *CFD* расчёта дискового насоса при малой вязкости жидкости.

ОПИСАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Применяемый в работе метод численного моделирования основан на решении дискретных аналогов базовых уравнений гидродинамики. В случае несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$) эти уравнения имеют вид [7]:

- уравнение сохранения массы (уравнение неразрывности):

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

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

- уравнение сохранения количества движения (осреднение по Рейнольдсу):

$$\rho \left[\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right] = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\tilde{T}_{ij}^{(v)} - \rho u_i u_j \right];$$

где U , P — осреднённые скорость и давление;

$\tilde{T}_{ij}^{(v)} = 2\mu \tilde{s}_{ij}$ — тензор вязких напряжений для несжимаемой жидкости;

$\tilde{s}_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right]$ — тензор скорости деформации;

$\rho u_i u_j$ — Рейнольдсовы напряжения.

Для замыкания приведённой системы уравнений использовалась полуэмпирическая модель турбулентности $k-\omega$ *SST*, показавшая хорошую сходимость с экспериментальными данными при расчёте динамических насосов [8, 9, 10].

При моделировании течения вблизи твёрдых стенок применяется высокорейнольдсовая версия модели

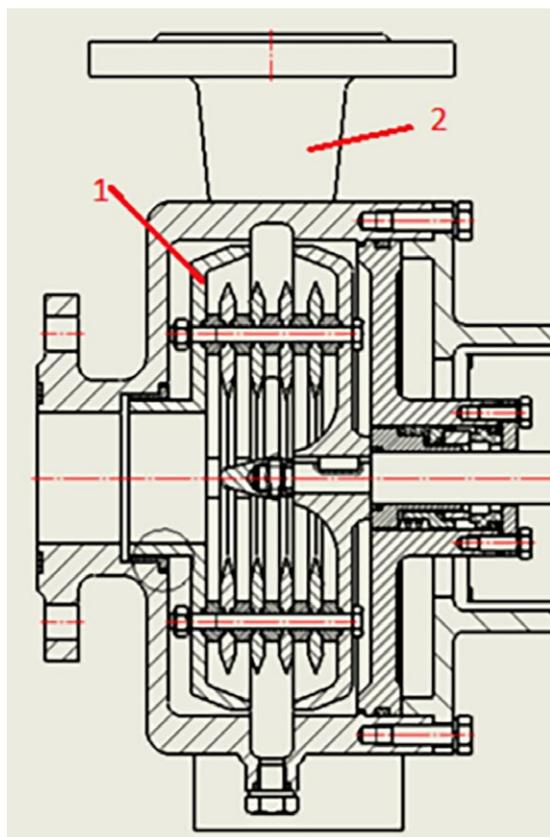


Рис. 1. Дисковый насос.
Fig. 1. A disc pump.

турбулентности, т. е. вместо решения уравнений сохранения количества движения профиль скорости описывается функциями стенки. В логарифмической области эта функция имеет вид:

$$u^+ = \frac{1}{K} \ln \left(\frac{E}{f} y^+ \right),$$

где $y^+ = \frac{yu^*}{\nu}$ — безразмерное расстояние от стенки; K и E — постоянные; f — функция шероховатости.

Таким образом, шероховатость в данном подходе описывается функцией, которая непосредственно влияет на функцию стенки в логарифмической области, по сути сокращая величину скорости относительно твёрдой стенки. Сама функция шероховатости описывается так:

$$f = \begin{cases} 1 & \text{если } R^+ < R_{smooth}^+ \\ \left[B \cdot \left(\frac{R^+ - R_{smooth}^+}{R_{rough}^+ - R_{smooth}^+} \right) \right]^a & \text{если } R_{smooth}^+ < R^+ < R_{rough}^+; \\ B + CR^+ & \text{если } R^+ > R_{rough}^+ \end{cases}$$

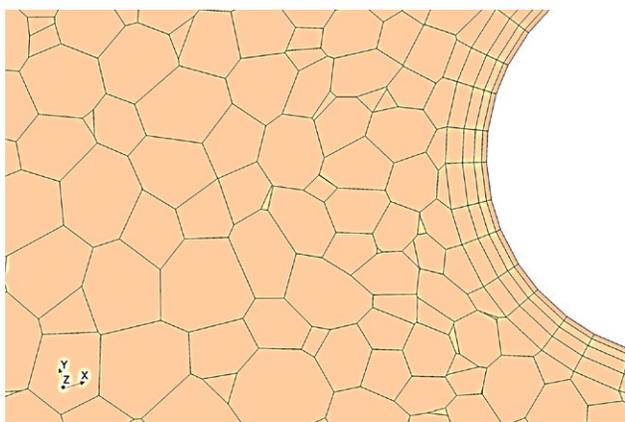


Рис. 2. Расчётная сетка в сечении проточной части.
Fig. 2. The simulation mesh in the section of the flow part.



