

ВАЛИДАЦИЯ ЧИСЛЕННОГО МЕТОДА ИССЛЕДОВАНИЯ СИСТЕМЫ «СТУПЕНЬ – ДИФфуЗОР» И ЕГО ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДЛЯ МОДЕРНИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ

© 2022

- М. Г. Черкасова** инженер-конструктор, сектор расчётов турбины, отдел турбин, специальное конструкторское бюро газотурбинных установок; АО «Силовые машины – ЗТЛ, ЛМЗ, Электросила, Энергомашэкспорт», г. Санкт-Петербург; Cherkasova_MG@power-m.ru
- Е. Ю. Семакина** кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Турбины, гидромашин и авиационные двигатели»; Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого; g.semakinalena@gmail.com
- В. А. Черников** доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Турбины, гидромашин и авиационные двигатели»; Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого; viktor.chernikov@gmail.com

Эффективность турбины газотурбинной установки во многом зависит от аэродинамики и восстановительной способности диффузора. Для достоверного численного моделирования течения в диффузоре требуется валидация модели на основе экспериментальных данных по структуре течения. Выполнено экспериментальное и численное исследование системы «ступень – диффузор», в результате которого: была определена зона применимости численного метода оценки течения потока в системе «ступень – диффузор»; выработаны рекомендации по подготовке численной модели и передаче граничных условий от домена к домену; обозначена важность профилирования последней ступени таким образом, чтобы обеспечить безотрывный вход потока в диффузор; определено влияние длины втулки и геометрии обтекателя силовых стоек на потери в диффузоре и его восстановительную способность. Показано, что удлинение втулки до определённых пределов улучшает восстановительные качества диффузора. Наименьшая толщина обтекателей стоек даёт наилучшие результаты, а осевой наклон обтекателей значительного вклада на номинальном режиме работы установки не даёт.

Газовая турбина; выходной диффузор; численное моделирование потока; экспериментальное исследование; турбинная ступень

Цитирование: Черкасова М.Г., Семакина Е.Ю., Черников В.А. Валидация численного метода исследования системы «ступень – диффузор» и его использование для модернизации конструкции // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2022. Т. 21, № 2. С. 38-47.
DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-38-47

На сегодняшний день большинство стационарных газовых турбин средней и большой мощностей имеют затурбинный выходной диффузор. Эффективность турбины во многом зависит от аэродинамики и восстановительной способности диффузора. Наибольшее влияние на характер течения в диффузоре имеет распределение потока на входе в него. Поэтому при исследовании работы диффузора в рассмотрение включается последняя ступень турбины. На данный момент нет универсальной конструкции диффузора, которая бы оптимально работала с любым типоразмером газотурбинной установки, поэтому при разработке газотурбинной установки исследование системы «ступень – диффузор» остаётся актуальным. Такие исследования проводятся АО «Силовые машины» совместно с Санкт-Петербургским политехническим университетом Петра Великого.

Исходная исследуемая геометрия диффузора содержит два ряда стоек: первый ряд – 6 узких стоек для обеспечения жёсткости, равномерно расположенные по окру-

ности; второй ряд – три широкие стойки, содержащие маслосистему, расположенные в нижней части корпуса с шагом в 72 градуса. Расчётная область исходной геометрии системы «ступень – диффузор» представлена на рис. 1.

Особенности построения численной модели для газодинамического расчёта, позволяющие, оставаясь в рамках инженерной задачи, точно моделировать геометрию проточной части выходного диффузора с двумя рядами силовых стоек, приводят к потере информации об окружной неравномерности потока и вихревой структуре потока из-за вынужденного использования окружного осреднения параметров на стыке доменов. В результате вихревые структуры и окружная неравномерность потока, наблюдаемая в эксперименте за первым рядом рёбер, не проходит в область второго ряда рёбер.

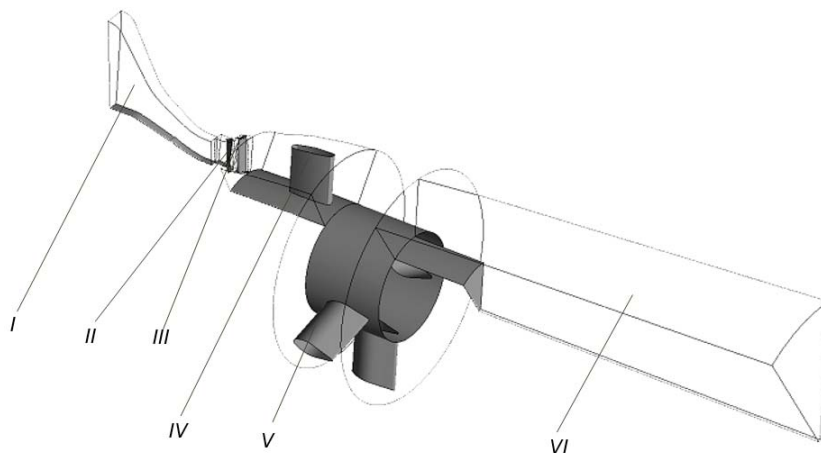


Рис. 1. Расчётная область исходной исследуемой геометрии системы «ступень – диффузор»: I – имитация входящего потока из проточной части турбины; II – межлопаточный канал соплового аппарата; III – межлопаточный канал рабочего колеса; IV – межстоечный канал первого ряда стоек; V – кольцевой канал второго ряда стоек; VI – выходной участок диффузора

