

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА НА БАЗЕ «НЕВЯЗКОГО» РАСЧЕТА

Ю. Б. Галеркин¹, А. Ф. Рекстин¹, Л. Г. Кузнецов², В. Б. Семеновский¹,

О. А. Соловьёва¹, М. А. Рожновский³✉

¹Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Россия, 195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29 Б

²АО «Компрессор», Россия, 194044, г. Санкт-Петербург, пр. Большой Сампсониевский, 64

³ООО «Нева Турбо», Россия, 192029, г. Санкт-Петербург, пр. Обуховской обороны, 51 К

✉ maxrozhnovsky@yandex.ru

Возможность расчета зависимости напора от расхода необходима для проектирования рабочего колеса и для последующего расчета газодинамических характеристик компрессора.

В статье для исследования напорной характеристики центробежных рабочих колес используются невязкие квазитрехмерные подходы, которые не позволяют определить КПД рабочего колеса, но позволяют на основании качественного анализа диаграмм распределения скоростей по поверхностям лопаток определить эффективность выбранной геометрии. Второй подход — одномерная математическая модель, включающая в себя эмпирические зависимости, связывающие потери в элементах проточной части с их размерами и параметрами проектирования. В проектной практике авторы применяют ПК-программы метода универсального проектирования Санкт-Петербургского политехнического университета, в котором практически линейные зависимости коэффициента теоретического напора от коэффициента расхода на выходе из рабочего колеса задаются величиной коэффициента напора при нулевом расходе и углом наклона напорной характеристики.

Представленные в тексте напорные характеристики, построенные по результатам экспериментов, рабочих колес модельных ступеней Санкт-Петербургского политехнического университета сопоставлены с характеристиками, рассчитанными при невязком течении. Между первыми и вторыми установлены соотношения, аппроксимированные алгебраическими уравнениями. Эти уравнения — искомое математическое выражение напорных характеристик.

Ключевые слова: модельная ступень, напорная характеристика, коэффициент напора, коэффициент расхода, математическая модель, невязкий квазитрехмерный расчет, рабочее колесо, угол наклона напорной характеристики

Для цитирования: Галеркин Ю. Б., Рекстин А. Ф., Кузнецов Л. Г., Семеновский В. Б., Соловьёва О. А., Рожновский М. А. Моделирование напорной характеристики рабочего колеса центробежного компрессора на базе «невязкого» расчета. *Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»*. 2026. Т. 10, № 2. С. 14–23. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-14-23>. EDN: UHJWVJ.



© Галеркин Ю. Б., Рекстин А. Ф., Кузнецов Л. Г.,
Семеновский В. Б., Соловьёва О. А., Рожновский М. А., 2026.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

SIMULATION OF THE PRESSURE CHARACTERISTICS OF THE CENTRIFUGAL COMPRESSOR IMPELLER ON THE BASIS OF A "NON-VISCOUS" CALCULATION

Yu. B. Galerkin¹, A. F. Rekstin¹, L. G. Kuznetsov², V. B. Semenovskiy¹,
O. A. Solovyeva¹, M. A. Rozhnovsky³✉

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
Polytechnicheskaya St., 29 B, Saint Petersburg, 195251, Russia

²JSC "Compressor", Bolshoi Sampsonievsky Ave., 64, Saint Petersburg, 194044, Russia

³LLC "Neva Turbo", Obukhovskoy Oborony Ave., 51 K, Saint Petersburg, 192029, Russia

✉ maxrozhnovsky@yandex.ru

To design the impeller and to calculate gas-dynamic characteristics is necessary to follow the dependence of the pressure on the flow rate.

The article uses quasi-three-dimensional approaches to study the pressure characteristics of centrifugal impellers. These approaches do not allow determining the impeller efficiency, but allow determining the effectiveness of the selected geometry based on a qualitative analysis of the velocity distribution diagrams across the blade surfaces. The second approach is a one-dimensional mathematical model that includes empirical relations linking losses in the flow path elements to their dimensions and design parameters. Therefore, the authors use PC programs of the Universal Design Method of the Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. The dependence "loading factor — flow rate coefficient at the impeller outlet" is linear practically. This dependence is specified by the value of the loading factor at zero flow and the angle of inclination of the pressure characteristics.

The authors compare measured characteristics of the impellers of the model stages of the Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University with the characteristics calculated for the inviscid flow. The research establishes relations between the first and second ones, approximated by algebraic equations. These equations represent the required mathematical expression of pressure characteristics.

Keywords: model stage, pressure characteristic, loading factor, flow coefficient, mathematical model, inviscid quasi-three-dimensional calculation, impeller, head characteristic inclination angle

For citation: Galerkin Yu. B., Rekstin A. F., Kuznetsov L. G., Semenovskiy V. B., Solovyeva O. A., Rozhnovsky M. A. Simulation of the pressure characteristics of the centrifugal compressor impeller on the basis of a "non-viscous" calculation. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2026;10(2):14–23. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-14-23>. EDN: UHJWVJ. (In Russ.).



© Galerkin Yu. B., Rekstin A. F., Kuznetsov L. G.,
Semenovskiy V. B., Solovyeva O. A., Rozhnovsky M. A., 2026.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Расчет газодинамических характеристик центробежного компрессора (ЦК) необходим на стадии завершения проекта и при анализе возможностей применения существующего компрессора при тех или иных условиях эксплуатации. Применение программ вычислительной газодинамики (Computational Fluid Dynamics — CFD) сопряжено с затратой машинного времени и в случае ЦК не гарантирует точности расчета конечного давления и потребляемой мощности. В публикациях [1–23] приведены примеры успешных и не успешных CFD-решений. Поскольку алгоритм получения точного CFD-решения на данный момент неизвестен, применяются и развиваются инженерные методы расчета на базе математических моделей.

Анализ проблемы

Размерные газодинамические характеристики — расход, конечное давление, мощность — легко рассчитываются, если известны их безразмерные

эквиваленты — коэффициент расхода, коэффициент напора, коэффициент полезного действия. В турбокомпрессорной научной школе Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (СПбПУ) [24, 25] принято представлять безразмерную характеристику ЦК в виде:

$$\eta, \psi_i = f(\bar{F}, \Phi, k, M_u, Re_u), \quad (1)$$

где $\bar{F}$ — форма проточной части; Φ — коэффициент расхода; k — показатель адиабаты; M_u — условное число Маха; Re_u — условное число Рейнольдса.

