



DOI 10.5862/JEST.254.7

УДК 621.165-253.5:620.193.1

С.А. Галаев, А.И. Кириллов, Е.М. Смирнов, Д.О. Панов

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕЧЕНИЯ И ТЕПЛООБМЕНА В ВЫХОДНОМ ДИФFUЗОРЕ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

S.A. Galaev, A.I. Kirillov, E.M. Smirnov, D.O. Panov

NUMERICAL SIMULATION OF UNSTEADY FLOW AND HEAT TRANSFER IN A GAS TURBINE EXHAUST DIFFUSER

Приведены результаты трехмерного аэродинамического расчета проточной части модельного газотурбинного отсека, который состоит из входного направляющего аппарата, последней ступени турбины и выходного диффузора с силовыми стойками. Продемонстрирована эффективность применения метода URANS для численного моделирования течения и теплообмена в выходном диффузоре газовой турбины. Показано, что для адекватного численного моделирования при входе в диффузор следует задавать трехмерное нестационарное поле параметров, соответствующее выходному сечению потока за последней ступенью турбины. Особое внимание уделено анализу вихревой структуры течения. Оценено влияние протечки через радиальный зазор над лопатками рабочего колеса на эффективность выходного диффузора. Результаты расчета сравниваются с данными, полученными при испытаниях отсека на экспериментальном стенде. При граничных условиях второго рода рассчитаны коэффициенты теплоотдачи для силовых стоек и проточной части диффузора.

ГАЗОВАЯ ТУРБИНА; ВЫХОДНОЙ ДИФFUЗОР; СИЛОВЫЕ СТОЙКИ; ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ; ВИХРЕВАЯ СТРУКТУРА.

Results of numerical analysis of unsteady 3D flow in a model of powerful gas turbine section are presented. The section consists of an inlet nozzle cascade, a last turbine stage model and an exhaust diffuser with struts. The effectiveness of URANS numerical simulation of flow and heat transfer in the outlet diffuser of a gas turbine is demonstrated. It is shown that a three-dimensional unsteady field of parameters corresponding to the outlet section of the flow behind the last turbine stage should be set for adequate numerical modeling at the entrance of the diffuser. Particular attention is paid to analysis of the flow vortex structure. The influence of leakage through the rotor tip clearance on the performance of the exhaust diffuser is evaluated. The computational results are compared with the data obtained at a large-scale experimental rig. Imposing the "second-kind" boundary conditions, heat transfer coefficient distributions for the exhaust diffuser and the struts are calculated.

GAS TURBINE; EXHAUST DIFFUSER; STRUTS, BACKWARD INFLUENCE; NUMERICAL SIMULATION; VORTEX FLOW STRUCTURE.

Повышение эффективности и эксплуатационной надежности выходных патрубков (диффузоров) мощных паровых и газовых турбин, занимающих лидирующее положение в составе энергетического оборудования крупных энергосистем, — актуальная задача современного энер-

гомашиностроения. Ее решение методами численного моделирования течения и теплообмена в патрубке требует разработки подходов, позволяющих с достаточной степенью детализации воспроизводить вихревую структуру потока в патрубке и учитывать эффекты взаимного влияния

течений в нем и в последней ступени турбины. При этом затраты вычислительных ресурсов и времени, необходимых для решения задач численного моделирования, должны быть приемлемыми для конструкторских и исследовательских подразделений, занимающихся проектированием и совершенствованием проточных частей турбоагрегатов.

В статье изложены некоторые новые результаты исследований в указанном направлении, которые ведет межкафедральная научная группа в СПбПУ Петра Великого [1, 2] при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (грант РФФИ № 14-08-00553). Объект исследования – отсек «последняя ступень – выходной диффузор» мощной газовой турбины, подробно изученный на воздушном крупномасштабном экспериментальном стенде СПбПУ [3–6]. Проточная часть отсека состоит из выходного диффузора и предшествующих ему трех решеток: предварительного направляющего аппарата (ПНА), направляющего аппарата последней ступени (НА) и её рабочего колеса (РК). Предварительный направляющий аппарат обеспечивает натекание потока на направляющие лопатки последней ступени под углом выхода потока из предпоследней ступени турбины-прототипа.

Постановка задачи исследования

На предыдущем этапе исследования была показана эффективность применения вихреразрешающих методов URANS (Unsteady Reynolds Averaged Navier–Stokes) и DES (Detached Eddy Simulation) для моделирования течения в выходном патрубке с силовыми стойками [1]. Расчетная область течения полностью соответствовала геометрии патрубка, однако была отделена от расположенной выше по потоку проточной части экспериментального отсека; параметры на входе в нее задавались по полученным в эксперименте данным траверсирования потока за последней ступенью вдоль радиуса 3D-зондами [6]. Вследствие этого остался открытым вопрос о влиянии реального, изменяющегося вдоль окружной координаты и нестационарного, поля входных параметров на течение в патрубке.

Другая важная особенность потока при входе в патрубок, когда он работает в составе проточ-

ной части турбины, – наличие узкой кольцевой области у периферии диффузора с высокой средней скоростью, направленной под углом более 45° по отношению к оси турбины. Эта область течения, сформированного протечкой через периферийный зазор над лопатками рабочего колеса, насыщена вихревыми структурами, возникающими как вследствие концевых явлений у периферии рабочей решетки, так и в результате взаимодействия протечки с основным потоком. Она заметно влияет на структуру течения в диффузоре [7–11] и на условия обтекания силовых стоек в периферийной области.