Таким образом, на вход этой области поступает равномерный по окружности поток. С другой стороны, эксперимент, проведённый в рамках тестовых испытаний, показывает наличие существенной окружной неравномерности потока на выходе из кольцевого диффузора даже в угловом секторе без второго ряда стоек. Указанный недостаток численной модели может быть устранён двумя путями: моделированием потока в полной области на 360 градусов или отступлением от точного моделирования геометрии базового варианта конструкции выходного тракта. Первый вариант приводит к большим затратам вычислительных ресурсов и переводит расчётную модель из разряда инженерной в академическую. Второй подход требует пренебречь вторым рядом стоек и рассчитывать модель углового размера, равного шагу первого ряда стоек. В этом случае сохраняется инженерный подход к моделированию процессов в системе «ступень – диффузор»: модель становится пригодной для проведения многократных вариантных расчётов.

Было исследовано влияние способа передачи граничных условий от рабочего колеса последней ступени к диффузору. Рассматривались интерфейсы Stage (Mixing Plane) с осреднением параметров в окружном направлении и Frozen Rotor без осреднения параметров. Результаты исследования приведены на рис. 2. В частности, на рис. 2, а, б изображены положительные значения дискриминанта тензора градиента скорости, которые указывают на наличие закрученной локальной картины течения. Использование интерфейса Frozen Rotor сохраняет вихревой периодичный характер течения за рабочим колесом (РК), в то время как Stage передаёт равномерный по окружности поток. Области, имеющие обратное течение потока, изображены в виде пузырей на

рис. 2, в, г. Для интерфейса Frozen Rotor они иллюстрируют наличие отрыва потока от периферии стойки и центральную кольцевую застойную зону в коническом диффузоре. Такой характер течения подтверждается экспериментальными испытаниями. Интерфейс Stage выдаёт развитые отрывы по всей области за первым рядом стоек, которые не наблюдались в ходе эксперимента.

Таким образом, для дальнейшего численного исследования выбрана модель, состоящая: из одного межлопаточного канала для первых 7-ми венцов 4-ступенчатой турбины; сектора в 60 градусов для межлопаточных каналов последнего рабочего колеса; сектора в 60 градусов для диффузора. Расчёты выполнялись в стационарной (RANS) и нестационарной (URANS) постановках.

Экспериментальное исследование течения в системе «ступень – диффузор» проводилось на стенде, который позволяет смоделировать в масштабе 1:4,6 работу диффузора ГТЭ-65. Моделирование потока выполнялось с соблюдением геометрических, кинематических и динамических критериев подобия. Кинематическое подобие выдерживалось за счёт равенства трёх коэффициентов подобия: степени реактивности ступени ρ_T , коэффициента циркуляции (или характеристического числа u/C_0), коэффициента расхода $c'_z = c_z/u$. Это равенство обеспечивает подобие треугольников скоростей в натурной и модельной ступенях. Динамическое подобие выдерживалось за счёт сохранения чисел Маха, Рейнольдса и Струхала, вычисленных в сечении за рабочей лопаткой (РЛ) ступени, которое совпадает с входным сечением в диффузор.

Измерения проводились методом траверсирования 3D потока по площади контрольных сечений, расположенных вдоль входного тракта, с помощью пятиканальных векторных пневмозондов. Одновременно с траверсированием потока выполнялись регулярные измерения пристеночных давлений вдоль всего тракта и распределение давлений по поверхности силовой стойки в среднем сечении, а также параметров потока на входе в ступень.

