

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-630123>

Оригинальное исследование



Исследование возможности применения гидродиюдов для повышения объёмного КПД центробежного насоса

В.Д. Фоменко¹, А.И. Петров¹, Е.В. Ефремов²¹ Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация;² Виллина, Пенза, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Для центробежных насосов, особенно с низкими коэффициентами быстроходности, очень важным параметром, в значительной мере определяющим общий КПД насоса, является величина объёмного КПД. В свою очередь, величина перетечек в проточной части насоса зависит от формы и размеров щелевых уплотнений на рабочем колесе. В данной работе сделана попытка применить известный принцип работы гидродиюда для снижения объёмных потерь в насосе за счёт уменьшения коэффициента расхода щелевых уплотнений, поверхность которых спрофилирована по принципу гидродиюда.

Цель работы — подтвердить или опровергнуть на основе методов гидродинамического моделирования возможность использования гидродиюдных канавок на поверхности щелевого уплотнения для снижения расхода жидкости через него.

Методы. В данной работе применяется метод численного моделирования, основанный на решении дискретных аналогов базовых уравнений гидродинамики.

Результаты. Рассчитаны параметры течения жидкости в щелевых уплотнениях с гладкой поверхностью, с концентрическими канавками, а также с предложенными профилированными канавками в форме гидродиюдов с различными размерами и формой. Определены коэффициенты расхода для всех типов уплотнений, построены сравнительные зависимости.

Заключение. На основании результатов статьи можно утверждать, что в целом применение гидродиюдных канавок не даёт существенного преимущества над концентрическими канавками при существенно большей сложности их изготовления.

Ключевые слова: центробежный насос; численное моделирование; объёмный КПД; щелевые уплотнения; гидродиюд.

Как цитировать:

Фоменко В.Д., Петров А.И., Ефремов Е.В. Исследование возможности применения гидродиюдов для повышения объёмного КПД центробежного насоса // Известия МГТУ «МАМИ». 2024. Т. 18, № 3. С. 180–189. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-630123>

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-630123>

Original Study Article

Study of the potential use of hydrodiodes to enhance the volumetric efficiency of a centrifugal pump

Vladislav D. Fomenko¹, Alexey I. Petrov¹, Egor V. Efremov²¹ Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation;² Villina LLC, Penza, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: For centrifugal pumps, especially those with low specific speed coefficients, the volumetric efficiency is a very important parameter that largely determines the overall efficiency of the pump. Meanwhile, the amount of leakage in the flow part of the pump depends on the shape and size of the slot seals on the impeller. In this paper, the attempt to apply the well-known operational principle of a hydrodiode is made in order to reduce volumetric losses in the pump through a reduction in the flow rate coefficient of the slot seal, whose surface is profiled according to the principles of a hydrodiode.

AIM: Analysis of the possibility of utilizing the hydrodiode-like grooves on the surface of a slot seal in order to reduce the flow rate of liquid through the seal based on the computational fluid dynamics methods.

METHODS: The computational fluid dynamics method based on the solving of discrete analogs of the basic hydrodynamic equations is used in this paper.

RESULTS: The parameters of liquid flow in the slot seals with smooth surfaces, concentric grooves, and proposed profiled hydrodiodes in various sizes and shapes have been calculated. The flow rate coefficients for each type of seal have been determined, and comparative graphs have been built.

CONCLUSION: Based on the findings of this study, it can be stated that, overall, the use of hydrodiodes does not give significant advantages over the concentric groove with significantly increased complexity in manufacturing.

Keywords: centrifugal pump; numerical modeling; volumetric efficiency; slot seals; hydrodiode.

To cite this article:

Fomenko VD, Petrov AI, Efremov EV. Study of the potential use of hydrodiodes to enhance the volumetric efficiency of a centrifugal pump. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2024;18(3):180–189. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-630123>

Received: 08.04.2024

Accepted: 03.05.2024

Published online: 31.05.2024

ВВЕДЕНИЕ

Современные методы гидродинамического моделирования в центробежных насосах, как правило, применяются для оптимизации проточных частей насосов с целью повышения их энергоэффективности. Однако важным элементом проточной части, которому не всегда уделяется должное внимание, являются щелевые уплотнения рабочего колеса и их геометрия. У центробежных насосов с низкими коэффициентами быстроходности объёмные потери в щелевых уплотнениях оказывают значительное влияние на общий КПД и энергоэффективность насоса.

Одним из возможных методов повышения объёмного КПД насоса является снижение коэффициента расхода щелевого уплотнения путём выполнения дополнительных элементов на его поверхности, таких как концентрические канавки, винтовая нарезка (рис. 1) и некоторые другие конфигурации щелей.

Было высказано предположение, что возможно применение профилированных канавок, форма которых повторяет форму гидродиода Тесла, на поверхности уплотнения [1] (рис. 2). Для проверки этого предположения проводилось гидродинамическое моделирование различных типов канавок в щелевом уплотнении, исходная геометрия которого была взята с реального насоса с известными результатами испытаний.

ОПИСАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Существуют различные методики определения расхода через щелевое уплотнение центробежного насоса, одной из которых является методика, описанная в [1], [3]. Её суть заключается в следующем:

1. вычисление перепада напора на щелевом уплотнении ;
2. вычисление числа Рейнольдса в щели Re ;
3. вычисление коэффициента сопротивления трения щели $\lambda_{щ}$;
4. вычисление коэффициента расхода щели $\mu_{щ}$;
5. вычисление перетечки через щель Q_y .

Приведённая методика является полумпирической и используется вместе с методом последовательных приближений, т. к. сначала задаётся какое-то значение коэффициента расхода щели $\mu_{щ}$, а далее пункты 2–5 повторяются до тех пор, пока значение перетечки Q_y на новой итерации не будет отличаться от значения с прошлой на величину не более 1%.

Однако из-за сложного характера течения в боковых пазухах насоса и щелевого уплотнения, геометрия которых сильно разнится в зависимости от насоса, описанная методика не всегда даёт приемлемые по точности результаты. В связи с этим имеет место необходимость применения более совершенного метода, основанного на вычислительной гидродинамике, который позволит не только более точно вычислять значение перетечки, но и анализировать характер течения.

ИСПОЛЬЗУЕМЫЙ МАТЕМАТИЧЕСКИЙ АППАРАТ

Гидродинамическое моделирование основано на решении дискретных аналогов базовых уравнений гидродинамики [3], [6]. В случае несжимаемой жидкости:

1. Уравнение Навье–Стокса, которое в векторной форме имеет вид:

$$\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + (\bar{v} \cdot \nabla) \bar{v} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \bar{f} + \nu \Delta \bar{v}, \quad (1)$$



Рис. 1. Форма щелевого уплотнения без дополнительных элементов (а), с концентрическими канавками (b) и с винтовой нарезкой (с).
Fig. 1. The shape of the slot seal without additional elements (a), with concentric grooves (b) and with screw thread (c).

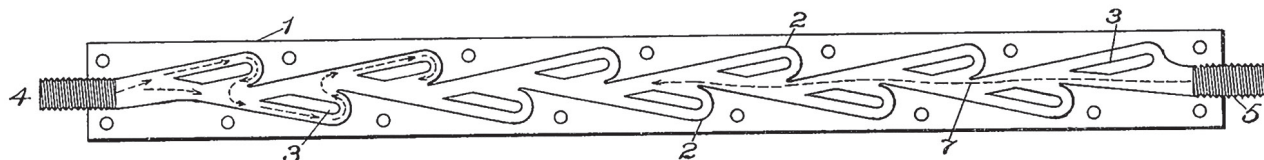


Рис. 2. Гидродиод Тесла.
Fig. 2. The Tesla Hydrodiode.

где \vec{v} — вектор скорости; p — давление; \vec{f} — вектор массовых сил; t — время; ρ — плотность жидкости; ν — кинематическая вязкость жидкости; Δ — оператор Гамильтона; ∇ — оператор Лапласа.

2. Уравнение неразрывности:

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0. \quad (2)$$

Для получения дискретных аналогов этих уравнений проводится осреднение по Рейнольдсу [6].

В результате, описанные выше уравнения приобретают следующий вид (все уравнения записаны по способу Эйнштейна):

1. Уравнения Навье-Стокса (осреднённые по Рейнольдсу):

$$\rho \left(\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_i \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(T_{ij}^{(v)} - \rho \langle u_i u_j \rangle \right), \quad (3)$$

где u_i — мгновенное значение проекции скорости вектора \vec{v} на i -ю ось ($i = 1, 2, 3$); U_i — осреднённое значение скорости u_i за период осреднения T ; P — осреднённое значение давления; $T_{ij}^{(v)} = 2\mu S_{ij}$ — тензор вязких напряжений для несжимаемой жидкости;

$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$ — тензор скоростей деформаций;

$\rho \langle u_i u_j \rangle$ — Рейнольдсовы напряжения.

2. Уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_j} = 0. \quad (4)$$

Осреднение уравнений Навье-Стокса по Рейнольдсу делает систему уравнений *незамкнутой*, т. к. дополнительно к 4-м неизвестным (u_i , $i = 1, 2, 3$ и p) добавляются ещё 6 неизвестных в виде Рейнольдсовых напряжений $\rho \langle u_i u_j \rangle$. В результате получаем систему из 4-х уравнений при 10-ти неизвестных. Поэтому для замыкания этой системы уравнений вводятся дополнительные уравнения моделей турбулентности.

Для решения задачи в этой работе использовалась полуэмпирическая модель, $k-\omega$ SST-модель турбулентности [9], которая вводит дополнительные уравнения.

1. Уравнения переноса кинетической энергии турбулентности:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_i \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \sigma_k \nu_\tau \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]. \quad (5)$$

2. Уравнения относительной скорости диссипации этой энергии:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \omega}{\partial t} + U_i \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = & \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \sigma_\omega \nu_\tau \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \\ & + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \end{aligned} \quad (6)$$

где k — кинетическая энергия турбулентности; P_k — сумма членов генерации энергии турбулентности с учётом нелинейности; α, β, γ — коэффициенты замыкания; ω — относительная скорость диссипации; ν — кинематическая вязкость; σ_k, σ_ω — полуэмпирические модельные коэффициенты $k-\omega$ SST-модели турбулентности; ν_τ — турбулентная вязкость, задаваемая с помощью

$k-\omega$ SST-модели турбулентности $\left(\nu_\tau = k \frac{\gamma}{\omega} \right)$; P_ω —

сумма членов генерации удельной диссипации и перекрёстной диффузии.

