

# Энергетика. Электротехника Energetics. Electrical engineering

Научная статья

УДК 621.515

DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.28401>



Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин, А.А. Дроздов, Л.Н. Маренина ✉

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург, Россия

✉ [marenina\\_ln@mail.ru](mailto:marenina_ln@mail.ru)

## ВЛИЯНИЕ ДВИЖЕНИЯ ГАЗА В ЗАЗОРАХ "РАБОЧЕЕ КОЛЕСО-КОРПУС" ЦЕНТРОБЕЖНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ НА КПД И ОСЕВУЮ СИЛУ

*Аннотация.* При эксплуатации мощных центробежных компрессоров, в частности, компрессоров газоперекачивающих агрегатов, на некоторых режимах возникают проблемы с несущей способностью упорных подшипников. Еще в 1970-е гг. старший из авторов провел численное исследование влияния закрутки потока в зазорах «корпус – рабочее колесо». Показано, что в зазоре «рабочее колесо – покрывающий диск» поток вращается быстрее, чем в зазоре у основного диска. Причина в том, что в этот зазор поступает поток протечек лабиринтного уплотнения покрывающего диска. Поток вносит в зазор закрутку, созданную лопатками рабочего колеса. Центробежная сила вращающегося потока снижает давление в зазоре у покрывающего диска сильнее, чем в противоположном зазоре. Если затормозить поток в зазоре у покрывающего диска – осевая сила уменьшится. Но потери трения диска снизят КПД. Авторы сделали расчетное CFD-исследование влияния напряжения трения в зазоре «корпус – покрывающий диск» на осевую силу и КПД центробежной ступени. Расчеты ступени с диаметром рабочего колеса 409 мм сделаны при гидравлически гладкой стенке корпуса в зазоре у покрывающего диска и при шероховатости 0.25, 0.5, 0.75, 1.0, 1.5 мм. При шероховатости 0.25 мм осевая сила уменьшилась на 21% ценой снижения КПД на 0.5% у ступени с коэффициентом расхода  $\Phi = 0.0492$ . При шероховатости 1.5 мм КПД снизился на 0.9%, а осевая сила уменьшилась на 32.6%. CFD-расчеты конкретного компрессора могут показать, является ли торможение потока в зазоре у покрывающего диска конкурентным по отношению к другим. Специальный расчет показал роль протечки в лабиринтном уплотнении. При герметичном лабиринтном уплотнении КПД был бы выше на 0.9%, коэффициент теоретического напора выше 0.8%, осевая сила меньше 22.8%. Расчет показал также, что при коррозии стенок корпуса в пределах обоих зазоров потери трения на поверхностях тормозят поток, снижают КПД, но практически не влияют на осевую силу.

*Ключевые слова:* центробежная компрессорная ступень, рабочее колесо, коэффициент трения дисков, коэффициент протечек, лабиринтное уплотнение.

*Благодарности:* Расчеты проводились с использованием суперкомпьютерного центра «Политехнический» СПбПУ.

*Для цитирования:*

Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А., Маренина Л.Н. Влияние движения газа в зазорах "Рабочее колесо-корпус" центробежной компрессорной ступени на КПД и осевую силу // Глобальная энергия. 2022. Т. 28, № 4. С. 7–20. DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.28401>



*Yu.B. Galerkin, A.F. Rekstin, A.A. Drozdov, L.N. Marenina* ✉

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,  
St. Petersburg, Russia

✉ [marenina\\_ln@mail.ru](mailto:marenina_ln@mail.ru)

## **EFFECT OF GAS FLOW IN IMPELLER-HOUSING GAPS OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR STAGE ON EFFICIENCY AND AXI-AL FORCE**

*Abstract.* When operating powerful centrifugal compressors, in particular, pipeline compressors, some modes of operation pose problems with the thrust bearing capacity. Back in 1970, the senior of the authors carried out a numerical study of the effect of flow rotation in the housing–impeller gaps. It was shown that in the impeller–shroud gap the flow rotates faster than in the gap near the main disk. The reason is that the leakage flow of the labyrinth seal of the shroud enters this gap. The flow introduces the rotation created by the impeller blades. The authors made a computational CFD study of the effect of friction stress in the housing–shroud gap on the thrust force and efficiency of the centrifugal stage. Calculations of a stage with an impeller diameter of 409 mm are made with a hydraulically smooth housing wall in the gap near the shroud at roughness of 0.25, 0.5, 0.75, 1.0, 1.5 mm. With a roughness of 0.25 mm, the axial force decreased by 21% at the cost of reducing the efficiency by 0.5% for a stage with a flow coefficient  $\Phi = 0.0492$ . With a roughness of 1.5 mm, the efficiency decreased by 0.9%, and the axial force decreased by 32.6%. In exceptional cases and as a temporary measure to decrease the thrust force, it is possible to use deceleration of the flow in the gap at the shroud disk. A special calculation showed the role of leakage in the labyrinth seal. With a hermetic labyrinth seal, the efficiency would be higher by 0.9%, the loading factor would be higher by 0.8%, and the axial force would be less by 22.8%. The calculation also showed that during corrosion of the housing walls within both gaps, friction losses on the surfaces slow down the flow rotation in both gaps, reduce the efficiency, but have practically no impact on the thrust force.

*Keywords:* centrifugal compressor stage, impeller, cavity, parasitic losses, disc friction coefficient, leakage coefficient.

*Acknowledgements:* The calculations were carried out using the facilities of Supercomputer Center "Polytechnic", Peter the Great SPbPU.

*Citation:*

Yu.B. Galerkin, A.F. Rekstin, A.A. Drozdov, L.N. Marenina, Effect of gas flow in impeller-housing gaps of centrifugal compressor stage on efficiency and axial force, *Global Energy*, 28 (04) (2022) 7–20, DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.28401>

**Введение.** Среди газовых нагрузок, действующих на ротор центробежного компрессора, осевая сила является наибольшей по величине, достигая нескольких тонн у компрессоров газоперекачивающих агрегатов [1–5]. Ни традиционные масляные, ни современные магнитные подшипники не в состоянии уравновесить осевую силу такой величины. Для уменьшения осевой силы применяются так называемые разгрузочные поршни, или думмисы. Для определения их размеров требуются достаточно сложные газодинамические расчеты. При введении в строй новых компрессоров иногда возникают проблемы с несущей способностью упорных подшипников [6–8]. Иногда меняются условия эксплуатации существующих машин, когда появляется такая же проблема. Изменение диаметра думмиса для снижения нагрузки на подшипник конструктивно сложная и

дорогостоящая задача. Авторы предлагают альтернативный подход воздействия на вращение потока в зазоре между покрывающими дисками рабочих колес и корпусом.

