

УДК 621.515

doi: 10.18698/0536-1044-2019-9-77-87

Результаты моделирования газодинамических характеристик малорасходной и среднерасходной модельных ступеней для промышленного центробежного компрессора*

А.И. Боровков, И.Б. Воинов, Ю.Б. Галеркин, А.А. Дроздов

ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

Modeling Results of Gas-Dynamic Characteristics of Low and Medium Flow Rate Model Stages for an Industrial Centrifugal Compressor

A.I. Borovkov, I.B. Voinov, Y.B. Galerkin, A.A. Drozdov

Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

Приведены результаты CFD-расчетов двух модельных ступеней с радиальными рабочими колесами. Полученные данные сопоставлены с экспериментальными характеристиками, полученными в Проблемной лаборатории ЛПИ. Центробежная компрессорная ступень РРК 0028-056-0373 рассчитана при трех условных числах Маха с учетом и без учета зазоров в лабиринтных уплотнениях. В программе NUMECA проведены расчеты характеристик ступени для сектора с одной лопаткой, в программе ANSYS CFX — для полной модели в 360°. CFD-расчеты во всех случаях дают неприемлемо большое завышение коэффициента теоретического напора относительно экспериментальных данных. Установлено, что по сравнению с измеренными значениями расчетные коэффициенты полезного действия ступени смещены в сторону больших расходов. Ступень РРК 0048-048-029 рассчитана при одном числе Маха без учета зазоров в лабиринтных уплотнениях и для полной модели. Исследовано влияние полуэмпирических параметров и коэффициентов, входящих в состав модели турбулентности SST, реализованной в программе ANSYS CFX. Проведенные расчеты показали, что их выбор для решения такого класса задач мало сказывается на получаемых результатах, поэтому повлиять на коэффициент теоретического напора не удалось.

Ключевые слова: CFD-расчет, центробежная компрессорная ступень, радиальное рабочее колесо, коэффициент полезного действия, коэффициент теоретического напора

The paper presents the results of CFD calculations of two model stages with 2D impellers. The results were compared with the experimental characteristics obtained at the LPI Problem Laboratory. The centrifugal stage of the 2D impeller 0028-056-0373 was calculated for three different Mach numbers, with and without the gaps in the labyrinth seals. Calculations for the sector with one blade were performed using the NUMECA software, those for the full 360-degree model — in the ANSYS CFX software package. CFD calculations in all the cases gave an unacceptably high overestimation of the loading factor compared to the experimental data. It was established that the calculated characteristics of the stage efficiency lean towards high

* Работа выполнена при поддержке Российского научного фонда в рамках гранта № 18-79-10165. Расчеты проведены с использованием суперкомпьютерного центра «Политехнический» СПбПУ.

flow rates compared to the measured values. A stage of the 2D impeller 0048-048-029 was calculated for one Mach number without taking into account the gap in the labyrinth seals and for the full 360-degree model. A study of semi-empirical parameters and coefficients included in the SST turbulence model implemented in the ANSYS CFX software was carried out. The calculations showed that their choice for solving this class of problems had little effect on the calculation results, thus it was not possible to influence the loading factor.

Keywords: CFD calculation, centrifugal compressor stage, 2D impeller, efficiency, loading factor

Центробежные компрессоры нашли широкое применение в цветной и черной металлургии, в нефтехимической и других отраслях промышленности [1]. Активная разработка новых газовых месторождений и совершенствование газотранспортной системы страны порождают постоянный спрос на такие компрессоры.

Потребность в проведении подробных расчетов течения газа привела к развитию пакетов программ CFD-расчетов, таких как FLUENT, NUMECA, ANSYS CFX и др. Важной особенностью CFD-расчета является зависимость результатов от качества расчетной сетки, применяемой модели турбулентности и задания граничных условий.

В диссертации [2] приведены результаты моделирования характеристик центробежных ступеней промышленных компрессоров с приемлемой точностью, рассчитанные с помощью программы концерна General Electric, на одном из предприятий которого выполнена работа.

Вполне пригодные для практического применения результаты получены сотрудниками компании Dresser Rand (США) [3] при моделировании характеристик трансзвуковых ступеней промышленных компрессоров. Расчетный максимальный расход больше экспериментального на 1,5 %, в остальном характеристики идентичны. У второй ступени, исследованной в этой публикации, совпадение характеристик практически полное.

В статье [4] при моделировании ступени с осерadiальным рабочим колесом (РК) расчетные значения коэффициента напора превышают измеренные на 12...14 %. В публикациях [4, 5] показано, что смоделированные характеристики высокорасходных ступеней совпадают с экспериментальными данными по максимальному коэффициенту полезного действия (КПД), но смещены в область больших расходов.

Есть информация об удачном моделировании КПД среднерасходных ступеней, но их напорная характеристика отличается от результатов испытаний [6], поэтому расчет отношения давлений дает неприемлемо завышенные

значения. В работе [7] приведены данные о том, что расчетный КПД малорасходной ступени больше, а коэффициент расхода меньше измеренных величин.

Возможность корректного CFD-расчета газодинамических характеристик центробежных компрессоров изменит практику проектирования. Газодинамические проекты станут надежнее, дешевле, а экономические показатели компрессоров улучшатся.

Цель работы — проверить возможности CFD-моделирования на примере мало- и среднерасходной центробежных компрессорных ступеней и выработать рекомендации по постановке CFD-расчетов.

Для проверки точности расчета максимального КПД использована малорасходная ступень, а для поиска способов более точного определения коэффициента теоретического напора — среднерасходная. Во всех известных авторам случаях CFD-расчет завышает коэффициент теоретического напора на 7...15 % относительно результатов испытания.

Для исследования выбрана ступень, расчет КПД и коэффициента теоретического напора которой отличается от экспериментальных данных наибольшей точностью.

Объекты исследования. В Проблемной лаборатории компрессоростроения СПбГПУ научная группа профессора Ю.Б. Галеркина разработала семейство модельных ступеней 20СЕ [8]. Среднерасходная модельная ступень РРК 0048-048-029 стала основой проточной части линейных компрессоров газоперекачивающих агрегатов с безлопаточными диффузорами [9].