В результате получаем замкнутую систему уравнений.

СПОСОБЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ В ЗАЗОРЕ ЩЕЛЕВОГО УПЛОТНЕНИЯ

Для учёта сложной геометрии проточной части насоса сначала было выполнено его гидродинамическое моделирование в полной постановке. Щелевое уплотнение в данном случае представляло собой обычную кольцевую щель (рис. 3). Расчётная сетка тогда имеет вид, изображённый на рис. 3, где видно, что щелевое уплотнение представлено призматической направленной сеткой, состоящей из 4-х слоёв.

Данный расчёт был выполнен для следующих подач насоса: 5, 20, 45, 70, 90, 110, 130, 150, 170, 190, 210 м³/ч. Расчётная сетка состояла из 4,2 млн. ячеек.

Граничными условиями для такой постановки расчёта были давление на выходе, которое установлено на входе в насос, и массовый расход на входе, который установлен на выходном патрубке насоса.

В то же время из-за большого количества расчётных точек и довольно мелкой сетки расчёт занял продолжительное время (3,5 дня) на достаточно мощной вычислительной машине (16 ядер или 32 потока). В связи с этим была составлена упрощённая модель, включающая в себя только щелевое уплотнение, которое благодаря своей симметричной геометрии возможно представить в виде сектора (рис. 4). Суть этого метода состоит в том, что значения между интерфейсами (обозначены красной и зелёной пунктирными линиями) циклически передаются, в результате чего достигается осесимметричность решения.

Сектор выбран равным 45°. Данный подход позволил уменьшить количество расчётных ячеек, но при этом более качественно построить сетку в самом зазоре (рис. 5).

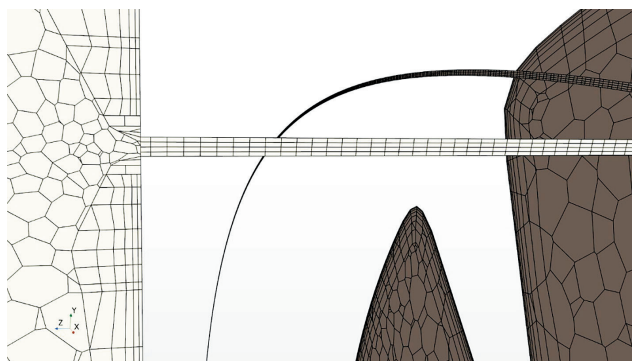


Рис. 3. Сетка при расчёте в полной постановке.
Fig. 3. The mesh for the calculation in full setup.

Результаты сравнения значения перетечки при данном подходе представлены на рис. 6. Расчётные зависимости представлены в виде $\mu = f(\bar{Q})$, где μ — коэффициент расхода щели, $\bar{Q} = \frac{Q}{Q_{\text{ном}}}$ — безразмерная подача, Q — подача насоса, $Q_{\text{ном}}$ — номинальная подача насоса.

Как можно видеть, из приведённых значений погрешности следует, что она, за исключением двух точек, находящихся левее точки, соответствующей относительной подаче 0,2, не превышает 5%. Данное несоответствие в крайних правых точках энергетической характеристики вызвано сложным вихреобразным характером течения, что составляет сложности для его расчёта по упрощённым методикам. Однако учитывая, что насос редко эксплуатируется в этой точке характеристики, примем предложенный упрощённый метод расчёта течения в зазоре щелевого уплотнения, т.к. в остальном диапазоне подач погрешность сохраняется в приемлемых для гидродинамических расчётов значениях.

ОПИСАНИЕ ИССЛЕДУЕМОЙ ГЕОМЕТРИИ

Для исследования геометрии гидродиода была построена его 3D-модель, модель жидкости для которой представлена на рис. 7. Геометрия схожа с описываемой в работе [10].

Сами канавки являются кольцевыми (рис. 8) и образованы с помощью двух прямых и окружности, к которой они являются касательными (рис. 9).

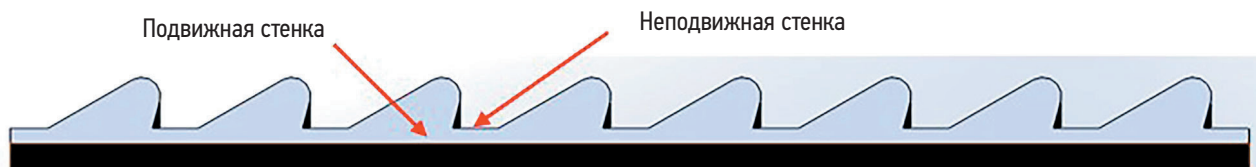


Рис. 7. Модель жидкости щелевого уплотнения в форме гидродиода.
Fig. 7. A liquid model of a slot seal in the shape of a hydrodiode.