### Методы и материалы

Политехническая научная школа турбокомпрессоростроения, к которой относят себя авторы, имеет давний и успешный опыт газодинамического проектирования промышленных центробежных компрессоров [9]. Основной инструмент – комплекс ПК-программ на основе инженерных математических моделей («Метод универсального моделирования»). Хотя по опыту авторов, программы вычислительной газодинамики (CFD) не гарантируют корректность моделирования центробежных компрессоров и ступеней [10], для ряда частных задач проектирования применение CFD дает полезные результаты [11].

Специалисты, эксплуатирующие компрессора, указывают на то, что восприятие газодинамической осевой силы упорным подшипником не всегда гарантировано. Осевая сила, действующая на ротор, очень велика. На рис. 1 показана схема рабочих колес промежуточной и последней ступени компрессора.

Осевая сила всегда направлена в сторону входа в рабочее колесо, поскольку давление на входе (сечение 0) меньше давления в зазоре «основной диск – корпус». На стадии проектирования для уменьшения осевой силы концевое лабиринтное уплотнение (ЛУ) располагают не на валу, а на некоем большем радиусе. Конструктивно это обычно диск (думмис, разгрузочный поршень) с цилиндрической или конической поверхностью лабиринтного уплотнения. Вытекающий из уплотнения думмиса газ отводится на всасывание компрессора и давление за думмисом практически равно давлению на всасывании. Чем выше расположено уплотнение думмиса, тем меньше осевая сила. Но это приводит к увеличению протечки газа через концевое лабиринтное уплотнение. Объемный КПД [9] становится меньше.

В зазорах «рабочее колесо – корпус» газ вращается, поэтому давление  $p(r)$  в зазоре уменьшается от давления  $p_2$  на выходе из рабочего колеса (рис. 1), до величины, определяемой градиентом давления, возникающим из-за центробежной силы при вращении газа со скоростью  $c_u$ :

$$p(r) = p_2 - \int_{r_1}^{r_2} \rho \frac{c_u^2}{r} dr \quad (1)$$

где  $\rho$  – плотность газа,  $r$  – радиус, индексы 1 и 2 обозначают вход и выход из рабочего колеса соответственно.

В зазоре у основного диска газ получает вращение от поверхности вращающегося диска. Скорость вращения газа в зависимости от радиуса  $c_u(r)$  примерно равна половине окружной скорости  $u = \omega \times r$  ( $u$  – окружная скорость,  $\omega$  – угловая скорость вращения).

В зазор у покрывающего диска из рабочего колеса поступает газ протечек лабиринтного уплотнения. Этот газ уже имеет окружную составляющую скорости  $c_{u2}$ . Поэтому в зазоре у покрывающего диска газ вращается быстрее, чем в противоположном зазоре. В зазоре, где газ вращается быстрее, согласно уравнению (1) давление меньше. Падение давления в зазоре «корпус – покрывающий диск» увеличивает осевое усилие.

Если в процессе эксплуатации компрессора упорный подшипник не справляется, естественное решение – увеличить диаметр думмиса. Это приведёт к некоторому снижению КПД. Цель работы – изучить альтернативный путь уменьшения осевой силы торможением потока в зазоре «корпус – покрывающий диск». Авторы публикаций о центробежных насосах [12–17], указывают на два способа снижения осевой силы воздействием на вращение газа – но в противоположном зазоре «корпус-основной диск», рис. 2:

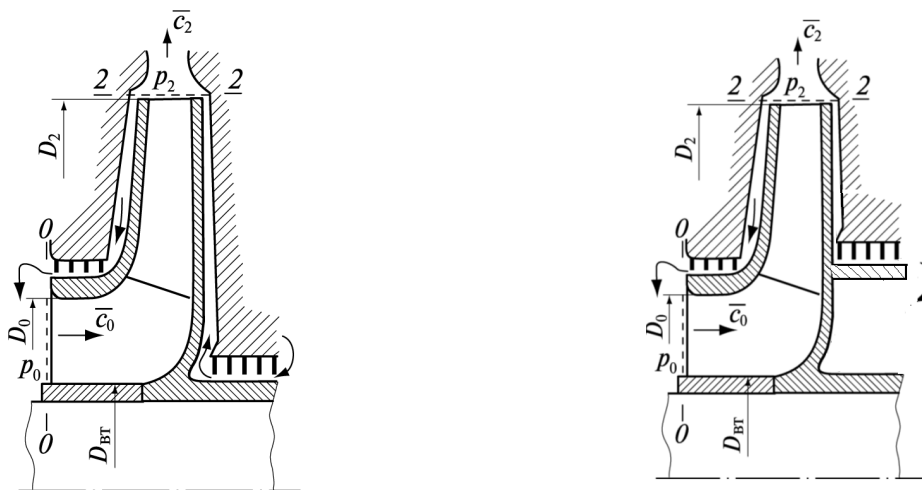


Рис. 1. Схема уравновешивания осевой силы думмисом (разгрузочным поршнем). Слева – промежуточная ступень. Справа – конечная ступень с думмисом [9]

Fig. 1. Scheme of the axial force balancing with a dummis (unloading piston). On the left is an intermediate stage. On the right – the end stage with dummis [9]

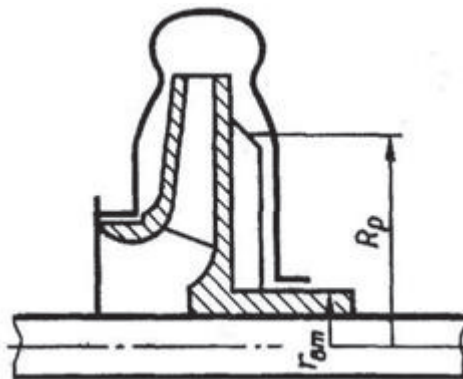


Рис. 2. Уменьшение осевой силы раскруткой потока ребрами на поверхности основного диска [12]

Fig. 2. A decrease in the axial force by spinning the flow with ribs on the main disk surface [12]

Раскрутка потока ребрами на вращающемся рабочем колесе наверняка очень энергозатратна. В многоступенчатом компрессоре снижение осевой силы может быть недостаточным. Ниже представлена расчетная оценка того, насколько торможение вращения газа в зазоре «корпус-покрывающий диск» уменьшает осевую силу с оценкой снижения КПД из-за увеличения потерь от трения наружной поверхности покрывающего диска.

