

Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.515

doi: 10.18698/0536-1044-2019-8-51-64

Исследование способов испытания лопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней в виртуальной аэродинамической трубе*

Е.П. Петухов, Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин

Объединенный научно-технологический институт ФГАОУ ВО СПбПУ

A Study of Testing Procedures of Vaned Diffusers of a Centrifugal Compressor Stage in a Virtual Wind Tunnel

E.P. Petukhov, Y.B. Galerkin, A.F. Rekstin

Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education, St. Petersburg Polytechnic University

Математическая модель лопаточного диффузора центробежной компрессорной ступени может быть построена по результатам массовых CFD-расчетов подобно тому, как это сделано для безлопаточных диффузоров. Методики расчета кольцевой и прямой решеток различаются наличием диффузорных безлопаточных участков перед решеткой и за ней. Определены рациональные размеры этих участков. Показана нерациональность определения характеристик плоских решеток без ограничивающих стенок. Расчет эффективен для сектора с одним межлопаточным каналом при умеренном количестве ячеек и модели турбулентности $k-\epsilon$. Осреднение параметров потока на выходе их лопаточной решетки ведет к неоднозначным результатам. Для расчета характеристик лопаточной решетки целесообразно использовать параметры в сечении с диаметром, равным 1,85 диаметра выхода из решетки. В отечественной и зарубежной литературе принято подчеркивать эффективность применения CFD-методов, заменяющих физические эксперименты. Расчеты ступеней компрессоров называют испытанием на виртуальном стенде, а лопаточных решеток — испытанием в виртуальной аэродинамической трубе. Для изучения стационарного обтекания решетки в качестве виртуальной трубы достаточно рассмотреть решетку, предшествующий и последующий диффузорные безлопаточные участки.

Ключевые слова: лопаточный диффузор, центробежная компрессорная ступень, CFD-расчет, коэффициент полезного действия, модель турбулентности

A mathematical model of a vaned diffuser of a centrifugal compressor stage can be constructed based on the results of mass CFD-calculations, similar to that of vaneless diffusers. The methods for calculating the annular cascade and the straight cascade differ

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

due to the existence of vaneless diffuser sections in front of the cascade and behind it. The rational dimensions of these sections are determined. The calculations of two-dimensional cascades without restricting walls appear to be irrational. The calculation is effective for a sector with one vane channel, a moderate number of cells, and the turbulence model $k-\epsilon$. Averaging the flow parameters at the blade cascade exit leads to ambiguous results. To calculate the characteristics of the blade cascade, the parameters in a section with a diameter equal to 1.85 of the diameter of the blade cascade exit should be used. In domestic and foreign literature, it is customary to emphasize the effectiveness of the CFD methods that replace physical experiments. Calculations of the compressor stages are called virtual rig testing, while those of the blade cascade are known as virtual wind tunnel testing. To study stationary flow, as a virtual wind tunnel, it suffices to consider the blade cascade itself, the preceding and the subsequent vaneless spaces.

Keywords: vane diffuser, centrifugal compressor stage, CFD calculation, efficiency, turbulence model

Центробежные компрессоры используют в химической, металлургической, холодильной, нефтегазовой и других отраслях промышленности. Их единичная мощность достигает нескольких десятков тысяч киловатт, а установленная мощность в РФ измеряется десятками миллионов киловатт. Затраты энергии на привод компрессоров колоссальны, поэтому совершенствование газодинамического проектирования — актуальная задача.

Цель работы — разработка методики математического моделирования течения потока газа в лопаточном диффузоре (ЛД) центробежной компрессорной ступени (виртуальной аэродинамической трубы) для проведения серии расчетов ЛД с разными геометрическими параметрами.

Необходимо изучить влияние геометрии расчетной области, размера сетки, граничных условий и выбора модели турбулентности на коэффициент полезного действия (КПД) ступени. На основе результатов расчетов будет дополнена модель КПД ступени в Методе универсального моделирования (МУМ).

Метод универсального моделирования. Так как уравнения движения газа описываются неинтегрируемыми дифференциальными уравнениями второго порядка, практика газодинамического проектирования основана на математических моделях разного рода [1–6]. Общая задача моделей — рассчитать газодинамические характеристики компрессора с произвольной проточной частью.

Это позволяет спроектировать компрессор, развивающий необходимое отношение давлений при заданном расходе. Из ряда вариантов проточной части, обеспечивающих это условие,

выбирают вариант с наименьшей потребляемой мощностью, т. е. с наивысшим КПД.

С помощью МУМ [7–10] решают задачу оптимального проектирования с помощью системы алгебраических уравнений с рядом эмпирических коэффициентов, определяемых в процессе идентификации, — сопоставления эмпирических характеристик специальных модельных ступеней с их рассчитанными данными. Схема модельной ступени, состоящей из рабочего колеса (РК), лопаточного диффузора (ЛД) и обратно направляющего аппарата (ОНА), показана на рис. 1.

Условные границы между элементами проточной части называют контрольными. Наиболее сложная задача математического моделирования — расчет КПД. В теории турбомашин принято определять потери КПД в каждом из элементов проточной части и суммировать их. Для ступени, показанной на рис. 1, КПД определяется выражением

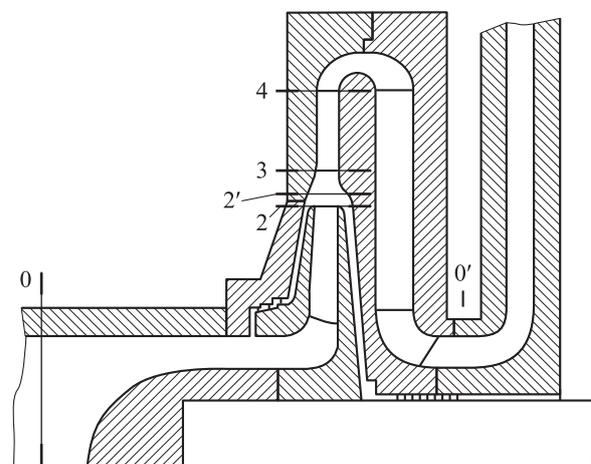


Рис. 1. Схема модельной ступени с контрольными сечениями 0, 0', 1, 2, 2', 3, 4

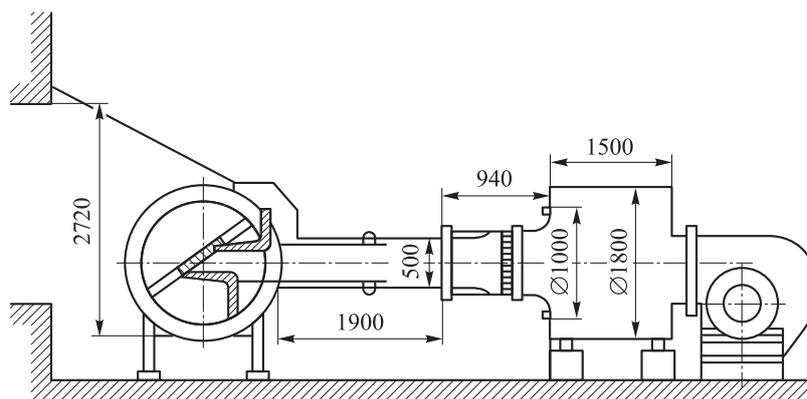


Рис. 2. Схема аэродинамической трубы для продувки плоских решеток осевых компрессоров

$$\eta = 1 - \Delta\eta_{\text{РК}} - \Delta\eta_{\text{ЛД}} - \Delta\eta_{\text{ОНА}},$$

где $\Delta\eta_{\text{РК}}$, $\Delta\eta_{\text{ЛД}}$ и $\Delta\eta_{\text{ОНА}}$ — потери КПД в РК, ЛД и ОНА.