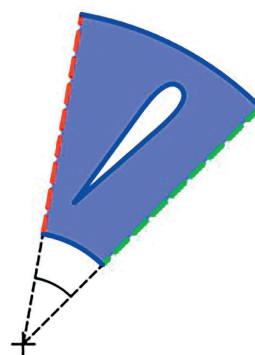


Рис. 4. Способ расчёта с использованием сектора.
Fig. 4. The calculation method using the sector.

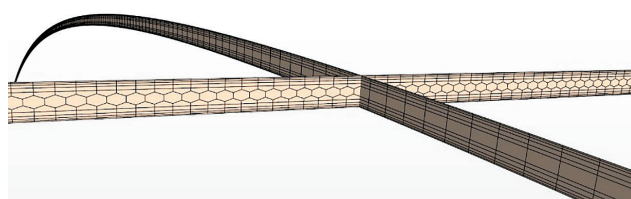
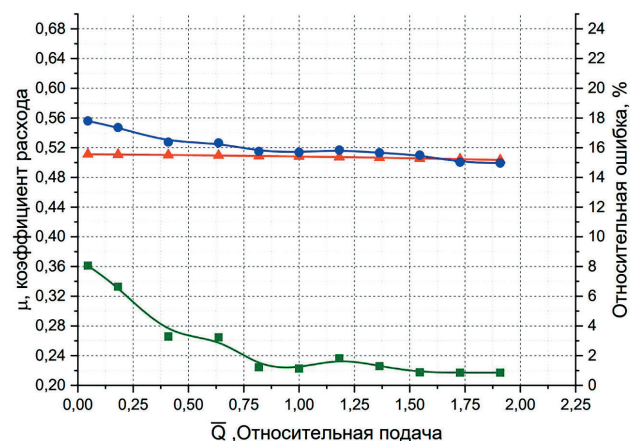


Рис. 5. Сетка при расчёте сектора.
Fig. 5. The mesh for the calculation of the sector.



▲ — коэффициент расхода при расчёте сектора,
● — коэффициент расхода при полном расчёте,
■ — относительная ошибка

Рис. 6. Сравнение коэффициентов расхода для полного расчёта и расчёта сектора.

Fig. 6. Comparison of flow rate coefficients for the full calculation and the sector calculation.

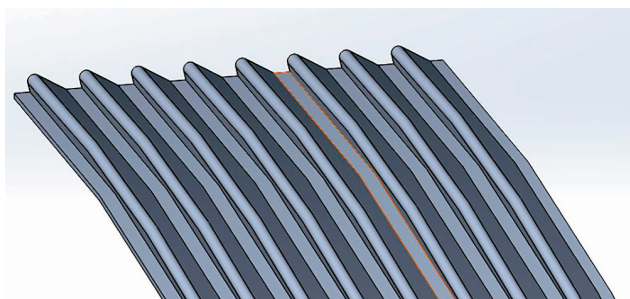


Рис. 8. Геометрия канавок.

Fig. 8. The geometry of the grooves.

Для оценки подобной геометрии для сравнения была выбрана типичная геометрия щелевого уплотнения с кольцевыми канавками, представленная на рис. 10.

Также для учёта влияния размера канавки гидродиода была создана их увеличенная версия, размеры геометрии которой представлены на рис. 11.

Эта геометрия, кроме изменившихся размеров, отличается также наличием скругления на входе в кольцевую канавку, предназначенного для предотвращения отрыва пограничного слоя. Сочетание подвижной и неподвижной стенки здесь такое же, как и в геометрии на рис. 7.

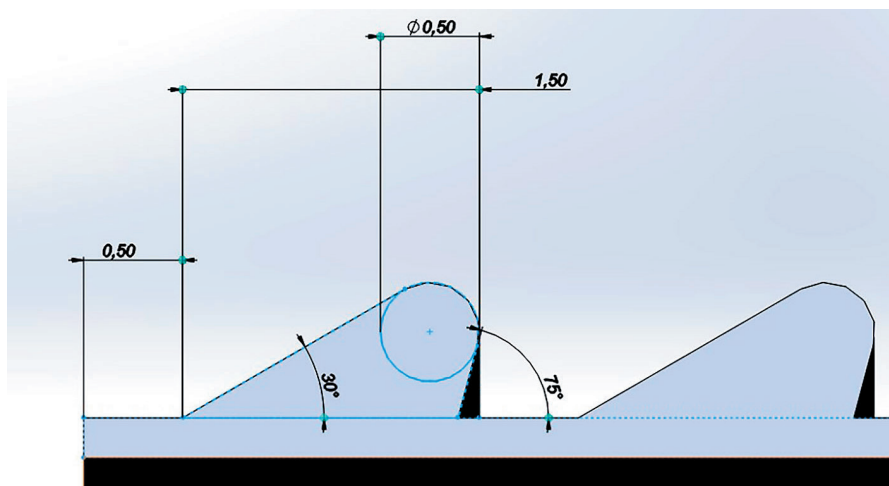


Рис. 9. Размеры канавок гидродиода.