**Объект исследования. Методика CFD-расчетов**

Объект исследования – модельная ступень типа РРК 0048-048-029 семейства 20СЕ Проблемной лаборатории компрессоростроения ЛПИ [18]. Модельные ступени этого семейства разрабатывались в 1990-е гг. и нашли применение при создании нового поколения центробежных компрессоров 1990–2000 гг. для Газпрома [18]. В тот период по проектам Методом универсального моделирования проф. Ю.Б. Галеркина были созданы компрессора и сменные проточные части мощностью 10–25 МВт, получившие высокую оценку производителей и потребителей компрессоров [19]. Сейчас по проектам авторов создано более 400 промышленных центробежных компрессоров с суммарной мощностью 5.5 млн. кВт.

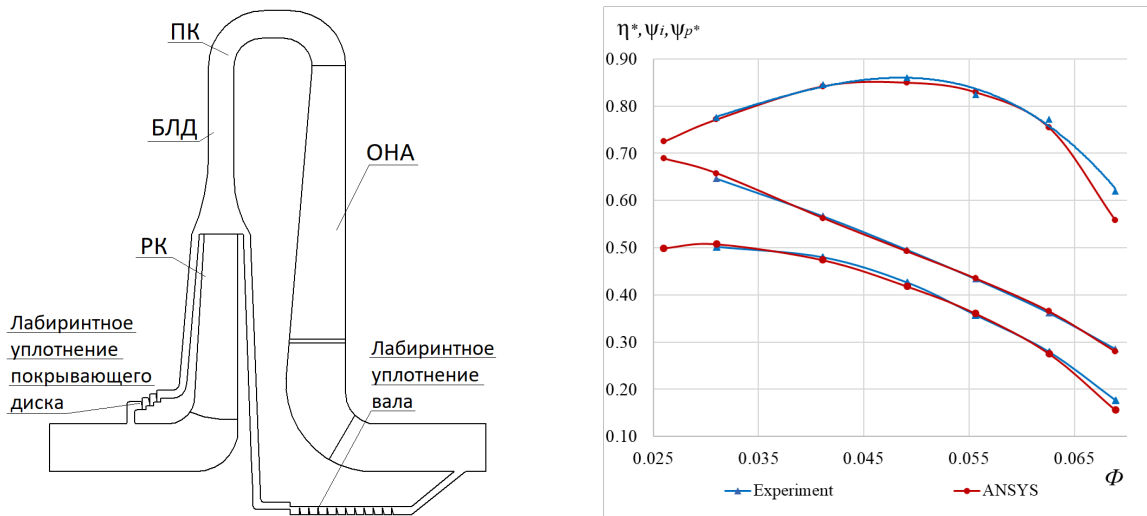


Рис. 3. Меридиональный разрез проточной части модельной ступени РПК 0048-048-029 и результат CFD-моделирования характеристик. Испытание при  $M_u = 0.6$

Fig. 3. Meridional section of the flow path of the RPK 0048-048-029 model stage and the result of CFD modeling. Test at  $M_u = 0.6$

Выбор модельной ступени РПК 0048-048-029 в качестве объекта представленного ниже исследования обусловлен тем, что это единственная ступень, характеристики которой авторам удалось достаточно корректно симулировать CFD – расчётом – рис. 3.

Характеристики модельной ступени представлены в безразмерном виде  $\Psi_p^* = \Psi_i \cdot \eta^*$ , где:

$$\text{– коэффициент расхода } \Phi = \frac{\bar{m}}{\rho_{ex}^* \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2},$$

$$\text{– политропный КПД по полным параметрам } \eta^* = \frac{\ln\left(\frac{p_k^*}{p_n^*}\right)}{\frac{k}{k-1} \ln\left(\frac{T_k^*}{T_n^*}\right)},$$

$$\text{– коэффициент внутреннего напора } \Psi_i = \frac{c_p (T_k^* - T_n^*)}{u_2^2},$$

$$\text{– коэффициент политропного напора } \Psi_i, \eta^*, \Psi_p^* = f(\Phi),$$

–  $p_n^*$  и  $p_k^*$  – полное давление на входе и выходе соответственно,  $T_n^*$  и  $T_k^*$  – полная температура на входе и выходе соответственно,  $k$  – показатель адиабаты,  $c_p$  – удельная теплоемкость при постоянном давлении,  $\bar{m}$  – массовый расход,  $\rho_{ex}^*$  – плотность по полным параметрам на входе,  $u_2$  – окружная скорость на выходе из рабочего колеса.

Для проведения численного исследования ступеней с моделированием течения в зазорах и лабиринтных уплотнениях использовался пакет программ Ansys CFX. Для построения структурированной гексаэдральной расчётной сетки трехмерная модель разбита на отдельные области: «входной участок + РК + половина безлопаточного диффузора (БЛД)», «вторая половина БЛД

+ ПК + основная лопатка ОНА», «спрямляющая лопатка ОНА + выходной участок». Общее количество ячеек в зазорах 1,2 млн, размер всей расчётной сетки около 3 млн ячеек. Интерфейс «Frozen Rotor» задавался на удаленном расстоянии от РК, на радиусе, соответствующем середине БЛД. В расчётах использована модель турбулентности «SST» (Shear Stress Transport), в соответствии с требованиями низкорейнольдсовой модели турбулентности, задавались значения  $y^+$  не более 2 для корректного разрешения течения в пограничных слоях. Эта методика использована при выполнении представленного ниже расчетного исследования.

Известно, что уменьшение осевой силы путем торможения потока в зазоре у покрывающего диска иногда применяется в гидронасосах. На поверхности корпуса выполняются радиальные канавки, препятствующие вращению потока. В этом расчетном исследовании для торможения потока стенка корпуса условно делалась шероховатой, что увеличивало касательное напряжение трения в зазоре. Расчеты сделаны при гидравлически гладких поверхностях, образующих зазоры, и при шероховатой поверхности корпуса в пределах зазора «корпус - покрывающий диск». Диаметр зерна эквивалентной песочной шероховатости принимался равным 0,25, 0,50, 0,75, 1, 1,5 мм. Диаметр рабочего колеса модельной ступени 409 мм. Расчеты сделаны только для оптимального режима, значение условного коэффициента расхода  $\Phi_{\text{опт}} = 0,0491$  соответствует режиму экспериментального исследования.