Автор одного из методов моделирования [5, 6] использует для идентификации модели экспериментальные характеристики элементов ступени. Если поставить приемники давления в контрольных сечениях (между вращающимся РК и ЛД эти приемники следует разместить в сечении 2'), то характеристики можно измерить. Это так называемые поэлементные испытания ступени.

Автор монографии [7] объясняет некоторую некорректность такого подхода к идентификации модели. Течение в лопаточных аппаратах компрессоров диффузное и сопровождается отрывом потока. Вихревые зоны, возникшие, например, в РК выходят в ЛД. В диффузоре происходят потери смешения, в которых «виновато» РК, но измерительные приборы, расположенные на границах ЛД, фиксируют вихревые потери РК, как потери в диффузоре. Равным образом вихревые потери ЛД относятся к потерям в ОНА.

По этой причине в МУМ идентификация модели выполняется по характеристикам ступени в целом, а не отдельных элементов. Но в работах [11–14] приведен опыт успешного исследования безлопаточных диффузоров (БЛД) методами вычислительной газодинамики, расчета и обобщения их газодинамических характеристик. Эти характеристики интегрированы в математическую модель КПД ступени вместо таковой для БЛД с эмпирическими коэффициентами.

Целесообразно реализовать аналогичный подход и к ЛД, для чего надо рассчитать характеристики большого количества диффузоров с разными параметрами, и описать их аналитическими зависимостями для интеграции в математическую модель ступени.

Следует отметить, что классическая теория близких по принципу действия осевых компрессоров целиком построена на продувке лопаточных решеток в реальных аэродинамических трубах [15, 16]. Поэтому вычислительный эксперимент с ЛД можно назвать испытанием ЛД центробежных компрессорных ступеней в виртуальной аэродинамической трубе. Далее проведем поиск наиболее корректной методики проведения таких испытаний.

Объект расчетного исследования. Аэродинамические характеристики и их расчет. На рис. 2 показана схема аэродинамической трубы для испытания (продувки) плоских решеток осевых компрессоров [16].

В аэродинамической трубе воздух подается на плоскую прямую решетку профилей из атмосферы под действием разрежения, создаваемого вентилятором. Поток на входе в решетку равномерный. Угол атаки определяется углом установки решетки по отношению к оси аэродинамической трубы. Из решетки поток поступает в прямую трубу. Измерение параметров за решеткой осуществляется на некотором удалении, где поток выравнивается. При испытании прямой решетки за ее пределами газ движется прямолинейно с постоянной скоростью.

При аналогичном виртуальном испытании ЛД (как изолированного элемента) лопаточной решетке должны предшествовать и за ней следовать каналы, на границах которых поток практически равномерный (рис. 3).

Лопаточная решетка ЛД ограничена сечениями 3 и 4. В реальной ступени между выходом из РК и лопатками ЛД есть небольшое безлопаточное пространство, которое целесообразно включить в испытываемый объект. Поток перед круговой лопаточной решеткой ЛД — цирку-

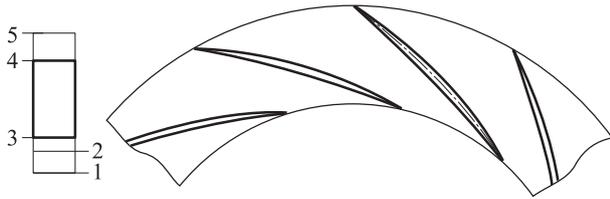


Рис. 3. Объект испытания в виртуальной аэродинамической трубе:
1–5 — сечения

ляционный, диффузорный. Это необходимо учесть при формировании методики численно-эксперимента с такой решеткой.

Задача расчета (математического моделирования) ЛД не отличается от таковой для любого другого элемента проточной части. На входе известны давление, температура, значение и направление скорости потока газа. Требуется рассчитать эти же параметры на выходе из этого элемента.

Газодинамические характеристики ЛД, используемые в практике расчетов и моделирования, приведены в табл. 1. Здесь и далее p — давление, Па; k — показатель адиабаты; T — температура, К; ρ — плотность, кг/м³; c — абсолютная скорость, м/с; α — угол потока, град; цифры в нижних индексах параметров соответствуют сечениям, буква «д» — диффузору, а буква «л» — лопатке; знаком «*» отмечены заторможенные параметры.

Перечисленные в табл. 1 коэффициенты связаны между собой. Для расчета параметров потока на выходе из диффузора достаточно располагать значениями двух коэффициентов. При

любом инженерном методе проектирования основные размеры проточной части определяются на основании средних значений давления, температуры и скорости потока.

Результатом CFD-расчета является поле параметров этих величин, которые необходимо корректно осреднить [17–20]. При отладке методики расчетного исследования использован следующий порядок измерения и обработки вычисленных параметров:

- определение скорости, соответствующей динамическому напору, по результатам CFD-расчета в сечении 4:

$$c_{4\text{cp}} = \left(\frac{\sum df \rho_4 c_4^3 \sin \alpha_5}{\bar{m}} \right)^{1/2},$$

где f — площадь поверхности сечения; \bar{m} — массовый расход;

- вычисление температуры, соответствующей средней энтальпии, по результатам CFD-расчета в сечении 4:

$$T_{4\text{cp}} = \frac{\sum df \rho_4 c_4 \sin \alpha_4 T_4}{\bar{m}};$$

- определение среднего статического давления по результатам CFD-расчета в сечении 4:

$$p_{4\text{cp}} = \frac{\sum df \rho_4 c_4 \sin \alpha_4 p_4}{\bar{m}};$$

- вычисление среднего полного давления по результатам CFD-расчета в сечении 4:

Таблица 1

Газодинамические характеристики ЛД

Параметр	Формула для потока	
	сжимаемого	несжимаемого
КПД	$\eta_d = \frac{\ln \frac{p_4}{p_2}}{\frac{k}{k-1} \ln \frac{T_4}{T_2}}$	$\eta_d = \frac{p_4 - p_2}{0,5 \rho c_2^2 (1 - \dot{c}_d^2)}$
Замедление потока	$\dot{c}_d = \frac{c_4}{c_2}$	$\dot{c}_d = \frac{c_4}{c_2}$
Коэффициент потерь	$\zeta_d = \frac{1 - \eta_d}{1 - \dot{c}_d^2}$	$\zeta_d = \frac{1 - \eta_d}{1 - \dot{c}_d^2}$ или $\zeta_d = \frac{p_2^* - p_4^*}{0,5 \rho c_2^2} = \frac{p_2^*}{0,5 \rho c_2^2} (1 - \sigma^2)$
Коэффициент потери полного давления	$\sigma = \frac{p_4^*}{p_2^*}$	$\sigma = \frac{p_4^*}{p_2^*}$
Коэффициент восстановления	$\xi_d = 1 - \dot{c}_d^2 - \zeta_d$	$\xi_d = 1 - \dot{c}_d^2 - \zeta_d$
Угол отставания потока на выходе	$\Delta \alpha_4 = \alpha_{л4} - \alpha_4$	$\Delta \alpha_4 = \alpha_{л4} - \alpha_4$

$$p_{4\text{cp}}^* = \frac{\sum df \rho_4 c_4 \sin \alpha_4 p_4^*}{\bar{m}};$$

• расчет осредненного полного давления для ЛД со средними типичными параметрами при разной радиальной протяженности безлопаточного участка на выходе, т. е. при разном отношении D_5/D_2 (D_5 и D_2 — диаметры сечений 5 и 2). В сечении 5 осредненное полное давление

$$p_{5\text{cp}}^* = \frac{\sum df \rho_5 c_5 \sin \alpha_5 p_5^*}{\bar{m}}.$$

Расчетное исследование следует выполнять при таком отношении D_5/D_2 , когда полное давление перестает уменьшаться, т. е. заканчиваются потери смешения.

Коэффициент потери полного давления, измеренный непосредственно за лопаточной решеткой, $\sigma_{2-4} = p_4^* / p_1^*$, можно считать отражением потерь трения ЛД. Аналогично коэффициент потери полного давления в безлопаточном пространстве без трения на стенках $\sigma_{4-5} = p_5^* / p_4^*$ соответствует потерям смешения, возникающим при отрыве потока в ЛД. Температуру $T_{4\text{cp}}$ сравнивают со статической температурой по формуле

$$T_4 = T^* - \frac{c_{4\text{cp}}^2}{2C_p},$$

где C_p — теплоемкость при постоянном давлении.

При заметном расхождении значений решают вопрос о том, по какой температуре следует определять КПД диффузора.

Расчет течения потока выполняется в программном комплексе Ansys CFX, где численно решается система стационарных уравнений Навье–Стокса, осредненных по Рейнольдсу (RANS — Reynolds-averaged Navier–Stokes) [21, 22]. В качестве замыкающего соотношения используется стандартная модель турбулентности k – ϵ .

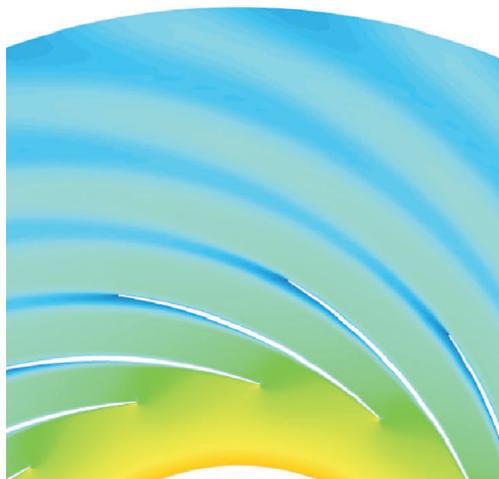
Так как рассматриваемые течения потока являются отрывными, сходимость решения необходимо контролировать не столько по значению невязки ($10^{-4} \dots 10^{-6}$), сколько по установлению режима течения: малому (0,1 %) изменению расходов во входном и выходном сечениях, осредненных скорости и температуры в выходном сечении на протяжении нескольких десятков итераций.

Сопоставление двух- и трехмерного расчетов.

При продувке плоских прямых решеток осевых компрессоров в аэродинамических трубах основные эксперименты проводят в двумерной постановке. Длинные лопатки цилиндрической формы устанавливают в рабочую зону трубы. Параметры потока измеряют в плоскости, проходящей посередине высоты лопаток, где влияние ограничивающих их высоту поверхностей считается незначительным.

Определяют профильные потери, для расчета которых используют предложенные аналитические зависимости. Для вычисления потерь на ограничивающих поверхностях выполняют отдельные эксперименты и предлагают отдельные зависимости [7, 16].

Для аналогичного испытания ЛД в виртуальной аэродинамической трубе достаточно



а



б

Рис. 4. Структура двумерного потока в ЛД по двумерному CFD-расчету (а) и его экспериментальная визуализация (б)

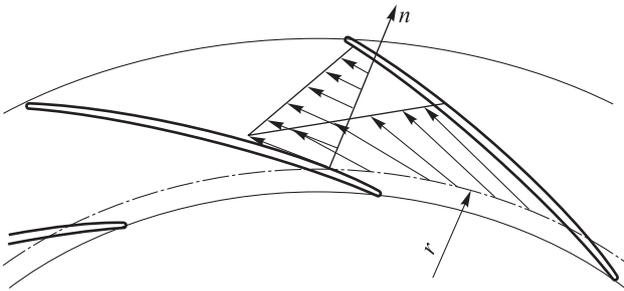


Рис. 5. Изменение скорости потока в межлопаточном канале диффузора по шагу (на одинаковом радиусе r) и нормали (n)

рассчитать течение потока в плоской лопаточной решетке, состоящей из профилей очень малой высоты без ограничивающих поверхностей.

Таким способом был рассчитан диффузор с размерами $D_2 = 350$ мм, $D_5 = 875$ мм при входном угле $\alpha_2 = \alpha_{п3} = 15^\circ$, числе лопаток $z = 15$ и критерии подобия — числе Рейнольдса $Re = 243000$. Расчеты сделаны с использованием сетки для одного межлопаточного канала с высотой лопаток в один элемент (10 % высоты исходного канала) при их общем количестве 8016.

В качестве замыкающего соотношения для вязкого течения применена модель турбулентности $k-\epsilon$ с масштабируемыми пристеночными функциями. Вместо условия непроницаемой стенки для ограничивающих поверхностей установлено условие симметрии, что исключает их влияние и делает поток двумерным. Структуру потока демонстрирует рис. 4 в сопоставлении с экспериментальными данными, взятыми из работы [1].

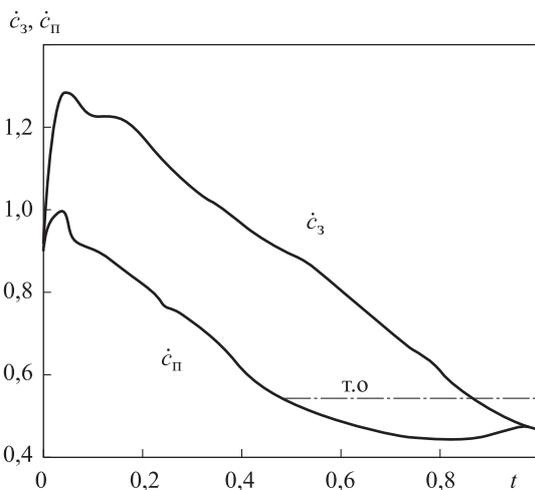


Рис. 6. Распределение скоростей невязкого потока (коэффициентов замедления) по передней $\dot{c}_п$ и задней \dot{c}_3 поверхностям лопаток диффузора [1] (t — относительная длина лопатки)

Зоны отрыва на выпуклой поверхности лопаток диффузора, визуализированные напылением красителя, при условном коэффициенте расхода, примерно равном его расчетному значению, очень характерны для этого элемента проточной части. Проблема в том, что в отличие от решеток осевых компрессоров, где в расчетном режиме отрыв потока недопустим, при замедлении потока в ЛД этот отрыв неизбежен.