В формальном, но теоретически безупречном соотношении (1) КПД и коэффициент внутреннего напора представлены в зависимости от формы поточной части, коэффициента расхода (объемный расход отнесен к площади рабочего колеса — РК) и критериев подобия. Если для каждого из РК ступеней компрессора известны зависимости (1), размерные характеристики компрессора рассчитываются по известным алгебраическим уравнениям

термогазодинамики. В инженерном методе универсального моделирования СПбПУ [24–26] для расчета КПД и коэффициента напора разработаны математические модели, представляющие собой алгебраические уравнения с эмпирическими коэффициентами. Эмпирические коэффициенты определены в процессе идентификации — сопоставления расчета с экспериментально определенными характеристиками. Принципиальные положения моделирования характеристики КПД методом универсального моделирования представлены в монографии [27], современное состояние — в диссертации [28], а обширный и успешный опыт газодинамического проектирования — в работах [24–26]. Математическое выражение напорной характеристики в принципе несложно и в методе универсального моделирования представлено формулой:

$$\psi_T = \psi_{T0} - \varphi'_2 \operatorname{ctg} \beta_T, \quad (2)$$

где ψ_{T0} — коэффициент напора при нулевом расходе; β_T — угол наклона; φ'_2 — коэффициент расхода на выходе из РК с учетом стеснения потока лопатками.

Коэффициент теоретического напора $\psi_T = c_{u2}/u_2$ характеризует механическую работу, сообщаемую газу лопатками рабочего колеса. Для расчета характеристики нужны всего лишь алгебраические уравнения для расчета угла наклона β_T и коэффициента напора при нулевом расходе ψ_{T0} . В работах [28, 29] представлены достаточно развитые математические выражения безразмерной напорной характеристики, учитывающие соотношения размеров проточной части РК и проявляющие в некоторых случаях обратное влияние размеров и типа диффузора.

Для расчета коэффициента напора в расчетной точке со времен монографии [30] среди российских специалистов популярна формула А. Стодоло:

$$\psi_T = \frac{c_{u2}}{u_2} = 1 - \varphi'_2 \operatorname{ctg} \beta_{\lambda 2} - \frac{\pi}{z} \sin \beta_{\lambda 2}, \quad (3)$$

где c_{u2} — закрутка потока на выходе из РК; u_2 — окружная скорость на выходе из РК; $\beta_{\lambda 2}$ — угол лопатки на выходе; z — число лопаток.

Коэффициент расхода $\varphi'_2 = c_{r2}/u_2$ характеризует расходную составляющую скорости потока на выходе из РК с учетом того, что часть проходного сечения занимают лопатки конечной толщины (учет стеснения потока лопатками). Последнее вычитаемое в (3) учитывает отставание потока от выходного направления лопаток в силу их конечного количества.

Формула (3) предложена А. Стодолой в предположении, что отставание потока обусловлено наложением на транзитный поток потока относительно вихря (рис. 1).

В воображаемом идеальном РК с бесконечным числом бесконечно тонких лопаток линия напорной характеристики $\psi_{T\infty} = 1 - \varphi'_2 \operatorname{ctg} \beta_{\lambda 2}$ — прямая, проходящая через точку $\psi_{T0} = 1 - \frac{\pi}{z} \sin \beta_{\lambda 2}$ (при нулевом расходе) под углом $\beta_{\lambda 2}$. Поток относительного вихря по А. Стодолое $\frac{\pi}{z} \sin \beta_{\lambda 2}$ от расхода не зависит, тогда,

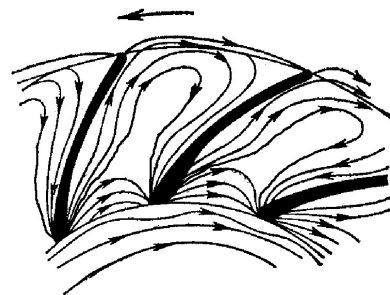


Рис. 1. Линии тока в идеальном рабочем колесе при нулевом расходе (относительный вихрь, Харьковский политехнический институт, акад. Г. Проскура, 1920-е гг.)¹

Fig. 1. Streamlines in an ideal impeller with zero flow (relative vortex, Kharkiv polytechnic institute, G. Proskura, 1920s)

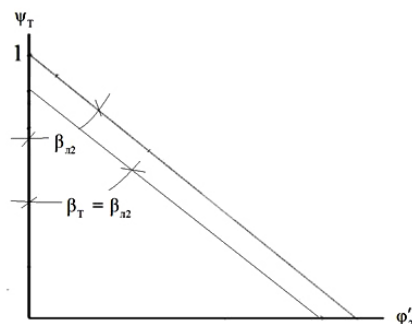


Рис. 2. Линейная напорная характеристика центробежного РК с конечным и с бесконечным числом лопаток по А. Стодоло (не соответствует действительности)

Fig. 2. Linear loading factor characteristic of the centrifugal impeller with a finite and infinite number of blades due to A. Stodola (unrealistic)

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

согласно (3), характеристика коэффициента теоретического напора $\psi_T = f(\varphi'_2)$ — прямая линия, проходящая под углом $\beta_T = \beta_{\lambda 2}$. Это соотношение показано на рис. 2.

В монографии [30] указано, что напорные характеристики промышленных ЦК имеют практически линейный характер. Анализ результатов стендовых испытаний модельных ступеней СПбПУ [31] подтвердил, что зависимость $\psi_T = f(\varphi'_2)$ — практически линейная. Однако углы наклона напорной характеристики могут быть далеки от закономерности на рис. 2. В действительности преимущественно углы наклона β_T меньше угла лопаток $\beta_{\lambda 2}$, а коэффициент напора при нулевом расходе не равен $\psi_{T0} \neq 1 - \frac{\pi}{z} \sin \beta_{\lambda 2}$. Тем не менее выходной угол лопаток остаётся важнейшим фактором, влияющим на напорную характеристику.

Для анализа выбраны характеристики десяти модельных ступеней из базы данных программы ИДЕНТ СПбПУ. Зависимость $\beta_T = f(\beta_{\lambda 2})$ для этих ступеней показана на рис. 3.

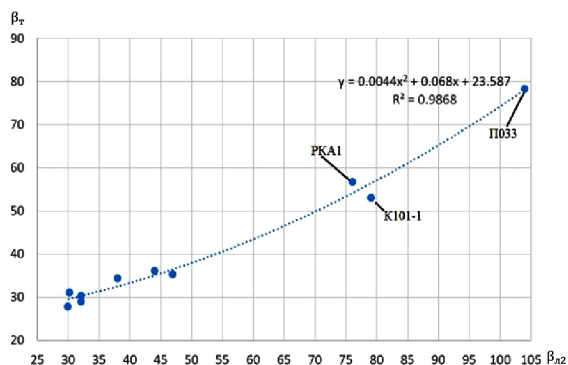


Рис. 3. Модельные ступени СПбПУ с углами выхода лопаток РК $\beta_{A2} = 30-104^\circ$. Зависимость угла наклона напорной характеристики от выходного угла лопаток $\beta_T = f(\beta_{A2})$
 Fig. 3. Model stages of Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University with the $\beta_{A2} = 30-104^\circ$ impeller's blade outlet angles. Dependence of the inclination angle of the loading factor characteristic on the outlet angle of the $\beta_T = f(\beta_{A2})$ blades
 Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

Представленные на рис. 3 модельные ступени имеют диапазон параметров проектирования $\Phi_{расч} = 0,028 - 0,0805$, $\psi_{Трасч} = 0,413 - 0,815$, $M_u = 0,55 - 0,87$. Выходные углы лопаток $\beta_{A2} = 30 - 104^\circ$. Обработка результатов испытаний производится по формулам (4) – (8), представленным ниже.

