

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-111040>

Оригинальное исследование



Анализ эффективности разгрузочных поршней питательных насосов

А.А. Жарковский¹, А.А. Захаров¹, С.П. Федоров^{1,2}¹ Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Российская Федерация;² «Силовые машины», Санкт-Петербург, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. Насосное оборудование для теплоэнергетической отрасли должно обладать высоким уровнем надежности для обеспечения бесперебойной работы энергоблока. Для выполнения этого требования на тепловых электростанциях применяется дублирование вспомогательного оборудования, например, питательные насосы поставляются с обязательным резервированием. Но при выходе из строя одного из основных насосов пуск резервного насоса может занимать от нескольких секунд до нескольких минут (в зависимости от типа резерва). Поэтому надежность конструкции питательных насосов на сегодняшний день является одним из актуальных направлений развития техники. Устройство уравнивания осевой силы или разгрузочное устройство – является одним из основных элементов питательного насоса, который оказывает существенное влияние на надежность и эффективность его работы.

Цель исследования – провести математическое моделирование разгрузочного устройства для определения его оптимальной конструкции и параметров. Объектом исследования является разгрузочное устройство для питательного насоса ПЭН 290-115.

Материалы и методы. Рассмотрены два варианта разгрузочного поршня: двуступенчатый и одноступенчатый. Для исследования эффективности данных конструкций выполнены серии гидродинамических расчетов трехмерного течения вязкой жидкости с использованием программного продукта ANSYS CFX.

Результаты. Получены расчетные характеристики двух конструкций разгрузочного устройства. Проведено исследование влияния шероховатости и радиального зазора на эффективность цилиндрического поршня. Результаты расчетов показали, что уменьшение радиального зазора приводит к уменьшению потерь в узле разгрузки. Увеличение значения шероховатости тоже может привести к уменьшению утечек, однако чрезмерное его увеличение приводит к росту потерь на трение, поэтому необходимо контролировать оба эти параметра при поиске оптимальной величины шероховатости.

Выводы. Предложена оптимальная конструкция разгрузочного поршня, которая сочетает в себе простоту изготовления, надежность работы и энергоэффективность.

Ключевые слова: питательный насос; разгрузочный поршень; модель турбулентности; эквивалентная шероховатость.

Для цитирования:

Жарковский А.А., Захаров А.А., Федоров С.П. Анализ эффективности разгрузочных поршней питательных насосов // Известия МГТУ «МАМИ». 2022. Т. 16, № 4. С. 303–310. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-111040>

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-111040>

Original study article

Analysis of the efficiency of balancing pistons of feed pumps

Alexander A. Zharkovsky¹, Alexander A. Zakharov¹, Sergei P. Fedorov^{1, 2}¹ Peter the Great Saint Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, Russian Federation;² Power Machines, Saint Petersburg, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: Thermo power industry demands the high level of reliability of pump equipment. Regarding that, improvement of reliability of feed pump structure and balancing device in particular is a relevant issue.

AIMS: To perform numerical simulation of a balancing device in order to determine its optimal design and parameters. The study object is the balancing device of the PEN 290-115 feed pump

METHODS: Two types of the balancing piston, two-stage and single-stage, were studied. The series of computational fluid dynamics simulations of the three-dimensional flow of a viscous liquid were performed using the ANSYS CFX software in order to study the efficiency of given designs.

RESULTS: The calculated characteristics of the two designs of the unloading device were obtained. The influence of roughness and radial clearance on the efficiency of a cylindrical piston was studied. The simulation results showed that the radial clearance decrease leads to balancing device losses decrease. The roughness value increase may also lead to the leaks decrease, but its excessive increase leads to friction losses increase, so it is necessary to control both parameters when searching for the optimal roughness value.

CONCLUSIONS: The optimal design of the balancing piston, which combines simplicity of manufacturing, reliability and energy efficiency, is proposed.

Keywords: feed pump; balancing piston; turbulence model; equivalent roughness.

