

УДК 621.22-54, 621.6

Экспериментальное исследование вихревого гидродиода прямозубого роторного насоса*

Е.А. Павлюченко¹, С.Ю. Кайгородов¹, А.С. Павлюченко²

¹ Омский государственный технический университет

² Омский автобронетанковый инженерный институт (филиал) Военной академии материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулева

Experimental study of a vortex hydrodiode of a straight-tooth rotary pump

E.A. Pavlyuchenko¹, S.Y. Kaigorodov¹, A.S. Pavlyuchenko²

¹ Omsk State Technical University

² Omsk Armored Engineering Institute (Branch) The Military Academy of Logistics named after Army General A.V. Khrulev

Прямозубые роторные насосы, обладающие простотой конструкции и высокими рабочими характеристиками, особенно эффективны в системах, где требуется сочетание высокого давления и хорошей всасывающей способности. Сделана попытка обосновать целесообразность проектирования новой конструкции прямозубого роторного насоса с применением в качестве распределительных органов вихревых гидродиодов. Рассмотрены новая конструкция вихревого гидродиода, его математическая модель и результаты численных и экспериментальных исследований. Проведено сопоставление данных численного моделирования и экспериментального исследования, по результатам которого установлено, что диодность спроектированного гидродиода выше 1,5. Максимальное отклонение данных численного эксперимента от натурного, выявленное при давлении 60 кПа, составило 4,6 %, а средняя погрешность — не более 5,5 %. Проверка на адекватность разработанной математической модели для метода конечных объемов показала, что ее можно использовать для расчета рабочих процессов в разработанном вихревом гидродиоде.

EDN: AWOEDC, <https://elibrary/awoedc>

Ключевые слова: гидродиодное регулирование, вихревой гидродиод, диодность, прямозубый роторный насос

Straight-tooth rotary pumps are an efficient solution for various hydraulic systems, combining simplicity of design with high performance. They are particularly effective in systems where a combination of high pressure and good suction capacity is required. The paper attempts to substantiate the feasibility of designing a new design of a straight-tooth rotary pump using vortex hydrodiodes as distribution organs. The paper presents a new design of a vortex hydrodiode, its mathematical model, and the results of numerical and experimental studies. A comparison of the results of theoretical studies and the results of experimental studies has been carried out, which showed that the diode capacity of the designed hydrodiode is higher than 1.5. The maximum deviation of the numerical experiment from the full-scale experiment is observed at a pressure of 160 kPa and is equal to 4.6 percent, and the average error does not exceed 5.5 percent. Thus, the verification of the adequacy of the developed mathematical model for the finite volume method showed that the mathematical

* Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 25-29-20146 (<https://rscf.ru/project/25-29-20146/>) и гранта Омской области.

model is adequate and can be used to calculate the work processes in the developed hydrodiode.

EDN: AWOEDC, <https://elibrary/awoedc>

Keywords: hydrodiode regulation, vortex hydraulic diode, diode, straight-tooth rotary pump

Объемные насосы, преобразующие механическую энергию в гидравлическую, являются источниками гидравлической энергии для различных производственных и технологических систем. Хотя поршневые насосы доминируют в гидравлических системах благодаря высокому рабочему давлению [1–4], в литературе также встречаются такие конструкции насосов принудительного вытеснения, как героторные [5], шестеренные [6, 7] или прямозубые роторные [8].

Так как прямозубые роторные насосы обладают неоспоримыми преимуществами перед объемными гидравлическими машинами другого типа, их часто применяют в различных отраслях промышленности как источник гидравлической энергии технологического процесса [9].