## Результаты

### *Поведение газа в зазоре «корпус – покрывающий диск»*

Поток протечек в лабиринтном уплотнении  $\bar{m}_{\text{прлу}}$  и шероховатость стенок влияет на картину течения и давление в зазоре. На рис. 4 показаны линии тока в зазоре при разных условиях. Для наглядности зазор разделен на две части по его длине.

При отсутствии радиального течения движение газа в зазоре циркуляционное. У вращающейся поверхности покрывающего диска газ движется к периферии. У неподвижной стенки корпуса газ движется в обратном направлении. При радиальном течении газа к лабиринтному уплотнению и более сильном торможении на шероховатой стенке циркуляционная составляющая скорости уменьшается (эту составляющую скорости принято называть закруткой потока). Показанные на рис. 4 линии тока демонстрируют поведение меридиональной скорости потока  $c_m = w_m$ . Показанная цветом величина — это относительная скорость  $\vec{w} = \vec{c}_u - \vec{u}$ . Когда стенка шероховатая, закрутка потока в абсолютном движении сильно тормозится. На рисунке справа область больших относительных скоростей на стенке корпуса — это область, где газ почти не вращается в зазоре,  $\vec{c}_u \rightarrow 0$ .

На рис. 5 показано изменение осредненной по ширине зазора окружной составляющей относительной скорости  $w_u$  по радиусу. Для удобства анализа показана безразмерная закрутка — скорость потока отнесена к окружной скорости  $u_2$ .

Разница в закрутке потока при гладких стенках — кривые 1 и 2 — объясняется влиянием потока протечек  $\bar{m}_{\text{прлу}}$ . Когда есть радиальный поток протечек  $\bar{m}_{\text{прлу}}$  с закруткой  $c_{u2}$  на входе в зазор, во всем зазоре поток вращается быстрее. В относительном движении скорость меньше — поток вращается вместе с колесом.

Шероховатость стенки сильно тормозит вращение. С ростом шероховатости её влияние на закрутку уменьшается.

Обратим внимание на то, что при разной шероховатости разный расход газа через лабиринтное уплотнение. Чем больше шероховатость, тем медленнее поток вращается в зазоре. Давление перед уплотнением увеличивается — увеличивается поток протечек  $\bar{m}_{\text{прлу}}$ .

Окружная составляющая скорости в зазоре определяет давление  $p(r)$ , что и определяет влияние шероховатости на осевую силу. Изменение давления газа в зазоре показано на рис. 6.

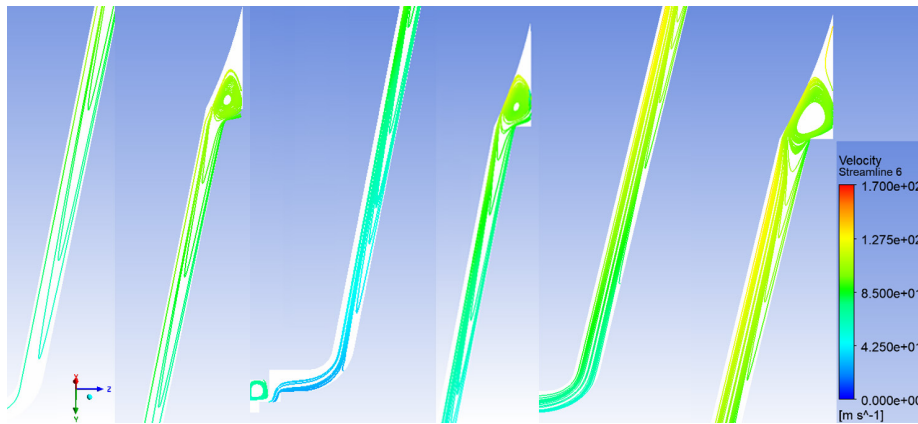


Рис. 4. Линии тока в зазорах «покрывающий диск – корпус». Слева – при нулевом радиальном зазоре. В центре при радиальном зазоре 0,25 мм, поверхности гидравлически гладкие. Справа – при радиальном зазоре 0,25 мм, шероховатость корпуса 1 мм

Fig. 4. Streamlines in the gaps "covering disk – housing". Left – with zero radial clearance. In the center with a radial clearance of 0.25 mm, the surfaces are hydraulically smooth. Right – with a radial clearance of 0.25 mm, housing roughness of 1 mm

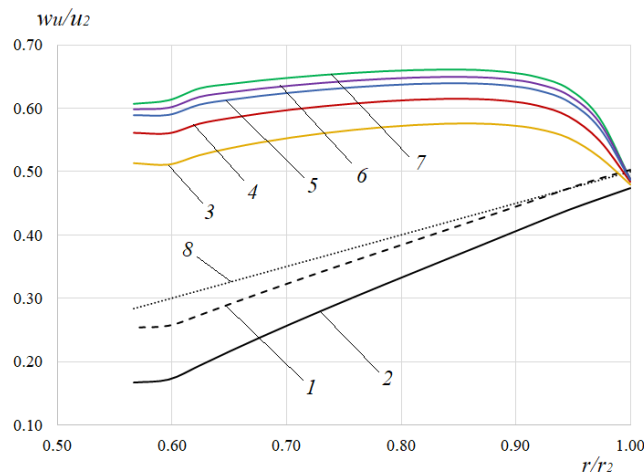


Рис. 5. Изменение окружной составляющей скорости по радиусу в зазоре «покрывающий диск – корпус»  
 1 – Поверхности гладкие, нет протечки в ЛУ; 2 – Поверхности гладкие, поток протечки  $\bar{m}_{\text{прт}} = 0,0285$  кг/с;  
 3 – Шероховатость 0,25 мм, поток протечки  $\bar{m}_{\text{прт}} = 0,0219$  кг/с; 4 – Шероховатость 0,5 мм, поток протечки  $\bar{m}_{\text{прт}} = 0,0223$  кг/с;  
 5 – Шероховатость 0,75 мм, поток протечки  $\bar{m}_{\text{прт}} = 0,0228$  кг/с;  
 6 – Шероховатость 1 мм, поток протечки  $\bar{m}_{\text{прт}} = 0,0226$  кг/с;  
 7 – Шероховатость 1,5 мм, поток протечки  $\bar{m}_{\text{прт}} = 0,0228$  кг/с; 8 – 0,5 u

Fig. 5. Change in the circumferential velocity component along the radius in the gap "covering disk – housing"  
 1 – Surfaces are smooth, there is no leakage in the seals; 2 – Smooth surfaces, leakage flow  $\bar{m}_{\text{прт}} = 0.0285$  kg/s;  
 3 – Roughness 0.25 mm, leakage flow  $\bar{m}_{\text{прт}} = 0.0219$  kg/s; 4 – Roughness 0.5 mm, leakage flow  $\bar{m}_{\text{прт}} = 0.0223$  kg/s;  
 5 – Roughness 0.75 mm, leakage flow  $\bar{m}_{\text{прт}} = 0.0228$  kg/s; 6 – Roughness 1 mm, leakage flow  $\bar{m}_{\text{прт}} = 0.0226$  kg/s;  
 7 – Roughness 1.5 mm, leakage flow  $\bar{m}_{\text{прт}} = 0.0228$  kg/s; 8 – 0.5 u

На рис. 7 показано, как условия движения в зазоре влияют на касательное напряжение трения, определяющее мощность, затрачиваемую на преодоление сопротивления вращению диска.