Для адекватной оценки влияния указанной специфики входных условий на структуру потока в диффузоре и на интегральные показатели последнего было выполнено численное моделирование течения во всей проточной части экспериментального отсека. Для моделирования был избран метод URANS, хотя и более грубо, чем метод DES, разрешающий вихревую структуру течения, но позволяющий вести расчеты для всей проточной части отсека с приемлемой затратой вычислительных ресурсов.

Численное моделирование выполнено с помощью пакета ANSYS Fluent v16.2 [12]. Для замыкания уравнений Рейнольдса применялась SST-модель турбулентности с обобщенными пристенными функциями. Расчеты проведены с использованием решателя, основанного на алгоритме SIMPLEC. Для дискретизации конвективных потоков использована верхнепоточная схема второго порядка, временные операторы дискретизировались со вторым порядком аппроксимации. Шаг по времени составлял $5 \cdot 10^{-6}$ с, что соответствовало смещению ротора на один межлопаточный канал за 25 временных шагов. На каждом шаге по времени выполнялись 15 итераций.

Расчетная сетка для всей области течения формировалась как квазиструктурированная, со сгущением ячеек к стенкам. Область диффузора (рассчитывался сектор с углом 72° , содержащий одну из пяти равномерно расположенных по окружности стоек) была разбита на два блока (рис. 1), а именно: на периферийный блок № 1 с числом ячеек 6 582 тысяч, достаточным для разрешения течения, вызванного протечкой через радиальный зазор над лопатками рабочего

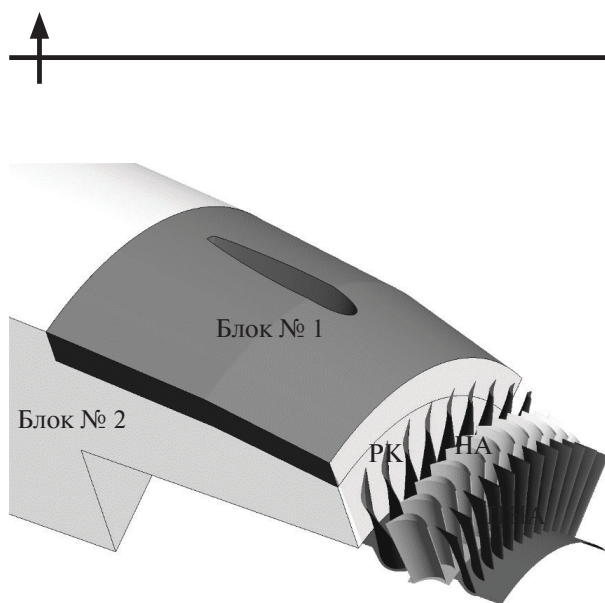


Рис. 1. Разбиение расчетной области на блоки

колеса, и блок № 2, содержащий 2 089 тыс. ячеек. Величина u^+ при расчете диффузора находилась в пределах от 0,2 до 0,8. В областях ПНА и решеток НА и РК*, цель расчета которых – получить достоверные параметры потока при входе в диффузор, сетка была не столь подробной, однако достаточной для разрешения деталей течения в межлопаточных каналах неподвижных и вращающейся решеток. Общее число ячеек в расчетной области – 18 262 тыс.

Расчеты течения в ПНА, НА и диффузоре выполнены на неподвижных сетках. Для расчета течения в РК использована вращающаяся сетка. На поверхностях стыковки вращающегося и неподвижных блоков выполняются условия сохранения потоков массы, импульса и энергии, обеспечивающие прозрачность межблочного интерфейса. В качестве начального приближения для нестационарного расчета использовались данные, полученные в приближении «Frozen Rotor» [12]. Граничные условия на отсек: расход воздуха (составлявший, как и в работе [1], 2,92 кг/с для рассматриваемого сектора диффузора), температура торможения при входе и давление на выходе из расчетной области. Для расчета коэффициентов теплоотдачи при граничных условиях второго рода на поверхностях диффузора и силовых стоек задавался тепловой поток $q = 2000 \text{ Вт/м}^2$.

* Рассчитывался, как и для диффузора, сектор с углом 72° .

Результаты расчетов

Течение в диффузоре. На рис. 2 показана визуализированная с помощью Q -критерия мгновенная вихревая структура течения в отсеке как со штатным радиальным зазором над лопатками РК, так и при нулевом зазоре.

При штатном радиальном зазоре у периферии ступени за решеткой РК формируется явно выраженная система концевых вихрей. Оси этих вихрей ориентированы приблизительно в направлении вектора относительной скорости выходящего из решетки РК потока. Выходящие из решетки РК концевые вихри проникают далеко вниз по потоку и влияют на обтекание силовых стоек в зоне, примыкающей к внешнему обводу проточной части.

При отсутствии радиального зазора вихри за решеткой РК, сформированные за счет только вязких концевых явлений при обтекании вращающихся лопаток, значительно менее интенсивны и перестают визуализироваться, не достигнув силовых стоек.

Таким образом, вихревая структура потока, натекающего на силовые стойки у внешнего обвода диффузора, различна для случаев с радиальным зазором над лопатками РК и без него. Кроме того, для случая с зазором поток в области протечки имеет повышенную по сравнению с основным потоком осевую составляющую скорости и натекает на силовую стойку с меньшим, чем при нулевой протечке, углом атаки. Эти факторы сказываются на обтекании периферийной зоны силовой стойки и, в частности, на форме подковообразного вихря (рис. 3).

На рис. 4 показана мгновенная структура потока, вышедшего из периферийной зоны последней ступени, для случая с радиальным зазором, но без силовых стоек. Из сравнения рис. 2 и 4 следует, что обратное влияние силовых стоек на мгновенную картину течения выше по потоку практически отсутствует.