Перспективный прямозубый роторный насос, конструктивная схема которого показана на рис. 1, имеет следующие достоинства [10]:

- простота изготовления роторов и цилиндров;
- рабочие характеристики, не уступающие таковым у имеющихся аналогов (например, ввиду постоянства скорости зуба ротора подача насоса будет равномерной, но не в момент размещения зуба ротора во впадине уплотнительного диска; такую неравномерность можно устранить, увеличивая радиус ротора или уменьшая высоту зуба);
- давление, которое теоретически можно развить до значений поршневых насосов высокого давления (в этом случае значительно увеличатся торцовые утечки, вследствие чего упадет эффективность рабочего цикла, но в конструкцию можно добавить элементы компенсации торцовых зазоров, как это сделано в шестеренных насосах);
- при наличии двух камер, одну из них можно использовать в качестве вспомогательного (подкачивающего) насоса, а вторую — как основной насос, являющийся источником необходимого давления;
- диапазон частоты вращения такой же, как и у всех роторных гидромашин, а всасывающая способность и неприхотливость к фильтрации рабочей жидкости (РЖ) — как у семейства поршневых насосов.

Принцип работы прямозубого роторного насоса с двумя рабочими полостями заключается в следующем. При вращении в корпусе 7 ротора 9 по ходу часовой стрелки в направлении от окна всасывания 6 к окну нагнетания 2 перед выступом (зубом) 3 создается область сжатия-нагнетания РЖ, а за ним — область расширения-всасывания РЖ (рис. 1). Нижняя торцовая поверхность уплотнительного диска 5 образует герметичный стык с цилиндрической поверхностью ротора и отсекает собой полости расширения-всасывания и сжатия-нагнетания РЖ. При вращении ротора объем полости сжатия-нагнетания уменьшается, и находящаяся в ней РЖ сжимается и вытесняется в окно нагнетания через нагнетательный клапан 1 потребителю. По мере вращения ротора сзади зуба происходит увеличение полости расширения-всасывания, что приводит к созданию разрежения и всасы-

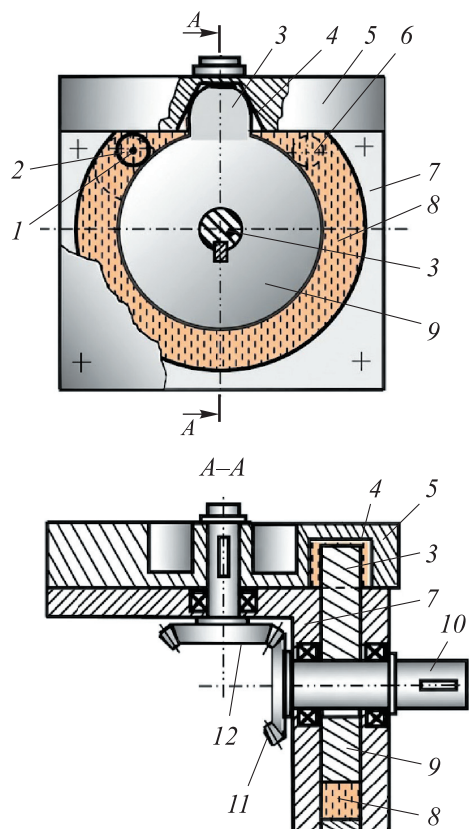


Рис. 1. Конструктивная схема прямозубого роторного насоса с двумя рабочими полостями

вания РЖ в рабочую камеру 8 через окно всасывания. При дальнейшем вращении ротора зуб перекрывает окно нагнетания, и нагнетательный клапан закрывается, так как поступление к нему РЖ, находящейся под давлением, прекращается. При последующем вращении зуб входит во впадину 4 уплотнительного диска. После прохождения зубом впадины он перекрывает окно всасывания, и процесс всасывания на время прекращается, а РЖ перед зубом сжимается. Далее цикл работы повторяется.

Синхронизация вращения ротора с уплотнительным диском осуществляется коническими шестернями 11 и 12, установленными соответственно на ведущем 10 и ведомом (на рис. 1 не показан) валах.

В статьях [11, 12] рассмотрена возможность замены клапана нагнетания гидродиодом в исследуемом насосе. Это позволит существенно улучшить надежность конструкции, так как гидродиод не имеет подвижных элементов, а также снизить себестоимость его изготовления за счет более простой конструкции.

Анализ научной литературы показал, что предложенный в работе [13] вихревой гидродиод (ВГД) является оптимальным вариантом замены клапана нагнетания. Он обладает высокими показателями диодности (отношение расхода РЖ, движущейся в прямом направлении течения, к расходу РЖ, текущей в обратном направлении), что позволяет более эффективно регулировать потоки РЖ, когда зуб заходит в уплотнительный диск и линия нагнетания соединяется с линией всасывания.