Касательные напряжения зависят от закрутки потока и меняются по той же закономерности, что и закрутка потока на рис. 4.

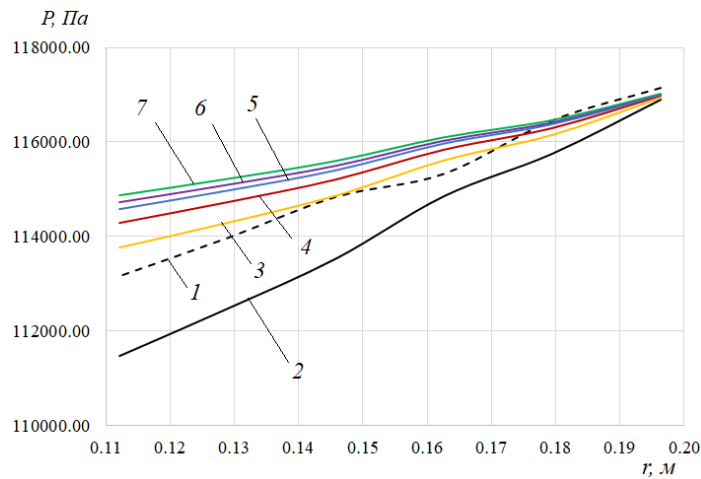


Рис. 6. Изменение статического давления по радиусу в зазоре «покрывающий диск – корпус»  
 1 – Поверхности гладкие, нет протечки в ЛУ; 2 – Поверхности гладкие; 3 – Шероховатость 0,25 мм;  
 4 – Шероховатость 0,5 мм; 5 – Шероховатость 0,75 мм; 6 – Шероховатость 1 мм; 7 – Шероховатость 1,5 мм

Fig. 6. Change in the static pressure along the radius in the gap "covering disk – housing"  
 1 – Surfaces are smooth, there is no leakage in the seals; 2 – Surfaces are smooth; 3 – Roughness 0.25 mm;  
 4 – Roughness 0.5 mm; 5 – Roughness 0.75 mm; 6 – Roughness 1 mm; 7 – Roughness 1.5 mm

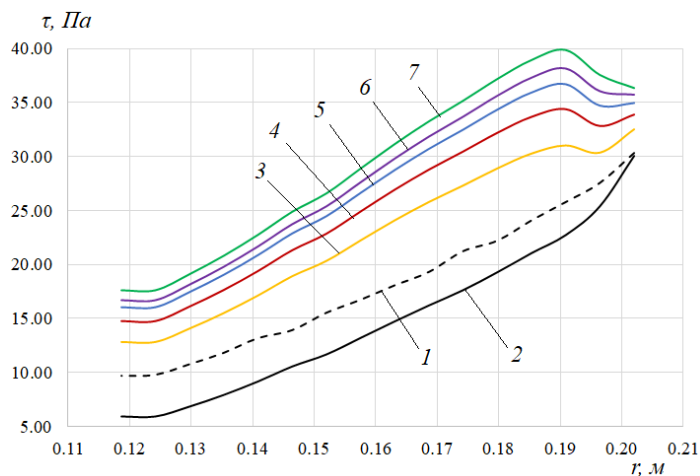


Рис. 7. Изменение касательного напряжения трения по радиусу в зазоре «покрывающий диск – корпус»  
 1 – Поверхности гладкие, нет протечки в ЛУ; 2 – Поверхности гладкие; 3 – Шероховатость 0,25 мм;  
 4 – Шероховатость 0,5 мм; 5 – Шероховатость 0,75 мм; 6 – Шероховатость 1 мм; 7 – Шероховатость 1,5 мм

Fig. 7. Change in the shear stress along the radius in the gap "covering disk – housing"  
 1 – Surfaces are smooth, there is no leakage in the seals; 2 – Surfaces are smooth; 3 – Roughness 0.25 mm;  
 4 – Roughness 0.5 mm; 5 – Roughness 0.75 mm; 6 – Roughness 1 mm; 7 – Roughness 1.5 mm

**Энергетические соотношения в центробежной компрессорной ступени при CFD – расчете**

При анализе влияния шероховатости на эффективность ступени используются следующие зависимости:

– коэффициент внутреннего напора:

$$\psi_i = \frac{h_i}{u_2^2} = \frac{c_p (T_k^* - T_n^*)}{u_2^2}, \quad (2)$$



где  $h_i$  – внутренний напор. Температура на входе задана, температура на выходе рассчитана;  
– внутренняя мощность:

$$N_i = h_i \times \bar{m}, \quad (3)$$

расход газа задан;

– коэффициент теоретического напора:

$$\Psi_T = \frac{c_{u2cp}}{u_2} = \frac{2\pi r_2}{\bar{m} u_2 b_2} \int_0^{b_2} c_{u2} c_{r2} \rho_2 db_2, \quad (4)$$

где  $b_2$  – высота лопатки рабочего колеса на выходе,  $c_{r2}$  – расходная компонента абсолютной скорости. Компоненты абсолютной скорости рассчитаны;

– теоретическая мощность:

$$N_T = \Psi_T u_2^2 \bar{m}, \quad (5)$$

– сумма коэффициентов щелевых потерь (косвенное определение):

$$\beta_{mp} + \beta_{np} = \frac{h_i}{h_T} - 1, \quad (6)$$

– коэффициент протечки в уплотнении покрывающего диска:

$$\beta_{np} = \frac{\bar{m}_{np}}{\bar{m}}, \quad (7)$$

массовый расход газа через лабиринтное уплотнение  $\bar{m}_{np}$  рассчитан;

– мощность трения диска:

$$N_{mp} = \omega M_{mp} = \omega 2\pi \int_{r_1}^{r_2} \tau r^2 dr + \tau_2 \pi D_2 b_{o2} r_2, \quad (8)$$