Коэффициент расхода на входе в ступень по измеренному массовому расходу:

$$\Phi = \frac{\bar{m}}{\rho_0^* \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2}, \quad (4)$$

где $\bar{m}$ — массовый расход; ρ_0^* — плотность газа на входе по параметрам торможения; D_2 — наружный диаметр рабочего колеса.

Из-за протечки в лабиринтном уплотнении покрывающего диска через РК проходит большее количество газа, чем через ступень. Это учитывает коэффициент протечек $\beta_{пр}$. Для РК коэффициент расхода равен:

$$\Phi_0 = \Phi (1 + \beta_{пр}). \quad (5)$$

Коэффициент расхода на выходе из РК с учетом стеснения потока лопатками:

$$\Phi'_2 = \frac{\Phi_0}{4 \frac{b_2}{D_2} u_2 \tau_2 \rho_2} \rho_0^*, \quad (6)$$

где b_2 — ширина канала в межлопаточном пространстве на выходе из РК; τ_2 — коэффициент стеснения потока лопатками на выходе из РК; ρ_2 — плотность газа на выходе из РК.

Коэффициент внутреннего напора по повышению заторможенной температуры:

$$\psi_i = \frac{c_p (T_2^* - T_0^*)}{u_2^2}, \quad (7)$$

где c_p — изобарная теплоемкость; T_2^* — заторможенная температура на выходе из РК; T_0^* — заторможенная температура на входе в РК.

Коэффициент теоретического напора рассчитывается по соотношению (8), которое учитывает особенность центробежного РК: дополнительно к напору, сообщаемому газу лопатками РК (теоретический напор), небольшая доля напора передается наружными поверхностями дисков и газу, который циркулирует в РК из-за протечки в лабиринтном уплотнении покрывающего диска (коэффициенты $\beta_{тр}$ и $\beta_{пр}$):

$$\psi_T = \frac{\psi_i}{1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}}, \quad (8)$$

где $\beta_{тр}$ — коэффициент потерь дискового трения.

Для расчета коэффициента дискового трения и коэффициента протечек в программах Метода универсального моделирования есть достаточно точные полуэмпирические формулы.

Отдельного внимания на рис. 3 заслуживает ступень П033 с необычно большим выходным углом лопаток РК 104° . Это первая ступень двухступенчатой сменной проточной части (СПЧ) для дожимного компрессора 16 МВт головной компрессорной станции магистрального газопровода. Установка СПЧ в корпус компрессора линейного газоперекачивающего агрегата с отношением давлений 1,44 позволила повысить отношение давлений до нужных 1,7 за счет применения высоконапорного РК с углом выхода лопаток более 90° , что необычно для компрессоров промышленного назначения. Тем не менее проект является успешным — выпущено около сотни СПЧ по 16 МВт каждая. Имеется некоторая неопределенность в ее характеристиках, построенных на основе экспериментальных данных: модельная ступень не испытывалась. Без модельных испытаний был построен двухступенчатый компрессор, а анализируемые характеристики первой ступени методом универсального моделирования были выделены из результатов заводских испытаний автором [31].

На рис. 3 пунктиром показана линия тренда — аппроксимирующего уравнения $y = 0,0044x^2 + 0,068x + 23,587$. Наиболее сильно выпадающими являются углы наклона характеристики:

— рабочего колеса испытанной модельной ступени К101-1 (с безлопаточными и лопаточными диффузорами, при разных M_u) с выходным углом лопаток 79° . Достоверность ее характеристик проверена при успешной модернизации воздушного 12-ступенчатого компрессора для нефтеперегонного предприятия;

— модельной ступени с рабочим колесом А1 с выходным углом лопаток 76° , принадлежащей более раннему семейству. По параметрам проектирования рабочее колесо А1 и рабочее колесо К101-1 схожи, но по соотношению размеров проточной части заметно отличаются.

Разброс точек относительно аппроксимации на рис. 3 желательно уменьшить. Авторы предприняли исследование напорных характеристик РК при обтекании невязким газом как попытку найти более точный способ моделирования напорной характеристики. Цель — создание точного математического выражения для моделирования напорной характеристики.

Методика расчета невязкого потока в РК

Расчеты невязкого квазитрехмерного течения в РК — обязательный этап поиска оптимальных размеров и формы проточной части РК Методом

универсального моделирования. Информация о невязком течении имеется у всех РК, спроектированных методом универсального моделирования.

Используемая для расчетов программа ЗДМ.023 — это комбинация двух расчетов:

- расчет осесимметричного течения в меридиональной плоскости (бесконечное число бесконечно тонких лопаток) методом квазиортогоналей;
- расчет обтекания лопаток восьми осесимметричных поверхностей тока по высоте лопаток методом присоединенных вихрей.

Рассчитанные скорости на поверхности лопаток (диаграммы скоростей) предоставляют информацию для анализа: нагрузки лопаток, замедления потока вдоль поверхностей, режим безударного обтекания, коэффициент напора при невязком обтекании $\psi_{Тид}$.

Для разных типов РК по опыту проектирования установлены значения эмпирического коэффициента $\psi_{Трасч} (\Phi_{расч} = idem) = K_{\mu} \psi_{Тидрасч}$. Коэффициент $\psi_{Трасч}$ — это один из параметров, выбираемый проектировщиком на основании вариантного расчета. Чтобы проектируемое рабочее колесо обеспечило величину данного коэффициента, производится расчет вариантов РК с $\psi_{Тидрасч} = \psi_{Трасч} / K_{\mu}$ по программе ЗДМ.023. Взамен предлагается более корректный эмпирический коэффициент $K_{\psiТ}$:

$$\psi_{Трасч} (\Phi'_{2расч} = idem) = K_{\psiТ} \psi_{Тидрасч}, \quad (9)$$

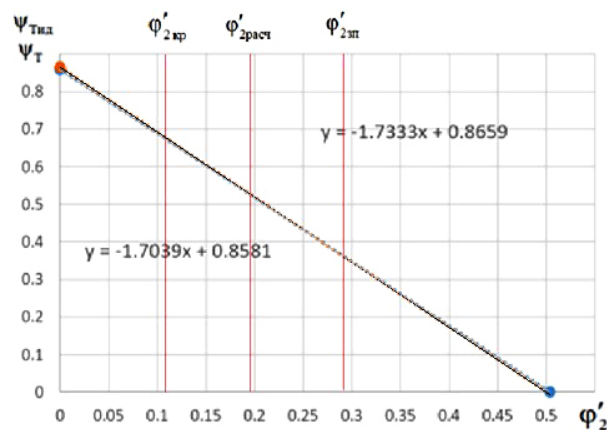
Использование $K_{\psiТ}$ взамен K_{μ} исключает влияние сжимаемости на связь между реальным и «невязким» коэффициентами напора.