В целом же во всех трех вариантах картина периферийного течения в диффузоре имеет ячеистую структуру. Одно семейство диагоналей, формирующих эту структуру, имеет в окружном направлении шаг решетки рабочего колеса последней ступени, другое – шаг решетки,

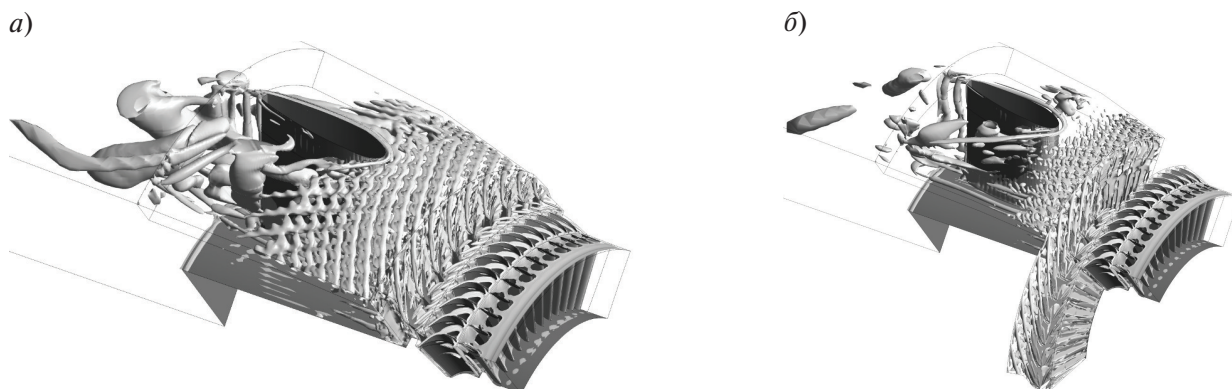


Рис. 2. Мгновенная вихревая структура потока у периферии проточной части отсека с силовыми стойками:
a – с радиальным зазором над лопатками РК; *б* – без зазора

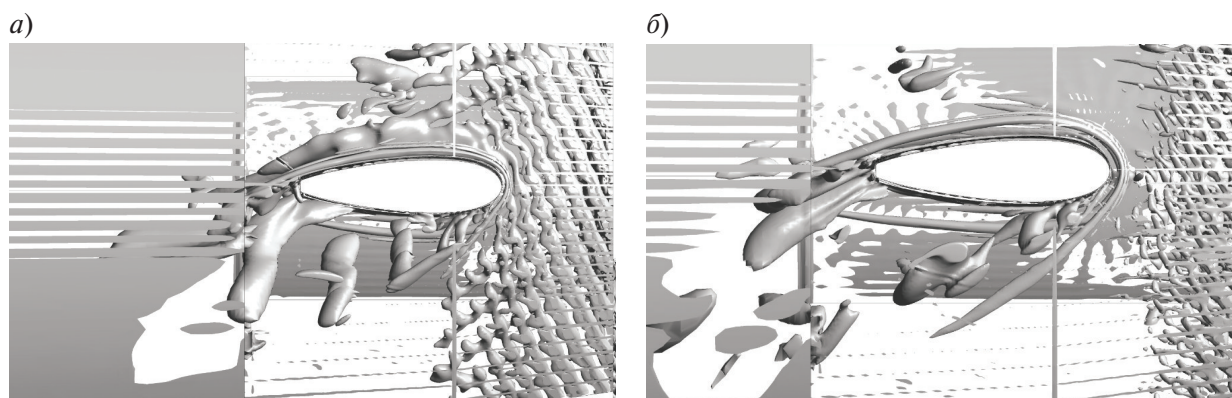


Рис. 3. Подковообразный вихрь у периферии силовой стойки:
a – с зазором над лопатками РК; *б* – без зазора

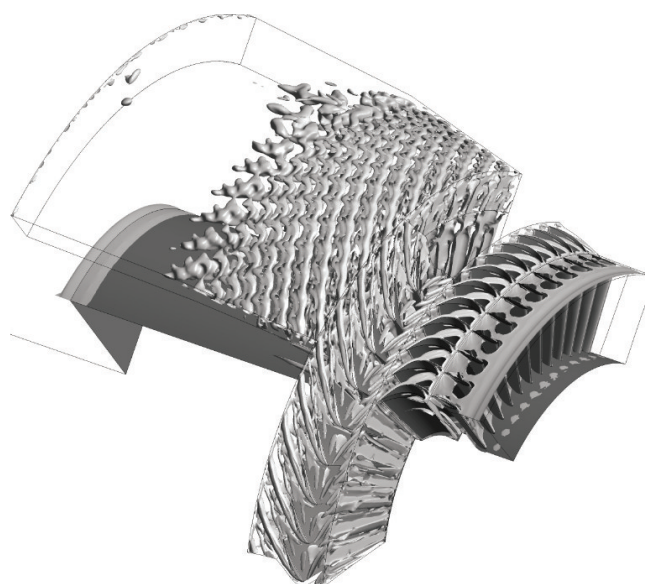


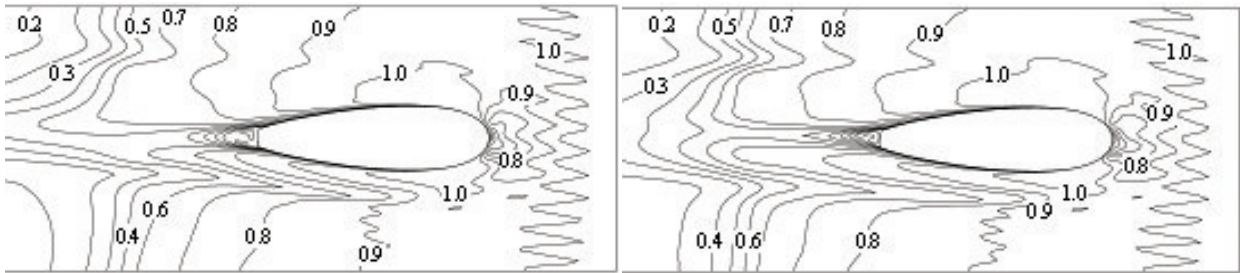
Рис. 4. Мгновенная вихревая структура потока у периферии проточной части отсека без силовых стоек
(случай с радиальным зазором в РК)