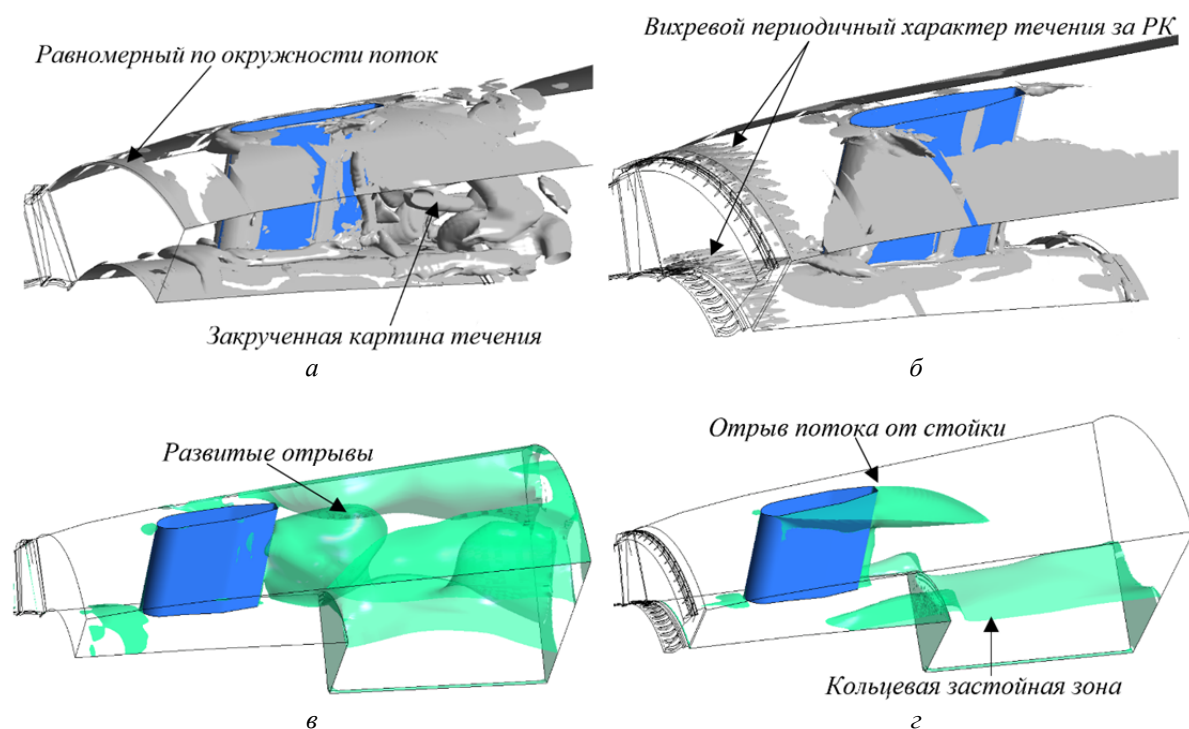


Рис. 2. Характерные особенности потока в диффузоре при интерфейсах Stage (а, в) и Frozen Rotor (б, г)

В процессе проведения эксперимента важнейшие режимные характеристики, такие как барометрическое давление, частота вращения вала, сила на рычаге гидротормоза и массовый расход воздуха, регистрировались в автоматическом режиме с заданным временным интервалом, что обеспечивало необходимую выборку этих величин для оценки случайных неопределённостей. Для обеспечения эффективной работы газотурбинной установки в широком диапазоне нагрузки эксперименты проводились как на номинальном, так и на частичных режимах. По результатам экспериментов выполнялись работы по валидации численной модели системы «ступень – диффузор», созданной в программном комплексе ANSYS CFX.

Сопоставление расчётных и экспериментальных полей параметров потока выполнялось методом статистического анализа [1]. Для этого в сходственных точках контрольных сечений вычислялись относительные разности локальных значений валидируемого параметра, полученных расчётным и экспериментальным путём. Полученная выборка проверяется на нормальность распределения по критерию согласия Пирсона. Количественная оценка степени совпадения расчётных и экспериментальных распределений параметров потока по высоте канала выполняется методом корреляционного анализа.

Результаты исследований [2] показывают, что важной характерной особенностью потока в ступени является его специфически пространственный характер, который характеризуется значительными положительными радиальными составляющими векторов скоростей. На рис. 3 показано векторное поле скорости в выходной торцевой плоскости ступени, подтверждающее эту указанную особенность.

Такой характер течения приводит к перераспределению расхода с его возрастанием от втулки к периферии, что способствует образованию неустойчивой структуры пограничного слоя у втулочной поверхности. В итоге возникает отрыв потока от поверхности втулки.