Рис. 3. Испытательный стенд.
Fig. 3. The test bench.

где $R^+ = \frac{ru^*}{\nu}$; r — величина эквивалентной шерохова-

тости; ν — кинематическая вязкость; u^* — характерная скорость вблизи стенки, определяемая в зависимости от используемой модели турбулентности;

$$a = \sin \left[\frac{\pi}{2} \frac{\log \left(\frac{R^+}{R_{smooth}^+} \right)}{\log \left(\frac{R_{rough}^+}{R_{smooth}^+} \right)} \right]; R_{smooth}^+ — значение$$

R^+ , характеризующее шероховатость, соответствующую гладким стенкам; R_{rough}^+ — значение R^+ при шероховатости, соответствующей шероховатой стенке.

Расчётная сетка состоит из многогранных ячеек в ядре потока и призматических слоёв у твёрдых стенок (рис. 2).

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ

Были проведены испытания дискового насоса со сменной конфигурацией рабочего колеса (испытательный стенд приведён на рис. 3).

Рабочее колесо представляет собой два металлических диска, а также пластиковые элементы, полученные при помощи аддитивных технологий: втулка вала, скрепляющие бобышки (возможно исполнение с лопатками), втулка переднего щелевого уплотнения (торцевого). Рабочее колесо приведено на рис. 4.

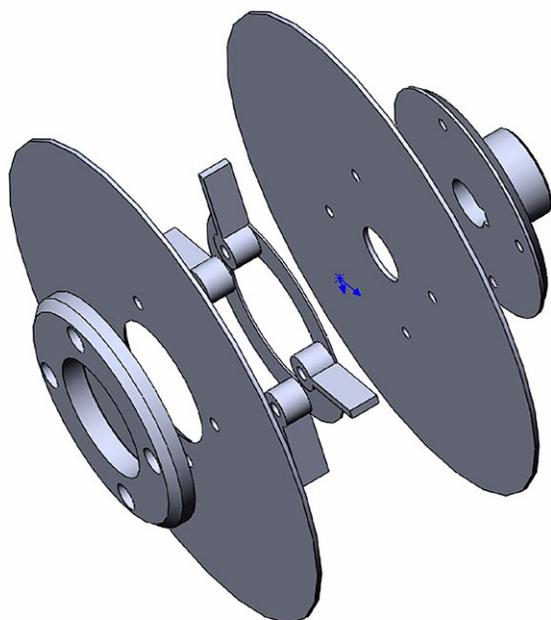


Рис. 4. Разборное рабочее колесо.
Fig. 4. A collapsible impeller.



РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЁТОВ И ЭКСПЕРИМЕНТА

На рис. 5 приведено сравнение полученных характеристик насоса с дисковым рабочим колесом шириной 13 мм с результатами численного моделирования (CFD) с учётом и без учёта шероховатости.

Установленные параметры учёта шероховатости при моделировании рабочего колеса 13 мм были также применены к рабочему колесу шириной 18 мм. Результаты приведены на рис. 6.

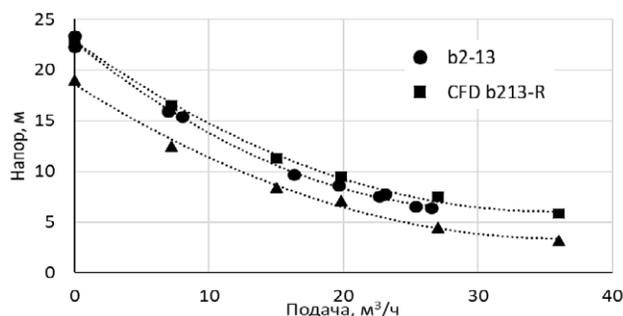


Рис. 5. Характеристики насоса с дисковым рабочим колесом шириной 13 мм: экспериментальная (b2-13), расчётные с учётом шероховатости (CFD b213-R) и без (CFD b213).

Fig. 5. Characteristic curves of a pump with a 13 mm wide disc impeller: experimental (b2-13), calculated with roughness considered (CFD b213-R) and without consideration (CFD b213).