Fig. 9. The sizes of the grooves of hydrodiode.

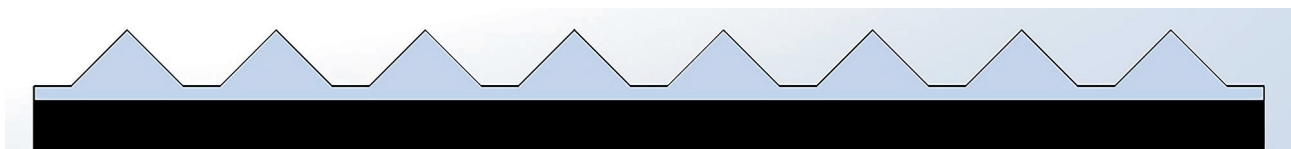


Рис. 10. Модель жидкости щелевого уплотнения с кольцевыми канавками.

Fig. 10. The liquid model of the slot seal with annular grooves.

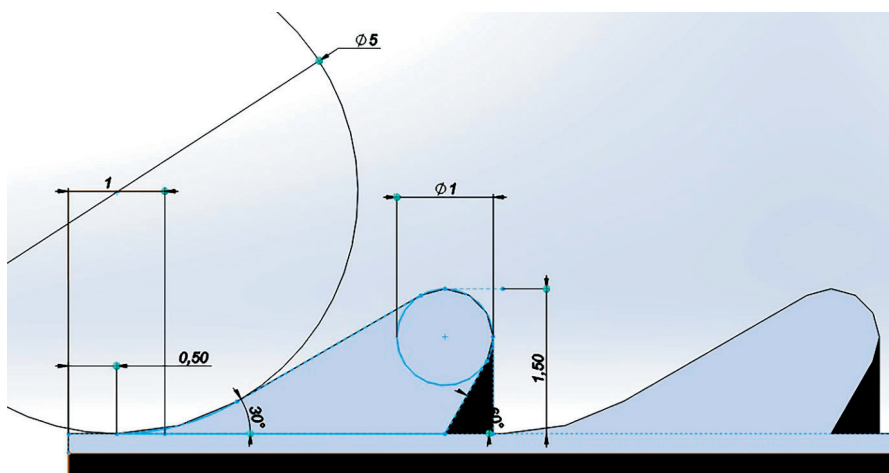


Рис. 11. Гидродиод с увеличенными размерами канавок.

Fig. 11. The hydrodiode with increased groove sizes.

Влияние расположения канавок на статоре или роторе исследуется с помощью геометрии, представленной на рис. 12.

Размеры канавок здесь сохранены, как и в случае на рис. 11.

Использование сектора в качестве расчётной геометрии позволило значительно улучшить качество сетки. Для геометрий, представленных на рис. 7, 10–12, расчётная сетка показана на рис. 13–16 соответственно.

Для расчётов использовалась RANS-модель турбулентности SST [7, 8–9].

РЕЗУЛЬТАТЫ

Результаты моделирования (векторные поля распределения скоростей) приведены на рис 17–20. Поля скоростей построены для осевой составляющей скорости (v_z — осевая составляющая скорости).

Результаты расчётов приведены в табл. 1.

Здесь Q — подача насоса; $Q_{hydrodiode}$ — перетечка при уплотнении в форме гидродиода (рис. 7); $Q_{standart}$ — перетечка при уплотнении в форме типичной канавки (рис. 10). $Q_{hydrodiode_boost}$ — перетечка при уплотнении в форме увеличенного гидродиода (рис. 11). $Q_{hydrodiode_boost_reverse}$ — перетечка при уплотнении, расположенном на роторе (рис. 12). Все значения расходов приведены в м³/ч. Номинальной подачей для насоса является подача в 110 м³/ч, для которой приведены поля скоростей рис. 17–20.

Полученные результаты из табл. 1 сведены в один график, представленный на рис. 21.

Величина зазора в щели составляла $\delta = 0,2$ мм, диаметр расположения щели $D_{щ} = 184,6$ мм.

Числа Рейнольдса Re (вычисленные аналитически) на входе в щель в процессе расчёта изменялись в диапазоне от 14 800 до 14 100 при изменении подачи от 5 до 210 м³/ч соответственно.



Рис. 12. Гидродиод, расположенный на роторе.

Fig. 12. The hydrodiode located on the rotor.

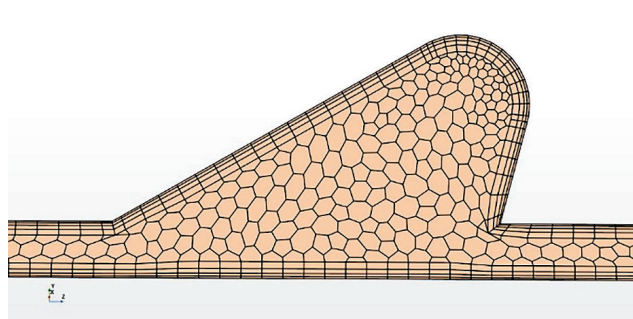


Рис. 13. Расчётная сетка в гидродиode.