Cite as:

Zharkovsky AA, Zakharov AA, Fedorov SP. Analysis of the efficiency of balancing pistons of feed pumps. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2022;16(4):303–310.DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-111040>

Received: 12.07.2022

Accepted: 28.09.2022

Published: 15.12.2022

ВВЕДЕНИЕ

Насосное оборудование для теплоэнергетической отрасли должно обладать высоким уровнем надежности для обеспечения бесперебойной работы энергоблока. Для выполнения этого требования на тепловых электростанциях применяется дублирование вспомогательного оборудования, например, питательные насосы поставляются с обязательным резервированием. Но при выходе из строя одного из основных насосов пуск резервного насоса может занимать от нескольких секунд до нескольких минут (в зависимости от типа резерва). Поэтому надежность конструкции питательных насосов на сегодняшний день является одним из актуальных направлений развития техники.

Устройство уравнивания осевой силы или разгрузочное устройство – является одним из основных элементов питательного насоса, который оказывает существенное влияние на надёжность и эффективность его работы. Конструктивно различают три типа разгрузочных устройств: гидропятя (рис. 1, а), поршень (рис. 1, б) и двойной поршень (рис. 1, с) [1, 2].

Разгрузочный поршень уравнивает ротор за счет перепада давления в дроссельной щели между поршнем и корпусом насоса, которая соединяет область за рабочим колесом последней ступени и камерой разгрузки. Диаметр поршня $d_{ЕК}$, как правило, выбирается примерно равным диаметру уплотнений рабочего колеса на входе. Вычисления разгрузочной способности поршня производят для номинального режима, поэтому в процессе работы ротор может выходить из равновесия. Для восприятия

несбалансированной осевой силы, как правило, в конструкции предусматривают упорный подшипник двустороннего действия.

Гидропятя – является саморегулируемым устройством, уравнивание осевой силы в котором происходит через дроссельную щель между упорным диском гидропятя и торцевой поверхностью корпуса. Саморегулирование осуществляется за счет изменения торцевого зазора Δ (рис. 1) вследствие изменения перепада давлений. Функционирование устройства осуществляется по принципу гидростатического подшипника. Данное устройство имеет недостатки, влияющие на эксплуатационную надежность: 1) поломки в момент пуска, 2) при возникновении парообразования в насосе утрачивается несущая способность жидкости в торцевом зазоре, что приводит к выходу из строя торцевой поверхности гидропятя [3].

Двойной поршень – это разновидность конструкции одинарного поршня. Принцип работы аналогичен принципу работы одинарного поршня – разгрузка осевой силы за счет перепада давлений в дроссельной щели, ступенчатая конструкция позволяет снизить объемные потери.

Опыт эксплуатации питательных насосов ЛМЗ показал высокую эксплуатационную надёжность разгрузочного поршня. Компания Sulzer, кроме того, использует в конструкциях своих питательных насосов систему разгрузки «поршень с упорным подшипником двустороннего действия» [4].

Показатели надежности разгрузочного поршня и гидропятя по результатам исследований [5] питательных насосов представлены в таблице 1.