Для качественного сравнения течений на рис. 7 и 8 для рабочего колеса шириной 18 мм приведены поля скоростей в меридиональном сечении проточной части (рабочего колеса, отвода и боковых пазух).

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЁТА

Из приведённых характеристик и картин распределения величин можно сделать следующие выводы:

Численный расчёт динамических насосов с дисковыми рабочими колёсами с гладкими поверхностями элементов проточной части приводит к получению

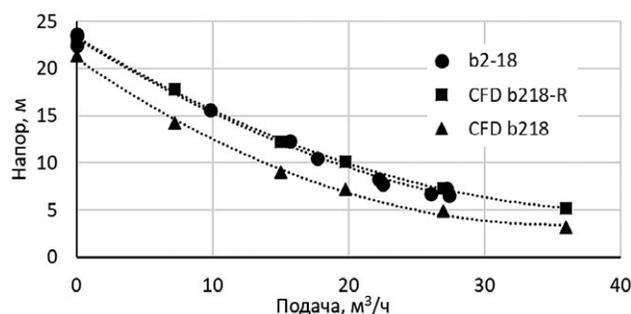


Рис. 6. Характеристики насоса с дисковым рабочим колесом шириной 18 мм: экспериментальная (b2-18), расчётные с учётом шероховатости (CFD b218-R) и без (CFD b218).

Fig. 6. Characteristic curves of a pump with a 18 mm wide disc impeller: experimental (b2-18), calculated with roughness considered (CFD b218-R) and without consideration (CFD b218).

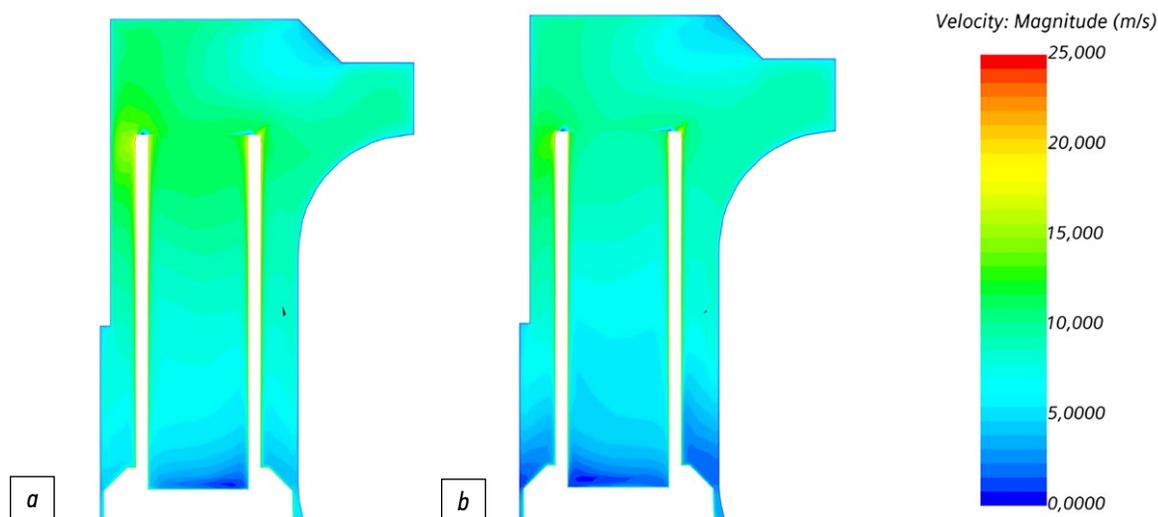


Рис. 7. Поле распределение амплитуды скорости при подаче $15 \text{ м}^3/\text{ч}$: *a*) с учётом шероховатости; *b*) без учёта шероховатости.
Fig. 7. Field distribution of the velocity amplitude at a supply of $15 \text{ м}^3/\text{ч}$: *a*) with roughness; *b*) without roughness.

