

Научная статья

УДК 621.515

DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.29103>



Ю.Б. Галеркин, А.А. Дроздов, Л.Н. Маренина,
М. Сахранавард, О.А. Соловьёва ✉

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

✉ Solovyeva.OA@yandex.ru

ВЛИЯНИЕ ВТУЛОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ НА ПАРАМЕТРЫ И КИНЕМАТИКУ ПОТОКА СВЕРХЗВУКОВОЙ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

Аннотация. Совершенствованию методов газодинамического проектирования осевых компрессоров уделяется большое внимание. Расчетному анализу подвергнуты варианты сверхзвуковой ступени осевого компрессора с разным втулочным отношением и предварительной закруткой потока. У всех исследованных вариантов задавался одинаковый массовый расход, условный коэффициент расхода и выходной угол лопаток на расчетном втулочном диаметре. Анализ выполнен по программе первичного проектирования, разработанной в Политехническом университете в квазитрехмерной постановке. В графическом виде представлены количественные результаты влияния втулочного отношения и закрутки потока на КПД, коэффициент напора и отношение давлений ступени. Анализ структуры потока и треугольников скоростей объясняет причины, по которым меняется КПД и коэффициент напора. Зависимости КПД и коэффициента напора от втулочного отношения и закрутки потока аппроксимированы системой алгебраических уравнений.

Ключевые слова: осевой компрессор, рабочее колесо, втулочное отношение, коэффициент теоретического напора, радиальное равновесие, закрутка потока.

Благодарности: Расчеты проводились с использованием суперкомпьютерного центра «Политехнический» СПбПУ. Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 23-29-00200, <https://rscf.ru/project/23-29-00200/>

Для цитирования:

Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А., Маренина Л.Н. и др. Влияние втулочного отношения на параметры и кинематику потока сверхзвуковой ступени осевого компрессора // Глобальная энергия. 2023. Т. 29, № 1. С. 80–95. DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.29103>

Research article

DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.29103>

*Yu.B. Galerkin, A.A. Drozdov, L.N. Marenina,
M. Sahranavard, O.A. Solovyeva* ✉

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

✉ Solovyeva.OA@yandex.ru

INFLUENCE OF HUB RATIO ON THE PARAMETERS AND KINEMATICS OF THE FLOW IN AN AXIAL COMPRESSOR SUPERSONIC STAGE

Abstract. Much attention is paid to improving the methods of gas-dynamic design of axial compressors. Variants of the supersonic stage of an axial compressor with different hub ratios and pre-swirling of the flow were subjected to computational analysis. All variants have the same mass flow rate, flow coefficient and outlet angles of the blades at the hub diameter. The analysis was carried out according to the program of primary design in a quasi-three-dimensional setting. The graphical representation shows the quantitative results of the influence of the hub ratio and of the flow swirl on the efficiency, the loading factor and the pressure ratio of the stage. An analysis of the flow structure and velocity triangles explains the reasons for the change in efficiency and loading factor. The dependences of the efficiency and the loading factor on the hub ratio and flow swirl are approximated by a system of algebraic equations.

Keywords: axial compressor, impeller, hub ratio, loading factor, radial equilibrium, flow swirl.

Acknowledgements: The calculations were carried out using Super Computer Center “Polytechnic” of Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. The study was supported by the Russian Science Foundation grant No. 23-29-00200, <https://rscf.ru/project/23-29-00200/>

Citation:

Yu.B. Galerkin, A.A. Drozdov, L.N. Marenina, etc., Influence of hub ratio on the parameters and kinematics of the flow in an axial compressor supersonic stage, *Global Energy*, 29 (01) (2023) 80–95, DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.29103>

Введение. Осевые компрессоры со сверхзвуковыми ступенями находят все более широкое применение в авиационных газовых турбинах, газотурбинных двигателях для привода газоперекачивающих агрегатов и газовых турбин парогазовых электростанций. Большое количество геометрических размеров и газодинамических параметров проектирования, оказывающих влияние на характеристики осевой компрессорной ступени делают сложным и неоднозначным процесс ее оптимального проектирования. В зависимости от поставленных целей может быть достигнут либо максимальный КПД ступени, либо максимальное отношение давлений в ней. Для решения этих вопросов применяются различные методики и подходы.

Совершенствованию методов газодинамического проектирования осевых компрессоров уделяется большое внимание. Обзор зарубежных литературных источников, например, [1–10] показал первостепенный интерес к применению вычислительной газодинамики (CFD). Судя по публикациям, достигнуты большие успехи в моделировании характеристик и в оптимизации лопаточных аппаратов. Одновременно указывается на значительные затраты на выполнение таких работ. В [11] представлено моделирование характеристик известного тестового объекта Rotor 37 по методике, рекомендованной компанией NUMECA. Решение оказалось возможным только при физически неоправданном задании начальных условий и показало невысокую точ-

ность моделирования. Очевидно, что применение CFD требует значительных усилий, квалификации и затрат. Применение CFD рационально на заключительной стадии проекта.

Широкое распространение находят различные одномерные, двумерные и квазитрехмерные программы инженерного расчета и проектирования. Одна из таких программ, разработанная в СПбПУ, была применена для проведения исследований и описана ниже.

Цель исследования – провести систематическое исследование влияния двух важных параметров проектирования (закрутки потока и втулочного отношения) на КПД, коэффициент напора, отношение давлений, составляющие потерь напора, размеры типичной первой ступени сверхзвукового осевого компрессора и выработать рекомендации по выбору значений этих параметров, позволяющие проектировщикам достигнуть либо максимального КПД ступени, либо максимальной степени сжатия.

Методы и материалы

Первичному проектированию осевых компрессоров посвящено значительное количество публикаций компрессорщиков СПбПУ [12–14]. В основе разработанных ПК-программ – математическая модель российского ученого А. Комарова, основанная на аэродинамических испытаниях дозвуковых плоских решеток. Идентификация и верификация по данным испытания 26 многоступенчатых осевых компрессоров (ОК) Невского машиностроительного завода и Уральского турбомоторного завода дала положительные результаты [15].