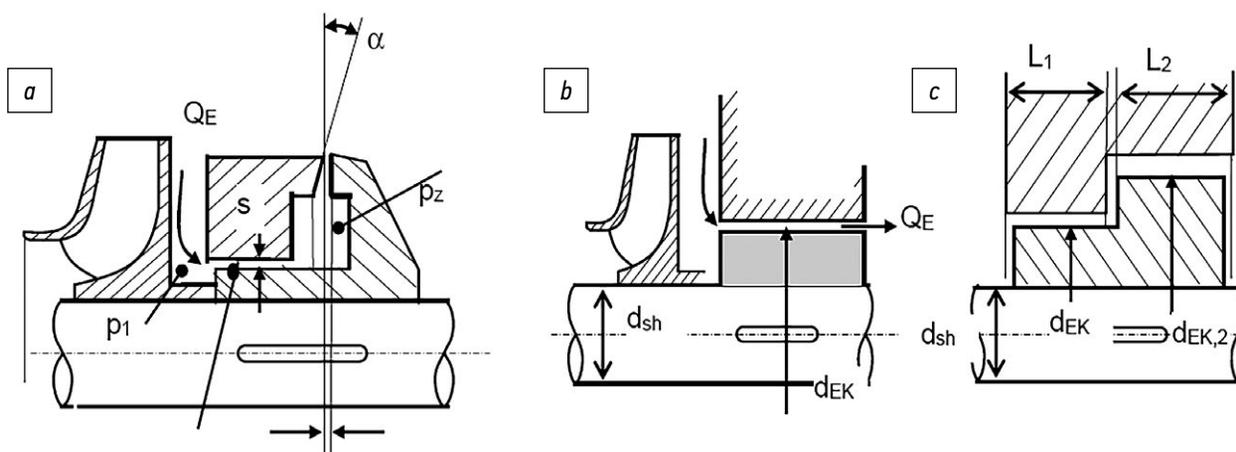


Рис. 1. Схема устройств уравнивания осевой силы: а – гидропятя, б – поршень, с – двойной поршень.

Fig. 1. Schemes of the axial force balancing devices: a - disk, b - single-stage piston, c - two-stage piston.

Таблица 1. Показатели надежности разгрузочных устройств

Table 1. Reliability indicators of balancing devices

| № п.п. | Тип разгрузочного устройства | Количество агрегатов | Количество повреждений |
|--------|------------------------------|----------------------|------------------------|
| 1 | Поршень | 511 | 27 |
| 2 | Гидропятя | 533 | 310 |

Главными достоинствами разгрузочного поршня помимо высокой эксплуатационной надежности являются простота конструкции и легкость монтажа, т.к. при центровке ротора можно легко контролировать величину дроссельной щели по всему периметру.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАЗГРУЗОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

С целью выбора оптимального варианта разгрузочного устройства в настоящей работе был выполнен численный CFD анализ для оценки объемных потерь и потерь

на трение в устройствах типа поршень и двойной поршень одинаковой длины.

CFD анализ был выполнен на примере питательного насоса ПЭН-290-115 производства АО «Силловые машины». На рис. 2 представлена визуализация сектора расчетной области зазора между цилиндрическим поршнем и корпусом насоса ПЭН-290-115, включающего в себя пазухи, имитирующие область за рабочим колесом и область камеры разгрузки, а в таблице 2 – настройки граничных условий для этой модели.

В качестве альтернативного варианта для сравнения был произведен CFD анализ разгрузочного устройства типа «двойной поршень» («ступенчатый поршень»)

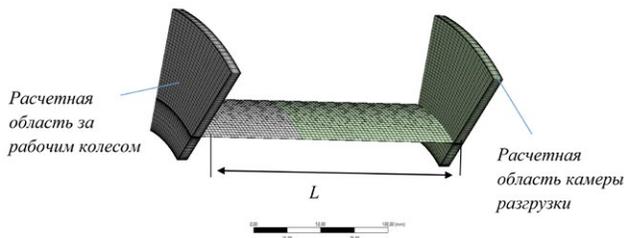


Рис. 2. Визуализация исследуемой расчетной области для одноступенчатого поршня.

Fig. 2. Visualization of the studied simulated space for the single-stage piston.

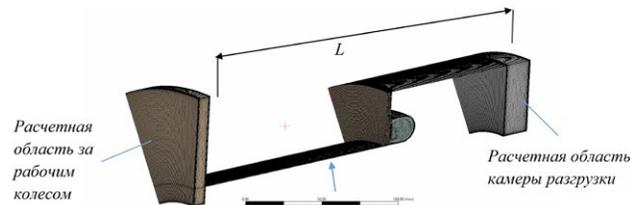


Рис. 3. Визуализация расчетной сетки сектора исследуемой области.

Fig. 3. Visualization of the simulation grid of the studied space for the two-stage piston.