Анализ рис. 4, б показывает, что отрыв потока происходит на выпуклой поверхности, как в обычном криволинейном колене. На первый взгляд это кажется парадоксальным, так как при одном и том же радиусе давление на выпуклой поверхности больше, чем на вогнутой.

Известно, что в РК образование следа — аналога отрыва потока — всегда происходит на поверхности разрежения, на задней поверхности лопаток. В ЛД ситуация противоположная. В монографии [7] это объясняется тем, что в направлении нормали к поверхности лопаток выпуклая поверхность представляет собой поверхность разрежения (рис. 5).

Согласно рис. 6 отрыв потока в ЛД при угле атаки $i_3 = 0^\circ$ на выпуклой передней поверхности минимизирует вихревые потери, так как скорость в точке отрыва (т. о) много меньше скорости потока при том же радиусе на задней поверхности.

Схема течения с неприемлемостью отрыва потока на задней поверхности лопаток ЛД математически описана в МУМ [7]. Пример влияния угла изогнутости лопаток ЛД на КПД сту-

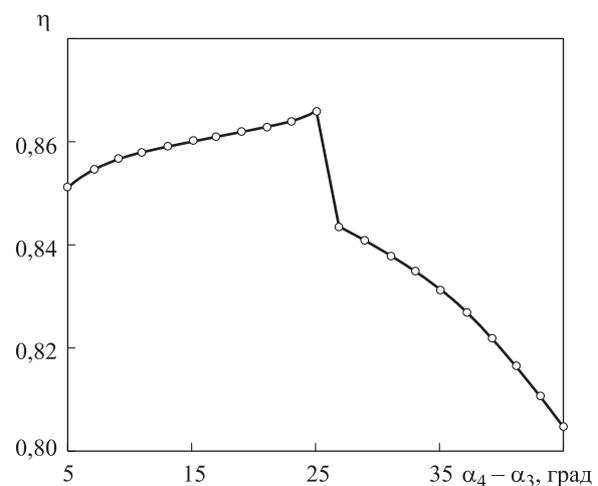


Рис. 7. Зависимость КПД ступени η от угла поворота потока в ЛД $\alpha_4 - \alpha_3$

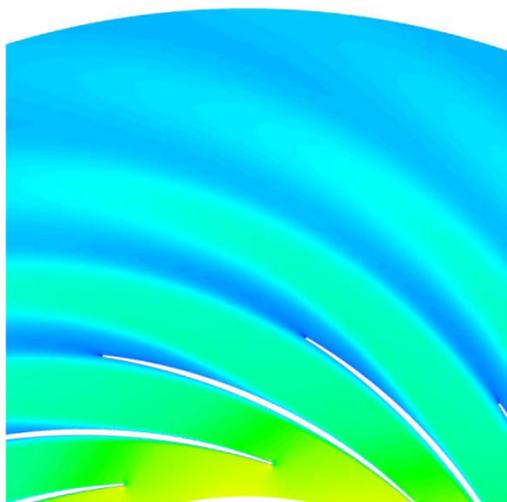


Рис. 8. Структура потока на средней по высоте лопаток поверхности тока в ЛД по трехмерному CFD-расчету

пени по МУМ показан на рис. 7. Здесь и далее для более наглядного представления результатов точки соединены кривыми.

При увеличении угла поворота потока вследствие большей изогнутости лопаток КПД растёт

до тех пор, пока выпуклой не становится задняя поверхность. При этом точка отрыва перемещается в область высоких скоростей. Неэффективность ЛД с выпуклой задней поверхностью проверена экспериментально.

Таким образом, при моделировании принципиально важно получить соответствие экспериментально установленному характеру отрыва потока. Но при расчете без влияния стенок (см. рис. 4, а) выявлена принципиально иная картина.

На рис. 8 структура потока показана на средней по высоте лопаток поверхности тока при трехмерном расчете с трением на ограничивающих поверхностях ($D_2 = 350$ мм, $D_5 = 875$ мм, входной угол $\alpha_2 = \alpha_{л3} = 15^\circ$, $z = 15$, $Re = 243000$, сетка: 256512 элементов, модель турбулентности $k-\epsilon$).

В этом случае картина течения потока соответствует таковой для реального диффузора. Испытания ЛД в виртуальной аэродинамической трубе проведены в трехмерной постановке. Соответственно, условие прилипания газа к ограничивающим поверхностям сделано между сечениями 2 и 4 (фактически, максимально близко к указан-

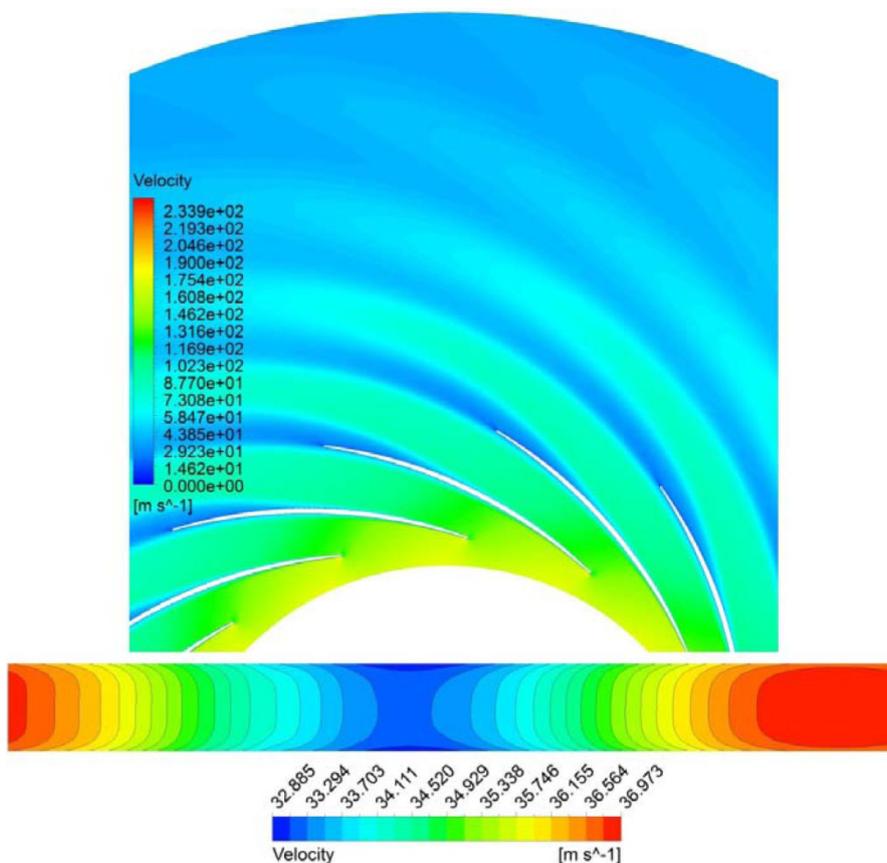


Рис. 9. Поле скоростей потока, м/с, в выходном сечении при отношении $D_5/D_2 = 3$ (сектор соответствует одному межлопаточному каналу)