Сопоставление реальных и «невязких» напорных характеристик

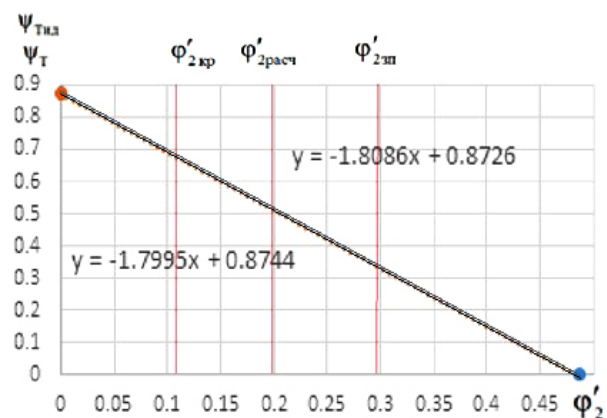
«Невязкие» напорные характеристики, как и реальные, отражают специфику размеров и формы рабочих колес, что и делает их информативными. Последующие рисунки представляют сопоставление характеристик: характеристики, полученные на основе экспериментальных данных — серый цвет, рассчитанные при невязком течении, «идеальные» — черный цвет. На рис. 4 верхнее уравнение для аппроксимации напорной характеристики по невязкому течению, нижнее — аппроксимация экспериментальных данных. Уравнения линейных зависимостей характеристик на полях рисунков: $\psi_T = \psi_{Т0} - \Phi'_{2} \text{ctg} \beta_T$. Приведенные линейные зависимости обобщают результаты испытаний на нескольких режимах.

На рис. 4 сопоставлены характеристики рабочих колес РК060, РК064, РК048 с углами выхода лопаток $30-32^\circ$.

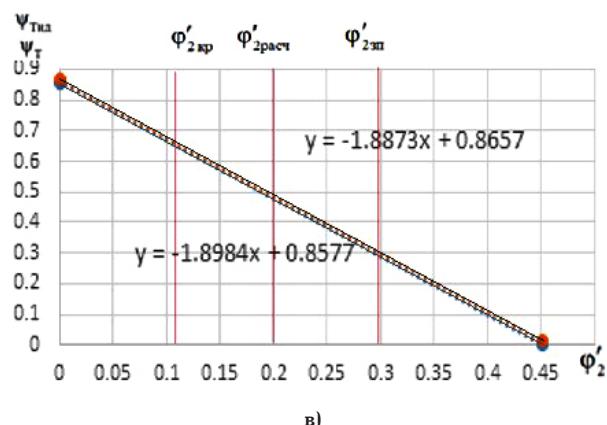
Практически совпадают «идеальные» и реальные характеристики рабочих колес с разными размерами и параметрами, но при одинаково небольших углах лопаток. При проектировании Методом универсального моделирования основные размеры и свойства РК определяют два главных параметра проектирования: коэффициент расхода на расчетном режиме $\Phi_{расч}$ и соответствующего коэффициента напора $\psi_{Трасч}$. У РК на рисунке $\Phi_{расч} = 0,048$ — $-0,066$; $\psi_{Трасч} = 0,42$ — $0,50$. Для РК с такими параметрами реальные и рассчитанные «идеальные» характеристики оказались практически тождественными, что наблюдается впервые. Коэффициенты напора этих РК небольшие, обтекание лопаток благоприятное. Очевидно, вязкость проявляет себя только в относительно тонких пограничных слоях.



а)



б)



в)

Рис. 4. Напорные характеристики РК с $\beta_{\Lambda 2} = 30-32^\circ$: а) РК060; б) РК064; в) РК048

Fig. 4. Loading factor characteristics of the impellers with $\beta_{\Lambda 2} = 30-32^\circ$: а) РК060; б) РК064; в) РК048

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

Расчеты Методом универсального моделирования показывают отсутствие отрыва потока в РК. Однако это справедливо для расчетного режима. Почему реальная характеристика совпадает с «идеальной» на нерасчетных режимах не имеет очевидного объяснения. Тем не менее для этих РК эмпирический коэффициент практически равен $K_{\psiТ} = 1$, не только для расчетного $\Phi_{расч}$, но и в пределах всей характеристики.

Были построены напорные характеристики РК028 также с небольшим углом выхода лопаток

30,3°, и $\psi_{\text{Трасч}} = 0,534$, но с меньшим коэффициентом расхода: $\Phi_{\text{расч}} = 0,0338$.

То, что реальный коэффициент напора больше «идеального», представляется необычным, хотя это только в правой части характеристики. На расчетном режиме $\Phi'_{2\text{расч}} = 0,184$ эмпирический коэффициент равен $K_{\psi\text{T}} = \frac{\psi_{\text{T0}} - \Phi'_2 \text{ctg} \beta_{\text{T}}}{(\psi_{\text{T0}} - \Phi'_2 \text{ctg} \beta_{\text{T}})_{\text{ид}}} = 0,971$.

Особенность профилирования РК028: средняя линия их лопаток — дуга окружности, а не построенная исходя из качественно оптимизированного движения «невязкого» потока. В конкретном случае РК028 у «дуговых» лопаток диаграмма скоростей вполне благоприятная, но отличается от диаграмм «профилированных» РК большей нагрузкой в первой половине лопатки.

Также были построены характеристики РК044, тоже с коэффициентом расхода меньше оптимального $\Phi_{\text{расч}} = 0,0437$, $\Phi'_{2\text{расч}} = 0,217$ и коэффициентом напора больше, чем у представленных выше РК: и $\psi_{\text{Трасч}} = 0,556$. У РК044 такие же «дуговые» лопатки, как и у РК028.

Значения коэффициента напора при нулевом расходе рассчитанной и полученной на основе экспериментальных данных характеристик практически совпадают. Угол наклона полученной в ходе эксперимента характеристики больше, поэтому у РК044 $K_{\psi\text{T}} = 1,06 > 1$. Данная поправка является существенной и нетипичной. Угол наклона характеристик, полученных на основе эксперимента, больше рассчитанных только у РК с «дуговыми» лопатками. Данная особенность заслуживает специального изучения.