В работе [13] после численного эксперимента определены оптимальный профиль проточной части ВГД и его расходно-напорная характеристика, позволяющая рассчитывать расход РЖ, движущейся в прямом и обратном направлениях, в зависимости от давления. Эта характеристика необходима для разработки математических моделей рабочего процесса роторных прямозубых насосов с гидродиодным регулированием.

Цель работы — экспериментальное исследование ВГД для подтверждения адекватности разработанных математических моделей течения РЖ в проточной части.

Методика исследования. Для экспериментального исследования ВГД разработан испытательный стенд, внешний вид которого с экспериментальным образцом вихревого гидродио-

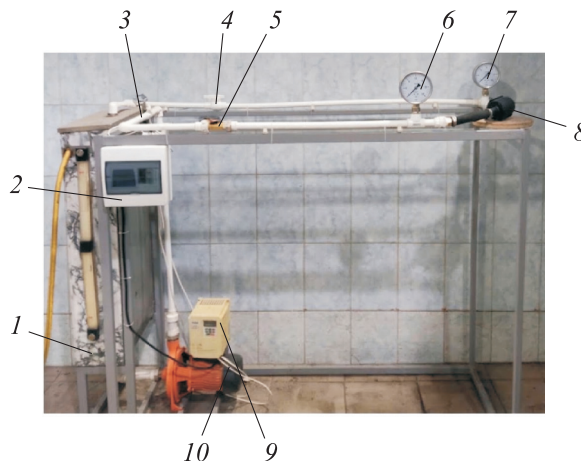


Рис. 2. Внешний вид универсального испытательного стенда

да 4 показан на рис. 2. В состав испытательного стенда входят цельнометаллическая рама, изготовленная из профильного металлопроката, и закрепленный на ней блок управления 3, с помощью которого осуществляется пуск центробежного насоса 6. РЖ подается из бака 5 в центробежный насос, где вмонтирован уровень РЖ. В блоке управления находится индикатор расходомера 7 и датчика температуры РЖ. На раме закреплены трубопроводы, по которым РЖ поступает от центробежного насоса к исследуемому объекту и далее возвращается в бак. Перед расходомером установлен игольчатый вентиль 1, предназначенный для регулирования расхода РЖ в гидросистеме. Центробежный насос подключен к контроллеру с функцией частотного преобразования 10, что позволяет изменять частоту вращения вала насоса и его напорно-расходную характеристику. Таким образом, на стенде реализованы два способа регулирования подачи РЖ в гидросистему: дроссельное и изменением напорно-расходной характеристики насоса.

За расходомером установлен Т-образный переходник с резьбовым соединением, к которому можно подключать различные манометры или датчики давления. После датчика давления через разъем типа елочка можно подключить ВГД или другую исследуемую гидравлическую аппаратуру. За исследуемым объектом установлен Т-образный переходник с резьбовым соединением, к которому также можно подключить различные манометры или датчики давления. Перед сливом РЖ в бак установлен игольчатый вентиль 8, позволяющий регулировать давление в гидросистеме.

Для измерения давления РЖ применены цифровые манометры QD-1005C/ZT 2 и 9. Предельно допустимая приведенная погрешность применяемых приборов не превышает 1 % при измерении давления в линии нагнетания насоса с максимальным давлением 1,6 МПа (16 бар).

Погрешность измерения температуры РЖ влияла на точность определения ее вязкости, которые использовались в уравнениях для вычисления массовых расходов через исследуемый ВГД и трубопроводы. Для измерения температуры применен резистивный датчик температуры TW-N (Pt100) 4,8×30×1,5×1/8 Autronics с погрешностью $\pm 0,01$ °C.

Для измерения расхода РЖ выбран цифровой расходомер воды фирмы OOTDTY класса точности C, погрешность измерения которого составляет $\pm 0,5$ %.