Алгоритм программы, использованной в данном проекте, дополнен известными уравнениями для расчета скачков уплотнения в сверхзвуковых ступенях [16] и эмпирическими коэффициентами. Для проведения исследования в алгоритме ПК – программы первичного расчёта был отработан процесс расчета радиального равновесия. При классическом подходе [17] условие радиального равновесия обеспечивается выбором того или иного закона изменения по радиусу закрутки потока $c_u r^m = \text{const}$ и расчетом $c_z = f(r)$ по полуэмпирическим формулам¹. За расчетный выбирают среднеарифметический или среднеквадратичный радиус. В сверхзвуковых ступенях это не работает. Расчёт делается в квазитрехмерной постановке на ряде осесимметричных поверхностей тока (ОПТ). Расчет начинается на втулочной ОПТ. На 40 осесимметричных поверхностях тока в каждом из контрольных сечений программы предоставляется информация о кинематике потока, полных и статических параметрах газа, коэффициентах потерь и потере КПД, теоретическом и потерянном напоре. Математическая модель (ММ) рассчитывает потери напора как сумму профильных, ограничивающих и вторичных потерь с поправкой на влияние критериев подобия Маха и Рейнольдса, плюс волновые потери в скачках уплотнения. Расчет оптимального угла атаки и угла отставания дает информацию о лопаточных углах, достаточную для построения твердотельной модели. Сверхзвуковая часть математической модели идентифицирована по результатам испытания тестового Rotor-37 [11]. Примеры точности расчета: $\text{КПД}_{\text{расч}} / \text{КПД}_{\text{ММ}} = 0,856/0,857$, отношение давлений 2,056/2,055, и т. д. Расчет параметров потока по высоте лопаток по ММ оказался более точным, чем по CFD-расчету.

Объект расчетного исследования – первая ступень сверхзвукового ОК. Цель применения сверхзвуковых ступеней вместо более простых и эффективных дозвуковых – при заданном расходе уменьшить наружный диаметр проточной части и уменьшить количество ступеней компрессора. Обе задачи достигаются повышением окружной скорости. Для исследуемой ступени окружная скорость принята равной 448,5 м/с (скоростной коэффициент при работе на воздухе

$$\lambda_u = \frac{u_2}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_H^*}} = 1,445$$

длительным сроком службы.

Второй способ уменьшить количество ступеней – повышение коэффициента теоретического напора. При расчётном исследовании принято условие – у всех сопоставляемых ступеней выходной угол лопаток у втулки $\beta_{л2вт} = 90^\circ$. По мнению специалистов, при большем лопаточном угле «перезакрученность» лопатки по высоте может вызвать неприемлемые напряжения в поле центробежных сил. Аэродинамические последствия угла $\beta_{л2} > 90^\circ$ тоже неблагоприятны. Таким образом, условие $\beta_{л2} = 90^\circ$ придает объекту исследования максимальный коэффициент напора с учетом ограничения этого параметра. Для обеспечения потенциальности потока на выходе из ступени – равенство полного давления по радиусу в сечении 3 – подбирается соответствующий закон изменения теоретического напора по высоте лопатки. Когда на больших радиусах превалируют потери напора от высоких скоростных коэффициентов, напор приходилось увеличивать по сравнению с напором на расчётном радиусе. Проблема высоконапорных ступеней – большие углы поворота потока в корневых сечениях лопаток. У ступеней, где превалируют потери напора у втулки, теоретический напор по высоте приходилось уменьшать.

Наибольшее влияние на радиальные размеры ступени оказывает втулочное отношение. Чем меньше относительный диаметр втулки, тем меньше диаметр РК, нужный для заданного расхода компрессора. Но окружная скорость на расчетном радиусе при малом втулочном отношении меньше, поэтому меньше теоретический напор. У ступеней с меньшим втулочным отношением больше расход и меньше отношение давлений. Помимо проблемы расход/напор ролью коэффициента полезного действия тоже нельзя пренебрегать.

Введение положительной закрутки на входе в рабочее колесо повышает КПД дозвуковых ступеней за счет уменьшения кинетической энергии потока на входе в РК. В сверхзвуковых ступенях дополнительный положительный эффект получается от уменьшения волновых потерь в скачках уплотнения и уменьшения негативного воздействия скачков уплотнения на отрыв пограничного слоя. Для ступеней с разными втулочными отношениями предпринято исследование влияния предварительной закрутки.

По требованиям компоновки двигателя, наружный диаметр проточной части может уменьшаться от первой к последующим ступеням, или оставаться постоянным. Исследуемые ступени не связаны с конкретной конструкцией, поэтому принято условие постоянства наружного диаметра. Если наружный диаметр РК на выходе меньше, чем на входе, то меньше и втулочный диаметр на выходе из РК, меньше окружная скорость и меньше теоретический напор. Исследованные ступени – наиболее высоконапорные при принятых условиях. Соотношение проходных сечений 1 (вход в РК), 2 (выход из РК – вход в НА) определялось из условия одинаковости меридиональных скоростей в сечениях 1 и 2, что соответствует рекомендациям.

Результаты

На рис. 1 сопоставлены параметры ступеней с разным втулочным отношением. Сопоставлены диаметры рабочих колес, условные коэффициенты расхода $\Phi = \frac{\dot{m}}{\rho_n^* \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2}$ ($\varphi_{1н} = 0,54$) и

обороты ступени. Диаметр и обороты представлены в безразмерном виде $D_{1н}/D_{1н(вт\text{улка } 0,728)}$ и $n/n_{(вт\text{улка } 0,728)}$.

Уменьшение втулочного отношения увеличивает удельную производительность – коэффициент расхода Φ – с 0,1170 до 0,2092, т.е. на 78,8%. В результате диаметр рабочего колеса уменьшается на 25%, и в обратной пропорции увеличиваются обороты, необходимые для выбранной окружной скорости.

Ступени с простейшей схемой – без входного направляющего аппарата и закрутки потока на входе в РК – исследовались при втулочных отношениях 0,40 – 0,728. На рис. 2 показаны

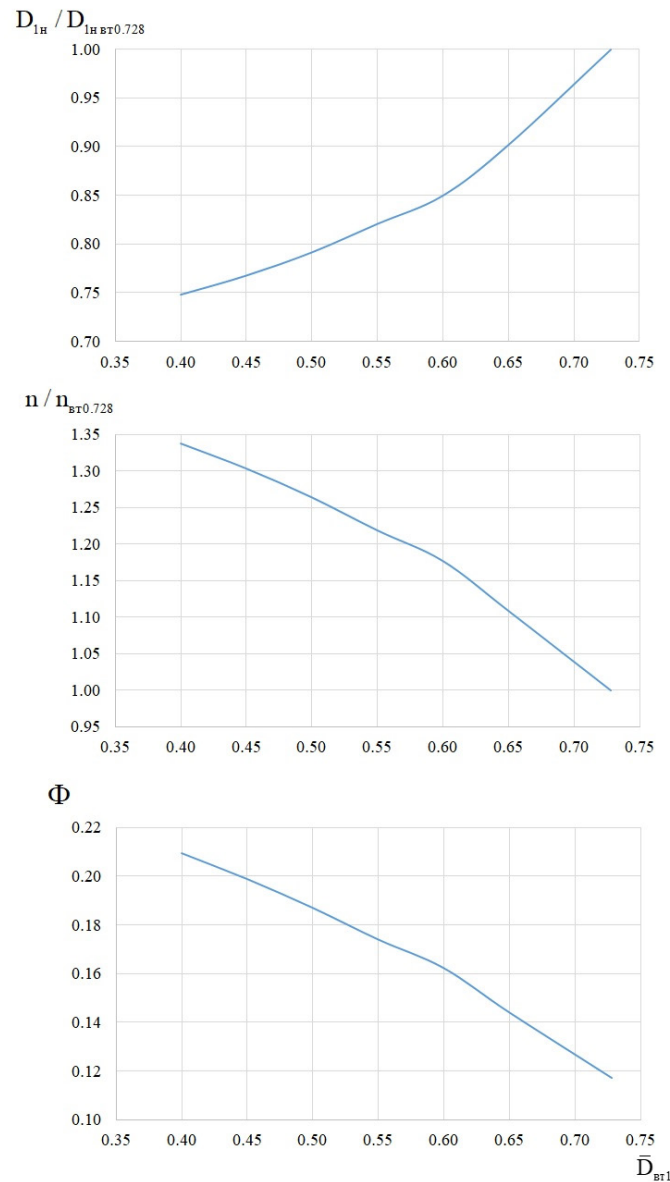


Рис. 1. Влияние втулочного отношения на диаметр РК, коэффициент расхода и обороты ступени с $\varphi_{1H} = 0,54$