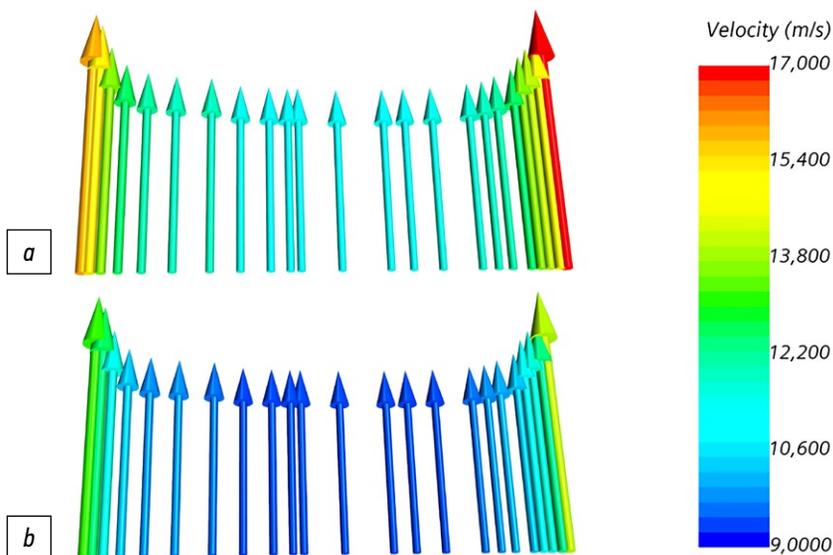


Рис. 8. Окружная скорость жидкости на выходе из рабочего колеса при подаче $15 \text{ м}^3/\text{ч}$: *a*) с учётом шероховатости; *b*) без учёта шероховатости.

Fig. 8. The circumferential velocity of the fluid at the outlet of the impeller at a supply of $15 \text{ м}^3/\text{ч}$: *a*) with roughness; *b*) without roughness.

результата с существенной (до 30% для обоих рабочих колёс) погрешностью вычисления напора.

Введение в численный расчёт влияния шероховатости позволило добиться существенно лучшей сходимости характеристик с экспериментальными данными. Максимальная погрешность составила: 9% — при ширине рабочего колеса 13 мм, 7,5% — при ширине 18 мм. Максимальные погрешности проявляются при этом в крайней правой части напорной характеристики, что может быть связано с неточным определением величины шероховатости.

Приведённые поля распределения скорости наглядно показывают уменьшение скорости жидкости по отношению к твёрдым стенкам вследствие учёта шероховатости, что приводит к её дополнительному разгону в рабочем

колесе. Среднее значение скорости на выходе из рабочего колеса выросло при $15 \text{ м}^3/\text{ч}$ на 17,7%, с 10,2 м/с до 12,4 м/с.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. В.А. Черемушкин — выполнение численного моделирования и экспериментального исследования, подготовка и написание текста статьи; В.О. Ломкин — экспертное сопровождение эксперимента, сбор и анализ литературных источников, подготовка и написание статьи. Авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией).

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

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. V.A. Cheremushkin — numerical modeling and experimental research, preparation and

writing of the text of the article; V.O. Lomakin — expert support of the experiment, collection and analysis of literary sources, preparation and writing of the article. The authors confirm that their authorship complies with the international ICMJE criteria (all authors made a significant contribution to the development of the concept, research and preparation of the article, read and approved the final version before publication).

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

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

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мисюра В.И., Овсянников Б.В., Присняков В.Ф. Дисковые насосы. М.: Машиностроение, 1986.
2. Бендерович В.А., Лунаци Э.Д. Динамические ламинарные (дисковые) насосы трения. Области применения насосов ОНЛ // Гидравлика МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2022. № 14. С. 10–33.
3. Zharkovsky A.A., Ivanov O.A., Klyuev A.S. About the possibility of using disk impellers in low-flow oil pumps // AIP Conference Proceedings. 2020. Vol. 2285. doi: 10.1063/5.0026592
4. Чернявский А.М., Рuzматов Т.М., Фомичев А.В. и др. Экспериментальная модель дискового насоса для поддержки кровообращения // Вестник трансплантологии и искусственных органов. 2016. Т. 18, №4. С. 93–101. doi: 10.15825/1995-1191-2016-4-93-101
5. Стенина Т.В., Елизарова Т.Г., Крапошин М.В. Регуляризованные уравнения гидродинамики в задаче моделирования дискового насоса и их реализация в рамках программного комплекса OpenFOAM // Препринты ИПМ им. М.В. Келдыша. 2020. №66. С. 1–30. doi: 10.20948/prepr-2020-66
6. Петрова Е.Н., Слабожанинов М.В. Применение дисковых насосов в ЖРД // Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации. 2021. Т. 2. С. 154–157.
7. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М.: Дрофа, 2003.
8. Петров А.И., Ломакин В.О. Численное моделирование проточных частей макетов насосов и верификация результатов моделирования путем сравнения экспериментально полученных величин с расчетными. // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 05. Дата обращения: Режим доступа: <http://old.technomag.edu.ru/doc/356070.html>
9. Ломакин В.О., Петров А.И. Верификация результатов расчета в пакете гидродинамического моделирования STAR-CCM+ проточной части центробежного насоса АХ 50-32-200 // Известия высших учебных заведений. Социология. Экономика. Политика. 2012. С. 6.
10. Lomakin V., Cheremushkin V., Chaburko P. Investigation of vortex and hysteresis effects in the inlet device of a centrifugal pump // 2018 Global Fluid Power Society PhD Symposium, GFPS. Samara: IEEE, 2018. doi: 10.1109/GFPS.2018.8472374