Экспериментальный образец ВГД изготавливали на многофункциональной станции ZENIT HT 3-in-1 путем 3D-печати по технологии FDM из пластика ABS LIDER-3D Classic. В программном комплексе Компас-3D разработана трехмерная модель исследуемого ВГД. Подготовку модели к печати проводили с помощью слайсера (программы, позволяющей нарезать 3D-модель, сохраненную в файле формата STL на плоские параллельные слои) CuraEngine. Для обеспечения лучшего качества модели ВГД скорость печати не превышала 40 мм/с. Качество печати выбрано равным 0,015 мм, плотность заполнения перекрытий — 100 %. Внешний вид экспериментального образца ВГД показан на рис. 3.

Согласно данным работ [14, 15], для достижения относительной погрешности результатов 5...10 % с доверительной вероятностью 0,90...0,95 необходимо проводить не менее пя-

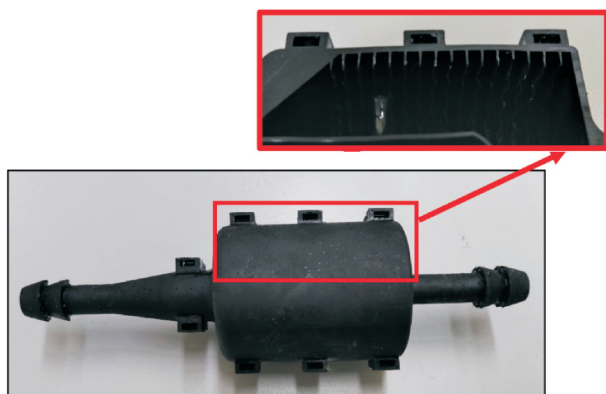


Рис. 3. Внешний вид экспериментального образца вихревого гидродиода

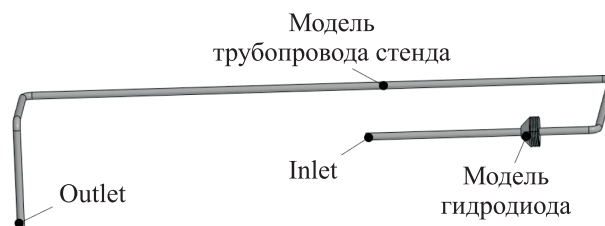


Рис. 4. Расчетная модель стенда с ВГД

ти измерений одного контролируемого фактора. Число измерений расхода РЖ для каждого эксперимента составляло не менее пяти раз с интервалом 5 мин. Температуру воды контролировали с помощью встроенного датчика: если она увеличивалась более чем на 1°, то эксперимент останавливали, и вода охлаждалась до первоначального значения. Для контроля частоты вращения ротора использовали встроенный частотомер и контроллер с функцией частотного преобразования.

В целях подтверждения адекватности разработанных математических моделей течения РЖ в ВГД выполнено сопоставление данных экспериментального исследования и численного моделирования.

В качестве численной модели выступал ВГД с размерами, указанными в работе [13]. Расчет выполнен в программном комплексе ANSYS CFX.

Задача решена в стационарной постановке при следующих граничных условиях: на входе (Inlet) — давление $p = 140, 160, 180, 190$ и 200 кПа, на выходе (Outlet) — истечение в атмосферу с давлением $101\,325$ Па. Использована модель турбулентности Reynolds Stress Models. В качестве РЖ выбрана вода плотностью $\rho = 997$ кг/м³ и динамической вязкостью $\mu = 8,899 \cdot 10^{-4}$ Па·с.

Расчетная модель стенда с ВГД показана на рис. 4.

Зависимости диодности D от давления на входе в ВГД p , полученные путем численного моделирования и экспериментального исследования, приведены на рис. 5.

Видно, что при увеличении давления на входе в ВГД диодность возрастает и составляет не более 1,3 % в диапазоне $p = 140 \dots 200$ кПа. Такая картина наблюдается как для расчетных данных, так и для экспериментальных.