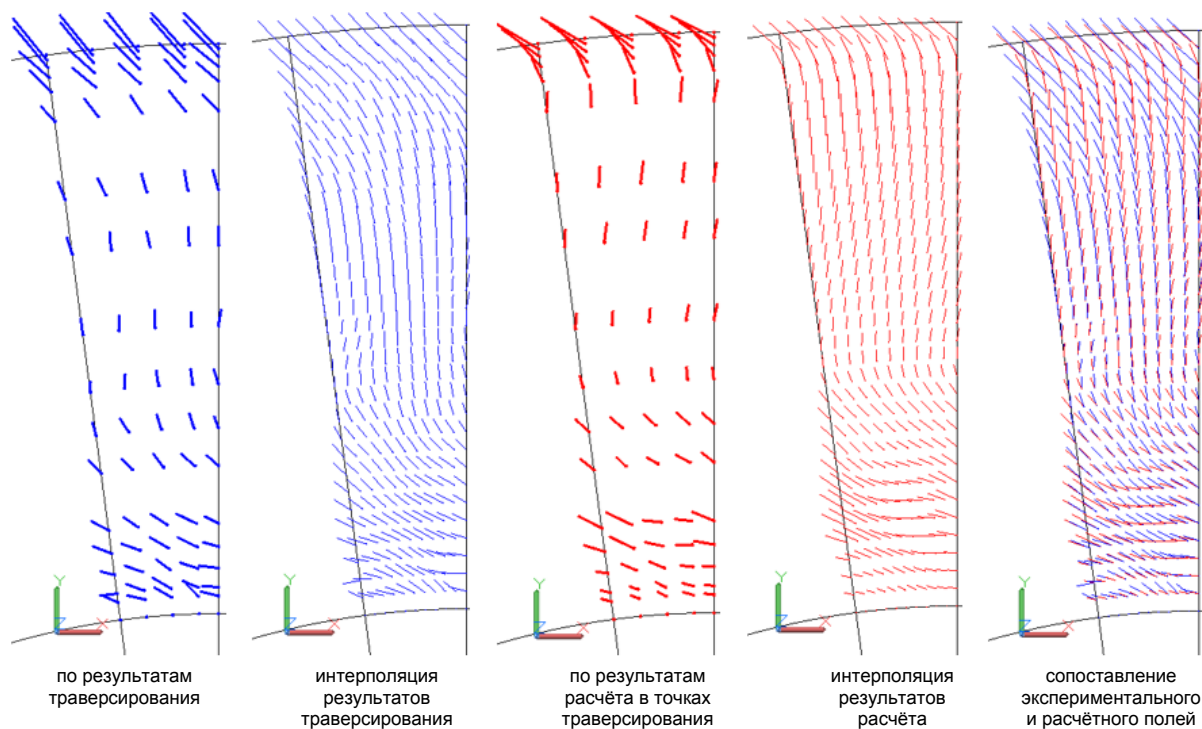


Рис. 3. Векторное поле скорости потока в сечении за РК по результатам эксперимента и численного моделирования

Такая структура течения приводит к весьма низким показателям коэффициента восстановления статического давления (σ), который является одной из основных характеристик диффузоров и представляет собой отношение приращения статического давления в диффузоре к динамическому напору потока на входе в диффузор:

$$\sigma = \frac{(p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}})}{\rho c_{\text{вх}}^2 / 2}.$$

На рис. 4 приведено изменение коэффициентов восстановления статического давления вдоль диффузора: для испытанного диффузора, осреднённое в окружном направлении значение ($\sigma_{\text{ср}}$) и для идеального диффузора без потерь ($\sigma_{\text{ид}}$). Значение $\sigma_{\text{ср}}$ более чем на 50% меньше $\sigma_{\text{ид}}$, что говорит о наличии возможности совершенствования аэродинамических свойств диффузора.

При этом интегральные параметры в контрольных сечениях, а также структура потока в зоне безотрывного течения показывают вполне удовлетворительную сходимость расчёта и эксперимента. На рис. 6 представлены КПД турбины: η_1^* – экспериментальный КПД исходной ступени по параметрам торможения на входе и выходе из ступени; η_1 – экспериментальный КПД исходной ступени по параметрам торможения на входе и статическим параметрам на выходе из ступени; $\eta_{1+\text{д}}$ – экспериментальный КПД системы «ступень – диффузор» по параметрам торможения на входе в ступень и статическим параметрам за диффузором; η_1^* – расчётный КПД ступени по параметрам торможения на входе и выходе из ступени; η_1 – расчётный КПД ступени по параметрам торможения на входе и статическим параметрам на выходе из ступени; η_2^* – расчётный КПД перепрофилированной ступени по параметрам торможения на входе и выходе из ступени; η_2 – расчётный КПД перепрофилированной ступени по параметрам торможения на входе и статическим параметрам на выходе из ступени; $\eta_{2+\text{д}}$ – расчётный КПД перепрофилированной системы «ступень – диффузор» по параметрам торможения на входе в ступень и статическим параметрам за диффузором.

На номинальном режиме работы разница в η_1^* и η_1 составила 1,7%, что говорит о хорошей сходимости расчёта с экспериментом. Выигрыш от установки диффузора составил величину $\eta_{1+\text{д}}$, равную всего лишь 5,4% на номинальном режиме.