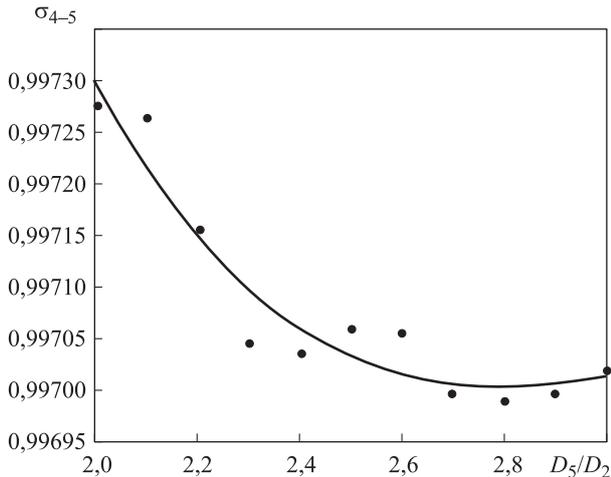


Рис. 10. Зависимость коэффициента потери полного давления σ_{4-5} от положения сечения 5

ным сечениям с целью повышения качества сетки). Между сечениями 1–2 и 4–5 трения на ограничивающих поверхностях нет.

Положение конечного сечения 5. Для диффузора шириной $b = 21$ мм и диаметром $D_1 = 350$ мм при начальных условиях ($p^* = 100$ кПа, $T^* = 288$ К), размере сетки одного канала ~ 260000 ячеек и модели турбулентности $k-\epsilon$ сделаны расчеты при отношении $D_5/D_2 = 2, 2,5$ и 3. Цель расчетов — определить, на каком расстоянии от лопаточной решетки заканчиваются потери смещения, и поток выравнивается.

На рис. 9 показано поле скоростей потока на средней по высоте лопаток поверхности тока и изотакси в сечении 5 при максимальном отношении $D_5/D_2 = 3$.

Даже при таком большом расстоянии от лопаточной решетки поток полностью не вырав-

нивается, но инженерный подход к расчету этого и не требует. На рис. 10 показано, как изменяется коэффициент потери полного давления по радиусу за диффузором при изменении отношения D_5/D_2 в диапазоне от 2 до 3.

Как видно из рис. 10, потери давления практически прекращаются при отношении $D_5/D_2 = 2,5$ для любого расчета. При этом отношении рекомендовано делать расчетные эксперименты с ЛД.

Положение начального сечения. При физических и расчетных экспериментах с прямой решеткой начальное сечение может быть удалено от нее на сколь угодно большое расстояние, чтобы гарантировать равномерность потока в начальном сечении. В ядре потока, где проводят измерения в реальной аэродинамической трубе, параметры потока не меняются от начального сечения до входа в решетку. Но в БЛД, предшествующем кольцевой лопаточной решетке диффузора, параметры потока меняются. Поэтому начальное сечение нельзя удалить на значительное расстояние от начала лопаток.

На рис. 11 показано поле скоростей потока перед лопатками диффузора в сечениях 1, 2' (посредине между сечениями 1 и 2) и 2 при $D_1 = 0,8D_2$. Как видно, вносимое лопатками возмущение распространяется вниз по потоку и ослабевает достаточно быстро. В сечении 1 поток практически равномерный, в сечении 2 значение скорости меняется не более чем на 3,4 %.

При совмещении сечений 1 и 2 неравномерность потока значительно выше и составляет 6,9 % (рис. 12).

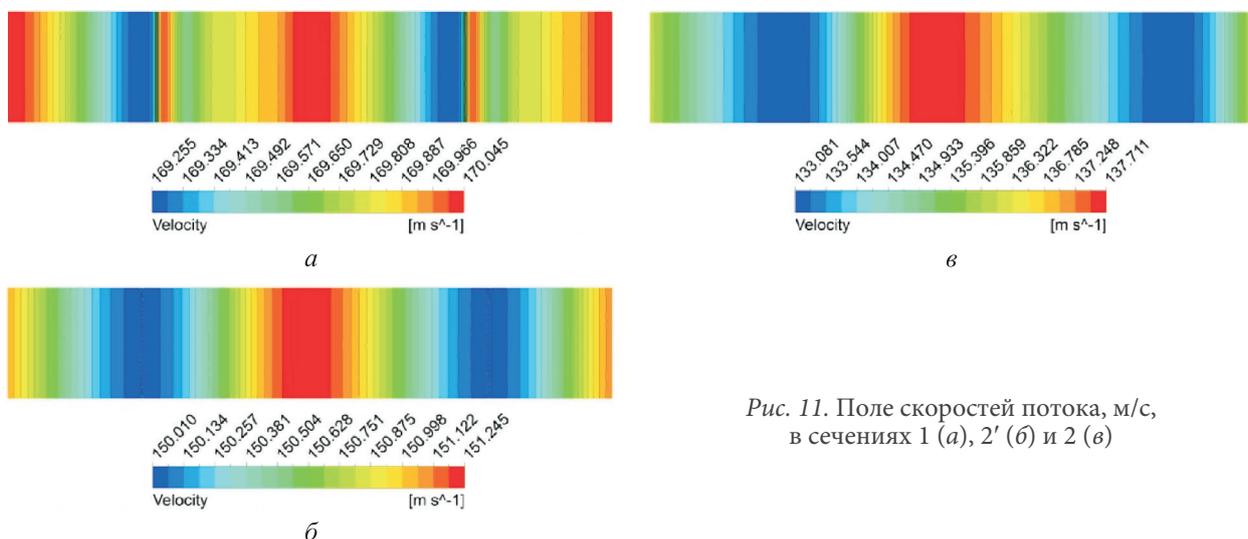


Рис. 11. Поле скоростей потока, м/с, в сечениях 1 (а), 2' (б) и 2 (в)

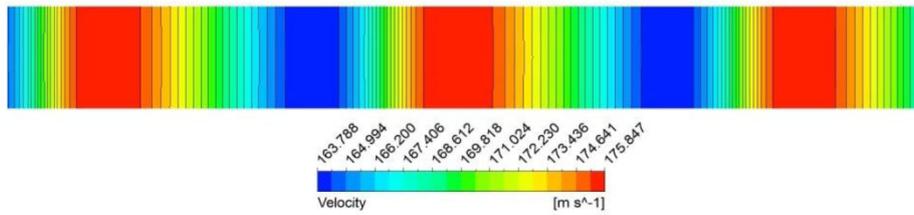


Рис. 12. Поле скоростей потока, м/с, в сечении 1 (2)

В этом случае принципиально важно выяснить, как положение начального сечения влияет на газодинамические характеристики диффузора. На рис. 13 приведены характеристики КПД диффузора при разном положении начального сечения.

В большей части диапазона угла атаки значения КПД различаются не более чем на 3,5 % ($i = 4,5^\circ$). Вызывает вопрос их сильное расхождение при отрицательном угле атаки ($i < -4^\circ$). Представляется более корректным начинать расчет с сечением $D_1 = 0,8D_2$.