здесь  $b_{o2}$  – ширина цилиндрического участка диска на периферии,  $D_2$  – диаметр выхода из рабочего колеса. Касательные напряжения  $\tau$  рассчитаны;

– коэффициент трения диска:

$$\beta_{mp} = \frac{N_{mp}}{N_T}, \quad (9)$$

– осевая сила, действующая на рабочее колесо:

$$R_z = 2\pi \int_{r_{\text{вала}}}^{r_2} p_{o\partial} dr - 2\pi \int_{r_{\text{вала}}}^{r_2} p_{n\partial} dr - p_0^* \frac{\pi}{4} (D_0^2 - D_{\text{вт}}^2) - p_0 \frac{\pi}{4} (D_l^2 - D_0^2), \quad (10)$$

где  $D_0$ ,  $D_{\text{вт}}$ ,  $D_l$  – диаметр входа в рабочее колесо, втулочный диаметр и диаметр лабиринтных уплотнений покрывающего диска соответственно.

Давление газа в зазорах рассчитано.

### Обсуждение

На давление газа в зазоре «корпус – порывающий диск», т.е. на осевую силу, влияет поток протечек в лабиринтном уплотнении. Для дополнительной оценки этого фактора рассчитан вариант «гс-лу0» с гладкими стенками и нулевым зазором в лабиринтном уплотнении. Основные варианты «ш0,5 – 1,5- лу0,25» Для более полного представления о влиянии шероховатости на дисковое трение дополнительно рассчитан вариант с шероховатостью стенок корпуса 1,5 мм в обоих зазорах «ш1,5пд/од-лу0,25». Результаты расчета представлены в таблице.

Таблица 1

Параметры исследованных вариантов ступени

Table 1

Parameters of the studied stage variants

Параметр	1 «гс-лу0»	2 «гс-лу0,25»	3 «ш0,25- лу0,25»	4 «ш0,5- лу0,25»	5 «ш0,75- лу0,25»	6 «ш1- лу0,25»	7 «ш1,5- лу0,25»	8 ш1,5пд/ од-лу0,25»
$\eta^*$	0,865	0,856	0,851	0,849	0,848	0,848	0,847	0,843
$\psi_i$	0,495	0,494	0,496	0,497	0,497	0,497	0,497	0,500
$\psi_T$	0,477	0,473	0,472	0,472	0,471	0,471	0,471	0,471
$\beta_{np} + \beta_{np}$ (кв рсч)	0,0377	0,0444	0,0508	0,0529	0,0552	0,0552	0,0552	0,0616
$\beta_{np}$	0,0059	0,0173	0,0185	0,0187	0,0190	0,0191	0,0190	0,0182
$\beta_{np\odot}$	0,0100	0,0087	0,0123	0,0143	0,0144	0,0149	0,0154	0,0155
$\beta_{np\odot}$	0,0120	0,0143	0,0143	0,0143	0,0143	0,0144	0,0143	0,0189
$\beta_{np} + \beta_{np}$ (прм рсч)	0,0279	0,0403	0,0451	0,0473	0,0477	0,0484	0,0488	0,0527
$\tau_{cp\odot}$ , Па	18,09	14,90	22,75	25,31	27,02	28,00	29,24	29,24
$M_{np\odot}$ , Н·м	0,3192	0,2735	0,3881	0,4510	0,4537	0,4530	0,4862	0,4883
$R_z$ , Н	366,0	473,9	374,6	349,7	334,6	331,5	319,6	446,4
$R_z/R_{zz}$	0,772	1	0,790	0,747	0,706	0,700	0,674	0,942

При шероховатости 0,25 мм осевая сила уменьшилась на 21% ценой снижения КПД на 0,5% у ступени с коэффициентом расхода  $\Phi = 0,0492$ . При шероховатости 1,5 мм КПД снизился на 0,9%, а осевая сила уменьшилась на 32,6%.

Специальный расчет показал роль протечки в лабиринтном уплотнении (сопоставление вариантов 1 и 2). При герметичном лабиринтном уплотнении КПД был бы выше на 0,9%, коэффициент теоретического напора выше на 0,8%, осевая сила меньше на 22,8%. При износе лабиринтных уплотнений происходит увеличение осевой силы. Если проблема с несущей способностью упорного подшипника возникает в процессе эксплуатации, причиной может быть увеличение зазора в лабиринтном уплотнении покрывающего диска.

Расчет варианта 8 показал, что при коррозии стенок корпуса в пределах обоих зазоров потери трения на поверхностях тормозят поток, снижают КПД, но практически не влияют на осевую силу.

Неизбежные погрешности численных расчётов демонстрирует сравнение щелевых потерь, рассчитанных двумя способами. Прямой расчет по формулам (7, 9) дает величину  $\beta_{np} + \beta_{np}$  на

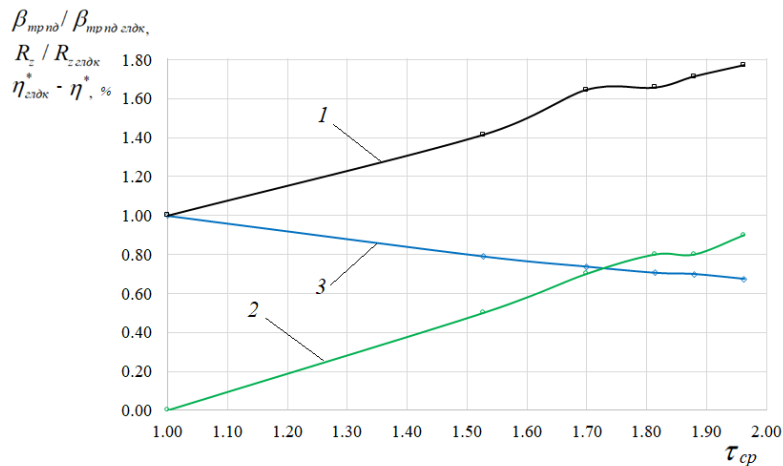


Рис. 8. Влияние касательного напряжения на стенке корпуса на осевую силу, потерю КПД и коэффициенты щелевых потерь

Fig. 8. Influence of shear stress on the housing wall on axial force, efficiency losses and gap losses factors

15 – 30% больше, чем косвенный расчет по формуле (6). Погрешности численного расчёта демонстрируют также выпадающие точки при графическом представлении результатов на рис. 8. Рассчитанные параметры представлены в зависимости от среднего касательного напряжения на стенках зазора у покрывающего диска.