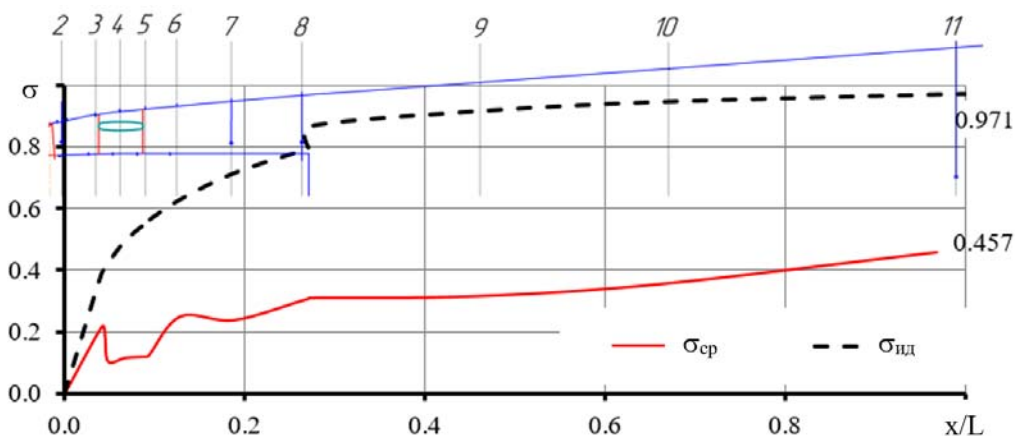


Рис. 4. Изменение коэффициента восстановления статического давления вдоль диффузора

Тем не менее, детально такую структуру потока методом URANS разрешить не представляется возможным из-за развитости и нестационарности вихревого течения. Чтобы получить численную модель, повторяющую эксперимент, необходимо использовать модель турбулентности DNS (direct numerical simulation), что уводит задачу из рамок инженерного подхода.

Для ликвидации отрыва на втулке за РК была перепрофилирована последняя ступень с использованием метода обратной закрутки. Полученные распределения углов на входе и выходе из РК, а также степень реактивности, представлены на рис. 5.

Численное моделирование потока с новыми профилями показало улучшение параметров системы «ступень – диффузор». Рис. 6 показывает, как согласно численным расчётам увеличились $\eta_{2'}$, $\eta_{2'}$ и $\eta_{2'+д}$.

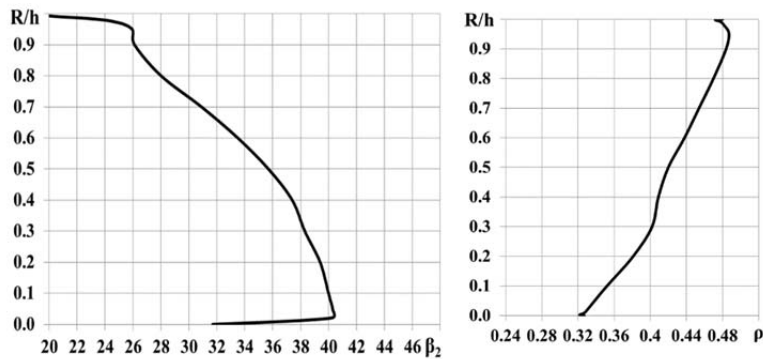


Рис. 5. Распределение угла выхода потока β_2 и степени реактивности ρ перепрофилированной ступени в зависимости от относительной высоты лопатки (R – радиус сечения лопатки, h – высота лопатки)

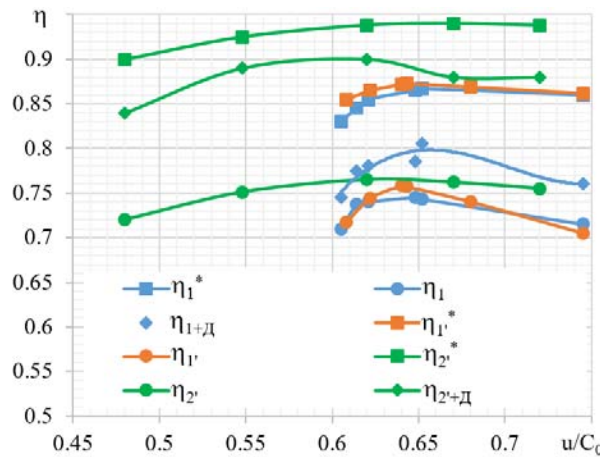


Рис. 6. КПД исходной и перепрофилированной ступеней и систем «ступень – диффузор»

Безотрывный вход в диффузор позволяет исследовать совершенство геометрии стоек и обводов диффузора. Рассмотрены 4 варианта геометрии стойки: исходная стойка для обеспечения жёсткости – 6 штук, равномерно распределённых по окружности (рис. 7, жёлтый профиль); стойка увеличенной толщины для расположения в ней маслосистемы – 6 штук, равномерно распределённых по окружности (рис. 7, серый профиль); стойка увеличенной толщины с осевым наклоном 8 градусов – 6 штук, равномерно распределённых по окружности (рис. 7, зелёный профиль); стойка увеличенной толщины с осевым наклоном 8 градусов – 5 штук, равномерно распределённых по окружности (рис. 7, зелёный профиль).