Fig. 1. Influence of the hub ratio on the diameter of the valve body, the flow coefficient and the stage revolutions with $\varphi_{1s} = 0.54$

некоторые параметры ступеней с втулочным отношением 0,40 – 0,728 без закрутки потока на входе.

Скоростной коэффициент на периферии лопаток у всех ступеней равен $\lambda_{wH} = \frac{w_{1H}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} R \tilde{T}_{1H}^*}} = 1,40$

(\tilde{T}_{1H}^* – полная температура в относительном движении). У втулки скоростной коэффициент увеличивается от 0,924 при втулочном отношении 0,40, до 1,19 при втулочном отношении 0,728. При наименьшем втулочном отношении КПД равен 0,868, при наибольшем уменьшается до 0,845. Отрицательное влияние на КПД оказывает сильная изогнутость корневых профилей лопаток РК и НА: 54 и 78 градусов при втулочном отношении 0,728, и 37 и 49 градусов при втулочном отношении

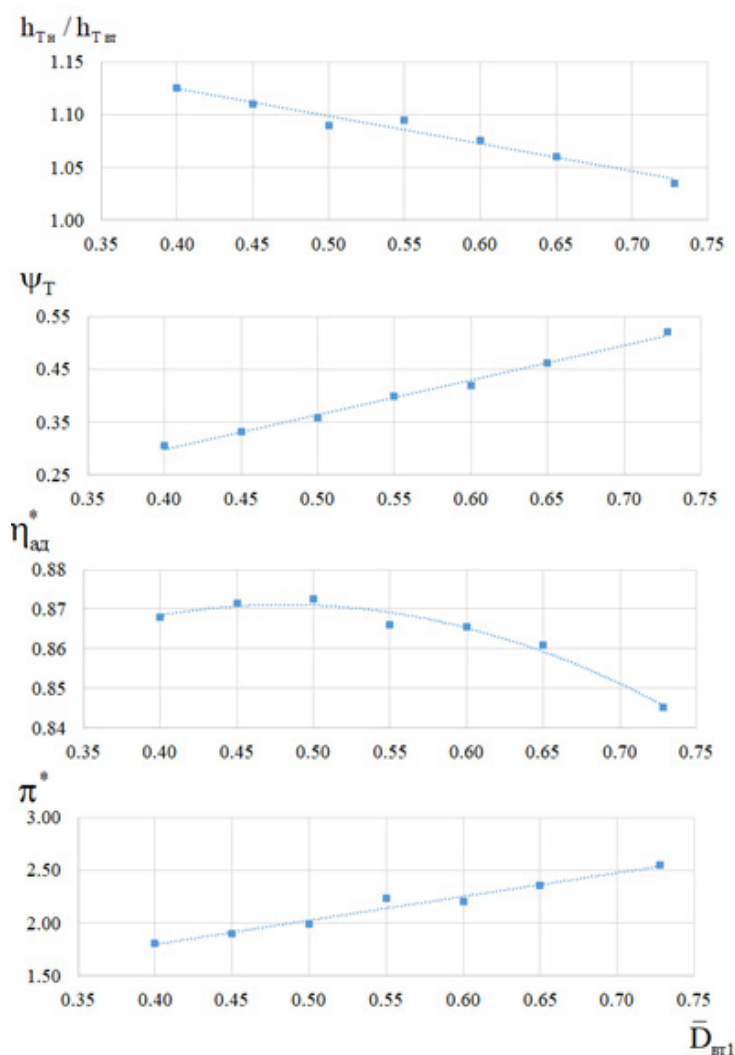


Рис. 2. Некоторые параметры ступеней с втулочным отношением 0,40 – 0,728 без закрутки потока на входе ($D_{hub} = \text{const}$, $\varphi_{in} = 0,54$)

Fig. 2. Some parameters of stages with hub ratio 0.40 – 0.728 without flow swirling at the inlet ($D_{hub} = \text{const}$, $\varphi_{is} = 0,54$)

0,40. Но зато при большей втулке коэффициент напора равен 0,52 и отношение давлений 2,54 – против коэффициента напора 0,30 и отношения давлений 1,80 при втулочном отношении 0,40.

В основной части расчетного исследования изучены параметры ступеней с втулочными отношениями 0,4, 0,45, 0,50, 0,55, 0,60 и 0,65. Сопоставлены параметры ступеней без закрутки потока на входе и с максимально возможной относительной закруткой c_{u1n}/u_2 . При меньших втулочных отношениях радиальное равновесие не выполняется при относительной закрутке больше 0,25, при больших втулочных отношениях – при 0,28.

Расчеты показали, что при постоянной закрутке по радиусу $c_{u1}(r) = \text{const}$ КПД повышается, но сильно уменьшается коэффициент напора, равный по основному уравнению турбомашин $h_T = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1$. Более эффективным оказалось применять закрутку потока, линейно уменьшающуюся от максимальной величины c_{u1n}/u_n на наружном радиусе до нуля у втулки. При втулочных отношениях 0,40 – 0,65 сопоставлены варианты с c_{u1n}/u_n с шагом 0,00223.