Малорасходная модельная ступень РРК 0028-056-0373 относится к этому же семейству с безразмерными параметрами проектирования: расчетным условным коэффициентом расхода $\Phi_{\text{расч}} = 0,028$ и расчетным коэффициентом теоретического напора $\psi_{\text{т.расч}} = 0,56$. Ступень испытана с двумя вариантами обратного направляющего аппарата (ОНА). У первого варианта высота лопаток на входе и выходе одинакова.

У второго варианта высота лопаток на входе меньше, чем на выходе в соответствии с принципами проектирования МУМ [10].

Ступень РРК 0048-048-029 испытана многократно с некоторыми вариациями проточной части. Для сопоставления с CFD-расчетами выбраны характеристики при условном числе Маха $M_u = 0,6$.

Оба варианта ступени РРК 0028-056-0373 экспериментально исследованы дважды при $M_u = 0,6$ и один раз при $M_u = 0,8$.

Результаты испытаний представлены в виде безразмерных газодинамических зависимостей $\psi_i = f(\Phi)$, $\eta^* = f(\Phi)$ и $\psi_p^* = f(\Phi)$, где ψ_i — коэффициент внутреннего напора; Φ — условный коэффициент расхода; η^* — политропный КПД по полным параметрам; ψ_p^* — коэффициент политропного напора. Указанные характеристики определяются следующими выражениями:

$$\psi_i = \frac{c_p(T_k^* - T_n^*)}{u_2^2}; \quad \eta^* = \frac{\ln\left(\frac{p_k^*}{p_n^*}\right)}{\frac{k}{k-1} \ln\left(\frac{T_k^*}{T_n^*}\right)};$$

$$\psi_p^* = \psi_i \eta^*; \quad \Phi = \frac{\bar{m}}{0,785 D_2^2 u_2} \frac{RT_n^*}{p_n^*},$$

где c_p — теплоемкость при постоянном давлении; T_k^* и T_n^* — полная температура газа на выходе из РК и на входе в РК; u_2 — окружная скорость на наружном диаметре РК; p_k^* и p_n^* — полное давление газа на выходе из ступени и на входе в нее; k — показатель изоэнтропы; \bar{m} — массовый расход газа; R — газовая постоянная; D_2 — диаметр РК.

Ступень РРК 0028-056-0373. Методика CFD-расчетов. В программе NUMECA при трех значениях условного числа Маха ($M_u = 0,6; 0,7; 0,8$) рассчитаны два варианта ступени для сектора с одной лопаткой РК и одной ОНА. Расчет выполнен без моделирования щелевых потерь. Суммарный размер расчетной сетки — 4,5 млн ячеек. Использована модель турбулентности Спаларта — Аллмараса.

В программе ANSYS CFX рассчитан второй вариант ступени при $M_u = 0,6$ без моделирования и с моделированием зазоров РК–корпус. Расчет проведен для полной модели в 360° с использованием SST-модели турбулентности. Количество ячеек расчетной сетки для модели без зазоров — примерно 40 млн, для модели с

зазорами — около 65,5 млн. Тип интерфейса — STAGE.

CFD-расчеты характеристик, выполненные в упрощенном виде, без моделирования течения в зазорах РК–корпус исключают из рассмотрения потери трения дисков и протечек в лабиринтных уплотнениях. Из измеренных характеристик КПД и коэффициента внутреннего напора исключены потери трения дисков и лабиринтных протечек в соответствии с известными классическими соотношениями [11]

$$\eta_{\Gamma}^* = \frac{\eta^*}{1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}}; \quad \psi_{\Gamma} = \frac{\psi_i}{1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}},$$

где η_{Γ}^* — гидравлический КПД; $\beta_{\text{тр}}$ — коэффициент дискового трения; $\beta_{\text{пр}}$ — коэффициент протечек в лабиринтном уплотнении; ψ_{Γ} — коэффициент теоретического напора.

Значения η_{Γ}^* и ψ_{Γ} рассчитаны с помощью коэффициентов дискового трения и протечек по модели МУМ.

Расчет внутреннего и теоретического напоров ступени РРК 0028-056-0373 в программах ANSYS CFX и NUMECA. На рис. 1 приведены расчетная и экспериментальные зависимости коэффициента внутреннего напора ψ_i от условного коэффициента расхода Φ модельной ступени РРК 0028-056-0373. Здесь точки соответствуют расчетным и экспериментальным данным, кривые — их аппроксимации. Расчетная зависимость построена при одном значении условного числа Маха, а экспериментальная — при трех.

Как видно из рис. 1, при числе Маха $M_u = 0,8$ измеренный коэффициент внутреннего напора больше, чем при $M_u = 0,7$ и $0,6$, что связано с влиянием сжимаемости на форму выходного треугольника скоростей.

Коэффициент внутреннего напора рассчитан с помощью программы ANSYS CFX в трех точках при $M_u = 0,6$. Расчет выполнен с моделированием течения газа в зазорах РК–корпус. Напорная характеристика в пределах основной зоны — линейная. При условном коэффициенте расхода $\Phi > 0,047$ КПД РК и коэффициент ψ_i сильно уменьшаются, а коэффициент расхода возрастает. Отклонение от линейной зависимости $\psi_i = f(\Phi)$ наблюдается и при экспериментах [8].