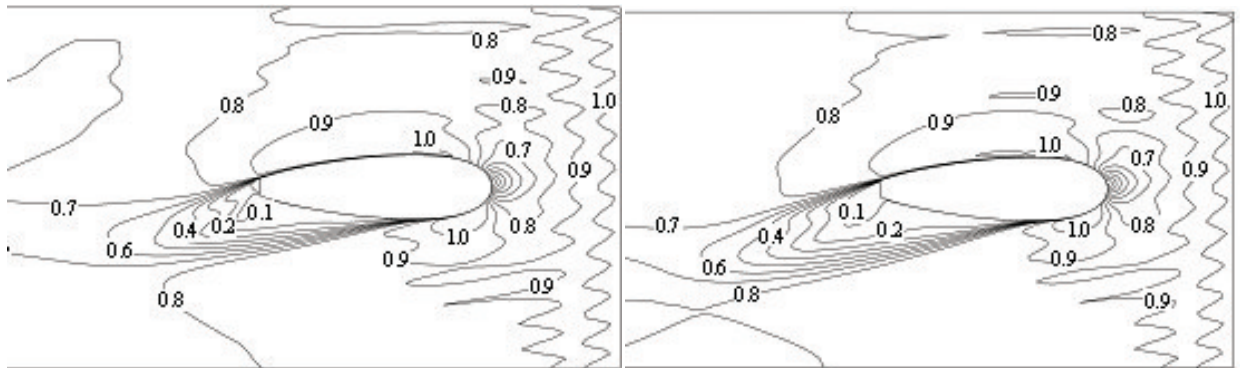
ее направляющего аппарата. Следовательно, в периферийном потоке за ступенью сохраняются ощутимые последствия шаговой неравномерности, возникшей при обтекании решетки НА. Есть основания полагать, что это явление можно использовать для оптимизации КПД многосту-

пенчатой турбины. Например, в наших опытах, выполненных на двухступенчатом экспериментальном стенде, был обнаружен максимум КПД турбины в зависимости от взаимного углового расположения решеток НА первой и второй ступеней отсека [13].

а)



б)



в)

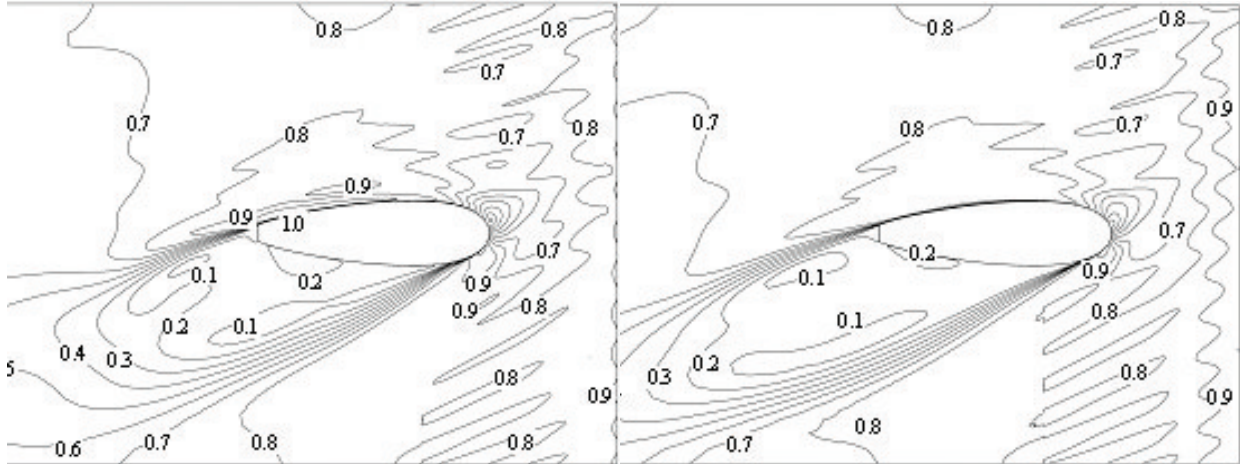


Рис. 5. Изолинии полной скорости при обтекании силовой стойки (цифры на кривых – значения скорости, отнесенной к среднemasсовой скорости на входе в диффузор):
а, б, в – соответственно в корневом, среднем и периферийном сечении; слева – с радиальным зазором над лопатками РК, справа – без зазора

Протечка через радиальный зазор над РК заметно влияет на обтекание силовой стойки не только у периферии поточной части (рис. 5). Ее влияние ощущается вплоть до среднего сечения и практически исчезает лишь в области, прилегающей к внутренней обечайке диффузора. Поэтому следует ожидать зависимости интегрального коэффициента сопротивления стойки от протечки через радиальный зазор над РК, что окажет влияние и на эффективность выходного диффузора.