Поскольку расчетный радиус втулочный, то при нулевой закрутке на расчетном радиусе можно было ожидать, что коэффициент напора не будет зависеть от закрутки на периферии c_{u1n}/u_n . Это ожидание не оправдалось. Градиент давления по высоте лопаток разный при раз-

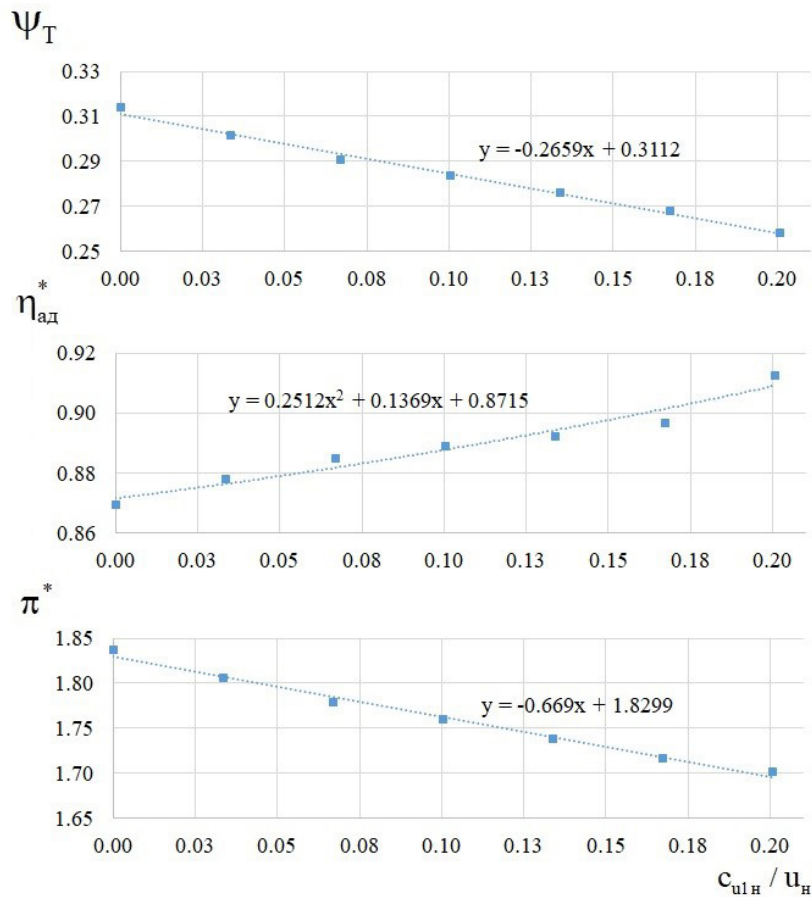


Рис. 3. Коэффициент напора, КПД, отношение давлений ступеней с втулочным отношением $\bar{D}_{врт1} = 0,40$ с разной закруткой на входе

Fig. 3. Efficiency, loading factor, pressure ratio of stages with hub ratio $\bar{D}_{hub1} = 0.40$ with different inlet swirl

ных c_{u1n} / u_n , и это перестраивает треугольник скоростей у втулки, уменьшая окружную составляющую скорости на выходе из рабочего колеса. На рис. 3 и 4 в графическом виде представлены коэффициент теоретического напора, КПД и отношение давлений при разной закрутке c_{u1n} / u_n . На рисунках представлены ступени с минимальным и максимальным втулочным отношением 0,40 и 0,65.

При всех втулочных отношениях коэффициент теоретического напора практически линейно уменьшается при увеличении закрутки c_{u1n} / u_n . При увеличении c_{u1n} / u_n от нуля до максимальной 0,25 – 0,28 (при большей закрутке невозможно выполнить условие радиального равновесия) коэффициент теоретического напора снижается на заметную величину 16 – 18%. Заметно снижается и отношение давлений. Например, при втулочном отношении 0,55 ступень без закрутки развивает отношение давлений 2,11, а при максимальной закрутке 0,27 – только 1,953.

При увеличении c_{u1n} / u_n КПД монотонно растет. При втулочном отношении 0,40, например, КПД возрастает от 0,87 до 0,897. При этом втулочном отношении у ступеней без закрутки коэффициент теоретического напора 0,32, с максимальной закруткой – 0,27, соответствующие отношения давлений – 1,85 и 1,72.

При втулочном отношении 0,65 у ступеней без закрутки коэффициент теоретического напора 0,46, с закруткой – 0,38, соответствующие отношения давлений – 2,35 и 2,10.

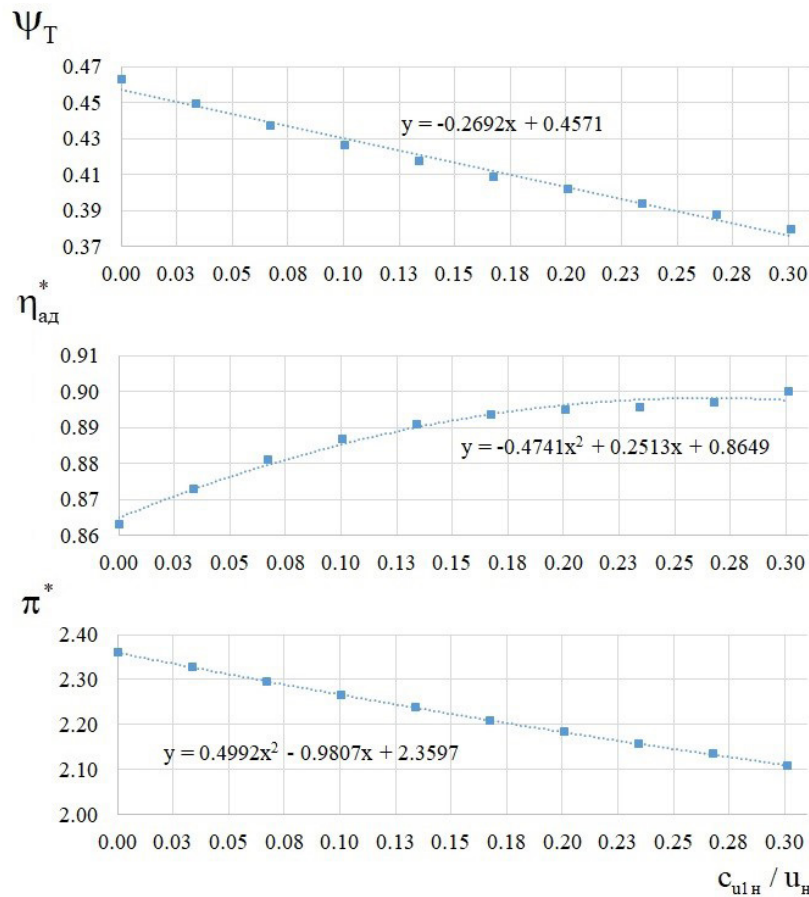


Рис. 4. КПД, коэффициент напора, отношение давлений ступеней с втулочным отношением $\bar{D}_{вг1} = 0,65$ с разной закруткой на входе

Fig. 4. Efficiency, loading factor, pressure ratio of stages with hub ratio $\bar{D}_{hub1} = 0.65$ with different inlet swirl

Обсуждение

Объяснение снижения напора при нулевой закрутке у втулки и положительной закрутке выше по радиусу демонстрирует структура и кинематика потока в контрольных сечениях 1 и 2.

На рис. 5 показано, как введение закрутки на входе в РК перестраивает структуру потока в контрольных сечениях. В качестве примера для сопоставления выбраны ступени с втулочным отношением 0,40 без закрутки и с тем же втулочным отношением с максимальной закруткой на периферии 100 м/с, линейно уменьшающейся до 0 у втулки.