Таблица 2. Настройки граничных условий и параметров расчёта

Table 2. Settings of boundary conditions and simulation parameters for the single-stage piston

| Тип расчёта | Стационарный |
|-----------------------------------|--|
| Модель турбулентности | SST |
| ГУ на входе в барабан (Inlet) | Полное давление (Total pressure = 10,311 МПа) |
| ГУ на выходе из барабана (Outlet) | Статическое давление (Static pressure = 101 325 Па) |
| ГУ на стенках (Walls) | Условие трения $u = 0$ м/с (No slip); Шероховатость (Rough) Ra 1,6 мкм (эквивалентная 3,68 мкм); Стенка поршня вращается с частотой 2910 об/мин. |
| Параметры жидкости (Water) | Температура: 165°C; Плотность: 905 кг/м ³ ; Динамическая вязкость: 0,0001647 Па·с. |

Таблица 3. Настройки граничных условий и параметров расчёта

Table 3. Settings of boundary conditions and simulation parameters for the two-stage piston

| Тип расчёта | Стационарный |
|-----------------------------------|--|
| Модель турбулентности | SST |
| ГУ на входе в барабан (Inlet) | Полное давление (Total pressure = 10,311 МПа) |
| ГУ на выходе из барабана (Outlet) | Статическое давление (Static pressure = 101 325 Па) |
| ГУ на стенках (Walls) | Условие трения $u = 0$ м/с (No slip); Шероховатость (Rough) Ra = 1,6 мкм (эквивалентная 3,68 мкм); Стенка поршня вращается с частотой 2910 об/мин. |
| Параметры жидкости (Water) | Температура: 165°C; Плотность: 905 кг/м ³ ; Динамическая вязкость: 0,0001647 Па·с. |

такой же длины L . На рис. 3 представлена визуализация сектора расчётной области зазора между ступенчатым поршнем и корпусом насоса ПЭН-290-115, а в таблице 3 – настройки граничных условий.

Сравнительный анализ объёмных потерь и потерь на трение (таблица 4) показывает, что для питательного насоса ПЭН 290-115 объёмные потери в разгрузочном устройстве типа двойной поршень ниже, чем в цилиндрическом барабане на 7,8%, при этом потери на трение за счет ступенчатой конструкции двойного поршня по отношению к цилиндрическому барабану возросли на 30,3%.

Для оценки потерь мощности использовались следующие формулы:

- потери мощности, связанные с объёмными утечками:

$$N_Q = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_{\text{ут}} \cdot H}{\eta}; \quad (1)$$

- потери мощности, связанные с трением:

$$N_T = \omega \cdot T; \quad (2)$$

- полные потери мощности:

$$N = N_Q + N_T. \quad (3)$$

На основании CFD анализа можно сделать вывод о нецелесообразности использования ступенчатого барабана, т. к. это не ведёт к росту КПД насоса, поскольку уменьшенное значение утечек нивелируется увеличившимся моментом трения барабана.

Для повышения эффективности поршня предлагаются следующие технические решения: изменение радиального зазора и изменение шероховатости поверхностей.

Уменьшение радиального зазора приводит к уменьшению коэффициента расхода через щель и не приводит к негативным последствиям в виде роста момента гидравлического трения, в отличие от случая увеличения длины поршня. Однако, минимальное значение величины зазора определяется величиной прогиба ротора, максимальная величина прогиба которого не должна быть больше 0,1 мм. При двухпорном конструктивном исполнении насоса максимальный прогиб вала находится в непосредственной близости от середины осевого габарита ротора. Поршень расположен в непосредственной близости от подшипниковой опоры, следовательно, прогиб в этом месте меньше.

Влияние шероховатости поверхностей в зазоре (цилиндрическая поверхность поршня и втулки корпуса) проявляется в увеличении коэффициента гидравлического трения, а, следовательно, и в уменьшении объёма утечек, однако, это приводит к росту момента

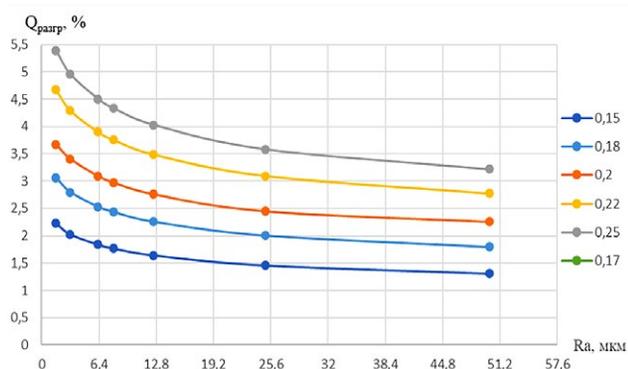


Рис. 4. Зависимость расхода через разгрузочный поршень от шероховатости при разных значениях радиального зазора от 0,15 до 0,25 мм.