Среднее касательное напряжение рассчитано по формуле

$$\tau_{cp} = \frac{\sum_r \tau \times 2\pi r \Delta r}{\pi(r_2^2 - r_l^2)}. \quad (11)$$

При изменении касательного напряжения вдвое, КПД снижается на 0.9% из-за увеличения щелевых потерь на 80%. Положительный результат – осевая сила уменьшается на 32.6%.

Все представленные на рис. 8 параметры зависят от роста касательного напряжения практически линейно. В зависимости от того, насколько нужно снизить осевую силу, следует выбрать степень торможения закрутки потока в зазоре «корпус – покрывающий диск».

### Заключение

В процессе эксплуатации возможна коррозия и загрязнение поверхностей корпуса в зазорах «корпус – рабочее колесо». Согласно расчету, это снижает КПД, но не влияет на осевую силу. Износ лабиринтных уплотнений снижает КПД и заметно увеличивает осевую силу.

Для уменьшения осевой силы у построенного компрессора нужно заменить думмис на думмис большего диаметра. Это увеличит протечки в его лабиринтном уплотнении и снизит объемный КПД. Это можно оценить CFD-расчетом. Возможно, в том или ином конкретном случае уменьшение осевого усилия целесообразно сделать путем торможения закрутки потока в зазоре «корпус – покрывающий диск». Для этого на поверхности корпуса надо сделать радиальные бороздки. CFD-расчет позволит сравнить положительный и отрицательный эффект двух вариантов снижения осевого усилия.

## СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

- [1] **Шнепп В.Б.** Конструкция и расчёт центробежных компрессорных машин // М. : Машиностроение, 1995, 240 с.
- [2] **Shnepp V.B.** Computation of axial forces in the centrifugal stage with allowance for leakage through seals. *Chemical and Petroleum Engineering*, 19(8):318–323, 1983.
- [3] **Белоусов А.И., Иванов А.И.** Расчет осевых сил, действующих в турбомашинах: Учеб. пособие. Куйбышев, 1981. 81 с.
- [4] **Brun K., Simons S., Kurz R., Pinelli M., Morini M., Munari E.** Measurement and Prediction of Centrifugal Compressor Axial Forces During Surge: Part 1 — Surge Force Measurements. *ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, GT2017-63061, V009T27A003, 2017.
- [5] **Gulich J.F.** Disc friction losses of closed turbomachine impellers. *Forschung im Ingenieurwesen* 68 (2003) 87 – 95 Springer-Verlag, 2003.
- [6] **Sokolov N.V., Maksimov T.V., Khadiev M.B., Sagbiev I.R.** Influence of the axial force of the rotor of a centrifugal compressor on the operating of the operation of the thrust bearing. *Oil and gas engineering (OGE-2021)*, AIP Conference Proceedings 2412(1):030047, 2021.
- [7] **Соколов Н.В., Хадиев М.Б., Максимов Т.В., Футин В.А.** Испытания упорного подшипника скольжения с параллельным междуподушечному каналу скосом в центробежном компрессоре // Вестник казанского технологического университета. 2014. Т. 17 № 7, С. 239–244.
- [8] **Беденко К.А., Тисарев А.Ю., Виноградов А.С.** Проблемы расчетного определения осевой силы на радиально-упорный подшипник ротора высокого давления // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: сборник трудов конференции. 2021, Самара, С. 62–63.
- [9] **Галеркин Ю.Б.** Турбокомпрессоры // Монография, Издательство ООО «ИИЦ КХТ», 2010, с. 596.
- [10] **Боровков А.И., Воинов И.Б., Никитин М.А., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А.** Моделирование характеристик одноступенчатого центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 3. С. 153–175.
- [11] **Галеркин Ю.Б., Маренина Л.Н., Солдатова К.В., Дроздов А.А.** Численное моделирование и оптимизация обратно-направляющих аппаратов центробежных компрессорных ступеней разной быстротходности // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства: Материалы 11-ой международной научно-технической конференции. 2021, Омск. С. 77–78.
- [12] **Тё А.М.** Судовые вспомогательные механизмы, системы и устройства: Учеб. пособие. Владивосток. Мор. гос. ун-т, 2013. 208 с.
- [13] **Jin F., Tao R., Wei Z., Wu Y., Xiao R.** Investigation of the axial force on a varying-speed centrifugal pump impeller. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part a Journal of Power and Energy* 236(1):095765092110539, 2021.
- [14] **Jin F., Li N., Wei Z., Wu Y., Tao R., Xiao R.** Sensitivity analysis on the influence factor of clearance axial force of a varying-speed centrifugal pump. *Journal of Physics Conference Series* 2217(1):012001, 2022.
- [15] **Zhang H., Dong W., Chen D.** Numerical analysis of the flow mechanism and axial force characteristics of the cavity in a centrifugal pump with a front inducer. *Journal of Vibroengineering* 22(5):1210-1227, 2020.
- [16] **Петров А.И., Флидлидер Д.В., Флидлидер А.В.** Расчет осевого усилия и анализ эффективности разгрузочных устройств для полуоткрытого рабочего колеса с использованием численного моделирования // Гидравлика. 2018. №1 (5). С. 98–118.
- [17] **Будаев Г.А., Данилов Д.А., Исаев Н.Ю.** Исследования осевой силы на роторе центробежного насоса двухстороннего всасывания при неравномерном износе щелевых уплотнений // Гидравлика. 2021. №12. С. 9–18.
- [18] **Галеркин Ю.Б.** Труды научной школы компрессоростроения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого // СПб. : ПОЛИТЕХ-ПРЕСС. 2021, 332 с.

[19] **Васильев Ю.С., Родионов П.И., Соколовский М.И.** Высокоэффективные центробежные компрессоры нового поколения. Научные основы расчета, разработка методов оптимального проектирования и освоение производства // Промышленность России. 2000. № 10-11. С. 78–85.

### СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**ГАЛЕРКИН Юрий Борисович** – профессор, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, д-р техн. наук.  
E-mail: yuri\_galerkin@mail.ru

**РЕКСТИН Алексей Феликсович** – ведущий специалист, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, д-р техн. наук.  
E-mail: rekstin2k7@mail.ru

**ДРОЗДОВ Александр Александрович** – доцент, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, д-р техн. наук.  
E-mail: a\_drozdi@mail.ru

**МАРЕНИНА Любовь Николаевна** – старший преподаватель, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, канд. техн. наук.  
E-mail: marenina\_in@mail.ru  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9380-9754>

### REFERENCES

- [1] **V.B. Shnepp**, Konstruktsiya i raschet tsentrobezhnykh kompressornykh mashin (Design and calculation of centrifugal compressor machines) // М. : Mashinostroyeniye, 1995, 240 s.
- [2] **V.B. Shnepp**, Computation of axial forces in the centrifugal stage with allowance for leakage through seals. Chemical and Petroleum Engineering, 19(8):318–323, 1983.
- [3] **A.I. Belousov, A.I. Ivanov**, Raschet osevykh sil, deystvuyushchikh v turbomashinakh: Ucheb. posobiye. Kuybyshev, 1981. 81 s.
- [4] **K. Brun, S. Simons, R. Kurz, M. Pinelli, M. Morini, E. Munari**, Measurement and Prediction of Centrifugal Compressor Axial Forces During Surge: Part 1 — Surge Force Measurements. ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, GT2017-63061, V009T27A003, 2017.
- [5] **J.F. Gulich**, Disc friction losses of closed turbomachine impellers. Forschung im Ingenieurwesen 68 (2003) 87 – 95 Springer-Verlag, 2003.
- [6] **N.V. Sokolov, T.V. Maksimov, M.B. Khadiyev, I.R. Sagbiev**, Influence of the axial force of the rotor of a centrifugal compressor on the operating of the operation of the thrust bearing. Oil and gas engineering (OGE-2021), AIP Conference Proceedings 2412(1):030047, 2021.
- [7] **N.V. Sokolov, M.B. Khadiyev, T.V. Maksimov, V.A. Futin**, Ispytaniya upornogo podshipnika skolzheniya s parallelnym mezhdupodushechnomu kanalu skosom v tsentrobezhnom kompressore // Vestnik kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta. 2014. T. 17 №7, S. 239–244.
- [8] **K.A. Bedenko, A.Yu. Tisarev, A.S. Vinogradov**, Problemy raschetnogo opredeleniya osevoy sily na radialno-upornyy podshipnik rotora vysokogo davleniya // Problemy i perspektivy razvitiya dvigatelestroyeniya: sbornik trudov konferentsii. 2021, Samara, S. 62–63.
- [9] **Yu.B. Galerkin**, Turbokompressory (Turbochargers) // Monografiya, Izdatelstvo OOO «IITs KKhT», 2010, s. 596.

- [10] **A.I. Borovkov, I.B. Voinov, M.A. Nikitin, Yu.B. Galerkin, A.F. Rekstin, A.A. Drozdov**, Modelirovaniye kharakteristik odnostupenchatogo tsentrobezhnogo kompressora gazoperekachivayushchego agregata // Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbPU. Yestestven-nyye i inzhenernyye nauki. 2018. T. 24, № 3. S. 153–175.
- [11] **Yu.B. Galerkin, L.N. Marenina, K.V. Soldatova, A.A. Drozdov**, Chislennoye modelirovaniye i optimizatsiya obratno-napravlyayushchikh apparatov tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney raznoy bystrokhodnosti // Tekhnika i tekhnologiya neftekhimicheskogo i nefte-gazovogo proizvodstva: Materialy 11-oy mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii. 2021, Omsk. S. 77–78.
- [12] **A.M. Te**, Sudovyye vspomogatelnyye mekhanizmy, sistemy i ustroystva (Ship auxiliary mechanisms, systems and devices): Ucheb. posobiye. Vladivostok. Mor. gos. un-t, 2013. 208 s.
- [13] **F. Jin, R. Tao, Z. Wei, Y. Wu., R. Xiao**, Investigation of the axial force on a varying-speed centrifugal pump impeller. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part a Journal of Power and Energy 236(1):0957650921110539, 2021.
- [14] **F. Jin, N. Li, Z. Wei, Y. Wu, R. Tao, R. Xiao**, Sensitivity analysis on the influence fac-tor of clearance axial force of a varying-speed centrifugal pump. Journal of Physics Conference Series 2217(1):012001, 2022.
- [15] **H. Zhang, W. Dong, D. Chen**, Numerical analysis of the flow mechanism and axial force characteristics of the cavity in a centrifugal pump with a front inducer. Journal of Vibroengineering 22(5): 1210–1227, 2020.
- [16] **A.I. Petrov, D.V. Flidlider, A.V. Flidlider**, Raschet oseвого usiliya i analiz effektivnosti razgruzochnykh ustroystv dlya poluotkrytogo rabocheho koleasa s ispolzovaniyem chislennogo modelirovaniya (Calculation of axial force and analysis of the efficiency of unloaders for a semi-open impeller using numerical simulation) // Gidravlika. 2018. №1 (5). S. 98–118.
- [17] **G.A. Budayev, D.A. Danilov, N.Yu. Isayev**, Issledovaniya osevoy sily na rotore tsen-trobezhnogo nasosa dvukhstoronnego vsasyvaniya pri neravnomernom iznose shchelevykh uplot-neniy (Investigation of the axial force on the rotor of a double-suction centrifugal pump with un-even wear of slotted seals) // Gidravlika. 2021. №12. S. 9–18.
- [18] **Yu.B. Galerkin**, Trudy nauchnoy shkoly kompressorostroyeniya Sankt-Peterburgskogo politekhnicheskogo universiteta Petra Velikogo (Proceedings of the Scientific School of Com-pressor Engineering of Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University) // SPb. : POLITEKk-PRESS. 2021, 332 s.
- [19] **Yu.S. Vasilyev, P.I. Rodionov, M.I. Sokolovskiy**, Vysokoeffektivnyye tsentrobezhnyye kompressory novogo pokoleniya. Nauchnyye osnovy rascheta, razrabotka metodov optimalnogo proyektirovaniya i osvoyeniye proizvodstva (New generation high efficiency centrifugal com-pressors. Scientific basis of calculation, development of methods for optimal design and development of production) // Promyshlennost Rossii. 2000. № 10-11. S. 78–85.

## INFORMATION ABOUT AUTHORS

**Yuri B. GALERKIN** – *Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.*  
E-mail: yuri\_galerkin@mail.ru

**Aleksey F. REKSTIN** – *Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.*  
E-mail: rekstin2k7@mail.ru

**Aleksandr A. DROZDOV** – *Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.*  
E-mail: a\_drozdi@mail.ru

**Lyubov N. MARENINA** – *Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.*  
E-mail: marenina\_ln@mail.ru  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9380-9754>

Поступила: 18.10.2022; Одобрена: 04.12.2022; Принята: 05.12.2022.  
Submitted: 18.10.2022; Approved: 04.12.2022; Accepted: 05.12.2022.