В обоих случаях происходит закономерное повышение давления по радиусу в соответствии с условием радиального равновесия $\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{c_u^2}{r}$. Но при отсутствии закрутки повышение давления значительно больше. Это соответствует качественным результатам теории гомогенной ступени [17]: – при отрицательной закрутке степень реактивности $\Omega = 1$, при отсутствии закрутки $\Omega = 0,7$, при положительной закрутке $\Omega = 0,5^2$. То есть, при алгебраическом увеличении закрутки повышение статического давления уменьшается в рабочем колесе и повышается в направляющем аппарате. На рис. 6 показаны составляющие абсолютной скорости на выходе из РК – входе в НА.

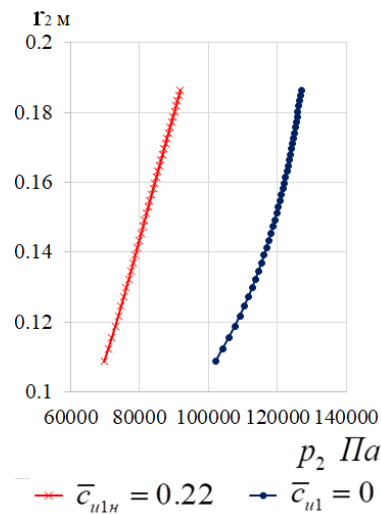


Рис. 5. Изменение статического давления по радиусу на выходе из рабочего колеса при наличии и отсутствии закрутки на входе

Fig. 5. Change in static pressure along the radius at the outlet of the impeller with and without swirling at the inlet

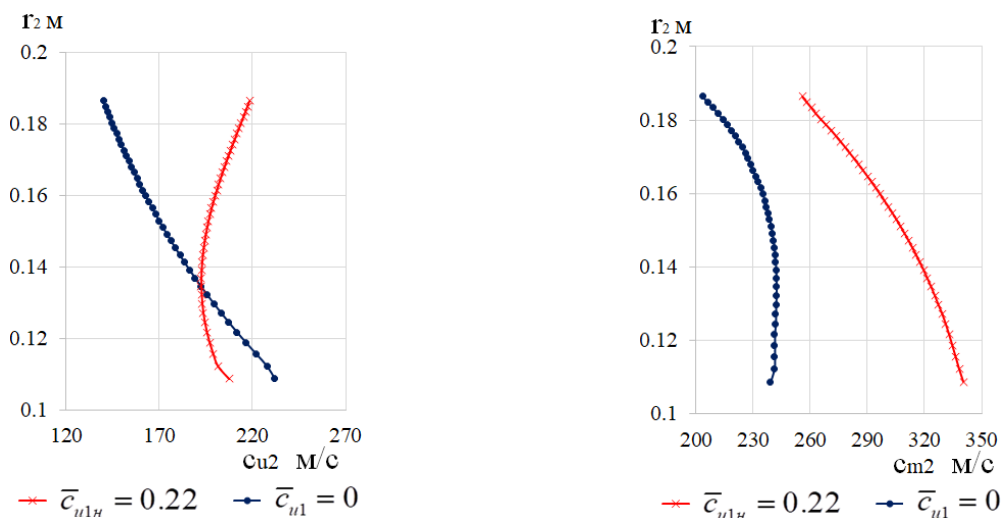


Рис. 6. Изменение составляющих абсолютной скорости по радиусу на выходе из рабочего колеса при наличии и отсутствии закрутки на входе

Fig. 6. Variation of absolute velocity components along the radius at the outlet of the impeller in the presence and absence of swirling at the inlet

При наличии закрутки обе составляющие скорости больше, если на входе в рабочее колесо есть закрутка. Только вблизи втулки окружная составляющая меньше при наличии закрутки. Втулочный радиус – расчетный, поэтому меньшая закрутка здесь определяет уменьшение напора при наличии закрутки, хотя формально у втулки закрутка отсутствует у обоих рабочих колес. Уменьшение $c_{u2вт}$ при закрутке на периферии происходит потому, что в этом случае больше величина $c_{m2вт}$. Сопоставление треугольников скоростей на рис. 7 наглядно это демонстрирует.

Рис. 7 наглядно демонстрирует причину пониженного напора при наличии закрутки, хотя она имеет место только на периферии. Расходная скорость больше – окружная составляющая меньше: $c_{u2вт} = u_{2вт} - c_{m2вт} \operatorname{ctg} \beta_{2вт}$.

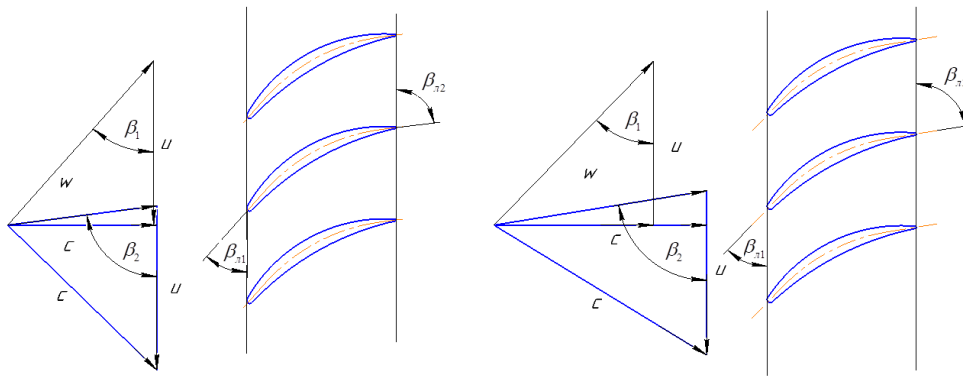


Рис. 7. Треугольники скоростей у втулки Входной треугольник – тонкие линии.
Выходной треугольник – толстые линии. Слева $\bar{c}_{u1h} = 0$. Справа $\bar{c}_{u1h} = 0,22$

Fig. 7. Velocity triangles at the hub Input triangle – thin lines.
Output triangle – thick lines. Left $\bar{c}_{u1s} = 0$. Right $\bar{c}_{u1s} = 0.22$

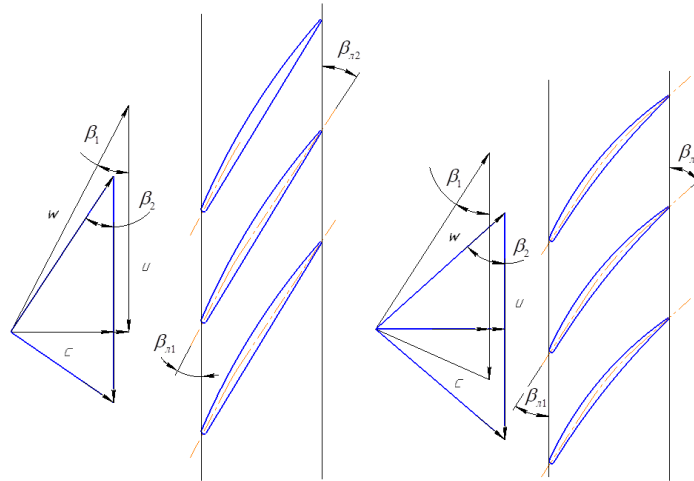


Рис. 8. Треугольники скоростей на периферии. Входной треугольник – тонкие линии.
Выходной треугольник – толстые линии. Слева $\bar{c}_{u1pr} = 0$. Справа $\bar{c}_{u1pr} = 0,22$

Fig. 8. Velocity triangles on the periphery. The input triangle is thin lines.
Output triangle – thick lines. Left $\bar{c}_{u1hub} = 0$. Right $\bar{c}_{u1hub} = 0.22$

Треугольники скоростей на рис. 8 показывают, как наличие закрутки на периферии уменьшает относительную скорость на входе в РК, чем и объясняется повышение КПД ступени.