Другой фактор, влияющий на эффективность выходного диффузора, — диссипация кинетической энергии в пограничном слое, особенно на внешней обечайке диффузора (угол наклона ее с

продольной осью Z составляет $14,5^\circ$). Согласно результатам расчетов протечка через радиальный зазор над лопатками РК оказывает заметное влияние на профиль осредненной расходной составляющей скорости лишь в передней части диффузора (рис. 6). Ни на мгновенных картинах течения, ни в осредненном по времени и по окружной координате пограничном слое глобального отрыва потока от внешней обечайки диффузора не наблюдается. Однако уровень диссипации кинетической энергии в пограничном слое, сформировавшемся в насыщенном вихревыми структурами потоке протечки, иной, чем в случае отсутствия зазора над лопатками РК.

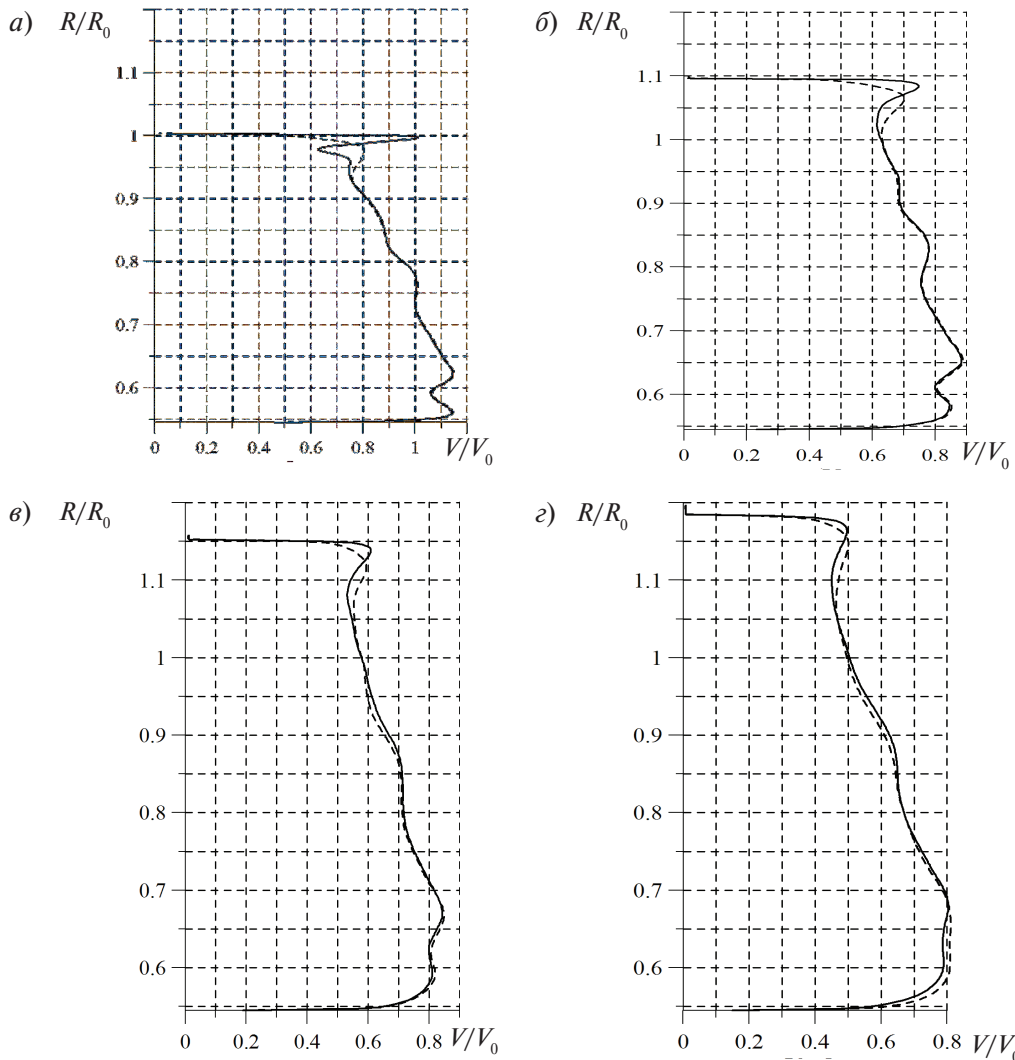


Рис. 6. Осредненная во времени и по окружной координате осевая скорость в сечениях диффузора со стойками (V_0 — среднемассовая скорость на входе): а — $\bar{Z} = 0$; б — $\bar{Z} = 0,35$; в — $\bar{Z} = 0,7$; г — $\bar{Z} = 1,0$ ($\bar{Z} = Z/Z_0$, Z_0 — длина внутренней цилиндрической обечайки диффузора); сплошная линия — с радиальным зазором над лопатками РК, штриховая линия — без зазора

Максимальное значение коэффициента восстановления давления $C_p = 0,822$ получено в расчетах для случая диффузора без силовых стоек. В случае со стойками при нулевом зазоре над решеткой РК значение C_p составило 0,628. С учетом протечки $C_p = 0,684$, то есть выше, чем при нулевом зазоре, несмотря на небольшое увеличение области отрыва у периферии силовой стойки. Последнее значение C_p практически совпадает с экспериментальным результатом ($C_p = 0,69$), представленным в работе [6]. Заметим, что при задании осесимметричного стационарного поля параметров на входе в диффузор, как это было принято в нашей предыдущей работе [1], даже расчет методом DES, призванным более тонко, чем URANS, разрешать вихревую структуру потока, не показал такой хорошей сходимости с экспериментом. Это еще раз подчеркивает высокую степень влияния входных условий на течение в диффузоре.