Исследование сеточной зависимости. Для такого исследования построены две сетки для одного межлопаточного канала ЛД, состоящие из 256512 (грубая) и 843136 (подробная) гексаэдральных элементов. Причем подробная сетка получена на основе грубой путем уменьшения шага сетки. На базе грубой сетки построены модели одного и пятнадцати секторов. Для всех сеточных моделей проведены одинаковые серии расчетов при различных значениях угла атаки $i = -6,0...7,5^\circ$ с шагом, равным $1,5^\circ$.

На рис. 14 приведены зависимости КПД диффузора от угла атаки и вида использованной сетки. В большей части диапазона угла атаки $i = -6...3^\circ$ значения КПД различаются не более чем на 1,5 %. При крайних значениях этого

угла различия более существенные в силу меньшей устойчивости решения.

Близость результатов дает возможность использовать в массовых расчетах умеренно квадратные (подробные) сетки одного межлопаточного канала.

Влияние модели турбулентности на характеристики ЛД. Рассмотрены две двухпараметрические модели: $k-\epsilon$ с масштабируемыми пристеночными функциями и $k-\omega$ SST. Первую модель широко применяют в инженерной практике уже более сорока лет [23]. В отличие от стандартной модели такая модификация имеет более аккуратный способ описания пристеночных пограничных слоев. Это позволяет сравнить ее с наиболее совершенной двухпараметрической моделью $k-\omega$ SST, которая является комбинацией $k-\epsilon$ и $k-\omega$, обеспечивающей сочетание их лучших качеств.

На рис. 15 приведены зависимости КПД диффузора от угла атаки при использовании двух моделей турбулентности. Для модели $k-\omega$ SST расчетное значение КПД оказалось меньше, чем для $k-\epsilon$. Вблизи проектного значения угла атаки различия значений КПД составляют не более 0,5 %, а в сторону роста угла атаки (до 9°) — не более 2,5 %. При крайних значениях угла атаки расхождение повышается до 10 %.

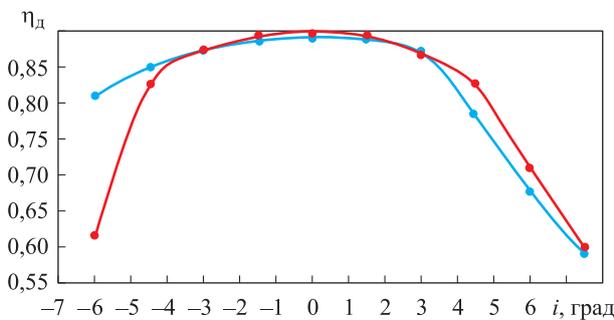


Рис. 13. Зависимость КПД диффузора η_d от угла атаки i при разном положении начального сечения:

— $D_1/D_2 = 0,8$; — $D_1 = D_2$

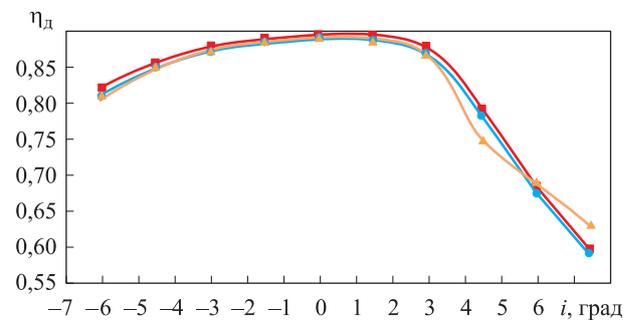


Рис. 14. Зависимость КПД диффузора η_d от угла атаки i для разных видов сетки:

— 1 сектор (круг); — 15 секторов (треугольник); — 1 сектор с подробной сеткой (квадрат)

Следует отметить худшую устойчивость решения в случае модели $k-\omega$ SST при увеличении зоны отрыва. Поэтому, для массовых расчетов следует использовать модель турбулентности $k-\epsilon$.

Проблемы неравномерности потока в сечении 4. Для расчета энергетических характеристик ЛД необходимо осреднять скорости неравномерно-го потока по их третьей степени [1]. Программа ANSYS CFX предоставляет возможность осреднения только по площади (первая степень скорости) или по массовому расходу (вторая степень скорости).

При использовании этих двух способов осреднения в сечении 4 на выходе из ЛД с развитыми низкоэнергетическими зонами значения параметров сильно различаются. На рис. 16 показаны линии тока в ЛД с прямыми лопатками при $\alpha_{л3} = 15^\circ$, $\alpha_{л4} = 45^\circ$, $z = 22$ и $i_3 = 0^\circ$.

В табл. 2 приведены параметры потока в сечениях 4 (на выходе из ЛД) и 5 (в конце расчетной области) для отношения $D_5/D_4 = 1,667$ при двух способах осреднения — по массовому расходу и площади.

Различие и нелогичность значений параметров, рассчитанных в сечении 4, заставляет отказаться от их применения при представлении результатов исследования. Например, значение выходного угла $\alpha_4 > \alpha_{л4}$ противоречит сути рабочего процесса и не соответствует структуре течения, показанной ранее.

Для обработки результатов использованы параметры, определенные в сечении 5 с равномерной структурой потока по следующей методике:

- коэффициент потери полного давления $\sigma = p_5^*/p_2^*$, где полное давление в конце расчетной области p_5^* после выравнивания пото-

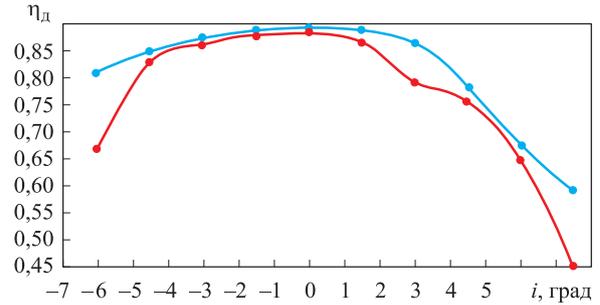


Рис. 15. Зависимость КПД диффузора η_d от угла атаки i при использовании моделей $k-\epsilon$ (—●—) и $k-\omega$ SST (—●—)

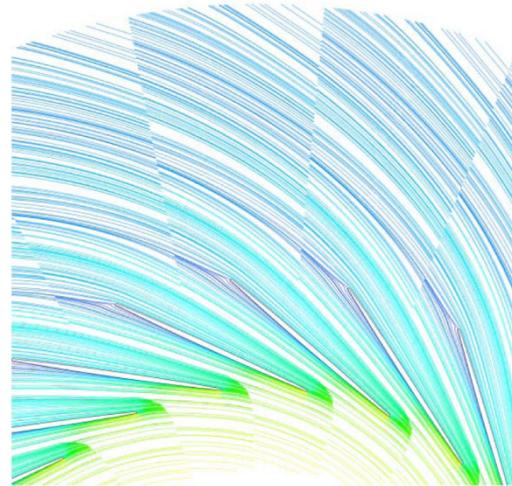


Рис. 16. Линии тока в ЛД с прямыми лопатками при $\alpha_{л3} = 15^\circ$, $\alpha_{л4} = 45^\circ$, $z = 22$ и $i_3 = 0^\circ$

ка в безлопаточном пространстве с невязкими стенками отражает полные потери в ЛД — потери трения и смешения (отрыва, вихреобразования);