Fig. 13. The mesh of the hydrodiode.

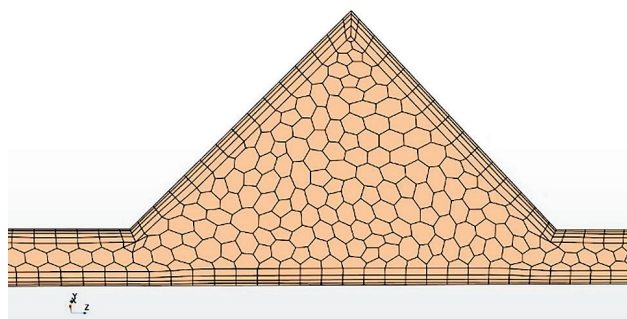


Рис. 14. Расчётная сетка в стандартной канавке.

Fig. 14. The mesh of the standard groove.

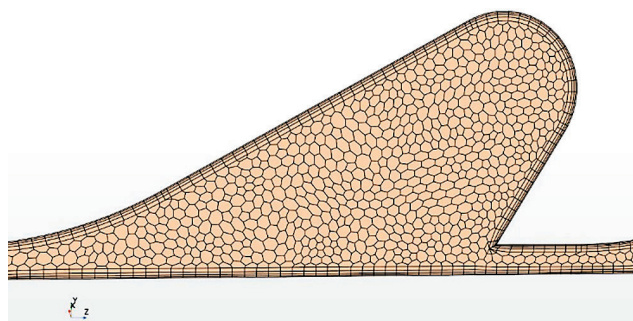


Рис. 15. Расчётная сетка в увеличенном гидродиode.

Fig. 15. The mesh of the enlarged hydrodiode.

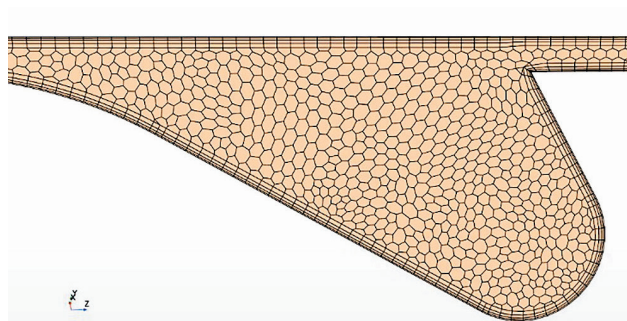


Рис. 16. Расчётная сетка в гидродиode на роторе.

Fig. 16. The mesh of the hydrodiode on the rotor.

Таблица 1. Результаты расчётов

Table 1. The results of calculations

Q	$Q_{hydrodiode}$	$Q_{standart}$	$Q_{hydrodiode_boost}$	$Q_{hydrodiode_boost_reverse}$
5	6,295	6,488	7,215	7,337
20	6,258	6,45	7,175	7,293
45	6,19	6,381	7,101	7,214
70	6,115	6,305	7,017	7,127
90	6,05	6,238	6,947	7,052
110	5,981	6,168	6,872	6,971
130	5,907	6,092	6,789	6,884
150	5,828	6,012	6,702	6,792
170	5,743	5,925	6,614	6,693
190	5,655	5,834	6,514	6,589
210	5,56	5,737	6,41	6,477

Q — подача насоса; $Q_{hydrodiode}$ — перетечка при уплотнении в форме гидродиода; $Q_{standart}$ — перетечка при уплотнении в форме типичной канавки; $Q_{hydrodiode_boost}$ — перетечка при уплотнении в форме увеличенного гидродиода; $Q_{hydrodiode_boost_reverse}$ — перетечка при уплотнении, расположенном на роторе.

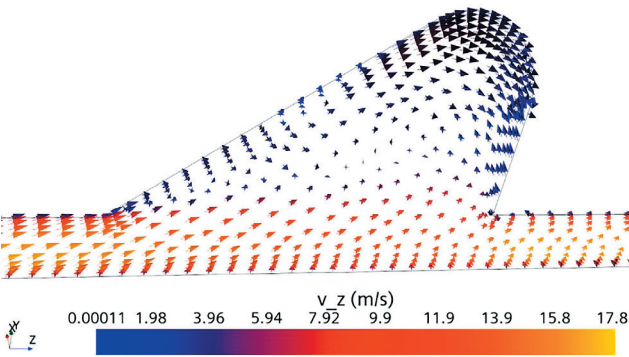


Рис. 17. Векторное поле скоростей в гидродиоде (изменение скорости от 0 м/с до 17,8 м/с).
Fig. 17. Vector velocity field of the hydrodiode (change of velocity from 0 m/s to 18,8 m/s).