По результатам экспериментального исследования найдены следующие уравнения регрессии для исследуемого ВГД при давлении $p = 140 \dots 200$ кПа:

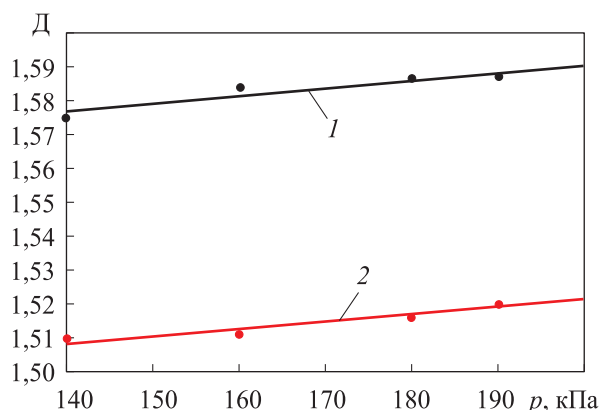


Рис. 5. Зависимости диодности D от давления на входе в ВГД p , полученные путем численного моделирования (1) и экспериментального исследования (2)

- при течении РЖ в прямом направлении

$$Q = 3 \cdot 10^{-6} p^2 - 0,0007 p + 1,5524;$$

- при течении РЖ в обратном направлении

$$Q = -9 \cdot 10^{-7} p^2 + 0,0004 p + 1,2291.$$

Уравнения расходных характеристик ВГД получены методом наименьших квадратов со среднеквадратичным отклонением, не превышающим 1,25 %.

Анализ отклонений результатов экспериментального исследования от данных численного моделирования показал, что максимальная погрешность, равная 4,6 %, наблюдается

при давлении на входе в ВГД $p = 160$ кПа, а средняя погрешность не превышает 5,5 %. Таким образом, проверка на адекватность разработанных математических моделей для метода конечных объемов показала, что при давлении $p = 140 \dots 200$ кПа математические модели адекватны и могут быть использованы для расчета рабочих процессов в ВГД.

Выводы

1. Проведено экспериментальное исследование по определению эффективности разработанного ВГД.

2. По результатам экспериментального исследования найдены уравнения регрессии для ВГД при течении РЖ в прямом и обратном направлениях, которые в дальнейшем будут использованы для разработки математических моделей прямозубых роторных насосов с гидродиодным распределением.

3. Сопоставление результатов численного моделирования и данных экспериментального исследования ВГД, показало, что общая погрешность не превышает 5,5 %. Таким образом, разработанная математическая модель для метода конечных объемов является адекватной и может быть использована для расчета рабочих процессов течения РЖ в предложенной конструкции ВГД.

Литература

- [1] Саламех А., Яковенко А.В. Поршневые насосы. *Globus: Технические науки*, 2022, т. 8, № 1, с. 30–31.
- [2] Должикова Н.Н., Должиков В.В., Краснов И.Н. и др. Обзор конструкций роторно-поршневых аксиальных и радиальных объемных гидромашин. *Молодая наука аграрного Дона: традиции, опыт, инновации*, 2020, № 4, с. 22–25.
- [3] Габбасов Б.М., Рыбаков А.Н., Шайхисламов А.Р. Методика расчета параметров и выбора высоконапорных поршневых шламовых насосов для транспортирования шахтного шлама. *Актуальные проблемы современной науки, техники и образования*, 2022, т. 13, № 1, с. 10–13.
- [4] Załuski P. Influence of fluid compressibility and movements of the swash plate Axis of rotation on the volumetric efficiency of axial piston pumps. *Energies*, 2022, vol. 15, no. 1, art. 298, doi: <https://doi.org/10.3390/en15010298>
- [5] Stryczek J., Stryczek P. Synthetic approach to the design, manufacturing and examination of gerotor and orbital hydraulic machines. *Energies*, 2021, vol. 14, no. 3, art. 624, doi: <https://doi.org/10.3390/en14030624>
- [6] Зуевский В.А., Климюк Д.О., Шемберев И.А. Причины потери работоспособности шестеренчатого насоса и методы их устранения. *Технический сервис машин*, 2020, № 3, с. 98–107, doi: <https://doi.org/10.22314/2618-8287-2020-58-3-98-107>
- [7] Созинова Д.Н., Фомина Е.Е., Гуськов М.А. и др. Анализ риска при эксплуатации насосного оборудования. *Химия и технология топлив и масел*, 2020, № 2, с. 31–34.