Хотя при отсутствии закрутки скорость на входе в направляющий аппарат меньше, но угол поворота потока в этом случае очень большой. Это увеличивает потерю КПД в этом элементе проточной части.

Показанные выше в графическом виде результаты расчетного исследования КПД и коэффициента напора могут быть описаны аналитически. Аппроксимация результатов расчетного исследования выполнена следующим образом. На рис. 9 параметры ступеней представлены в виде зависимости от втулочного отношения. Безразмерная закрутка c_{u1h}/u_h выполняет функцию параметра.

Максимальный КПД, равный 0,905, отношение давлений 1,90 соответствует втулочному отношению 0,53. У ступеней без закрутки максимальный КПД при втулочном отношении 0,50 чуть больше 0,87, отношение давлений 2,0.

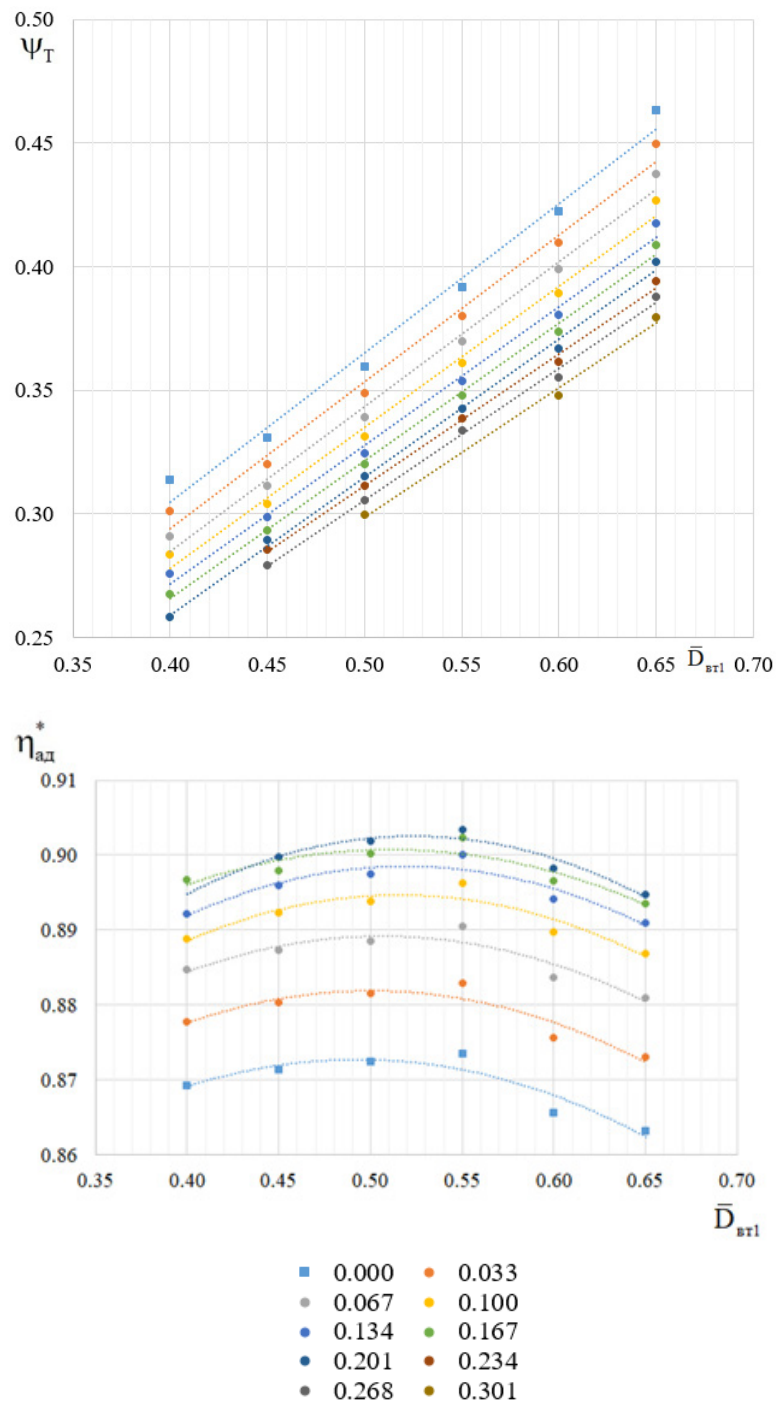


Рис. 9. Коэффициент напора и КПД ступеней с втулочным отношением $\bar{D}_{вр1} = 0.40 - 0.65$ и безразмерной закруткой $c_{u1n}/u_n = 0 - 0,28$
 Fig. 9. Loading factor and efficiency of stages with hub ratio $\bar{D}_{hub1} = 0.40 - 0.65$ and dimensionless swirl $c_{u1s}/u_s = 0 - 0.28$

Функции $\psi_T, \eta_{ад} = f(\bar{D}_{вр}, c_{u1n}/u_n)$ аппроксимированы линейной и квадратичной зависимостями:

$$\psi_T = a_T (c_{u1n}/u_n) + b_T, \tag{1}$$

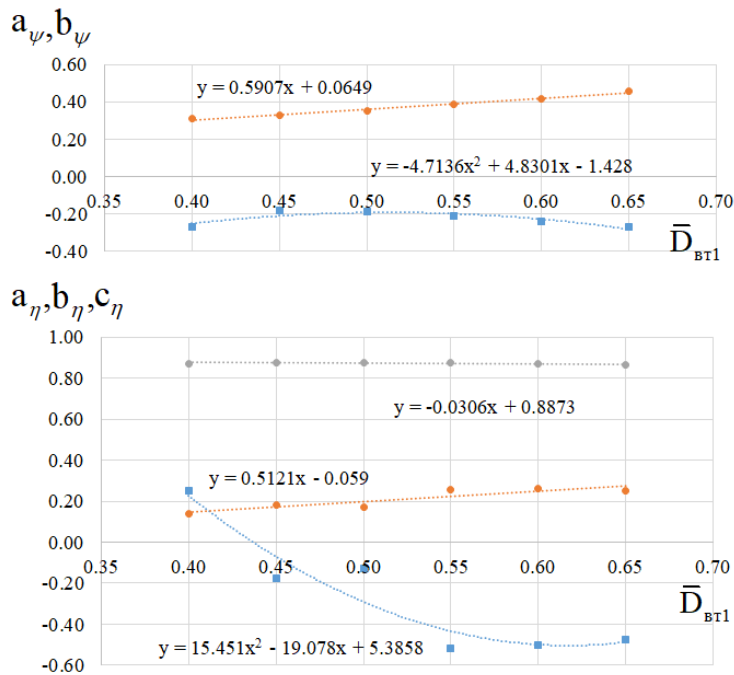


Рис. 10. Коэффициенты a, b, c, в зависимости от втулочного отношения

Fig. 10. Coefficients a, b, c, depending on the hub ratio

$$\eta = a_\eta (c_{u1H} / u_H)^2 + b_\eta (c_{u1H} / u_H) + c_\eta. \quad (2)$$

Коэффициенты a, b, c, в свою очередь, представлены в зависимости от втулочного отношения и показаны на рис. 10.

Коэффициенты a, b, c, аппроксимированы линейными и квадратичными зависимостями:

$$a_\eta = 15,451\bar{D}_{BT}^2 - 19,078\bar{D}_{BT} + 5,3858, \quad (3)$$

$$b_\eta = 0,5121\bar{D}_{BT} - 0,059, \quad (4)$$

$$c_\eta = -0,0306\bar{D}_{BT} + 0,8873, \quad (5)$$

$$a_\psi = -4,7136\bar{D}_{BT}^2 + 4,8301\bar{D}_{BT} - 1,428, \quad (6)$$

$$b_\psi = 0,5907\bar{D}_{BT} + 0,0649. \quad (7)$$

Соответствующее отношение давлений рассчитывается по уравнению:

$$\pi^* = \left(1 + 2 \frac{k-1}{k+1} \lambda_u^2 \psi_T \eta_{ад}^* \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (8)$$

По уравнениям (1–9) проектировщик может оценить КПД и коэффициент напора ступени с интересующими его втулочным отношением и безразмерной закруткой. Представленная си-

стема уравнений предложена на основе расчетного исследования ступеней с $\lambda_u = 1,445$, $\varphi_{1H} = 0,54$, $\bar{D}_{вт} = 0,40 - 0,65$, $c_{u1H}/u_H = 0 - 0,3$ при $c_{u1вт}/u_H = 0$.

Заключение

Расчетное исследование сверхзвуковых ступеней с современным уровнем окружной скорости порядка 450 м/с позволяет обратить внимание проектировщиков на следующие особенности проектирования и возможности ступеней:

- большой объем расчетов ступеней с разными параметрами подтвердил целесообразность начала квазитрехмерного расчета от корня лопатки. Здесь имеет место максимальный угол изогнутости лопаток, определяющий величину потерь напора. Расчетное исследование сделано при одинаковом для всех вариантов условии равенства угла лопаток РК девяноста градусам в корневом сечении. При другом расчетном радиусе максимальный угол изогнутости лопаток трудно контролировать. Расчет радиального направления также проще начинать от корневого сечения;

- не описанным в известной литературе фактом явилось сильное влияние закрутки потока на периферии на коэффициент напора у втулки, хотя закрутка потока принималась здесь равной нулю;

- при умеренном коэффициенте расхода 0,537 в ступенях без закрутки скоростной коэффициент на периферии лопаток РК достигает значительной величины 1,403. Это ограничивает возможность получения высокого КПД, но обеспечивает максимально возможные коэффициенты теоретического напора и КПД;

- в диапазоне втулочных отношений 0,40 – 0,728 ступени без предварительной закрутки развивают отношение давлений 1,8 – 2,5, при коэффициенте теоретического напора 0,3 – 0,53 и КПД 0,868 – 0,846. Максимальный КПД у ступеней без предварительной закрутки, немного превышающий 87%, имеет место при втулочном отношении 0,50;

- при слишком большой положительной закрутке не обеспечивается условие радиального равновесия. Чем больше втулочное отношение, тем больше предельно возможная закрутка. В диапазоне втулочного отношения 0,40 – 0,65 максимальная безразмерная закрутка $c_{u1H}/u_H = 0,18 - 0,28$;

- у ступеней с максимальной закруткой в диапазоне втулочного отношения 0,40 – 0,65 коэффициент напора увеличивается от 0,27 до 0,38 отношение давлений от 1,72 до 2,10. Во всем диапазоне КПД практически не опускается ниже 90, достигая 91% при втулочном отношении 0,53;

- зависимости $\eta_{ад}^*$, $\psi_T = f(\bar{D}_{вт}, c_{u1H}/u_H)$ аппроксимированы полиномиальными и линейными зависимостями, по которым можно оценить ожидаемые параметры для ступени с интересующими втулочным отношением и закруткой.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

[1] Samad A., Kim K.-Y., Goel T., Haftka R.T., Shyy W. Multiple (2008). Surrogate Modeling for Axial Compressor Blade Shape Optimization, Journal of Propulsion and Power. Vol. 24, No. 2, pp. 302–310. ISSN: 0748-4658.

[2] Dang T.Q., Van Rooij M., Larosiliere L.M. (2003). Design of Aspirated Compressor Blades Using Three-Dimensional Inverse Method. NASA/TM–2003-212212.

[3] Xuesong Wang, Jinju Sun, Peng Song, Youwei He, Da Xu. Three-dimensional blade shape optimization for a transonic axial flow compressor through incorporating surrogate model and sequential sampling. Proceedings of ASME Turbo Expo 2018 Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2018 June 11-15, 2018, Oslo, Norway.