Достоинства расчета коэффициента внутреннего напора ψ_i : моделирование выполнено во всем диапазоне работы модельной

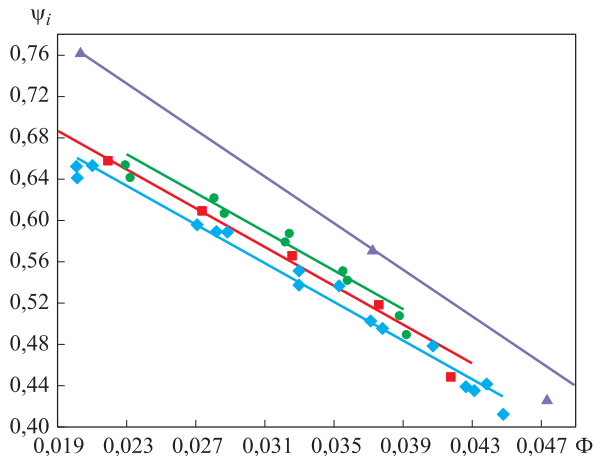


Рис. 1. Зависимость коэффициента внутреннего напора ψ_i от условного коэффициента расхода Φ модельной ступени РПК 0028-056-0373 при различных значениях условного числа Маха: \blacktriangle — ANSYS CFX, $M_u = 0,6$; \blacklozenge — эксперимент, $M_u = 0,6$; \blacksquare — эксперимент, $M_u = 0,7$; \bullet — эксперимент, $M_u = 0,8$

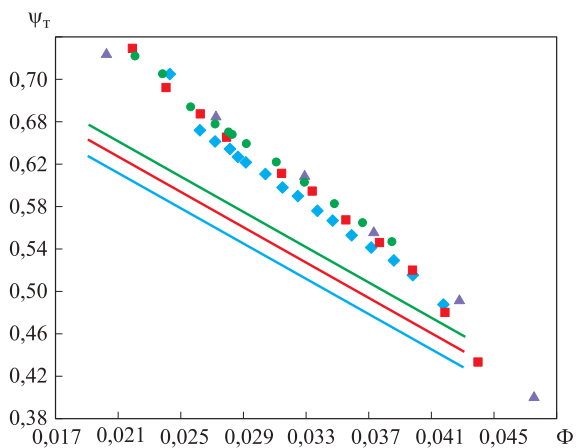


Рис. 2. Расчетные и экспериментальные аппроксимирующие зависимости коэффициента теоретического напора ψ_T от условного коэффициента расхода Φ модельной ступени РПК 0028-056-0373 при различных значениях условного числа Маха $M_u = 0,6$:

\blacktriangle — ANSYS CFX, $M_u = 0,6$; \blacklozenge — NUMECA, $M_u = 0,6$;
 \blacksquare — NUMECA, $M_u = 0,6$; \bullet — NUMECA, $M_u = 0,8$;
 \blacklozenge — эксперимент, $M_u = 0,6$; \blacksquare — эксперимент, $M_u = 0,7$; \bullet — эксперимент, $M_u = 0,8$

ступени; полученная функция $\psi_i = f(\Phi)$ в основной зоне линейная, что соответствует экспериментальным данным.

Недостатки расчета коэффициента внутреннего напора ψ_i : при условном расчетном коэффициенте расхода $\Phi_{\text{расч}} = 0,028$ измеренный коэффициент внутреннего напора на 15 % меньше значения, полученного путем моделирования; расчетный угол наклона характеристики меньше экспериментального, поэтому

ошибка расчета ψ_i становится больше при $\Phi < \Phi_{\text{расч}}$. Но режимы слева от расчетной точки особенно важны для промышленных компрессоров.

На рис. 2 приведены экспериментальные аппроксимирующие зависимости $\psi_T = f(\Phi)$ и рассчитанные в программах NUMECA и ANSYS CFX. Расчет выполнен с моделированием течения газа в зазорах РК-корпус.

Достоинство расчета коэффициента теоретического напора в программе NUMECA: превышение расчетного значения над измеренным меньше, чем при моделировании в среде ANSYS CFX (тем не менее оно слишком велико).

Недостаток расчета коэффициента теоретического напора в программе NUMECA: при условном коэффициенте расхода $\Phi < 0,026$ линейный характер зависимости $\psi_T = f(\Phi)$ меняется, что противоречит экспериментальным данным. В практически значимой области этой характеристики расчет становится недостоверным.

Достоинства расчета коэффициента теоретического напора в программе ANSYS CFX — те же, что и при расчете коэффициента ψ_i .

Расчет политропного КПД ступени РПК 0028-056-0373 в программе ANSYS CFX. На рис. 3 приведены экспериментальные и рассчитанные в среде ANSYS CFX зависимости политропного КПД по полным параметрам от условного коэффициента расхода второго варианта модельной ступени РПК 0028-056-0373 при условном числе Маха $M_u = 0,6$.

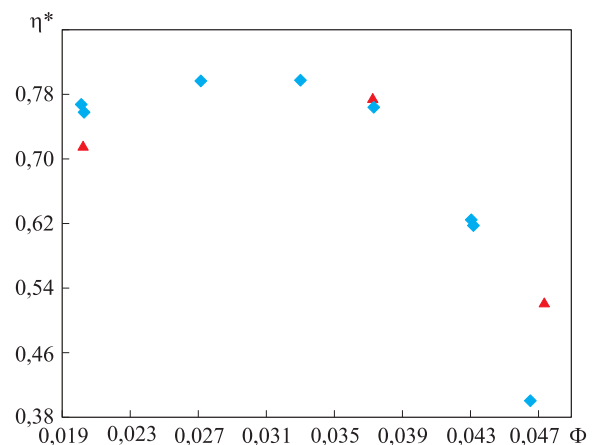


Рис. 3. Зависимость политропного КПД по полным параметрам η^* от условного коэффициента расхода Φ второго варианта модельной ступени РПК 0028-056-0373 при условном числе Маха $M_u = 0,6$:

\blacklozenge — эксперимент; \blacktriangle — ANSYS CFX

Как показано на рис. 3, при $\Phi = 0,037$ расчетный КПД η^* больше измеренного значения, при этом наблюдается некоторое смещение расчетной характеристики в сторону больших расходов. Согласно данным работы [12], вероятной причиной этого смещения является высокая нагрузка лопаток по расчету.

Если бы при моделировании удалось получить коэффициент теоретического напора, примерно равный экспериментальному значению, то точка с КПД η^* при $\Phi = 0,037$ могла бы оказаться в точке с $\Phi \approx 0,034$, где измеренный КПД на 1,5...2,0 % больше. При смещении расчетных точек относительно экспериментальных на величину $\Phi_{CFD} - \Phi_{эксп} \approx 0,002$ КПД, вычисленный в программе ANSYS CFX, оказался бы близок к измеренному значению. Главная проблема некорректности CFD-расчетов — завышение теоретического напора.