- [8] Григорьев А.В., Щерба В.Е., Калашников Б.А. и др. Экспериментальные исследования прямозубого роторного насоса. *Омский научный вестник*, 2012, № 2, с. 152–156.
- [9] Grigor'ev A.V., Nesterenko G.A. Features of the design of a valveless spur pump. *Chem. Petrol. Eng.*, 2020, vol. 55, no. 11-12, pp. 996–1002, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-020-00726-7>
- [10] Grigor'ev A.V., Shcherba V.E., Bolshtyanskii A.P. Mathematical modeling of the working processes in a bicylindrical spur gear pump. *Chem. Petrol. Eng.*, 2015, vol. 51, no. 1–2, pp. 113–121, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-015-0009-0>
- [11] Кайгородов С.Ю. Экспериментальное подтверждение возможности применения гидравлического диода в линии нагнетания прямозубого роторного насоса. *Вестник машиностроения*, 2020, № 4, с. 56–58, doi: <https://doi.org/10.36652/0042-4633-2020-4-56-58>
- [12] Shcherba V.E., Kaigorodov S., Pavlyuchenko E. et al. Development and research of diaphragm hydrolic diode for positive displacement pumps. *Mech. Based Des. Struct. Mach.*, 2025, vol. 53, no. 1, pp. 702–721, doi: <https://doi.org/10.1080/15397734.2024.2374452>
- [13] Pavlyuchenko E.A., Kaigorodov S.Yu., Shcherba V.E. High-diodeness vortex hydrodiode. *Chem. Petrol. Eng.*, 2023, vol. 59, no. 3-4, pp. 347–352, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-023-01248-8>
- [14] Морковцев Н.П., Левит Д.И. Моделирование, автоматизация и математическая обработка результатов физического эксперимента. *Труды Братского государственного университета. Сер. Естественные и инженерные науки*, 2024, т. 1, с. 107–110.
- [15] Поликанов М.В., Кочнева М.В., Полювяный Ю.В. и др. Результаты экспериментальных исследований в лабораторных условиях масляного прессы со шнеком с линейно уменьшающимся межвитковым объемом. *Нива Поволжья*, 2025, № 2, ст. 3007, doi: <https://doi.org/10.36461/NP.2025.74.2.021>

References

- [1] Salamekh A., Yakovenko A.V. Piston pumps. *Globus: Tekhnicheskie nauki* [Globus: Technical Sciences], 2022, vol. 8, no. 1, pp. 30–31. (In Russ.).
- [2] Dolzhikova N.N., Dolzhikov V.V., Krasnov I.N. et al. Review of rotary piston axial and radial positive displacement hydraulic machines. *Molodaya nauka agrarnogo Dona: traditsii, opyt, innovatsii*, 2020, no. 4, pp. 22–25. (In Russ.).
- [3] Gabbasov B.M., Rybakov A.N., Shaykhislamov A.R. Methodology for calculating parameters and selecting high-pressure piston slurry pumps for transporting mine slurry. *Aktualnye problemy sovremennoy nauki, tekhniki i obrazovaniya*, 2022, vol. 13, no. 1, pp. 10–13. (In Russ.).
- [4] Załuski P. Influence of fluid compressibility and movements of the swash plate Axis of rotation on the volumetric efficiency of axial piston pumps. *Energies*, 2022, vol. 15, no. 1, art. 298, doi: <https://doi.org/10.3390/en15010298>
- [5] Stryczek J., Stryczek P. Synthetic approach to the design, manufacturing and examination of gerotor and orbital hydraulic machines. *Energies*, 2021, vol. 14, no. 3, art. 624, doi: <https://doi.org/10.3390/en14030624>
- [6] Zuevskiy V.A., Klimyuk D.O., Shemberev I.A. Causes of gear pump fails and methods for their elimination. *Tekhnicheskij servis mashin* [Machinery Technical Service], 2020, no. 3, pp. 98–107, doi: <https://doi.org/10.22314/2618-8287-2020-58-3-98-107> (in Russ.).
- [7] Sozinova D.N., Fomina E.E., Guskov M.A. et al. Risk analysis for pumping equipment operation. *Khimiya i tekhnologiya topliv i masel*, 2020, no. 2, pp. 31–34. (In Russ.). (Eng. version: *Chem. Technol. Fuels Oils*, 2020, vol. 56, no. 2, pp. 173–179, doi: <https://doi.org/10.1007/s10553-020-01126-6>)
- [8] Grigoryev A.V., Shcherba V.E., Kalashnikov B.A. et al. Experimental research of spur gear rotor pump. *Omskiy nauchnyy vestnik* [Omsk Scientific Bulletin], 2012, no. 2, pp. 152–156. (In Russ.).
- [9] Grigor'ev A.V., Nesterenko G.A. Features of the design of a valveless spur pump. *Chem. Petrol. Eng.*, 2020, vol. 55, no. 11-12, pp. 996–1002, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-020-00726-7>