Теплообмен. Результаты расчета теплообмена представлены в виде распределения числа Стэн-

тона $St = \alpha / (c_p \rho V_0)^*$ на поверхностях, ограничивающих проточную часть диффузора с силовыми стойками. Коэффициент теплоотдачи α рассчитывался согласно закону Ньютона–Рихмана, при этом в качестве температуры омывающей поверхность среды была принята местная температура адиабатической стенки (ее распределение находилось в результате отдельного расчета). За определяющую скорость принималась среднemasсовая скорость V_0 при входе в диффузор.

На рис. 7 представлено распределение числа Стэнтона на поверхности силовой стойки. Пунктирная линия визуализирует границу отрывной зоны. Влияние протечки через радиальный зазор над РК сказывается главным образом на теплоотдаче в зоне размещения подковообразного вихря у периферии стойки (см. рис. 3). Ближе расположенный к стойке и, по-видимому, более интенсивный в случае с протечкой подковообразный вихрь инициирует увеличение числа Стэнтона в узкой полосе на стороне давления стойки в зоне, примыкающей к внешней обечайке диффузора.

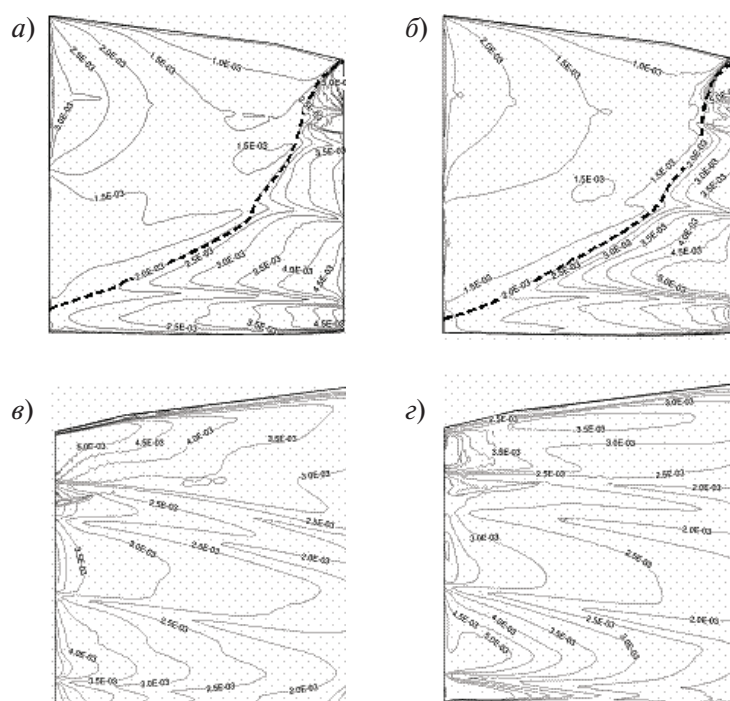


Рис. 7. Распределение числа Стэнтона на поверхностях силовой стойки:
а, б – сторона разрежения, *в, г* – сторона давления;
 штриховая линия – граница зоны отрыва; *а, в* – с радиальным зазором над лопатками РК, *б, г* – без зазора

* Здесь α – коэффициент теплоотдачи; c_p – теплоемкость при постоянном давлении; ρ – плотность; V_0 – скорость.