Расчет гидравлического КПД ступени РПК 0028-056-0373 в программах NUMECA и ANSYS CFX. На рис. 4 приведены измеренные значения гидравлического КПД для обоих вариантов ступени в сравнении с рассчитанными в программе NUMECA и смоделированными в среде ANSYS CFX для второго варианта.

Достоинства расчета гидравлического КПД в программе NUMECA: хорошее совпадение по диапазону экспериментальных и расчетных расходов; правильная оценка разницы между КПД первого и второго вариантов ступени. Это подтверждает мнение авторов публикаций [13, 14]

об эффективности CFD-расчетов для исследования и проектирования неподвижных элементов.

Недостаток расчета гидравлического КПД в программе NUMECA: снижение на 4 % максимального η_r по сравнению с экспериментальным значением.

Достоинство расчета КПД в программе ANSYS CFX: максимальный КПД на 2 % больше, чем в программе NUMECA, т. е. он ближе к экспериментальному значению.

Следует отметить, что при моделировании с учетом зазоров РК–корпус разница между расчетным и измеренным КПД получилась немного меньше. Возможно, полуэмпирические формулы расчета коэффициентов трения и протечек немного завышают (на 0,5...1,0 %) их значения.

Расчет коэффициента политропного напора ступени РПК 0028-056-0373 в программах ANSYS CFX и NUMECA. С точки зрения применения CFD-методов при проектировании корректность расчета коэффициента политропного напора иногда считают более важной, чем корректность вычисления КПД. Европейский стандарт ISO 5386: 1991 (E) требует от производителя безусловного обеспечения заданного техническим заданием отношения давлений π^* , допуская превышение потребляемой мощности на 4 % (т. е. допуск на КПД равен -4 %).

На рис. 5, а и б показаны расчетные и экспериментальные зависимости коэффициента политропного напора от условного коэффициента

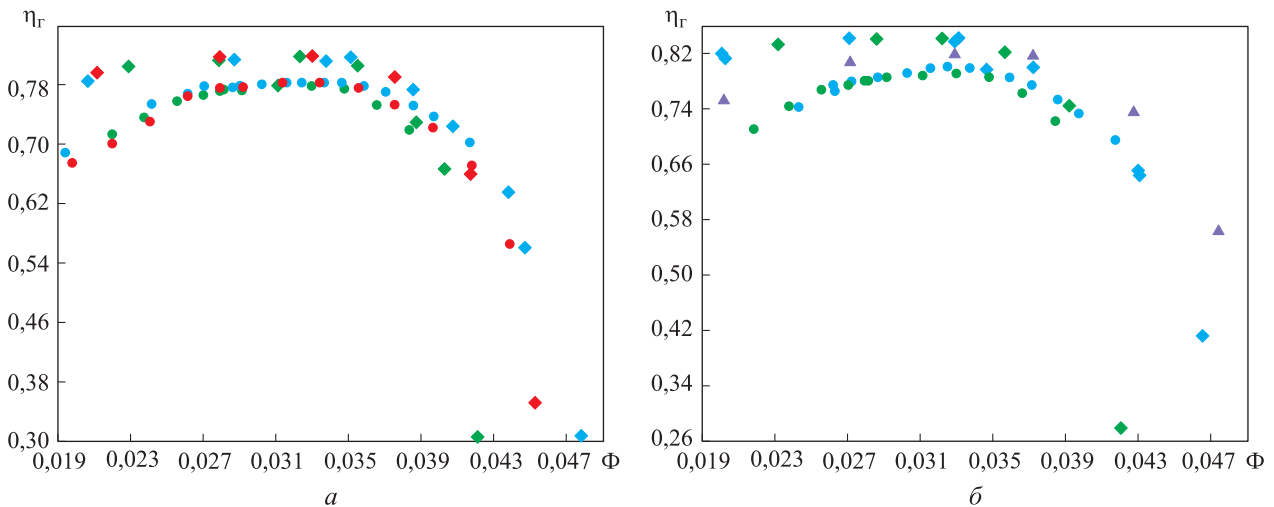


Рис. 4. Зависимости гидравлического КПД η_r от условного коэффициента расхода Φ первого (а) и второго (б) вариантов модельной ступени РПК 0028-056-0373 при различных значениях условного числа Маха:

- ▲ — ANSYS CFX, $M_u = 0,6$; ● — NUMECA, $M_u = 0,6$; ● — NUMECA, $M_u = 0,7$; ● — NUMECA, $M_u = 0,8$;
- ◆ — эксперимент, $M_u = 0,6$; ◆ — эксперимент, $M_u = 0,7$; ◆ — эксперимент, $M_u = 0,8$

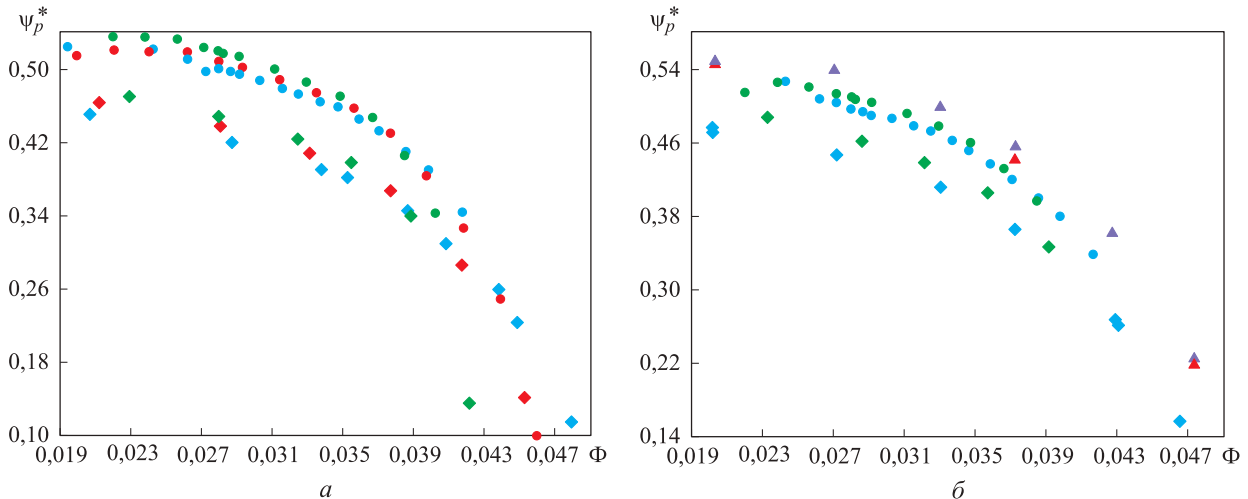


Рис. 5. Зависимости коэффициента политропного напора Ψ_p^* от условного коэффициента расхода Φ первого (а) и второго (б) вариантов модельной ступени РПК 0028-056-0373 при различных значениях условного числа Маха:

- — NUMECA, $M_u = 0,6$; ● — NUMECA, $M_u = 0,7$; ● — NUMECA, $M_u = 0,8$; ◆ — эксперимент, $M_u = 0,6$;
- ◆ — эксперимент, $M_u = 0,7$; ◆ — эксперимент, $M_u = 0,8$; ▲ и ▲ — ANSYS CFX с моделированием и без моделирования течения газа в зазорах, $M_u = 0,6$

расхода Φ первого (а) и второго (б) вариантов модельных ступеней РПК 0028-056-0373 при различных значениях условного числа Маха.

Достоинством расчета коэффициента политропного напора в программах ANSYS CFX и NUMECA является одинаковая форма измеренных и расчетных характеристик, а недостатком — их неприемлемо большое количественное различие.

При расчете второго варианта ступени с помощью программы NUMECA в точках с наименьшим расходом очевидно проявляется проблема сходимости решения, но при расчете первого варианта этой проблемы нет. При расчете в программе ANSYS CFX коэффициент внутреннего напора и КПД превышает экспериментальные значения, поэтому и коэффициент политропного напора больше отличается от измеренного.

Следует отметить, что расчеты коэффициента политропного напора с моделированием и без моделирования течения газа в зазорах дали полное совпадение при максимальном и минимальном расходах. Очевидно, что упрощенные расчеты без моделирования течения газа в зазорах можно считать достаточно корректными.

Методика CFD-расчетов ступени РПК 0048-048-029. Ступень смоделирована в программе ANSYS CFX при условном числе Маха $M_u = 0,6$. Объект моделирования — полная проточная часть модель турбулентности SST, интерфейс

STAGE. Расчет выполнен без моделирования течения газа в зазорах РК-корпус. Количество ячеек расчетной сетки — 41 млн.

Так как большой проблемой CFD-моделирования является превышение коэффициента теоретического напора, была сделана попытка изменить методику расчета. Проведено исследование полуэмпирических параметров и коэффициентов, входящих в состав модели турбулентности SST, являющейся совокупностью моделей $k-\varepsilon$ и $k-\omega$.

Согласно документации к программе ANSYS CFX [15], уравнения, описывающие модель $k-\omega$, имеют вид

$$\begin{aligned} \frac{\partial k_t}{\partial t} + \mathbf{v}_j \frac{\partial k_t}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mathbf{v} + \frac{\mathbf{v}_T}{\sigma_{k1}} \right) \frac{\partial k_t}{\partial x_j} \right] + \\ &+ P_k - \beta^* k_t \omega + P_{RM}; \\ \frac{\partial \omega}{\partial t} + \mathbf{v}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mathbf{v} + \frac{\mathbf{v}_T}{\sigma_{\omega 1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \\ &+ (1 - F_1) 2 \frac{1}{\sigma_{\omega 1} \omega} \frac{\partial k_t}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + a_1 \frac{\omega}{k_t} P_k - \beta_1 \omega^2, \end{aligned} \quad (1)$$

где k_t — кинетическая энергия турбулентности; t — время; \mathbf{v}_j — усредненное по времени поле скоростей; x_j — линейная координата; \mathbf{v} — коэффициент динамической молекулярной вязкости; \mathbf{v}_T — коэффициент динамической турбулентной вязкости; P_k — параметр, отве-

чающий за генерацию турбулентной энергии; σ_{k1} , β^* , $\sigma_{\omega 1}$, β_1 и a_1 — модельные коэффициенты; ω — удельная скорость диссипации; F_1 — весовая функция.

В выражении (1):

$$P_k = v_T \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \left(v_T \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + k_t \right);$$

$$P_k = \min(P_k, C_{lim} \rho \omega); \tag{2}$$

$$P_{RM} = P_k \min \left[4 \max \left(0, \frac{\min(S^2, \Omega^2)}{0,09 \omega^2} - 1,6 \right), 1,5 \right] F_{LR};$$

$$F_{LR} = \operatorname{tgh} \left[\left(\frac{k_t}{\omega v C_{LR}} \right)^2 \right]; \tag{3}$$

$$v_T = \frac{a_1 k_t}{\max(a_1 \omega; F_2 \sqrt{2 \hat{S} \cdot \hat{S}})}; \hat{S} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right),$$

где v_i — усредненное по времени поле скоростей; x_i — линейная координата; C_{lim} и C_{LR} — модельные коэффициенты; h — коэффициент напора; ρ — плотность; S — тензор скоростей деформаций; Ω — тензор завихренности; F_2 — функция переключения.

Набор констант для пристеночного слоя:

$$\beta^* = 0,09; a_1 = 5/9; \beta_1 = 0,075; \sigma_{k1} = 2; \sigma_{\omega 1} = 2.$$

Набор констант для свободных сдвиговых слоев:

$$a_1 = 0,44; \beta_1 = 0,0828; \sigma_{k1} = 1; \sigma_{\omega 1} = 1/0,856.$$

Параметры σ_{k1} , P_k , β^* , P_{RM} , $\sigma_{\omega 1}$, a_1 , β_1 , C_{lim} и C_{LR} позволяют пользователю настраивать расчетную модель турбулентности.