У следующей модельной ступени К101-4 малорасходное РК имеет «профилированные» лопатки, напорная характеристика.

Параметры проектирования РК К101-4: $\Phi_{\text{расч}} = 0,0282$, $\Phi'_{2\text{расч}} = 0,181$, $\psi_{\text{Трасч}} = 0,609$. При «профилированных» лопатках соотношение между рассчитанными и полученными в результате эксперимента характеристиками ожидаемое — последние лежат ниже, $K_{\psi\text{T}} = 0,957 < 1$.

Рабочее колесо РК055 с близким к оптимуму для КПД коэффициентом расхода $\Phi_{\text{расч}} = 0,0604$, $\Phi'_{2\text{расч}} = 0,257$, с небольшим коэффициентом напора $\psi_{\text{Трасч}} = 0,525$ и «профилированными» лопатками.

Как и у других показанных выше характеристик РК с «профилированными» лопатками, коэффициенты напора при нулевом расходе примерно одинаковы у сопоставляемых характеристик. Угол наклона «идеальной» характеристики больше, поэтому она проходит выше измеренной. При расчетном коэффициенте расхода $\Phi'_{2\text{расч}} = 0,257$ эмпирический коэффициент РК055 $K_{\psi\text{T}} = 0,93$. У этого РК выходной угол лопаток больше на 16–18°, чем у представленных выше РК060, РК064, РК028 с $K_{\psi\text{T}} = 1$.

У РК К101-1 с углом выхода лопаток 79° угол наклона «идеальной» характеристики сильно отстает от угла лопаток: на 16°, а угол реальной — еще на 10°.

Визуально зона работы ступени очень узкая, но это в сравнении с большим максимальным коэффициентом расхода, которому соответствует нулевой коэффициент расхода. При $\Phi'_{2\text{расч}} = 0,325$ коэффициенты напора равны $\psi_{\text{T}} = 0,6532$, $\psi_{\text{Tид}} = 0,7326$, т. е. эмпирический коэффициент $K_{\psi\text{T}} = 0,8916$.

РК А1 близко по параметрам к РК К101-1, но проектировалось намного раньше, когда ре-

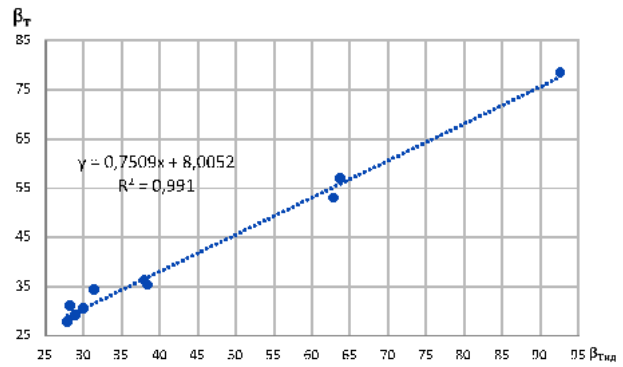


Рис. 5. Угол наклона напорной характеристики исследованных рабочих колес от угла наклона их же «идеальной» характеристики $\beta_{\text{T}} = f(\beta_{\text{Tид}})$

Fig. 5. Inclination angle of the loading factor characteristic of the studied impellers from the inclination angle of their "ideal" $\beta_{\text{T}} = f(\beta_{\text{Tид}})$ characteristic

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

комендовались другие значения коэффициентов расхода ($\Phi'_{2\text{расч}} = 0,404$ против 0,327 к РК101-1). Но соотношение между реальной и «идеальной» характеристиками похоже на предыдущее.

Углы наклона «невязкой» и реальной характеристик равны 63,80° и 56,87°. Коэффициенты напора при нулевом расходе близки. При $\Phi'_{2\text{расч}} = 0,404$ коэффициенты напора равны $\psi_{\text{T}} = 0,6513$, $\psi_{\text{Tид}} = 0,7326$, т. е. эмпирический коэффициент $K_{\psi\text{T}} = 0,8932$ — практически как у РК К101-1 с лопаточным углом на 3° больше.

Самый большой выходной угол у РКП033 — 104°. Его полученная на основании эксперимента характеристика — строго линейная, а «идеальная» характеристика получена с вычислительными погрешностями при работе программы, что привело к разбросу рассчитанных точек от линейной зависимости. По аналогии с предыдущими рабочими колесами использована линейная аппроксимация «идеальной» характеристики.

Принципиально изменился и угол наклона. У характеристики, построенной на основании экспериментальных данных, он меньше 90°, а у «идеальной» — больше. Экспериментальный коэффициент при расчетном коэффициенте расхода $\Phi'_{2\text{расч}} = 0,389$ равен $K_{\psi\text{T}} = 0,8927$ — практически как у РК101-1 и РКА1 с углами выхода лопаток 79 и 76°.

Математическая модель напорной характеристики

Исследование «идеальных» характеристик предоставляет возможность более точного моделирования напорных характеристик реальных рабочих колес. На рис. 5 угол наклона напорной характеристики исследованных рабочих колес представлен в зависимости от угла наклона рассчитанной «идеальной» характеристики.

На рис. 5 представлена линейная аппроксимация. Полиномиальная аппроксимация дает несущественное уточнение в 4-м знаке. Очевидно, зависимость $\beta_{\text{T}} = f(\beta_{\text{Tид}})$ может служить хорошей моделью для расчета, когда есть возможность произвести расчет «невязкого» течения в рабочем колесе:

$$\beta_{\text{T}} = 0,7509\beta_{\text{Tид}} + 8,0052. \quad (10)$$

Две выпадающие точки вверх от этой зависимости — это РК028 и РК044 с «дуговыми» лопат-

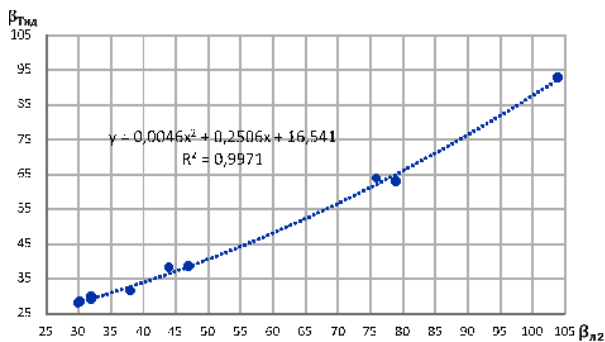


Рис. 6. Угол наклона «идеальной» напорной характеристики исследованных рабочих колес от выходного угла лопаток

$\beta_{Тид} = f(\beta_{л2})$
Fig. 6. Inclination angle of the "ideal" loading factor characteristic of the studied impellers from the outlet angle of the $\beta_{л2}$ blades