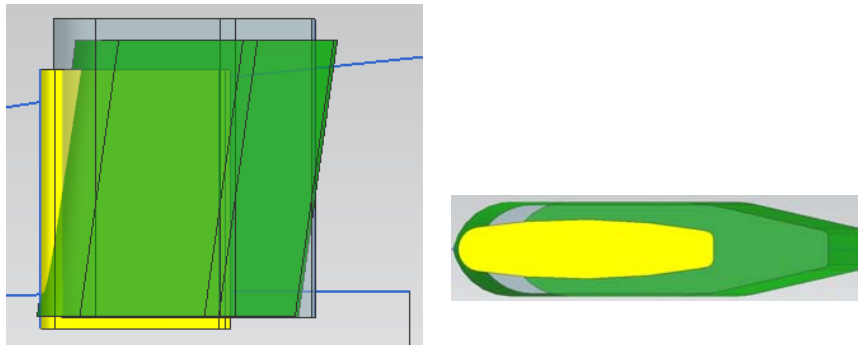


Рис. 7. Геометрия исследуемых профилей

КПД по параметрам торможения на входе и выходе (η^*), по параметрам торможения на входе и статическим на выходе (η) для ступени и системы «ступень – диффузор» ($\eta_{+д}$), а также коэффициент восстановления статического давления для рассчитанных вариантов приведены в табл. 1. Из табл. 1 и рис. 8 видно, что более узкая стойка показывает наилучшие результаты, что обусловлено меньшими профильными потерями и меньшим загромождением проточной части. Осевой наклон лопатки даёт незначительное улучшение КПД системы, а σ вдоль диффузора имеет схожие значения. Пять стоек более эффективны в восстановлении давления в зоне стойки, но на весь диффузор сохраняют такое же значение, как и для шести стоек.

Таблица 1. Эффективность диффузора при различной геометрии стоек

Параметр	6 узких стоек	6 широких стоек	6 широких стоек с наклоном 8 градусов	5 широких стоек с наклоном 8 градусов
σ	0,7246	0,6468	0,6444	0,6445
η^*	91,28	90,83	90,87	91,16
η	86,88	86,52	86,56	86,85
$\eta_{+д}$	88,10	87,46	87,49	87,76

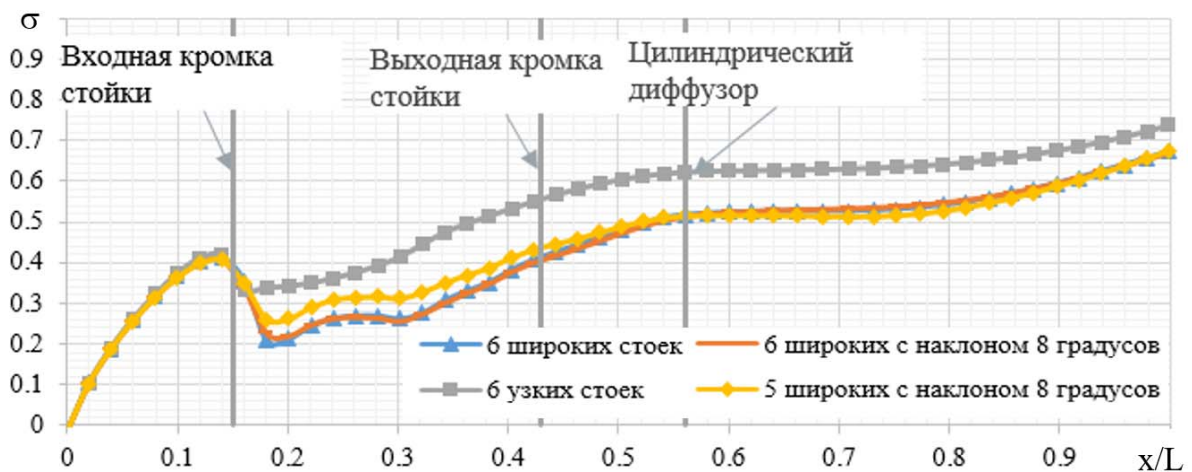


Рис.8. Коэффициент восстановления статического давления в диффузоре при различной геометрии стоек

Исследовано влияние геометрии втулочного обвода на эффективность диффузора. Были рассмотрены три варианта геометрии втулочного диффузора: с минимальной (рис. 9, *а*) и максимальной (рис. 9, *б*) возможными длинами втулки, которые ограничены особенностями конструкции, а также с эллиптической формой втулки (рис. 9, *в*).

Как видно из рис. 10, восстановительная способность диффузора при длинной и эллиптической геометрии втулки имеет идентичную величину, которая на 30% выше, чем для короткой втулки. Рис. 8 и рис. 10 показывают, что основное восстановление давления происходит именно в кольцевом канале и чем он длиннее, тем σ диффузора выше.