- [10] Grigor'ev A.V., Shcherba V.E., Bolshtyanskii A.P. Mathematical modeling of the working processes in a bicylindrical spur gear pump. *Chem. Petrol. Eng.*, 2015, vol. 51, no. 1-2, pp. 113–121, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-015-0009-0>
- [11] Kaygorodov S.Yu. Experimental confirmation of the possibility of using a hydraulic diode in the discharge line of a spur rotary pump. *Vestnik mashinostroeniya*, 2020, no. 4, pp. 56–58, doi: <https://doi.org/10.36652/0042-4633-2020-4-56-58> (in Russ.).
- [12] Shcherba V.E., Kaigorodov S., Pavlyuchenko E. et al. Development and research of diaphragm hydrolic diode for positive displacement pumps. *Mech. Based Des. Struct. Mach.*, 2025, vol. 53, no. 1, pp. 702–721, doi: <https://doi.org/10.1080/15397734.2024.2374452>
- [13] Pavlyuchenko E.A., Kaigorodov S.Yu., Shcherba V.E. High-diodeness vortex hydrodiode. *Chem. Petrol. Eng.*, 2023, vol. 59, no. 3-4, pp. 347–352, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-023-01248-8>
- [14] Morkovtsev N.P., Levit D.I. Modeling, automation and mathematical processing of physical experiment results. *Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Ser. Estestvennye i inzhenernye nauki*, 2024, vol. 1, pp. 107–110. (In Russ.).
- [15] Polikanov M.V., Kochneva M.V., Polyvyanyy Yu.V. et al. Results of the experimental studies under laboratory conditions on a butter press with a screw with linearly decreasing interturn volume. *Niva Povolzhya*, 2025, no. 2, art. 3007, doi: <https://doi.org/10.36461/NP.2025.74.2.021> (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 25.11.2025

Информация об авторах

ПАВЛЮЧЕНКО Евгений Александрович — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр-т Мира, д. 11, e-mail: hystonru@mail.ru).

КАЙГОРОДОВ Сергей Юрьевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр-т Мира, д. 11, e-mail: sergey7-2005@mail.ru).

ПАВЛЮЧЕНКО Александра Сергеевна — преподаватель кафедры «Двигатели». Омский автобронетанковый инженерный институт (филиал) Военной академии материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулева (644098, Омск, Российская Федерация, 14-й Военный городок, e-mail: sanjaomsk@mail.ru).

Information about the authors

PAVLYUCHENKO Evgeniy Aleksandrovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Hydromechanics and Transport Machines. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: hystonru@mail.ru).

KAYGORODOV Sergey Yuryevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Hydromechanics and Transport Machines. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: sergey7-2005@mail.ru).

PAVLYUCHENKO Alexandra Sergeevna — Lecturer, Department of Engines. Omsk Armored Engineering Institute (Branch) The Military Academy of Logistics named after Army General A.V. Khrulev (644098, Omsk, Russian Federation, 14th Military Town, e-mail: sanjaomsk@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Павлюченко Е.А., Кайгородов С.Ю., Павлюченко А.С. Экспериментальное исследование вихревого гидродиода прямозубого роторного насоса. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 10, с. 75–81.

Please cite this article in English as:

Pavlyuchenko E.A., Kaigorodov S.Y., Pavlyuchenko A.S. Experimental study of a vortex hydrodiode of a straight-tooth rotary pump. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 10, pp. 75–81.