Fig. 4. Dependence of flow rate through the balancing piston on roughness at different values of radial clearance in the range from 0.15 to 0.25 mm.

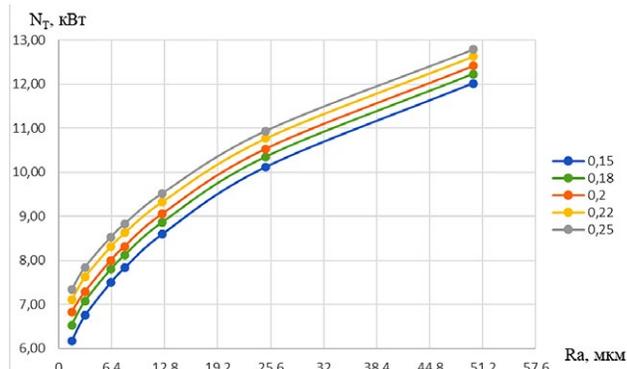


Рис. 5. Зависимость потерь мощности на трение в разгрузочном поршне от шероховатости при разных значениях радиального зазора от 0,15 до 0,25 мм.

Fig. 5. Dependence of friction power losses of the balancing piston on roughness at different values of radial clearance in the range from 0.15 to 0.25 mm.

Таблица 4. Результаты CFD анализа одноступенчатого и двухступенчатого поршней

Table 4. The results of CFD analysis of the single-stage and two-stage pistons

| Наименование параметра | Поршень | Двойной поршень |
|---|---------|-----------------|
| Осевая сила, действующая на поршень, кН | 111,7 | 107,3 |
| Расход утечек через барабан, м³/ч | 11,43 | 10,6 |
| Момент трения, Н·м | 18,9 | 27,1 |
| Мощность потерь в барабане, кВт | 38,2 | 38,3 |

гидравлического трения. Следовательно, необходимо определить совместное влияние двух этих составляющих потерь с целью расчета оптимальной шероховатости, при которой выигрыш в уменьшении объемных утечек не компенсируется возросшими потерями на трение.

Оценка влияния шероховатости и величины радиального зазора проводилась для модели цилиндрического поршня без канавок (параметры расчёта представлены в таблице 2). Шероховатость задавалась на вращающейся и неподвижной стенках дроссельной щели.

Значения песочной шероховатости, задаваемые при расчёте, получались путем пересчета шероховатости R_a с помощью коэффициента пропорциональности 2,3 [6].

Результаты расчётов проточной части щели разгрузочного устройства с разными значениями радиального зазора и шероховатости представлены на рис. 4–6. Оценка потерь мощности проводилась по формулам 1–3.

На рис. 7 представлены зависимости потерь мощности вызванных наличием утечек и трения, а также полные потери мощности для шероховатости $R_a 25$.

Из рис. 7 можно видеть, что уменьшение радиального зазора приводит к уменьшению потерь мощности, связанной с объёмными утечками, а потери мощности на трение остаются постоянными, следовательно, целесообразно уменьшение радиального зазора с целью увеличения КПД насоса.

Из рис. 6 видно, что для зазоров 0,18–0,25 увеличение шероховатости приводит к уменьшению полной потери мощности на разгрузочном устройстве за счёт значительного уменьшения величины объёмных утечек (рис. 4) при незначительном росте момента трения (рис. 5). Для зазора 0,15 мм график полных потерь мощности (рис. 6) имеет минимум при шероховатости

$R_a 25$, дальнейшее увеличение шероховатости приводит к незначительному увеличению потерь в разгрузочном устройстве.