- [4] **Auchoybur K., Miller R.** (2018). The sensitivity of 3D separations in multi-stage compressors. *Journal of the Global Power and Propulsion Society*. 2: 329–343. <https://doi.org/10.22261/JGPPS.34C05T>
- [5] **Hongyang Zhao, et al.** Detection of Spike-type Stall of Axial Compressors Based on Dilated Causal Convolutional Neural Networks 2020 *J. Phys.: Conf. Ser.* 1693 012028. DOI: 10.1088/1742-6596/1693/1/012028
- [6] **Popov G., et al.** Axial compressor optimization method 2020 *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 904 012008.
- [7] **Blinov V.L., Deryabin G.A.** Technical Condition Estimation of the Gas Turbine Axial Compressor 2022 *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.* 990 012037.
- [8] **Beijing Cai, et al.** Numerical study of the effect of Inlet paired Swirl on Performance and Stability of Axial compressor 2022 *J. Phys.: Conf. Ser.* 2228 012006.
- [9] **Lihua Yang, et al.** Design and Verification Test of the Primary and Secondary Stage Compression Gap Size of Miniature High Pressure Air Compressor 2021 *J. Phys.: Conf. Ser.* 1802 022080.
- [10] **Zou Kai-kai, et al.** Effects of Sloped Trench Casing Treatment Combined with Air Injection on Stall Triggering Factor of a 1.5 Stage Axial Flow Compressor 2021 *J. Phys.: Conf. Ser.* 1877 012002.
- [11] **Сахранавард М., Маренина Л.Н., Соловьёва О.А.** О первичном проектировании рабочих колес осевых компрессоров. *Компрессорная техника и пневматика*. – 2022. – № 3. – С. 28–37.
- [12] **Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А.** Оптимизация проточной части осевых компрессоров на стадии вариантного расчета. Часть 2. *Компрессорная техника и пневматика*. – № 6. – 2009. – С. 11–20.
- [13] **Galerkin Yu., Popov Yu.** Optimal primary design of industrial axial compressor flow path Compressor Dept., State Technical University Saint-Petersburg, Russia. *Compressor and their systems*. London City University. Sept. – 2009.
- [14] **Григорьев А.В., Соловьева А. В., Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А.** Компьютерная программа для расчета и первичного проектирования сверхзвуковых ступеней осевых компрессоров. *Труды 16 Международной научно-технической конференции по компрессоростроению*. – СПб. – Том 1. – 2014. С. 340–351.
- [15] **Попов Ю.А.** Совершенствование и анализ прочной части осевых компрессоров и ступеней с использованием результатов испытания лопаточных решеток. [текст]: дис...канд. техн. наук. / Ю.А. Попов; СПбГПУ. – СПб., 2010.
- [16] **Абрамович Г.Н.** Прикладная газовая динамика. – М.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1953 – 00 736 с.
- [17] **Галеркин Ю.Б.** Турбокомпрессоры. Монография. М. – Издательство ООО «ИИЦ КХТ». – 2010. – С. 596.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ГАЛЕРКИН Юрий Борисович – профессор, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, д-р техн. наук.

E-mail: yuri_galerkin@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_ln@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9380-9754>

САХРАНАВАРД Махди – ассистент, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, без степени.

E-mail: mahdiisahranavard@gmail.com

СОЛОВЬЁВА Ольга Александровна — доцент, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, канд. техн. наук.
E-mail: Solovyeva.OA@yandex.ru

REFERENCES

- [1] **A. Samad, K.-Y. Kim, T. Goel, R.T. Haftka, W. Shyy**, Multiple (2008). Surrogate Modeling for Axial Compressor Blade Shape Optimization, *Journal of Propulsion and Power*. Vol. 24, No. 2, pp. 302–310. ISSN: 0748-4658.
- [2] **T.Q. Dang, M. Van Rooij, L.M. Larosiliere**, (2003). Design of Aspirated Compressor Blades Using Three-Dimensional Inverse Method. NASA/TM—2003-212212.
- [3] **Xuesong Wang, Jinju Sun, Peng Song, Youwei He, Da Xu**, Three-dimensional blade shape optimization for a transonic axial flow compressor through incorporating surrogate model and sequential sampling Proceedings of ASME Turbo Expo 2018 Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2018 June 11-15, 2018, Oslo, Norway
- [4] **K. Auchoybur, R. Miller**, (2018). The sensitivity of 3D separations in multi-stage compressors. *Journal of the Global Power and Propulsion Society*. 2: 329–343. <https://doi.org/10.22261/JGPPS.34C05T>
- [5] **Hongyang Zhao, et al.**, Detection of Spike-type Stall of Axial Compressors Based on Dilated Causal Convolutional Neural Networks 2020 *J. Phys.: Conf. Ser.* 1693 012028. DOI: 10.1088/1742-6596/1693/1/012028
- [6] **G. Popov, et al.**, Axial compressor optimization method 2020 *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 904 012008.
- [7] **V.L. Blinov, G.A. Deryabin**, Technical Condition Estimation of the Gas Turbine Axial Compressor 2022 *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.* 990 012037.
- [8] **Beijing Cai, et al.**, Numerical study of the effect of Inlet paired Swirl on Performance and Stability of Axial compressor 2022 *J. Phys.: Conf. Ser.* 2228 012006.
- [9] **Lihua Yang, et al.**, Design and Verification Test of the Primary and Secondary Stage Compression Gap Size of Miniature High Pressure Air Compressor 2021 *J. Phys.: Conf. Ser.* 1802 022080.
- [10] **Zou Kai-kai, et al.**, Effects of Sloped Trench Casing Treatment Combined with Air Injection on Stall Triggering Factor of a 1.5 Stage Axial Flow Compressor 2021 *J. Phys.: Conf. Ser.* 1877 012002.
- [11] **M. Sakhranavard, L.N. Marenina, O.A. Solovyeva**, O pervichnom proyektirovanii rabochikh koles osevykh kompressorov. *Kompressorная техника и пневматика*. — 2022. — № 3. — С. 28–37.
- [12] **Yu.B. Galerkin, Yu.A. Popov**, Optimizatsiya protochnoy chasti osevykh kompressorov na stadii variantnogo rascheta. Chast 2. *Kompressorная техника и пневматика*. — № 6. — 2009. — С. 11–20.
- [13] **Yu. Galerkin, Yu. Popov**, Optimal primary design of industrial axial compressor flow path Compressor Dept., State Technical University Saint-Petersburg, Russia. *Compressor and their systems*. London City University. Sept. — 2009.
- [14] **A.V. Grigoryev, A.V. Solovyeva, Yu.B. Galerkin, Yu.A. Popov**, Kompyuter-naya programma dlya rascheta i pervichnogo proyektirovaniya sverkhzvukovykh stupeney osevykh kompressorov. *Trudy 16 Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii po kompressorostroyeniyu*. — SPb. — Tom 1. — 2014. S. 340–351.
- [15] **Yu.A. Popov**, Sovershenstvovaniye i analiz prochnoy chasti osevykh kompressorov i stupeney s ispolzovaniyem rezultatov ispytaniya lopatochnykh reshetok. [tekst]: dis...kand. tekhn. nauk. / Yu.A. Popov; SPbGPU. — SPb., 2010.
- [16] **G.N. Abramovich**, *Prikladnaya gazovaya dinamika*. — M.: Gosudarstvennoye izdatelstvo tekhniko-teoreticheskoy literatury, 1953 — 00 736 s.
- [17] **Yu.B. Galerkin**, *Turbokompressory. Monografiya*. M. — Izdatelstvo OOO «IITs KKhT». — 2010. — S. 596.

INFORMATION ABOUT AUTHORS

Yuri B. GALERKIN – *Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.*
E-mail: yuri_galerkin@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_In@mail.ru
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9380-9754>

Mahdi SAHRANAVARD – *Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.*
E-mail: mahdiisahranavard@gmail.com

Olga A. SOLOVYEVA – *Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.*
E-mail: Solovyeva.OA@yandex.ru

Поступила: 31.01.2023; Одобрена: 24.02.2023; Принята: 03.03.2023.
Submitted: 31.01.2023; Approved: 24.02.2023; Accepted: 03.03.2023.