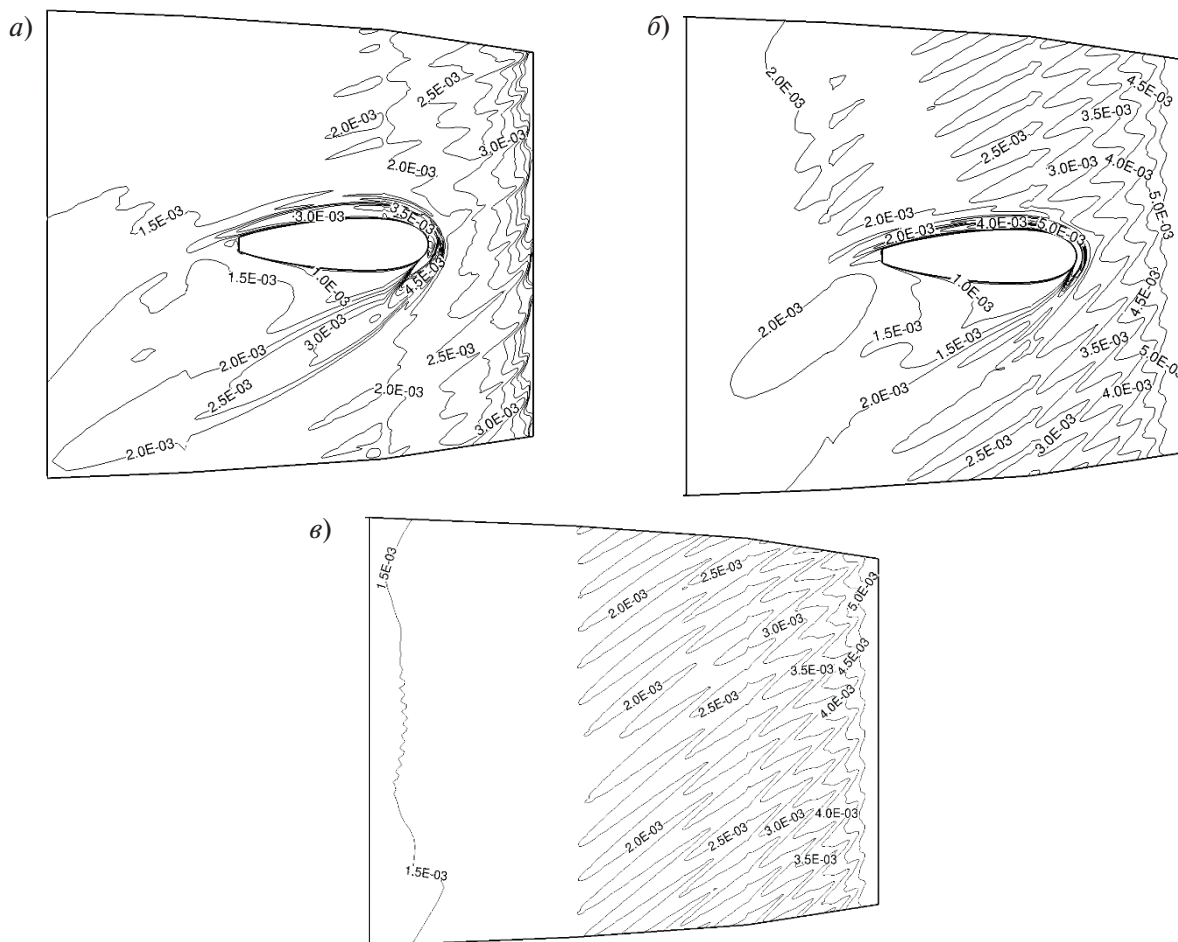


Рис. 8. Распределение числа Стэнтона на внешнем обводе диффузора:
a – с радиальным зазором над лопатками РК; *б* – без зазора; *в* – с зазором без стоек

Распределение числа Стэнтона на внешней обечайке диффузора показано на рис. 8. В случаях с зазором над лопатками РК в диффузоре без силовых стоек отчетливо просматриваются полосы повышенной теплоотдачи. Они ориентированы в диагональном направлении ячейистой вихревой структуры, которое связано с шаговой неравномерностью за решеткой НА (см. рис. 2, *в*). Присутствие стоек снижает этот эффект, а в случае со стойками и без зазора он становится еще менее заметным. Последнее вполне согласуется с подавляющим влиянием стоек на ячейистую вихревую структуру (см. рис 2, *б*). Подковообразные вихри, развивающиеся в месте сопряжения стойки и обечайки диффузора, интенсифицируют теплообмен.

Заключение

Результаты выполненного исследования показали эффективность применения метода

URANS для численно моделирования течения и теплообмена в выходном диффузоре газовой турбины.

Для адекватного численного моделирования течения в диффузоре следует задавать трехмерное нестационарное поле параметров, соответствующее выходному сечению потока за последней ступенью турбины, или же непосредственно решать связанную задачу течения в последней ступени и в выходном диффузоре.

Протечка через радиальный зазор над решеткой лопаток РК оказывает существенное влияние на аэродинамику и теплообмен в выходном патрубке с силовыми стойками.

Установлено, что актуальная вихревая структура потока, покидающего последнюю ступень и развивающегося далее в периферийной зоне диффузора, имеет ячейистый характер.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кириллов А.И., Галаев С.А., Исупов В.Ю., Смирнов Е.М. Применение вихреразрешающих методов к расчету трехмерного течения в выходном диффузоре газовой турбины // Научно-технические ведомости СПбПУ. 2014. № 4(207). С. 16–25.
2. Кириллов А.И., Черников В.А., Семакина Е.Ю., Исупов В.Ю. К вопросу о численном моделировании трехмерного течения в выходном диффузоре газовой турбины // Научно-технические ведомости СПбПУ. 2015. № 4(231). С. 30–35. DOI: 10.5862/JEST.231.4
3. Зандер М.С., Черников В.А. Аэродинамические характеристики блока «ступень – выходной диффузор» стационарной газовой турбины при различных режимах работы // Научно-технические ведомости СПбПУ. Наука и образование. 2011. № 2(123). С. 61–68.
4. Зандер М.С., Черников В.А., Семакина Е.Ю. Экспериментальные и численные исследования структуры 3D-потока в отсеке «турбинная ступень – осевой диффузор» // Научно-технические ведомости СПбПУ. Наука и образование. 2013. № 1(166). С. 197–203.
5. Rassochin V.A., Chernikov V.A., Zander M.S., Semakina E.U. Joint re-search in experimental aerodynamics of exit diffusers of turbines and stage-diffusers unit performed by the department of turbine engines and plants / St.-Petersburg State Poly-technic University and the Institute of Turbomachinery and Fluid Dynamics, Leibniz University of Hannover. Polytechnic University Publishing House, 2010. P. 141–156.
6. Черников В.А., Семакина Е.Ю. Информационно-измерительная система аэродинамического стенда для исследований потока в проточной части отсека «ступень – диффузор» и некоторые результаты испытаний на модели мощной газовой турбины // Энергетические машины и установки. 2008. № 1. С. 24–34.
7. Мигай В.К., Гудков Э.И. Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин. Л.: Машиностроение, 1981. 272 с.
8. Farokhi S. A Trade-Off Study of the Rotor Tip Clearance Flow in a Turbine/Exhaust Diffusers System // ASME. Paper 87-GT 229. 1987. 11 p.
9. Kruse H., Quest J., Scholz N. Experimental Investigation on Annular Diffusers Downstream of Turbine Stages // MTZ Motortechische Zeitschrift. 1983. № 44(1). P. 13–17.
10. Kuschel M., Drechsel B., Klauß D., Seume J.R. Influence of Turbulent Flow Characteristics and Coherent Vortices on the Pressure Recovery of Annular Diffusers. Part A: Experimental Results // Proceedings of ASME Turbo Expo 2015. Turbine Technical Conference and Exposition. June 15–19, 2015. Montreal, Canada. Paper № GT2015-42476. 13 p.
11. Drechsel B., Müller Ch., Herbst F., Seume J.R. Influence of Turbulent Flow Characteristics and Coherent Vortices on the Pressure Recovery of Annular Diffusers. Part B: Scale-resolving Simulation // Proceedings of ASME Turbo Expo 2015. Turbine Technical Conference and Exposition. June 15–19, 2015. Montreal, Canada. Paper № GT2015-42477. 13 p.
12. ANSYS Fluent 16.0 User's Guide / ANSYS Inc. 2015.
13. Бусурин В.Н., Кириллов А.И., Попков В.И., Садовничий В.Н. О рас-пространении кромочных следов сопловых лопаток в турбинной ступени // Энергомашиностроение. 1977. № 7. С. 16–19.