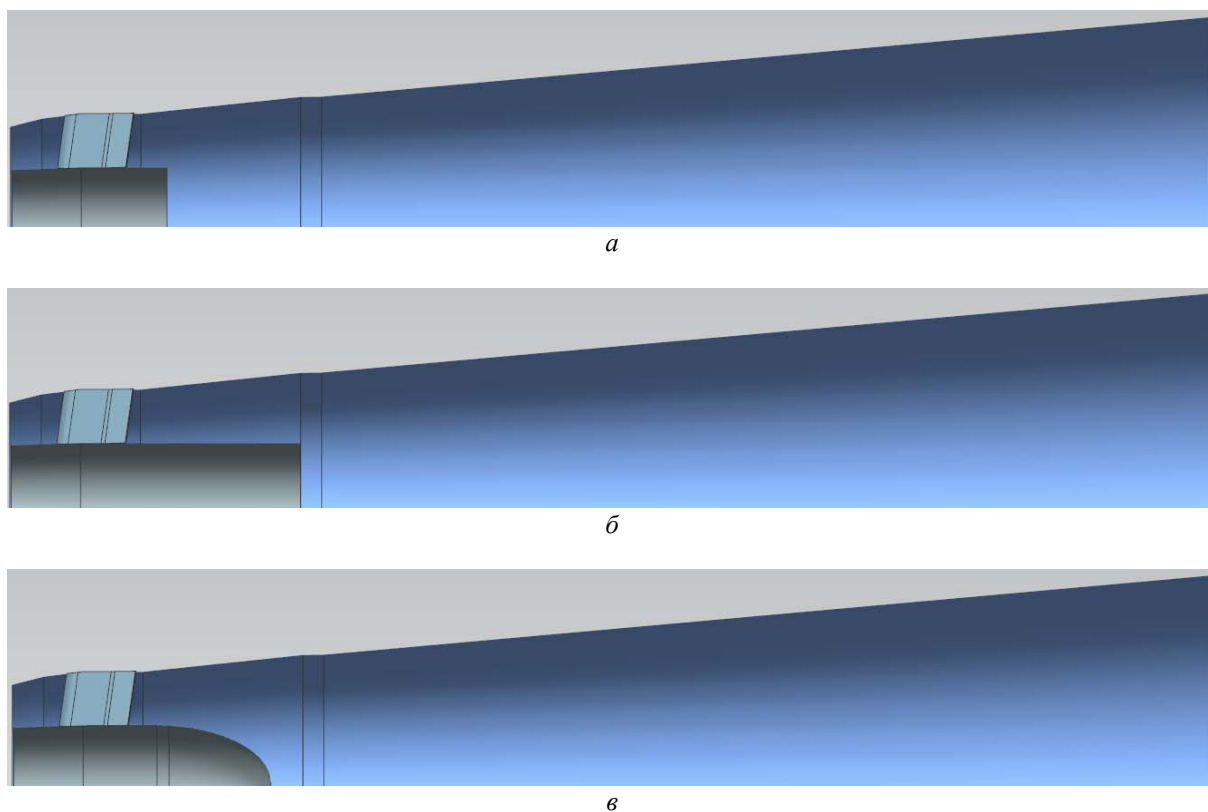


Рис. 9. Варианты геометрии втулки

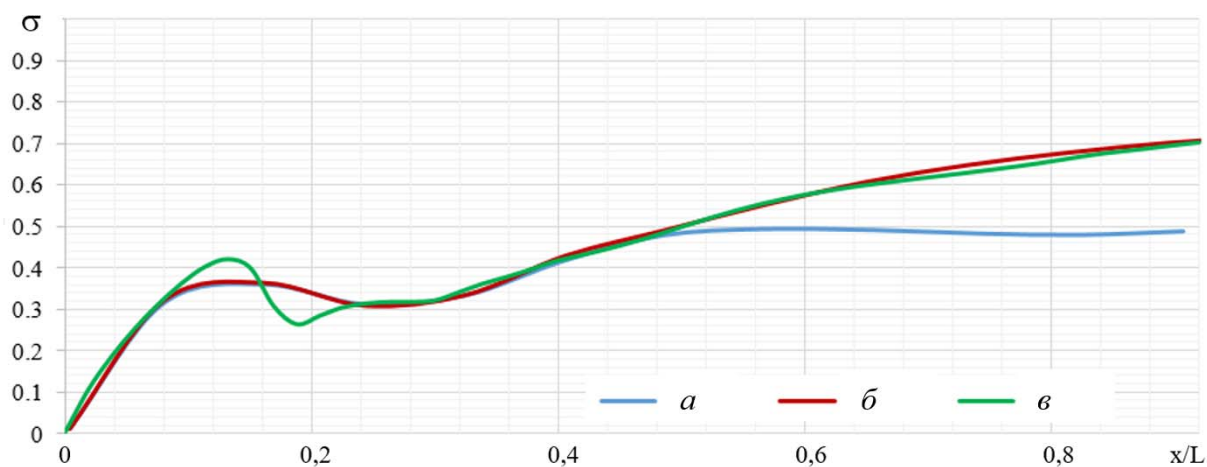


Рис. 10. Восстановление давления в диффузоре при различной геометрии втулки

В результате проведённой работы можно сделать вывод, что при безотрывном течении на входе в диффузор валидированная численная модель даёт близкие к эксперименту значения (расхождение в экспериментальном и расчётом КПД составило 1,7%) и позволяет достоверно исследовать влияние геометрии обводов и обтекателя стоек на эффективность диффузора. Результаты рассмотрения влияния длины втулочного диффузора показывают, что длинная втулка уменьшает потери давления, способствует «схлопыванию» потока в центральной части цилиндрического диффузора. Анализ влияния формы обтекателей силовых стоек показал, что чем уже стойки и чем меньше их количество, тем потери в диффузоре меньше, что объясняется меньшими профильными потерями и меньшим загромождением проточной части. Результаты рассмотрения влияния длины втулки показывают, что в наибольшей степени восстановительный процесс происходит в кольцевой части диффузора. Из результатов численного моделирования следует, что удлинение втулки улучшает восстановительные качества диффузора. Эффект достигается за счёт восстановления значительной доли входной кинетической энергии в кольцевом диффузоре и, как результат – локализации циркуляционной зоны за втулкой в коническом диффузоре. Наклон стоек в осевом направлении в некоторой степени улучшает восстановительные процессы в диффузоре, особенно на частичных режимах нагрузки.

В настоящее время продолжаются работы по экспериментальному испытанию на стенде ступени, обеспечивающей безотрывный поток на входе в диффузор, и доработке численной модели системы «ступень – диффузор».

Библиографический список

1. Зандер М.С., Семакина Е.Ю., Черников В.А. Экспериментальные и численные исследования структуры 3D-потока в блоке «ступень - выходной диффузор» // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2013. № 1 (166). С. 197-203.
2. Семакина Е.Ю., Черников В.А., Кириченко Р.Е., Черкасова М.Г. Результаты экспериментальных и численных исследований аэродинамических характеристик системы «ступень-диффузор» ГТЭ-65 // Сб. докладов LXVII научно-технической сессии по проблемам газовых турбин и парогазовых установок «Научно-технические проблемы парогазовых установок в электроэнергетике РФ» (15-16 сентября 2020 г., Санкт-Петербург). Санкт-Петербург, 2020. С. 81-90.

VALIDATION OF THE “STAGE – DIFFUSER” SYSTEM NUMERICAL STUDY AND ITS USE FOR DESIGN MODERNIZATION

© 2022

- M. G. Cherkasova** Design Engineer, Turbine Calculation Sector, Turbine Department, Special Design Bureau for Gas Turbine Units; JSC Power Machines, Saint-Petersburg, Russian Federation; cherkasova_mg@power-m.ru