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

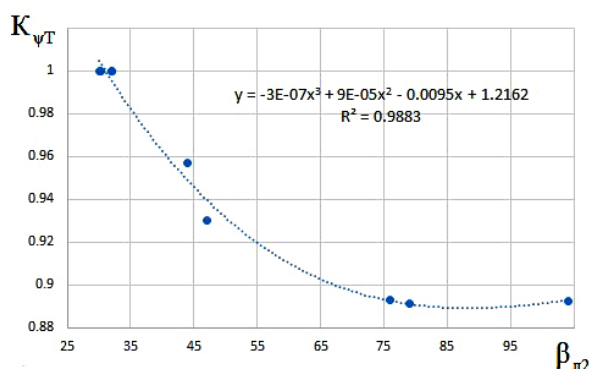


Рис. 7. Зависимость эмпирического коэффициента $K_{\psi Т} (\phi'_{расч} = idem) = \psi_{Трасч} / \psi_{Тидрасч}$ от выходного угла лопаток РК с «профилированными» лопатками

Fig. 7. Dependence of the empirical coefficient $K_{\psi Т} (\phi'_{расч} = idem) = \psi_{Трасч} / \psi_{Тидрасч}$ on the outlet angle of the blades of the impeller with "profiled" blades

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

ками. За отсутствием другой возможности для РК с «дуговыми» лопатками к расчету по формуле (10) можно добавить 2°.

При первичном проектировании нет достаточной информации для расчета «идеальной» характеристики. Но выходной угол лопаток РК известен, для его расчета есть статистическая модель. Этим следует воспользоваться, так как угол наклона «идеальной» напорной характеристики хорошо коррелируется с выходным углом лопаток (рис. 6).

Уравнение зависимости угла наклона «идеальной» напорной характеристики от выходного угла лопаток $\beta_{Тид} = f(\beta_{л2})$:

$$\beta_{Тид} = 0,0046\beta_{л2}^2 + 0,2506\beta_{л2} + 16,541. \quad (11)$$

При первичном проектировании по формуле (11) следует рассчитать $\beta_{Тид}$, а по формуле (10) угол наклона реальной характеристики β_T .

Второй параметр напорной характеристики — коэффициент напора при нулевом расходе — также коррелируется с невязким расчетом.

Значения $\psi_{Т0} / \psi_{Тид0} = 0,99 - 1,01$ для всех рабочих колес с выходными углами лопаток 30–104°, кроме РК028 с «дуговыми» лопатками. Разброс значений лежит в пределах погрешности экспери-

ментов и расчетов. Для РК по проектам Методом универсального моделирования предлагается рассчитывать коэффициент теоретического напора при нулевом расходе по равенству (12):

$$\psi_{Т0} = \psi_{Тид0}. \quad (12)$$

Уравнения (10), (11) решают задачу расчета напорной характеристики существующего рабочего колеса — конец газодинамического проектирования.

При окончательном проектировании по программе ЗДМ.023 производится уточненный расчет размеров РК и формы лопаточной решетки. Сопоставляются 30–40 вариантов РК с одинаковыми $\psi_{Тидрасч} = \psi_{Трасч} / K_{\mu}$. Для определения величины эмпирического коэффициента следует воспользоваться его зависимостью от выходного угла лопаток РК на рис. 7. Применение формулы (12) следует ограничить рабочими колесами с «профилированными» лопатками:

$$K_{\psi Т} = -3E^{-07}\beta_{л2}^3 + 9E^{-05}\beta_{л2}^2 - 0,0095\beta_{л2} + 1,2162. \quad (13)$$

Заключение

Все модельные ступени, напорные характеристики рабочих колес которых исследовались, были спроектированы методом универсального моделирования Санкт-Петербургского политехнического университета и реализованы в десятках проектов компрессоров с единичной мощностью до 25 МВт без замечаний по несоответствию техническому заданию.

Полученные в результате эксперимента напорные характеристики модельных ступеней с параметрами проектирования $\Phi_{расч} = 0,028 - 0,080$, $\psi_{Трасч} = 0,413 - 0,815$ и углами выхода лопаток $\beta_{л2} = 30 - 104^\circ$ — практически линейные. Линейную напорную характеристику определяет коэффициент напора при нулевом расходе и угол наклона. Напорные характеристики этих же рабочих колес при рассчитанном невязком течении — также линейные. Отклонение от линейной зависимости напор — расход при невязком течении заметно только у РК с выходным углом лопаток больше 90° .

Найдено простое математическое выражение в виде уравнений, связывающих реальные и «невязкие» коэффициенты напора при нулевом расходе и углы наклона характеристик. Для первичного проектирования предложена формула связи коэффициента напора на расчетном режиме с его рассчитанным значением при невязком течении.

Список источников / References

1. Mojaddam M., Benisi A. H., Movahhedy M. R. Optimal design of the volute for a turbocharger radial flow compressor. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*. 2014;229(6):GT2014-26849. <https://doi.org/10.1177/09554140014542448>.
2. Matas R., Syka T., Hurda L. Experimental investigation and numerical modelling of 3D radial compressor stage and influence of the technological holes on the working characteristics. *EPJ Web of Conferences*. 2018;180:02060. <https://doi.org/10.1051/epjconf/201818002060>.
3. Matas R., Syka T., Lunacek O. Numerical and experimental modelling of the centrifugal compressor stage — setting the model of impellers with 2D blades. *EPJ Web of Conferences*. 2017;143:02073. <https://doi.org/10.1051/epjconf/201714302073>.