- угол отставания $\Delta\alpha_4 = \alpha_{л4} - \alpha_5$; в связи с неопределенностью значения угла выхода потока в сечении 4 при разных способах осредне-

Таблица 2

Параметры потока в сечениях 4 и 5 при двух способах осреднения

Параметр	Осреднение		Параметр	Осреднение	
	по массовому расходу	по площади		по массовому расходу	по площади
<i>Сечение 4</i>			<i>Сечение 5</i>		
c_4	45,285	36,091	c_5	24,615	24,533
α_4	38,35	33,67	α_5	30,913	31,000
c_{r4}	28,037	21,894	c_{r5}	12,578	12,569
c_{u4}	35,483	28,323	c_{u5}	21,137	21,047
$\alpha_4 = \arctg \frac{c_{r4}}{c_{u4}}$	38,314	37,7	$\alpha_5 = \arctg \frac{c_{r5}}{c_{u5}}$	30,75	30,84

ния углом выхода потока из ЛД считается угол α_5 на основании того, что в безлопаточном пространстве постоянной ширины с невязкими стенками при практически несжимаемом потоке траекторией течения потока является логарифмическая спираль;

- угол поворота потока $\varepsilon = \alpha_5 - \alpha_3$;
- скорость на выходе из ЛД, исходя из законов движения невязкого несжимаемого газа, $c_4 = c_5 D_5 / D_4$;

- статическая температура на выходе из ЛД

$$T_4 = T_1^* - \left(c_5 \frac{D_5}{D_4} \right)^2 / 2C_p;$$

- статическое давление на выходе из ЛД

$$p_4 = p_5^* \left(\frac{T_4}{T_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}};$$

- статическая температура в сечении 2 по результатам CFD-расчета;

- статическое давление в сечении 2 по результатам CFD-расчета.

Выводы

1. Разработана методика испытания ЛД, где предложено использовать трехмерные модели одного межлопаточного канала с условием прилипания на ограничивающих поверхностях только между сечениями 2 и 4. Положение сечения 1 выбирается из соотношения $D_1 = 0,8D_2$, а выходного сечения 5 — из соотношения $D_5 = 2,5D_2$.

2. Установлено, что для определения отрывного течения требуется сетка хорошего качества с достаточной разрешающей способностью.

3. Для расчетов рекомендовано применять модель турбулентности k - ε и параметры потока в сечении 5, где поток практически равномерный.

Литература

- [1] Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. *Центробежные компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1982. 271 с.
- [2] Хисамеев И.Г., Максимов В.А., Баткис Г.С., Гузельбаев Я.З. *Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров*. Казань, Изд-во «ФЭН», 2012. 671 с.
- [3] Лунев А.Т. Структура метода проектирования и испытания проточной части нагнетателей для перекачивания природного газа. *Компрессорная техника и пневматика*, 2001, № 10, с. 4–7.
- [4] Лунев А.Т. *Разработка высокоэффективных сменных проточных частей центробежных компрессоров газоперекачивающих агрегатов*. Дис. ... канд. техн. наук, Казань, 2005. 123 с.
- [5] Japikse D., Krivitzky E.M. Radial stages with non-uniform pressures at diffuser inlet. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, Seoul, South Korea, 13–17 June 2016, vol. 2D-2016, paper no. GT2016-57956, pp. V02DT42A034, doi: 10.1115/GT2016-57956
- [6] Japikse D. Turbomachinery design with an agile engineering system. *JSME fluid engineering conference*, Osaka, 19–20 September, 2003, pp. 19–20.
- [7] Галеркин Ю.Б. *Турбокомпрессоры*. Санкт-Петербург, Изд-во КХТ, 2010. 650 с.
- [8] Galerkin Y., Soldatova K., Drozdov A. Modern state of the universal modeling for centrifugal compressors. *International Journal of Industrial and Manufacturing Engineering*, 2015, vol. 9, no. 1, pp. 150–156.
- [9] 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.
- [10] Soldatova K. The application of mathematical models for industrial centrifugal compressor optimal design. *ICCMS 2018: 10th International Conference on Computer Modeling and Simulation*, 2018, Australia, Sydney, paper ID 008.
- [11] Галеркин Ю.Б., Соловьева О.А. Совершенствование методов расчета безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней на основе вычислительных экспериментов. Ч. 1. *Компрессорная техника и пневматика*, 2014, № 3, с. 35–41.

- [12] Галеркин Ю.Б., Соловьева О.А. Совершенствование методов расчета безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней на основе вычислительных экспериментов. Ч. 2. *Компрессорная техника и пневматика*, 2014, № 4, с. 15–21.
- [13] Rekstin A.F., Drozdov A.A., Solovyeva O.A., Galerkin Y.B. Two mathematical models centrifugal compressor stage vaneless diffuser comparison. *AIP Conference Proceedings*, 2007, vol. 2007, iss. 1, doi: <https://doi.org/10.1063/1.5051896>
- [14] Galerkin Y., Solovieva O. Flow behavior and performances of centrifugal compressor stage vaneless diffusers. *International Journal of Industrial and Manufacturing Engineering*, 2015, vol. 9, no. 01, pp. 129–133.
- [15] Подобуев Ю.С., Селезнев К.П. *Теория и расчет осевых и центробежных компрессоров*. Москва, Ленинград, Машгиз, 1957. 390 с.
- [16] Комаров А.П. Исследование плоских компрессорных решеток. *Лопаточные машины и струйные аппараты. Сб. ст.*, 1967, вып. 2. Москва, Машиностроение, с. 67–110.
- [17] Harley P., Spence S., Filsinger D., Dietrich M., Early J. Meanline modeling of inlet recirculation in automotive turbocharger centrifugal compressors. *Journal of Turbomachinery*, 2014, vol. 137, 011007-1, doi: 10.1115/1.4028247
- [18] Harley P., Spence S., Filsinger D., Dietrich M., Early J. Experimental and numerical benchmarking of an improved meanline modelling method for automotive turbocharger centrifugal compressors. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015, Turbine Technical Conference and Exposition GT2015*, 15–19 June, 2015, Montréal, Canada, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2015-42175>
- [19] Elfert M., Weber A., Wittrock D., Peters A., Voss C., Nicke E. Experimental and numerical verification of an optimization of a fast rotating high performance radial compressor impeller. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016*, 13–17 June 2016, Seoul, South Korea, GT2016-56546, doi: 10.1115/GT2016-56546
- [20] Xinqian Z., Meijie Z. Criteria for the Matching of Inlet and Outlet Distortions in Centrifugal Compressors. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 131, pp. 933–946, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.140
- [21] Marechale R., Ji M., Cave M. Experimental and numerical investigation of labyrinth seal clearance impact on centrifugal impeller performances. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, 2015, vol. 2C, doi: 10.1115/GT2015-43778
- [22] Meduri U.K., Selvam K., Nawrocki G. CFD analysis of centrifugal compressor stage range extension using internal flow recirculation. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, 2015, vol. 2C, doi: 10.1115/GT2015-42592
- [23] Wilcox D.C. *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries, Inc., La Canada CA, 2006. 522 p.