Таблица 1

Экспериментальные и расчетные параметры ступени РРК 0048-048-029

| Φ | η^* | ψ_i | $\beta_{гр}$ | $\beta_{пр}$ | $\eta_{гид}$ | ψ_T | π^* |
|--------|----------|----------|--------------|--------------|--------------|-----------|-------------|
| 0,0689 | 0,620 | 0,2857 | 0,0104 | 0,0085 | 0,632/0,632 | 0,28/0,33 | 1,090/1,110 |
| 0,0626 | 0,772 | 0,3619 | 0,0114 | 0,0093 | 0,788/0,792 | 0,35/0,41 | 1,150/1,175 |
| 0,0556 | 0,824 | 0,4339 | 0,0129 | 0,0105 | 0,843/0,863 | 0,42/0,47 | 1,190/1,220 |
| 0,0491 | 0,860 | 0,4957 | 0,0145 | 0,0119 | 0,883/0,884 | 0,48/0,52 | 1,230/1,250 |
| 0,0411 | 0,846 | 0,5670 | 0,0174 | 0,0142 | 0,873/0,874 | 0,55/0,57 | 1,260/1,280 |
| 0,0310 | 0,776 | 0,6466 | 0,0230 | 0,0188 | 0,808/0,822 | 0,62/0,63 | 1,270/1,290 |

Примечание. В числителе дроби указаны экспериментальные значения, в знаменателе — расчетные.

Расчет гидравлического КПД и коэффициента теоретического напора ступени РРК 0048-048-029 в программе ANSYS CFX. В табл. 1 приведены экспериментальные и расчетные параметры ступени РРК 0048-048-029. Результат моделирования КПД следует признать очень хорошим. В работе [6] эта ступень смоделирована с небольшими различиями в методах расчета.

Наклон расчетной характеристики отличается от экспериментального, но в противоположную сторону по сравнению со ступенью РРК 0028-056-0373. В режиме минимального расхода результаты моделирования практически совпали с данными эксперимента. Погрешность вычисления при $\Phi_{расч} = 0,048$ составила 7,1 %.

Отметим некоторую двусмысленность точного моделирования КПД при завышенном расчетном коэффициенте напора. Из соотношения $\eta = 1 - h_w/h_m$ (h_w и h_m — потерянный и теоретический напоры в проточной части ступени) следует, что если КПД рассчитан правильно, то моделирование завышает потери напора в проточной части в том же отношении, в котором завышен коэффициент теоретического напора.

Вариации методики расчета ступени РРК 0048-048-029. На первом этапе проведено моделирование КПД и коэффициента теоретического напора с варьированием расчетной области. Исследовано влияние входного и выходного участков проточной части на получаемый результат.

Вариант расчета 1. В табл. 2 сопоставлены результаты исходного моделирования (см. табл. 1) и расчета в трех точках по расходу при добавлении в модель входного и выходного участков проточной части.

Таблица 2

**Расчетные параметры ступени РРК 0048-048-029
с учетом входного и выходного участков
проточной части**

| Φ | η _{гид} | ψ _т | π* |
|--------|------------------|----------------|-------------|
| 0,0689 | 0,660/0,632 | 0,329/0,332 | 1,114/1,110 |
| 0,0626 | -/0,792 | -/0,411 | -/1,175 |
| 0,0556 | 0,876/0,863 | 0,469/0,473 | 1,225/1,223 |
| 0,0491 | -/0,884 | -/0,517 | -/1,252 |
| 0,0411 | -/0,874 | -/0,573 | -/1,278 |
| 0,0310 | 0,807/0,822 | 0,638/0,627 | 1,285/1,286 |

Примечание. В числителе дроби указаны значения с учетом входного и выходного участков проточной части, в знаменателе — без их учета.

Таблица 3

**Экспериментальные и расчетные параметры
ступени РРК 0048-048-029 при Φ = 0,0556
и различных значениях коэффициента C_{scale}**

| Параметр | Расчет | | | Эксперимент |
|------------------|--------|-----------------------|----------------------|-------------|
| | CFX | C _{scale1} * | C _{scale10} | |
| η _{гид} | 0,86 | 0,87 | 0,86 | — |
| ψ _т | 0,47 | 0,47 | 0,47 | — |
| π* | 1,22 | 1,22 | 1,21 | 1,19 |

Расчетные КПД сдвинулись вправо относительно экспериментальных значений. Различие между расчетным и измеренным КПД достаточно велико — 1,5...2,8%. Напорная характеристика изменилась в нужную сторону, но меньше одного процента.

На втором этапе исследовано влияние некоторых настроек модели турбулентности SST на результаты расчета.

Вариант расчета 2. В точке с коэффициентом расхода Φ = 0,0556 сделан расчет при двух значениях параметра Curvature Correction: C_{scale} = 1 (C_{scale1}) и C_{scale} = 10 (C_{scale10}). Полученные результаты вместе с данными исходного расчета (здесь и далее обозначенными как CFX) и экспериментальными значениями приведены в табл. 3. Коэффициент со звездочкой соответствует значению, используемому по умолчанию.

Указанный коэффициент вводят в модель при расчете параметра, отвечающего за генерацию турбулентной энергии P_k, входящего в состав выражения (1), с целью повышения его чувствительности к кривизне линий тока и вращению потока газа:

$$P_k \rightarrow P_k \max [0, 1 + C_{scale} (\tilde{f}_r - 1)],$$

где \tilde{f}_r — кривизна линий тока.

Параметр C_{scale} заметно влияет на КПД и незначительно снижает коэффициент теоретического напора.

Вариант расчета 3. В точке с коэффициентом расхода Φ = 0,0556 сделан расчет при трех значениях коэффициента C_{LR}, входящего в состав выражения (3). Полученные результаты вместе с данными исходного расчета приведены в табл. 4. Значение коэффициента C_{LR} со звездочкой используют по умолчанию.

Коэффициент C_{LR} увеличивает КПД и коэффициент теоретического напора, что удаляет расчетные данные от экспериментальных.

Вариант расчета 4. В точке с коэффициентом расхода Φ = 0,0556 выполнен расчет при трех значениях параметра C_{lim}, входящего в состав выражения (2). Использовано как фиксированное значение параметра C_{lim}, так и модель Kato Launder. Полученные результаты вместе с данными исходного расчета приведены в табл. 5. Значение коэффициента C_{lim} со звездочкой используют по умолчанию.

Из табл. 5 следует, что варьируемый параметр удаляет расчетные данные от экспериментальных.