4. Le Sausse P., Fabrie P., Arnou D., Clunet F. CFD comparison with centrifugal compressor measurements on a wide operating range. *EPJ Web of Conferences*. 2013;45:01059. <https://doi.org/10.1051/epjconf/20134501059>.
5. Marconcini M., Rubecchini F., Arnone A., Ibaraki S. Numerical analysis of the vaned diffuser of a transonic centrifugal compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air*. 2007;GT2007-27200:987–995. <https://doi.org/10.1115/GT2007-27200>.
6. Marechale R., Ji M., Cave M. Experimental and Numerical Investigation of Labyrinth Seal Clearance Impact on Centrifugal Impeller Performance. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*. GT2015-43778. Montreal, 2015. <https://doi.org/10.1115/GT2015-43778>.
7. Kowalski S. C., Pacheco J. E., Fakhri S., Sorokes J. M. Centrifugal stage performance prediction and validation for high Mach number applications. *Proceedings of the Forty-First Turbomachinery Symposium*. Houston, 2012.
8. Kryłłowicz W., Świder P., Kozanecki Z. [et al.]. Technical and aerodynamical aspects of a high pressure synthesis gas turbo compressor modernization. *Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics*. ETC2017-171. Stockholm, 2017.
9. Huang J., Liu H., Xu S., Wang X. Robust performance optimization of centrifugal compressor volute with a rectangular cross-section. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*. GT2015-42979. Montreal, 2015. <https://doi.org/10.1115/GT2015-42979>.
10. Heinrich M., Schwarze R. Scripted CFD-Tool for the Automated Design of Volute for Centrifugal Compressors. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*. GT2015-42629. Montreal, 2015. <https://doi.org/10.1115/GT2015-42629>.
11. Giachi M., Ramalingam V., Belardini E. [et al.]. Parametric Performance of a class of standard discharge scrolls for industrial centrifugal compressors. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*. GT2014-26831. Düsseldorf, 2014.
12. Guidotti G. E. Towards Centrifugal Compressor Stages Virtual Testing. Università degli Studi di Bologna, 2014.
13. Bartelt M., Kwitschinski T., Ceyrowsky T. [et al.]. Experimental and Numerical Investigation of Different Rectangular Volute Geometries for Large Radial Compressors. *Proceedings of ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*. GT2011-46296. Vancouver, 2011.
14. Abel M., Newton P., Martinez-Botas R. F. [et al.]. 3D computational analysis of a compressor for heavy duty truck engine turbochargers. *Proceedings ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. GT2018-75688. Oslo, 2018. <https://doi.org/10.1115/GT2018-75688>.
15. Turunen-Saaresti T., Reunanen A., Larjola J. The Time-Accurate Numerical Simulation of a Centrifugal Compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air*. 2002;GT-2002-30385:579–585. <https://doi.org/10.1115/GT2002-30385>.
16. Kortikov N., Borovkov A., Voynov I. [et al.]. Modeling the gas-dynamic characteristics of the low-flow and mid-flow model stages for an industrial centrifugal compressor. *MATEC Web of Conferences*. 2018;245:04019. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201824504019>. EDN: YYVRGX.
17. Hazby H., Casey M., Robinson C. [et al.]. The Design of a Family of Process Compressor Stages. *Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics*. ETC2017-134. Stockholm, 2017. <https://doi.org/10.29008/ETC2017-134>.
18. Syka T., Matas R., Lunacek O. Numerical and experimental modelling of the radial compressor stage. *AIP Conference Proceedings*. 2016;1745:020059.
19. Franz H., Rube C., Wedeking M. Numerical Investigation of the Return Channel of a High-Flow Centrifugal Compressor Stage. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*. Montréal, 2015. <https://doi.org/10.1115/GT2015-43640>.
20. Маренина Л. М., Галеркин Ю. Б., Дроздов А. А. [и др.]. Положительный опыт CFD-моделирования характеристик центробежных компрессорных ступеней и анализ целевых потерь. Часть 1. // Компрессорная техника и пневматика. 2022. № 2. С. 18–25. EDN: UFBZYC.
- Marenina L., Galerkin Y., Drozdov A. [et al.]. Positive experience of cfd-simulatin of centrifugal compressor stage characteristics and parasitic loss analysis. Part 1. *Compressors & Pneumatics*. 2022;2:18–25. EDN: UFBZYC. (In Russ.).
21. Маренина Л. М., Галеркин Ю. Б., Дроздов А. А. [и др.]. Положительный опыт CFD-моделирования характеристик центробежных компрессорных ступеней и анализ целевых потерь. Часть 2. // Компрессорная техника и пневматика. 2022. № 3. С. 5–11. EDN: RREESC.
- Marenina L., Galerkin Y., Drozdov A. [et al.]. Positive experience of cfd-simulatin of centrifugal compressor stage characteristics and parasitic loss analysis. Part 2. *Compressors & Pneumatics*. 2022;3:5–11. EDN: RREESC. (In Russ.).
22. Штаничев Р. А., Яблоков А. М., Садовский Н. И. Верификации результатов численного моделирования малорасходной ступени центробежного компрессора с экспериментальными данными с помощью программных комплексов Numeca Fine/Turbo и Ansys CFX // Вестник Международной академии холода. 2021. № 3. С. 32–38. <https://doi.org/10.175861606-4313-2021-20-3-32-38>. EDN: QHDJZJ.
- Shtanichev R. A., Yablokov A. M., Sadovsky N. I. Verification of numerical simulation results for low-flow centrifugal compressor stage with experimental data by Numeca Fine/Turbo and Ansys CFX software packages. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021;3:32–38. <https://doi.org/10.175861606-4313-2021-20-3-32-38>. EDN: QHDJZJ. (In Russ.).
23. Шешуков А. П., Яблоков А. М., Маренина Л. Н. Реверс-инжиниринг и численное моделирование течения вязкого газа ступени центробежного компрессора турбостартера ТС-21 для построения напорной характеристики с целью дальнейшей модернизации // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 4. С. 80–87. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2025-9-4-80-87>. EDN: YCVDGE.
- Sheshukov A. P., Yablokov A. M., Marenina L. N. Reverse engineering and numerical modeling of the viscous gas flow of the centrifugal compressor stage of the TS-21 turbo starter to construct a pressure characteristic for the purpose of further modernization. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025;9(4):80–87. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2025-9-4-80-87>. EDN: YCVDGE. (In Russ.).
24. Васильев Ю. С., Петреня Ю. К., Солдатова К. В. [и др.]. Труды политехнической научной школы турбокомпрессоростроения 21 века: монография. Санкт-Петербург: Издательство СПбПУ, 2023. 384 с. ISBN 978-5-7422-8024-8. EDN: IPZPYO.
- Vasil'yev Yu. S., Petrenya Yu. K., Soldatova K. V. [et al.]. Trudy politekhnicheskoy nauchnoy shkoly turbokompressorostroyeniya 21 veka. Saint Petersburg, 2023. 384 p. EDN: IPZPYO. ISBN 978-5-7422-8024-8. (In Russ.).
25. Галеркин Ю. Б. Турбокомпрессоры: монография. Москва: ООО «ИИЦ КХТ», 2010. 762 с. EDN: QMLKJV.
- Galerkin Yu. B. Turbokompressory. Moscow, 2010. 762 p. EDN: QMLKJV. (In Russ.).
26. Галеркин Ю. Б. Труды научной школы компрессоростроения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. Санкт-Петербург: Издательство Политехнического университета, 2021. 331 с.

Galerkin Yu. B. Trudy nauchnoy shkoly kompressorostroyeniya Sankt-Peterburgskogo politekhnicheskogo universiteta Petra Velikogo. Saint Petersburg, 2021. 331 p. (In Russ.).

27. Селезнев К. П., Галеркин Ю. Б. Центробежные компрессоры. Ленинград: Машиностроение, 1982. 271 с.

Seleznev K. P., Galerkin Yu. B. Tsentrobezhnyye kompressory. Leningrad, 1982. 271 p. (In Russ.).