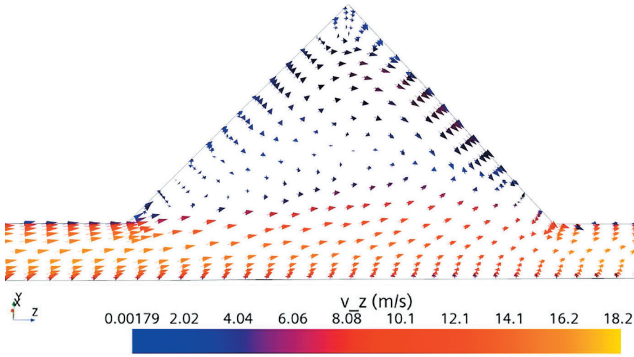


Рис. 18. Векторное поле скоростей в стандартной канавке (изменение скорости от 0 м/с до 18,2 м/с).
Fig. 18. Vector velocity field in a standard groove (change of velocity from 0 m/s to 18,2 m/s).

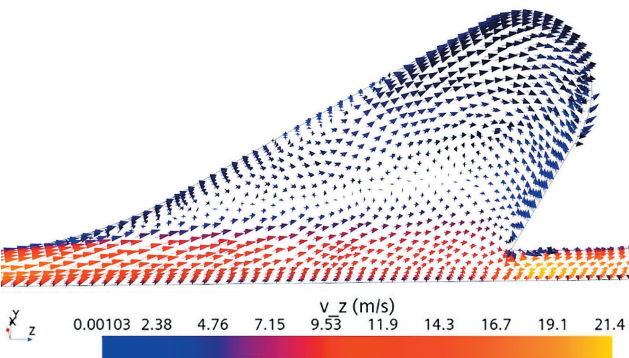


Рис. 19. Векторное поле скоростей в увеличенном гидродиоде (изменение скорости от 0 м/с до 21,4 м/с).
Fig. 19. Vector velocity field of the enlarged hydrodiode (change of velocity from 0 m/s to 21,4 m/s).

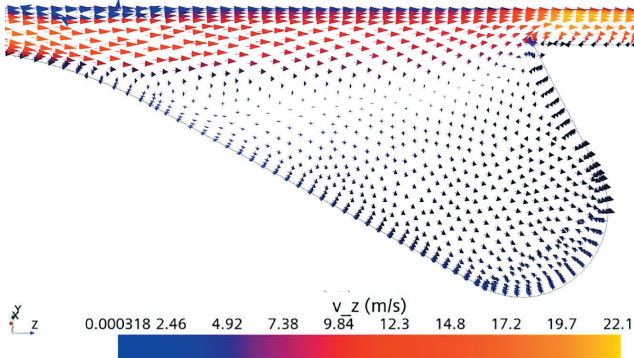


Рис. 20. Векторное поле скоростей в гидродиоде на роторе (изменение скорости от 0 м/с до 22,1 м/с).
Fig. 20. Vector velocity field of the hydrodiode on a rotor (change of velocity from 0 m/s to 22,1 m/s).

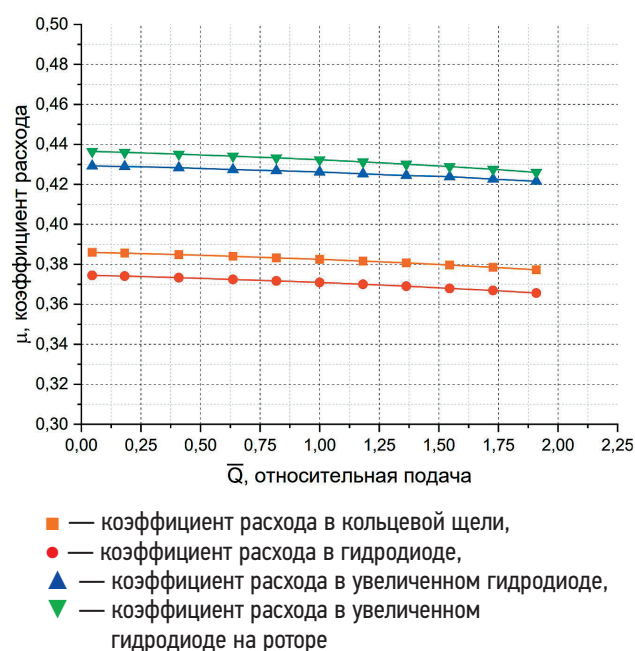


Рис. 21. Сравнение различных вариантов щелевого уплотнения.
Fig. 21. Comparison of different slot seal options.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Как показало проведённое моделирование, канавки на щелевых уплотнениях, выполненные в форме, аналогичной гидродиодам, не дают существенного прироста объёмного КПД насоса, что с учётом повышенной сложности их исполнения и меньшей стойкости к абразивной эрозии делает идею недостаточно эффективной. Причиной этого являются отсутствие центрального тела гидродиода, выполнить которое в концентрической канавке невозможно, а также малые размеры канавки, делающие её сравнимой по высоте с толщиной пограничного слоя в щели, что, в свою очередь, ограничивает возможности по созданию необходимой оппозитной основному потоку вихревой структуры в канавке.
2. Сама схема применения канавок в форме гидродиода может быть использована в щелевых уплотнениях

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Патент США 1,329,559; дата приоритета февраль 21, 1916.
2. Руднев С.С., Матвеев И.В. Методическое пособие по курсовому проектированию лопастных насосов. М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1975.
3. Lomakin AA. Центробежные и осевые насосы. М., Л.: Машиностроение, 1966.
4. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчёт и конструирование. М.: Машиностроение, 1977.
5. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. М.: Энергоатомиздат, 1984.
6. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1987.