Вариант расчета 5. В точке с коэффициентом расхода Φ = 0,0556 сделан расчет при трех значениях коэффициента a₁, входящего в состав выражения (1). Полученные результаты вместе с данными исходного расчета приведены

Таблица 4

**Расчетные параметры ступени РРК 0048-048-029
при Φ = 0,0556 и различных значениях
коэффициента C_{LR}**

| C _{LR} | π* | ψ _т | η _{гид} |
|-----------------|-------|----------------|------------------|
| 1 | 1,226 | 0,477 | 0,866 |
| 10* | 1,227 | 0,477 | 0,869 |
| 100 | 1,225 | 0,475 | 0,868 |
| CFX | 1,223 | 0,473 | 0,863 |

Таблица 5

**Расчетные параметры ступени РРК 0048-048-029
при Φ = 0,0556 и различных значениях C_{lim}**

| C _{lim} | π* | ψ _т | η _{гид} |
|------------------|-------|----------------|------------------|
| 1 | 1,226 | 0,477 | 0,866 |
| 10* | 1,227 | 0,477 | 0,869 |
| 100 | 1,227 | 0,476 | 0,871 |
| Kato Launder | 1,227 | 0,477 | 0,871 |
| CFX | 1,223 | 0,473 | 0,863 |

Таблица 6

Расчетные параметры ступени РРК 0048-048-029 при $\Phi = 0,0556$ и различных значениях a_1

| a_1 | π^* | Ψ_T | $\eta_{\text{гид}}$ |
|---------|---------|----------|---------------------|
| 0,2500 | 1,221 | 0,485 | 0,835 |
| 0,5531* | 1,227 | 0,477 | 0,869 |
| 0,7500 | 1,230 | 0,470 | 0,891 |
| CFX | 1,223 | 0,473 | 0,863 |

в табл. 6. Значение коэффициента a_1 со звездочкой используют по умолчанию.

Большие значения a_1 увеличивают КПД. Измеренному КПД соответствует кинетическая энергия турбулентности $k_t = 0,235 \dots 0,550$. При больших значениях k коэффициент теоретического напора уменьшается, но КПД растет, и отношение давлений удаляется от измеренного значения $\pi^* = 1,190$.

Обсуждение результатов. Полученные результаты хорошо согласуются с данными, приведенными в работах [1, 4, 7]: CFD-расчет завышает коэффициент теоретического напора на 7...15 % относительно измеренных значений; CFD-расчет хорошо моделирует максимальный КПД центробежной ступени; расчетные газодинамические характеристики по сравнению с экспериментальными в основном смещены в сторону больших расходов.

Анализ представленных характеристик среднерасходной ступени РРК 0048-048-029 с изменением ряда коэффициентов модели турбулентности показал, что их варьирование достаточно слабо сказывается на результатах рас-

чета, поэтому повлиять на коэффициент теоретического напора не удалось. Однако остается еще много других параметров, не рассмотренных в рамках данной работы.

Одно соображение вытекает из представлений о сути рабочего процесса и опыта применения инженерного МУМ. Потери напора h_w , определяющие КПД, складываются из потерь трения газа о поверхности проточной части и потерь вихреобразования, которые обычно описывают как потери смешения.

Потери смешения в РК связаны с возникновением низкоэнергетической зоны — следа — на задней поверхности лопаток. Чем больше эта зона — тем значительнее вихревые потери и меньше коэффициент теоретического напора. В связи с этим целесообразно искать способ воздействия на значение следа в CFD-расчетах газодинамических характеристик центробежных ступеней.

Вывод

Результаты моделирования газодинамических характеристик ступеней методами CFD показали неудовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных данных. Главная трудность решения проблемы применения CFD-методов заключается в корректном моделировании характеристики коэффициента теоретического напора. Если эта цель будет достигнута, то автоматически решится вопрос несоответствия диапазона расходов расчетных характеристик реальным значениям. На КПД можно повлиять выбором способа расчета из пяти рассмотренных вариантов.

Литература

- [1] Гузельбаев Я.З., Хисамиев И.Г. *Технологические процессы с центробежными компрессорами*. Казань, Изд-во «ФЭН», 2014. 592 с.
- [2] Guidotti E. *Towards Centrifugal Compressor Stages Virtual Testing*. Thesis Ph. D. Università degli Studi di Bologna, 2014. 100 p.
- [3] 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*, 24–27 September, 2012, Houston, Texas.
- [4] Боровков А.И., Воинов И.Б., Галеркин Ю.Б., Никифоров А.Г., Никитин М.А. Моделирование газодинамических характеристик на примере модельной ступени центробежного компрессора. *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*, 2018, т. 24, № 2, с. 44–57, doi: 10.18721/JEST.24.2018.4
- [5] Borovkov A.I., Voynov I.B., Galerkin Y.B., Rekstin A.F., Drozdov A.A. Supersonic centrifugal compressor flow part optimization experience. *AIP Conference Proceedings*, 2018, vol. 2007, art. no. 030051, doi: <https://doi.org/10.1063/1.5051912>
- [6] Гамбургер Д.М. *Численные методы течения вязкого газа в центробежных компрессорных ступенях: методы и результаты*. Дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, СПбГПУ, 2009. 190 с.

- [7] Kabalyk K., Kryłłowicz W. Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient. *Transactions of the institute of fluid-flow machinery*, 2016, vol. 131, pp. 41–53.
- [8] Галеркин Ю.Б. *Турбокомпрессоры*. Санкт-Петербург, Изд-во КХТ, 2010. 650 с.
- [9] Васильев Ю.С., Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В. Оптимизация проточной части турбомашин (на примере центробежных компрессоров). *Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики*, 2011, № 9–10, с. 105–117.
- [10] Galerkin Y., Rekstin A., Soldatova K., Drozdov A. Universal modeling method: the instrument for centrifugal compressor gas dynamic design. *ASME Gas Turbine India Conference*, 2015, doi: 10.1115/GTINDIA2015-1202
- [11] Рис В.Ф. *Центробежные компрессорные машины*. Ленинград, Машиностроение, 1981. 351 с.
- [12] Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Анализ напорной характеристики центробежных компрессорных рабочих колес. *Журнал СФУ. Техника и технология*, 2017, № 10(8), с. 1042–1061.
- [13] Galerkin Y., Soldatova K., Solovieva O. Numerical study of centrifugal compressor stage vaneless diffusers. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2015, vol. 90, iss. 1, art. no. 012048, doi: 10.1088/1757-899X/90/1/012048
- [14] Galerkin Y., Marenina L., Soldatova K. CFD wind tunnel tests of Centrifugal stage return channel vane cascades. *ASME Gas Turbine India Conference*, 2015, doi: 10.1115/GTINDIA2015-1216
- [15] *Пользовательская документация к ANSYS*. Release 17.2 © SAS IP, Inc.