В результате проведенной работы можно сделать вывод о конкурентоспособности цилиндрических разгрузочных поршней. Целесообразно использование разгрузочных устройств со стенками определенной шероховатости для уменьшения объёмных потерь.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате сравнения двух конструкций разгрузочных поршней определено, что цилиндрический поршень более конкурентоспособен, поскольку его эффективность такая же, как и у ступенчатого поршня, выгода в объёмном КПД, которого полностью нивелируется возросшими потерями на трение.

Проведено исследование влияния радиального зазора и шероховатости на эффективность разгрузочного цилиндрического поршня. Уменьшение радиального зазора приводит к уменьшению объёмных утечек через узел разгрузки, момент трения же не изменяется, это приводит к росту КПД насоса, следовательно, целесообразно использовать поршень с минимальным возможным радиальным зазором, величина которого должна определяться прогибом вала.

Значение шероховатости цилиндрической поверхности поршня уменьшает величину утечек, однако приводит к росту момента трения. При значительных величинах шероховатости это не приводит к росту КПД. Для исследуемого поршня длиной 250 мм рекомендована шероховатость $R_a 25$ для всех величин радиального зазора. Дальнейшее увеличение шероховатости не приводит к росту КПД, а для зазора 0,15 приводит даже к росту потерь.

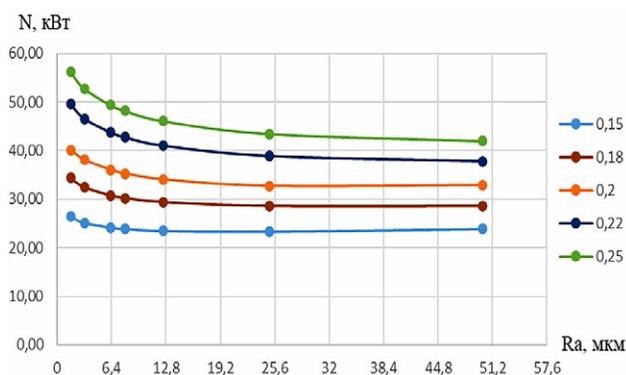


Рис. 6. Зависимость полных потерь мощности в разгрузочном поршне от шероховатости при разных значениях радиального зазора от 0,15 до 0,25 мм.

Fig. 6. Dependence of total power losses of the balancing piston on roughness at different values of radial clearance in the range from 0.15 to 0.25 mm.

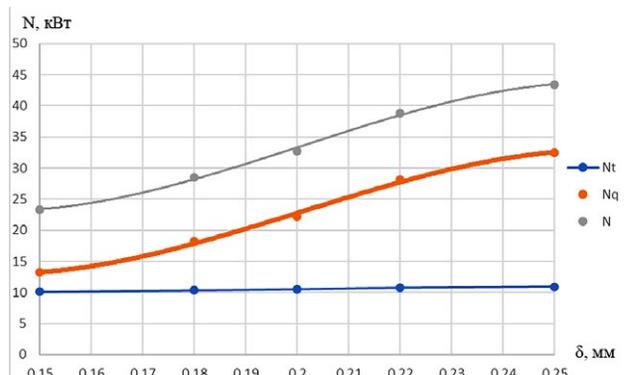


Рис. 7. Зависимость полных потерь мощности (N) и потерь мощности на трение (Nq) и перетечки в разгрузочном поршне (Nt) в зависимости от зазора при значении шероховатости величины $R_a 25$.

Fig. 7. Dependence of total power losses (N), friction power losses (Nq) and overflow power losses (Nt) in the balancing piston on clearance value at the roughness value of $R_a 25$.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. А.А. Захаров — поиск информации по численному моделированию, написание текста рукописи, создание изображений; С.П. Федоров — поиск информации по конструктивным схемам, редактирование текста рукописи, создание изображений; А.А. Жарковский — экспертная оценка, утверждение финальной версии. Авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией).

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

Источник финансирования. Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (соглашение 075-11-2021-044 от 25.06.21).