более крупных насосов, где большие размеры канавок относительно толщины пограничного слоя позволят поднять их эффективность.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. В.Д. Фоменко — выполнение численного моделирования и исследования, подготовка и написание текста статьи; А.И. Петров — постановка задачи, сбор и анализ литературных источников, подготовка и написание статьи; Е.В. Ефремов — автор идеи, 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 и подготовке публикации.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. V. D. Fomenko — numerical modeling and research, preparation and writing of the manuscript; A.I. Petrov — problem statement, collection and analysis of literary sources, preparation and writing of the manuscript; E.V. Efremov — author of the idea, preparation and writing of the manuscript. The authors confirm that their authorship meets the international ICMJE criteria (all authors have made a significant contribution to the development of the concept, research and preparation of the article, and 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.

7. Волков К.Н., Емельянов В.Н. Моделирование крупных вихрей в расчётах турбулентных течений. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2008.
8. Wilcox D.C. Turbulence Modeling for CFD. La Canada: DCW Industries, 1998.
9. Menter F. Two Equation Eddy-Viscosity Turbulence Modeling for Engineering Applications // AIAA Journal. 1994. Vol. 32. P. 1598–1605. doi: 10.2514/3.12149
10. Kondyurin A.Yu., Shcherba V.E., Shalai V.V., et al. Experimental Research Results of the Slot Seal Constructed as Hydrodiode for the Hybrid Power Piston Volumetric Machine // Procedia Engineering. 2016. Vol. 152. P. 197–204. doi: 10.1016/j.proeng.2016.07.691

REFERENCES

1. U.S. patent 1,329,559; priority date Feb 21, 1916.
2. Rudnev SS, Matveev IV. *Methodical manual for course design of vane pumps*. Moscow: MVTU im NE Baumana; 1975. (In Russ.)
3. Lomakin AA. *Centrifugal and axial pumps*. Moscow, Leningrad: Mashinostroenie, 1966. (In Russ.)
4. Mikhailov AK, Malyushenko VV. *Vane pumps. Theory, calculation and design*. Moscow: Mashinostroenie; 1977. (In Russ.)
5. Patankar S. *Numerical methods for solving problems of heat transfer and fluid dynamics*. Moscow: Energoatomizdat; 1984. (In Russ.)
6. Loytsyansky LG. *Mechanics of liquid and gas*. Moscow: Nauka; 1987. (In Russ.)
7. Volkov KN, Emelyanov VN. *Modeling of large eddies in calculations of turbulent flows*. Moscow: FIZMATLIT; 2008. (In Russ.)
8. Wilcox DC. *Turbulence Modeling for CFD*. La Canada: DCW Industries, 1998.
9. Menter F. Two Equation Eddy-Viscosity Turbulence Modeling for Engineering Applications. *AIAA Journal*. 1994. Vol. 32. P. 1598–1605. doi: 10.2514/3.12149
10. Kondyurin AY, Shcherba VE, Shalai VV, et al. Experimental Research Results of the Slot Seal Constructed as Hydrodiode for the Hybrid Power Piston Volumetric Machine. *Procedia Engineering*. 2016;152:197–204. doi: 10.1016/j.proeng.2016.07.691

ОБ АВТОРАХ

* Фоменко Владислав Дмитриевич,

магистрант кафедры 310 «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»;

адрес: Российская Федерация, 105005 Москва,
2-я Бауманская ул., д. 5;

ORCID: 0000-0003-0550-0859;

eLibrary SPIN: 5705-5352;

e-mail: vladislav.fomenko.2014@gmail.com

Петров Алексей Игоревич,

канд. техн. наук,

доцент кафедры 310 «Гидромеханика гидромашины и гидропневмоавтоматика»;

ORCID: 0000-0001-8048-8170;

eLibrary SPIN: 7172-0320;

e-mail: alexeypetrov@bmstu.ru

Ефремов Егор Владимирович,

ведущий инженер-конструктор Отдела главного конструктора;

ORCID: 0009-0005-3209-4253;

e-mail: efremow3g@yandex.ru

AUTHOR'S INFO

* Vladislav D. Fomenko,

Master Student of the Hydromechanics, Hydraulic Machines and Hydropneumoautomatics Department;

address: 5 2nd Baumanskaya street, 105005 Moscow,
Russian Federation;

ORCID: 0000-0003-0550-0859;

eLibrary SPIN: 5705-5352;

e-mail: vladislav.fomenko.2014@gmail.com

Alexey I. Petrov,

Cand. Sci. (Engineering),

Associate Professor of the Hydromechanics, Hydraulic Machines and Hydropneumoautomatics Department;

ORCID: 0000-0001-8048-8170;

eLibrary SPIN: 7172-0320;

e-mail: alexeypetrov@bmstu.ru

Egor V. Efremov,

Leading Design Engineer of the Chief Designer Department;

ORCID: 0009-0005-3209-4253;

e-mail: efremow3g@yandex.ru

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author