28. Дроздов А. А. Разработка математической модели расчёта и проектирования центробежных компрессоров на основе расчетно-экспериментальных исследований и ее практическое применение: дис. ... д-ра техн. наук. Санкт-Петербург, 2021. 440 с.

Drozдов A. A. Razrabotka matematicheskoy modeli rascheta i proyektirovaniya tsentrobezhnykh kompressorov na osnove raschetno-eksperimental'nykh issledovaniy i eye prakticheskoye primeneniye. Saint Petersburg, 2021. 440 p. (In Russ.).

29. Карпов А. Н. Методика моделирования напорной характеристики центробежного компрессорного колеса по результатам испытаний модельных ступеней: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2012. 137 с.

Karpov A. N. Metodika modelirovaniya napornoй kharakteristiki tsentrobezhnogo kompressorного kolesa po rezul'tatam ispytaniy model'nykh stupeney. Saint Petersburg, 2012. 137 p. (In Russ.).

30. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. Москва — Ленинград: Изд-во «Машиностроение», 1964. 335 с.

Ris V. F. Tsentrobezhnyye kompressorные mashiny. Moscow — Leningrad, 1964. 335 p. (In Russ.).

31. Солдатова К. В. Создание новой математической модели проточной части центробежных компрессоров и базы данных модельных ступеней: дис. ... д-ра техн. наук. Санкт-Петербург, 2017. 357 с.

Soldatova K. V. Sozdaniye novoy matematicheskoy modeli protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov i bazy dannykh model'nykh stupeney. Saint Petersburg, 2017. 357 p. (In Russ.).

Вклад авторов:

Ю. Б. Галеркин. Постановка цели и задач исследования, анализ состояния вопроса, выработка заключения по результатам исследований.

А. Ф. Рекстин. Подборка экспериментальных данных модельных ступеней.

Л. Г. Кузнецов. Проведение численных исследований одномерными инженерными математическими моделями.

В. Б. Семеновский. Разработка и обобщение аппроксимирующих функций для моделирования напорной характеристики.

О. А. Соловьёва. Проведение невязких квазитрехмерных расчетов рабочих колес модельных ступеней.

М. А. Рожновский. Проведение невязких квазитрехмерных расчетов рабочих колес модельных ступеней.

Authors' contribution:

Yuriy B. Galerkin. Setting research aim and objectives, analysing the status of the problem, drawing conclusions by research results.

Aleksey F. Rekstin. Selection of the experimental data of model stages.

Leonid G. Kuznetsov. Conducting numerical research using one-dimensional engineering mathematical models.

Vasily B. Semenovskiy. Developing and synthesis of approximating functions for the pressure characteristic modeling.

Olga A. Solovyeva. Conduction of non-viscous quasi-three-dimensional calculations of the model stage impellers.

Maxim A. Rozhnovsky. Conduction of non-viscous quasi-three-dimensional calculations of the model stage impellers.

Информация об авторах:

ГАЛЕРКИН Юрий Борисович, доктор технических наук, профессор, профессор Высшей школы энергетического машиностроения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (СПбПУ), г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 3559-7829

AuthorID (РИНЦ): 536512

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2657-6254>

AuthorID (SCOPUS): 6602105885

e-mail: yuri_galerkin@mail.ru

РЕКСТИН Алексей Феликсович, кандидат технических наук, ведущий специалист Высшей школы энергетического машиностроения СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 3870-8332

AuthorID (РИНЦ): 420297

AuthorID (SCOPUS): 556829596200

ResearcherID: K-5952-2014

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5030-3091>

e-mail: rekstin2k7@mail.ru

КУЗНЕЦОВ Леонид Григорьевич, доктор технических наук, профессор, генеральный конструктор АО «Компрессор», г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 3819-4361

AuthorID (РИНЦ): 359074

AuthorID (SCOPUS): 7006578320

ResearcherID: A-8766-2018

e-mail: office@compressor.spb.ru

СЕМЕНОВСКИЙ Василий Борисович, кандидат технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 9646-6983

AuthorID (РИНЦ): 665896

AuthorID (SCOPUS): 57203589861

ResearcherID: S-5272-2018

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7467-699X>

e-mail: swb534@mail.ru

СОЛОВЬЁВА Ольга Александровна, кандидат технических наук, старший преподаватель Инженерно-строительного института СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 4572-8002

AuthorID (SCOPUS): 56829344800

ResearcherID: C-5456-2017

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5746-3071>

e-mail: Solovyeva.OA@yandex.ru

РОЖНОВСКИЙ Максим Андреевич, инженер-конструктор 1-й категории, ООО «Нева Турбо», г. Санкт-Петербург.

e-mail: maxrozhnovsky@yandex.ru

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

При подготовке данной рукописи авторы не использовали генеративный искусственный интеллект или аналогичные автоматизированные инструменты.

Статья поступила в редакцию 24.02.2026; одобрена после рецензирования 27.04.2026; принята к публикации 23.06.2026.

Information about the authors:

GALERKIN Yuriy Borisovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg.

SPIN-code: 3559-7829

AuthorID (RSCI): 536512

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2657-6254>

AuthorID (SCOPUS): 6602105885

e-mail: yuri_galerkin@mail.ru

REKSTIN Aleksey Feliksovich, Candidate of Technical Sciences, Leading Specialist of the Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg.

SPIN-code: 3870-8332

AuthorID (RSCI): 420297

AuthorID (SCOPUS): 556829596200

ResearcherID: K-5952-2014

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5030-3091>

e-mail: rekstin2k7@mail.ru

KUZNETSOV Leonid Grigoryevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Chief Designer, JSC "Compressor", Saint Petersburg.

SPIN-code: 3819-4361

AuthorID (RSCI): 359074

AuthorID (SCOPUS): 7006578320

ResearcherID: A-8766-2018

e-mail: office@compressor.spb.ru

SEMENOVSKIY Vasily Borisovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of

the Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg.

SPIN-code: 9646-6983

AuthorID (RSCI): 665896

AuthorID (SCOPUS): 57203589861

ResearcherID: S-5272-2018

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7467-699X>

e-mail: swb534@mail.ru

SOLOVYEVA Olga Aleksandrovna, Candidate of Technical Sciences, Senior lecturer, Civil Engineering Institute, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg.

SPIN-code: 4572-8002

AuthorID (SCOPUS): 56829344800

ResearcherID: C-5456-2017

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5746-3071>

e-mail: Solovyeva.OA@yandex.ru

ROZHNOSKY Maxim Andreevich, Design Engineer of the First Category, LLC "Neva Turbo", Saint Petersburg.

e-mail: maxrozhnovsky@yandex.ru

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The authors have read and approved the final manuscript.

The authors did not use the Artificial Intelligence or similar automated tools in the article.

The article was submitted 24.02.2026; approved after reviewing 27.04.2026; accepted for publication 23.06.2026.