REFERENCES

1. Kirillov A.I., Galaev S.A., Isupov V.Yu., Smirnov E.M. Primenenie vikh-razreshayushchikh metodov k raschetu trekhmernogo techeniya v vykhodnom diffuzore gazovoy turbiny. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU*. 2014. № 4(207). S. 16–25. (rus.)
2. Kirillov A.I., Chernikov V.A., Semakina E.Yu., Isupov V.Yu. K voprosu o chislennom modelirovanii trehmernogo techeniya v vykhodnom diffuzore gazovoi turbiny. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU*. 2015. № 4(231). S. 30–35. DOI: 10.5862/JEST.231.4. (rus.)
3. Zander M.S., Chernikov V.A. Aerodinamicheskiye kharakteristiki bloka «stupen – vykhodnoy diffuzor» stationarnoy gazovoy turbiny pri razlichnykh rezhimakh raboty. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU. Nauka i obrazovanie*. 2011. № 2(123). S. 65–68. (rus.)
4. Zander M.S., Chernikov V.A., Semakina Ye.Yu. Eksperimentalnyye i chislennyye issledovaniya struktury 3D-potoka v отсеке «turbinnaya stupen – ose-voy diffu- zor». *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU. Nauka i obrazovanie*. 2013. № 1(166). S. 197–203. (rus.)
5. Rassochin V.A., Chernikov V.A., Zander M.S., Semakina E.U. Joint re-search in experimental aerodynamics of exit diffusers of turbines and stage-diffusers unit performed by the department of turbine engines and plants / St.-Petersburg State Polytechnic University and the Institute of Turbomachinery and Fluid Dynamics, Leibniz University of Hannover. Polytechnic University Publishing House, 2010. P. 141–156.
6. Chernikov V.A., Semakina E.Yu. Informatsionno-izmeritelnaya sistema aer-odinamicheskogo stenda dlya issledovaniy potoka v protochnoy chasti отсека «stupen – diffuzor» i nekotoryye rezultaty ispytaniy na modeli moshchnoy gazovoy turbiny. *Energeticheskiye mashiny i ustanovki*. 2008. № 1. S. 24–34. (rus.)
7. Migay V.K., Gudkov E.I. Proektirovanie i raschet vykhodnykh diffuzorov turbomashin. L.: Mashinostroyeniye, 1981. 272 s. (rus.)

8. **Farokhi S.** A Trade-Off Study of the Rotor Tip Clearance Flow in a Turbine/Exhaust Diffusers System. *ASME*. Paper 87-GT 229. 1987. 11 pp.

9. **Kruse H., Quest J., Scholz N.** Experimental Investigation on Annular Diffusers Downstream of Turbine Stages. *MTZ Motortekhnische Zeitschrift*. 1983. № 44(1). P. 13–17.

10. **Kuschel M., Drechsel B., Kluß D., Seume J.R.** Influence of Turbulent Flow Characteristics and Coherent Vortices on the Pressure Recovery of Annular Diffusers. Part A: Experimental Results. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015. Turbine Technical Conference and Exposition*. June 15–19, 2015. Montreal, Canada. Paper № GT2015-42476. 13 p.

11. **Drechsel B., Müller Ch., Herbst F., Seume J.R.** Influence of Turbulent Flow Characteristics and Coherent Vortices on the Pressure Recovery of Annular Diffusers. Part B: Scale-resolving Simulation. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015. Turbine Technical Conference and Exposition*. June 15–19, 2015. Montreal, Canada. Paper № GT2015-42477. 13 p.

12. ANSYS Fluent 16.0 User's Guide / ANSYS Inc. 2015.

13. **Busurin V.N., Kirillov A.I., Popkov V.I., Sadovnichii V.N.** O rasprostraneni kromochnyh sledov soplovyh lopatok v turbinnoi stupeni. *Energomashinostroyeniye*. 1977. № 7. S. 16–19. (rus.)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ/AUTHORS

ГАЛАЕВ Сергей Александрович – кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.
195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
E-mail: sealga@mail.ru

GALAEV Sergei A. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.
29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.
E-mail: sealga@mail.ru

КИРИЛЛОВ Александр Иванович – доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.
195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
E-mail: ai_kirillov@mail.ru

KIRILLOV Aleksandr I. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.
29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.
E-mail: ai_kirillov@mail.ru

СМИРНОВ Евгений Михайлович – доктор физико-математических наук профессор, заведующий кафедрой Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.
195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
E-mail: aero@phmf.spbstu.ru

SMIRNOV Evgenii M. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.
29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.
E-mail: aero@phmf.spbstu.ru

ПАНОВ Дмитрий Олегович – инженер Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.
195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
E-mail: dopanov@gmail.com

PANOV Dmitrii O. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.
29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.
E-mail: dopanov@gmail.com