ЛИТЕРАТУРА

1. Шпиль Ю. Тенденции развития питательных насосов // Вестник ЮУрГУ. 2005. № 1. С. 32–46.
2. Gulih, J.F. *Centrifugal Pumps*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2010. doi: 10.1007/978-3-642-12824-0
3. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. Л.: Машиностроение, 196.
4. Бушзипер П. Концепция конструкции питательных насосов фирмы Sulzer // Вестник ЮУрГУ. 2005. № 1. С. 65–72.
5. Makay E., Szamody O. Survey of feedpump outages. Final report. Morrisville: Energy Research and Consultants Corporation,

REFERENCES

1. Shpil Yu. Trends in the development of feed pumps. *Vestnik YuUrGU*. 2005;1:32–46.
2. Gulich JF. *Centrifugal Pumps*. Berlin, Heidelberg: Springer; 2010. doi: 10.1007/978-3-642-12824-0
3. Lomakin AA. *Centrifugal and axial pumps*. Leningrad: Mashinostroenie; 1966.
4. Bushziper P. Design concept of Sulzer feed pumps. *Vestnik YuUrGU*. 2005;1:65–72.
5. Makay E., Szamody O. Survey of feedpump outages. Final report. Morrisville: Energy Research and Consultants Corporation;

ОБ АВТОРАХ

***Захаров Александр Александрович,**

инженер лаборатории гидромашиностроения Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетике; адрес: Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9657-1921>; eLibrary SPIN: 5447-4090; e-mail: zakharov.aa.gm@yandex.ru

ADDITIONAL INFORMATION

Authors contribution. A.A. Zakharov — search for information on numerical modeling, writing the text of the manuscript, creating images; S.P. Fedorov — search for information on constructive schemes, editing the text of the manuscript, creating images; A.A. Zharkovsky — expert opinion, approval of the final version creating images. All authors made a substantial contribution to the conception of the work, acquisition, analysis, interpretation of data for the work, drafting and revising the work, final approval of the version to be published and agree to be accountable for all aspects of the work.

Competing interests. The authors declare no any transparent and potential conflict of interests in relation to this article publication.

Funding source. The work was supported financially by the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation (agreement 075-11-2021-044 dated June 25, 21).

1978. Report No.: 641. Contract No.: EPRI FP-754. Ре-жим доступа: <https://www.osti.gov/servlets/purl/7039347> дата обращения: 11.07.2022.

6. Акимов С.В. Разработка методов математического моделирования и повышения энер-гоэффективности нефтяных магистральных насосов путем модернизации поверхности элементов проточной части. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. СПб.: СПбПУ, 2022. doi: 10.18720/SPBPU/2/r22-3

1978. Report No.: 641. Contract No.: EPRI FP-754. Режим доступа: <https://www.osti.gov/servlets/purl/7039347> дата обращения: 11.07.2022.

6. Akimov S.V. Razrabotka metodov matematicheskogo modelirovaniya i povysheniya ener-goefektivnosti neftyanykh magistralnykh nasosov putem modernizatsii poverkhnosti elementov protochnoy chasti [dissertation] St. Petersburg; 2022. doi: 10.18720/SPBPU/2/r22-3

AUTHRS' INFO

***Alexander A. Zakharov,**

Engineer of the Hydromechanical Engineering Laboratory of the Higher School of Power Engineering, Institute of Energy; address: 29 Polytechnicheskaya street, 195251 Saint Petersburg, Russian Federation; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9657-1921>; eLibrary SPIN: 5447-4090; e-mail: zakharov.aa.gm@yandex.ru

Жарковский Александр Аркадьевич,

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

Федоров Сергей Павлович,

аспирант,
начальник конструкторского отдела малых гидромашин СКБ
«Гидротурбомаш»;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1426-7526>;
eLibrary SPIN: 5071-5400;
e-mail: fedorov_sp@power-m.ru

*Автор, ответственный за переписку

Alexander A. Zharkovsky,

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

Sergei P. Fedorov,

Postgraduate student,
Head of the Design of Small Hydraulic Machines Department;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1426-7526>;
eLibrary SPIN: 5071-5400;
e-mail: fedorov_sp@power-m.ru

*Corresponding author