References

- [1] Seleznev K.P., Galerkin Yu.B. *Tsentrobezhnyye kompressory* [Centrifugal compressors]. Leningrad, Mashinostroyeniye publ., 1982. 271 p.
- [2] Khisameyev I.G., Maksimov V.A., Batkis G.S., Guzel'bayev Ya.Z. *Proyektirovaniye i ekspluatatsiya promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov* [Design and operation of industrial centrifugal compressors]. Kazan, FEN publ., 2012. 671 p.
- [3] Lunev A.T. The structure of the design and testing of the flow part of the blowers for pumping natural gas. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2001, no. 10, pp. 4–7 (in Russ.).
- [4] Lunev A.T. *Razrabotka vysokoeffektivnykh smennykh protochnykh chastey tsentrobezhnykh kompressorov gazoperekachivayushchikh agregatov*. Kand. Diss. [Development of highly efficient replacement parts for centrifugal compressors of gas pumping units. Cand. Diss.]. Kazan, 2005. 123 p.
- [5] Japikse D., Krivitzky E.M. Radial stages with non-uniform pressures at diffuser inlet. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, Seoul, South Korea, 13–17 June 2016, vol. 2D-2016, paper no. GT2016-57956, pp. V02DT42A034, doi: 10.1115/GT2016-57956
- [6] Japikse D. Turbomachinery design with an agile engineering system. *JSME fluid engineering conference*, Osaka, 19–20 September, 2003, pp. 19–20.

- [7] Galerkin Yu.B. *Turbokompresory* [Turbochargers]. Sankt-Petersburg, KKHT publ., 2010. 650 p.
- [8] Galerkin Y., Soldatova K., Drozdov A. Modern state of the universal modeling for centrifugal compressors. *International Journal of Industrial and Manufacturing Engineering*, 2015, vol. 9, no. 1, pp. 150–156.
- [9] Soldatova K.V. *Sozdaniye novoy matematicheskoy modeli protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov i bazy dannykh model'nykh stupeny.* Dokt. Diss. [Creating a new mathematical model of the flow section of centrifugal compressors and a database of model stages. Doct. Diss.]. Sankt-Petersburg, 2017. 357 p.
- [10] Soldatova K. The application of mathematical models for industrial centrifugal compressor optimal design. *ICCMS 2018: 10th International Conference on Computer Modeling and Simulation*, Australia, Sydney, 2018, paper ID 008.
- [11] Galerkin Yu.B., Solov'yeva O.A. Improvement of vaneless diffuser calculations based on CFD experiment. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2014, no. 3, pp. 35–41 (in Russ.).
- [12] Galerkin Yu.B., Solov'yeva O.A. Improvement of vaneless diffuser calculations based on CFD experiment. Part II. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2014, no. 4, pp. 15–21 (in Russ.).
- [13] Rekstin A.F., Drozdov A.A., Solovyeva O.A., Galerkin Y.B. Two mathematical models centrifugal compressor stage vaneless diffuser comparison. *AIP Conference Proceedings*, 2007, vol. 2007, iss. 1, doi: <https://doi.org/10.1063/1.5051896>
- [14] Galerkin Y., Solovieva O. Flow behavior and performances of centrifugal compressor stage vaneless diffusers. *International Journal of Industrial and Manufacturing Engineering*, 2015, vol. 9, no. 01, pp. 129–133.
- [15] Podobuyev Yu.S., Seleznev K.P. *Teoriya i raschet osevykh i tsentrobezhnykh kompressorov* [Theory and calculation of axial and centrifugal compressors]. Moscow, Leningrad, Mashgiz publ., 1957. 390 p.
- [16] Komarov A.P. Investigation of flat compressor grids. *Lopatocnyye mashiny i struynnye apparaty. Sb. st.* [Blade machines and jet apparatus. Digest of articles]. Moscow, 1967, iss. 2, pp. 67–110 (in Russ.).
- [17] Harley P., Spence S., Filsinger D., Dietrich M., Early J. Meanline modeling of inlet recirculation in automotive turbocharger centrifugal compressors. *Journal of Turbomachinery*, 2014, vol. 137, 011007-1, doi: 10.1115/1.4028247
- [18] Harley P., Spence S., Filsinger D., Dietrich M., Early J. Experimental and numerical benchmarking of an improved meanline modelling method for automotive turbocharger centrifugal compressors. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015, Turbine Technical Conference and Exposition GT2015*, 15–19 June, 2015, Montréal, Canada, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2015-42175>
- [19] Elfert M., Weber A., Wittrock D., Peters A., Voss C., Nicke E. Experimental and numerical verification of an optimization of a fast rotating high performance radial compressor impeller. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016*, 13–17 June 2016, Seoul, South Korea, GT2016-56546, doi: 10.1115/GT2016-56546
- [20] Xinqian Z., Meijie Z. Criteria for the Matching of Inlet and Outlet Distortions in Centrifugal Compressors. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 131, pp. 933–946, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.140
- [21] Marechale R., Ji M., Cave M. Experimental and numerical investigation of labyrinth seal clearance impact on centrifugal impeller performances. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, 2015, vol. 2C, doi: 10.1115/GT2015-43778
- [22] Meduri U.K., Selvam K., Nawrocki G. CFD analysis of centrifugal compressor stage range extension using internal flow recirculation. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, 2015, vol. 2C, doi: 10.1115/GT2015-42592
- [23] Wilcox D.C. *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries, Inc., La Canada CA, 2006. 522 p.

Информация об авторах

ПЕТУХОВ Евгений Павлович — заместитель начальника управления СКЦ. Объединенный научно-технологический институт ФГАОУ ВО СПбПУ (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: eugene@lamm.spbstu.ru).

ГАЛЕРКИН Юрий Борисович — доктор технических наук, профессор, заведующий НИЛ «Газовая динамика турбомашин». Объединенный научно-технологический институт ФГАОУ ВО СПбПУ (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: yuri_galerkin@mail.ru).

РЕКСТИН Алексей Феликсович — кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник НИЛ «Газовая динамика турбомашин». Объединенный научно-технологический институт ФГАОУ ВО СПбПУ (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: rekstin2k7@mail.ru).

Information about the authors

PETUKHOV Evgeniy Pavlovich — Deputy Head of Super Computer Center. Joint Institute of Science and Technology. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education, St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: eugene@lamm.spbstu.ru).

GALERKIN Yuriy Borisovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Research Laboratory for Gas Dynamics of Turbomachines. Joint Institute of Science and Technology. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education, St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: yuri_galerkin@mail.ru).

REKSTIN Aleksei Feliksovich — Candidate of Science (Eng.), Lead Researcher, Research Laboratory for Gas Dynamics of Turbomachines. Joint Institute of Science and Technology. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education, St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: rekstin2k7@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Петухов Е.П., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф. Исследование способов испытания лопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней в виртуальной аэродинамической трубе. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 8, с. 51–64, doi: 10.18698/0536-1044-2019-8-51-64

Please cite this article in English as:

Petukhov E.P., Galerkin Y.B., Rekstin A.F. A Study of Testing Procedures of Vaned Diffusers of a Centrifugal Compressor Stage in a Virtual Wind Tunnel. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2019, no. 8, pp. 51–64, doi: 10.18698/0536-1044-2019-8-51-64