References

- [1] Guzel'baev Ya.Z., Khisamiev I.G. *Tekhnologicheskie protsessy s tsentrobezhnymi kompressorami* [Technological processes with centrifugal compressors]. Kazan, FEHN publ., 2014. 592 p.
- [2] Guidotti E. *Towards Centrifugal Compressor Stages Virtual Testing*. Thesis Ph. D. Università degli Studi di Bologna, 2014. 100 p.
- [3] 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*, 24–27 September, 2012, Houston, Texas.
- [4] Borovkov A.I., Voinov I.B., Galerkin Yu.B., Nikiforov A.G., Nikitin M.A. Issues of gas dynamic characteristics modeling on the example of the centrifugal compressor model stage. *St. Petersburg State Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology*, 2018, vol. 24, no. 2, pp. 44–57 (in Russ.), doi: 10.18721/JEST.24.2018.4
- [5] Borovkov A.I., Voinov I.B., Galerkin Y.B., Rekstin A.F., Drozdov A.A. Supersonic centrifugal compressor flow part optimization experience. *AIP Conference Proceedings*, 2018, vol. 2007, art. no. 030051, doi: <https://doi.org/10.1063/1.5051912>
- [6] Gamburger D.M. *Chislennyye metody techeniya vyazkogo gaza v tsentrobezhnykh kompressornykh stupenyakh: metody i rezul'taty*. Kand. Diss. [Numerical methods for viscous gas flow in centrifugal compressor stages: methods and results. Cand. Diss.]. Sankt-Petersburg, SPbGPU publ., 2009. 190 p.
- [7] Kabalyk K., Kryłłowicz W. Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient. *Transactions of the institute of fluid-flow machinery*, 2016, vol. 131, pp. 41–53.
- [8] Галеркин Ю.Б. *Турбокомпрессоры* [Turbochargers]. Sankt-Petersburg, KKHT publ., 2010. 650 p.
- [9] Vasil'ev Yu.S., Galerkin Yu.B., Soldatova K.V. Optimization of the flowing part of turbomachines (by the example of centrifugal compressors). *Proceedings of the higher educational institutions. Energy sector problems*, 2011, no. 9–10, pp. 105–117 (in Russ.).
- [10] Galerkin Y., Rekstin A., Soldatova K., Drozdov A. Universal modeling method: the instrument for centrifugal compressor gas dynamic design. *ASME Gas Turbine India Conference*, 2015, doi: 10.1115/GTINDIA2015-1202
- [11] Ris V.F. *Tsentrobezhnye kompressornye mashiny* [Centrifugal compressor machines]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1981. 351 p.

- [12] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A. Centrifugal Compressor Head Characteristics Analysis Summary. *Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies*, 2017, no. 10(8), pp. 1042–1061 (in Russ.).
- [13] Galerkin Y., Soldatova K., Solovieva O. Numerical study of centrifugal compressor stage vaneless diffusers. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2015, vol. 90, iss. 1, art. no. 012048, doi: 10.1088/1757-899X/90/1/012048
- [14] Galerkin Y., Marenina L., Soldatova K. CFD wind tunnel tests of Centrifugal stage return channel vane cascades. *ASME Gas Turbine India Conference*, 2015, doi: 10.1115/GTINDIA2015-1216
- [15] *Pol'zovatel'skaya dokumentatsiya k ANSYS [ANSYS User Documentation]*. Release 17.2 © SAS IP, Inc.

Статья поступила в редакцию 02.04.2019

Информация об авторах

БОРОВКОВ Алексей Иванович — кандидат технических наук, профессор, проректор по перспективным проектам. ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: vicerector.ap@spbstu.ru).

ВОИНОВ Игорь Борисович — начальник отдела «Конечно-элементная механика и компьютерный инжиниринг». ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: voinov@compmechlab.com).

ГАЛЕРКИН Юрий Борисович — доктор технических наук, профессор, заведующий НИЛ «Газовая динамика турбомашин». Объединенный научно-технологический институт ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», почетный председатель Ассоциации компрессорщиков и пневматиков (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: yuri_galerkin@mail.ru).

ДРОЗДОВ Александр Александрович — кандидат технических наук, старший научный сотрудник НИЛ «Газовая динамика турбомашин». Объединенный научно-технологический институт ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: A_drozdi@mail.ru).

Information about the authors

BOROVKOV Aleskei Ivanovich — Candidate of Science (Eng.), Professor, Vice Rector for Promising Projects. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: vicerector.ap@spbstu.ru).

VOINOV Igor Borisovich — Head of Department, Finite Element Mechanics and Computer Engineering. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: voinov@compmechlab.com).

GALERKIN Yuri Borisovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Research Laboratory for Gas Dynamics of Turbomachines, Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Honorary Chairman, Association of Compressor and Pneumatic Engineers (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: yuri_galerkin@mail.ru).

DROZDOV Aleksandr Aleksandrovich — Candidate of Science (Eng.), Senior Researcher. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: A_drozdi@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Боровков А.И., Воинов И.Б., Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А. Результаты моделирования газодинамических характеристик малорасходной и среднерасходной модельных ступеней для промышленного центробежного компрессора. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 9, с. 77–87, doi: 10.18698/0536-1044-2019-9-77-87

Please cite this article in English as:

Borovkov A.I., Voinov I.B., Galerkin Y.B., Drozdov A.A. Modeling Results of Gas-Dynamic Characteristics of Low and Medium Flow Rate Model Stages for an Industrial Centrifugal Compressor. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2019, no. 9, pp. 77–87, doi: 10.18698/0536-1044-2019-9-77-87