- E. Yu. Semakina** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Department of Turbines, Hydraulic Units and Aircraft Engines; Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint-Petersburg, Russian Federation; g.semakinalena@gmail.com
- V. A. Chernikov** Doctor of Science (Engineering), Professor, Department of Turbines, Hydraulic Units and Aircraft Engines; Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint-Petersburg, Russian Federation; viktor.chernikov@gmail.com

The efficiency of a gas turbine largely depends on the aerodynamics and pressure recovery capacity of the diffuser. For reliable numerical simulation of the flow in the diffuser, the model must be validated on the basis of experimental data on the flow structure. An experimental and numerical study of the “stage – diffuser” system was carried out. The results of this investigation are as follows: the area of applicability of the numerical method for assessing the flow in the “stage – diffuser” system was determined; recommendations for preparing a numerical model and transferring boundary conditions from domain to domain were developed; the importance of profiling the last turbine stage to ensure unseparated flow entry into the diffuser is indicated; the influence of the hub length and the geometry of the struts on the losses in the diffuser and its pressure recovery capacity is determined. It is shown that increasing the hub length to certain limits improves the pressure recovery ratio of the diffuser. The smallest thickness of the struts gives the best results; the tangential and axial slope of the struts does not make a significant contribution in the nominal operating mode of the gas turbine.

Gas turbine; exhaust diffuser; numerical modeling of the flow; experimental investigation; turbine stage

Citation: Cherkasova M.G., Semakina E.Yu., Chernikov V.A. Validation of the “stage – diffuser” system numerical study and its use for design modernization. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2022. V. 21, no. 2. P. 38-47. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-38-47

References

1. Zander M.S., Semakina E.J., Chernikov V.A. Experimental and numerical research of 3d-flow structure in the block «turbine stage - axial diffuser. *Nauchno-Tekhnicheskie Vedomosti SPbGPU*. 2013. No. 1 (166). P. 197-203. (In Russ.)
2. Semakina E., Chernikov V., Kirichenko R., Cherkasova M. Results of the experimental and numerical investigations of the aerodynamic characteristics of the GTE-65 «stage-diffuser» system. *Sb. докладov LXVII nauchno-tekhnicheskoy sessii po problemam gazovykh turbin i parogazovykh ustanovok «Nauchno-Tekhnicheskie Problemy Parogazovykh Ustanovok v Elektroenergetike RF» (September, 15-16, 2020, Saint Petersburg)*. Saint Petersburg, 2020. P. 81-90. (In Russ.)