REFERENCES

1. Misyura VI, Ovsyannikov BV, Prisyakov VF. *Disc pumps*. Moscow: Mashinostroenie; 1986. (In Russ.).
2. Benderovich VA, Lunatsi ED. Dynamic laminar (disc) friction pumps. Areas of application of ONL pumps. *Hydraulics of Bauman Moscow State Technical University*. 2022;14:10–33. (In Russ.).
3. Zharkovsky AA, Ivanov OA, Klyuev AS. About the possibility of using disk impellers in low-flow oil pumps. *AIP Conference Proceedings*. 2020;2285. doi: 10.1063/5.0026592
4. Chernyavsky AM, Ruzmatov TM, Fomichev AV, et al. Experimental model of a disk pump to support blood circulation. *Bulletin of Transplantology and Artificial Organs*. 2016;18(4):93–101. (In Russ.). doi: 10.15825/1995-1191-2016-4-93-101
5. Stenina TV, Elizarova TG, Kraposhin MV. Regularized equations of hydrodynamics in the disk pump modeling problem and their implementation within the OpenFOAM package software package. *Preprints of M.V. Keldysh IPM*. 2020;66:1–30. (In Russ.). doi: 10.20948/prepr-2020-66
6. Petrova EN, Slabozhaninov MV. The use of disc pumps in LRE. *Aerospace engineering, high technologies and innovations*. 2021;2:154–157.
7. Loitsyansky LG. *Mechanics of liquid and gas*. Moscow: Drofa; 2003. (In Russ.).
8. Petrov AI, Lomakin VO. Numerical simulation of flow parts of pump models and verification of simulation results by comparing experimentally obtained values with calculated ones. *Science and Education. Bauman Moscow State Technical University. Electron. Journal*. 2012;5. (In Russ.). Accessed: Available from: <http://old.technomag.edu.ru/doc/356070.html>
9. Lomakin VO, Petrov AI. Verification of calculation results in the package of hydrodynamic modeling zvezda-CMS+ flow part of the centrifugal pump AH 50-32-200. *News of higher educational institutions. Sociology. Economy. Politics*. 2012;6. (In Russ.).
10. Lomakin V, Cheremushkin V, Chaburko P. Investigation of vortex and hysteresis effects in the intake device of a centrifugal pump. In: 2018 *PhD Symposium of the Global Society of Hydropower, GFPS*. Samara: IEEE, 2018. doi: 10.1109/GFPS.2018.8472374

ОБ АВТОРАХ

*** Черемушкин Вячеслав Андреевич,**
младший научный сотрудник НИИ ЭМ 3.4
адрес: Российская Федерация, 105005, Москва,
2-я Бауманская ул., д. 5;
ORCID: 0009-0006-7832-3952;
eLibrary SPIN: 3708-7709;
e-mail: vcheremushkin@bmstu.ru

Ломакин Владимир Олегович,
д-р техн. наук,
заведующий кафедрой «Гидромеханика, гидромашин
и гидропневмоавтоматика»;
ORCID: 0000-0002-9655-5830;
eLibrary SPIN: 3467-7126;
e-mail: lomakin@bmstu.ru

* Автор, ответственный за переписку

AUTHORS' INFO

*** Vyacheslav A. Cheremushkin,**
Junior Researcher;
address: 5 2nd Baumanskaya street, 105005 Moscow,
Russian Federation;
ORCID: 0009-0006-7832-3952;
eLibrary SPIN: 3708-7709;
e-mail: vcheremushkin@bmstu.ru

Vladimir O. Lomakin,
Dr. Sci. (Tech.),
Chief of the Hydromechanics, Hydromachines
and Hydro-Pneumoautomatics Department;
ORCID: 0000-0002-9655-5830;
eLibrary SPIN: 3467-7126;
e-mail: lomakin@bmstu.ru

* Corresponding author