

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ РЕАЛИЗАЦИИ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ ВЫСОКОНАПОРНОЙ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ С ВХОДНЫМ НАПРАВЛЯЮЩИМ АППАРАТОМ

В. В. Карabanова, А. Д. Ваняшов, В. Л. Юша

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Проведен анализ особенностей реализации математической модели трансзвуковой центробежной компрессорной ступени с входным направляющим аппаратом (ВНА) и полуоткрытым осерадиальным рабочим колесом. Исследование течения проведено с помощью уравнений Навье–Стокса, замкнутые моделью турбулентности Shear Stress Transport (SST). Моделирование выполнялось для режима регулирования при пониженной частоте вращения 28076 об/мин и двух углов поворота ВНА в широком диапазоне массового расхода. В ходе проведенного исследования рассмотрены параметры расчетной модели (густота расчетной сетки, межсеточное соединение двух элементов проточной части) и проведена оценка влияния зазора между лопатками рабочего колеса и корпусом на газодинамические характеристики ступени. По результатам исследования установлены наиболее значимые параметры, влияющие на точность получаемых результатов.

Ключевые слова: центробежная ступень компрессора, полуоткрытое аксиально-радиальное рабочее колесо, газодинамические характеристики, трансзвуковое течение, вычислительная гидродинамика.

Введение

Применение методов вычислительной газодинамики для расчета течения в проточной части центробежного компрессора в настоящее время является перспективным направлением, т.к. для проведения численного исследования, в отличие от натурного эксперимента, требуется меньше ресурсов. Однако результат численного моделирования во многом определяется правильной постановкой математической задачи для того или иного течения. Существует множество источников ошибок в любых расчетах с использованием методов вычислительной газовой динамики: ошибки численных вычислений (чувствительность к размеру сетки, дискретизация и т.д.); ошибки моделей (выбор модели турбулентности; допущения, применяемые к конструкции и т.д.). При выборе параметров математической модели следует учитывать характер течения в проточной части ступени. При работе осерадиальных рабочих колес на высоких частотах вращения в проточной части появляются транс- и сверхзвуковые режимы, которые и определяют выбор параметров расчетной модели в проточной части. В ряде публикаций [1–9] даны рекомендации и оценка влияния различных параметров расчета, приведена верификация полученных результатов. После правильной постановки математической задачи можно оценить влияние конструктивных изменений в проточной части [10–12]. Поэтому выбор параметров расчетной модели и их влияние на результат расчета является актуальной задачей.

В данной работе изучены вопросы постановки задачи и принимаемых допущений в расчетной модели проточной части трансзвуковой центробежной компрессорной ступени на нерасчетном режиме регулирования в области минимальной частоты вращения ротора для всего диапазона производительности ступени. Основные исследуемые параметры расчетной модели: влияние густоты расчетной сетки, межсеточное соединение и изучение влияния зазора между лопатками рабочего колеса и корпусом на результаты исследования.

Описание центробежной ступени

Модель компрессорной ступени представлена на рис. 1 и включает в себя следующие элементы:

- 1) входной направляющий аппарат (ВНА) — 22 лопатки;
- 2) полуоткрытое осерадиальное рабочее колесо (ОРК) — 18 основных и 18 промежуточных лопаток, полученных путём укорачивания осевой части основных лопаток;
- 3) двухрядный лопаточный диффузор (ЛД) — 29 лопаток в каждом ряду;
- 4) поворотное колено и осевой безлопаточный диффузор (ПК + ОБЛД).

Основные геометрические параметры ОРК ступени: наружный диаметр $D_2 = 0,272$ м; относительная ширина РК на выходе $b_2/D_2 = 0,0242$; угол выхода лопаток $\beta_{\lambda 2} = 71,3^\circ$; втулочное отношение $D_{\text{вм}}/D_2 = 0,3597$; отношение входного диаметра периферийной части лопаток к наружному диаметру $D_{1n}/D_2 = 0,559$. В исходном положении ло-

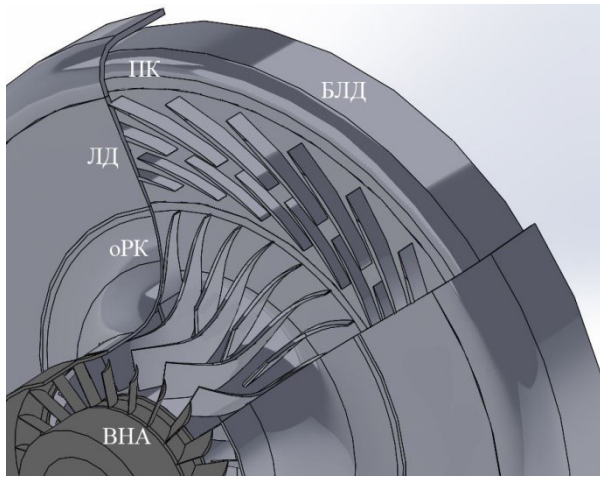


Рис. 1. Модель компрессорной ступени (угол ВНА $\theta_{A0} = +25^\circ$)
 Fig. 1. The model of compressor stage (angle IGV $\theta_{A0} = +25^\circ$)

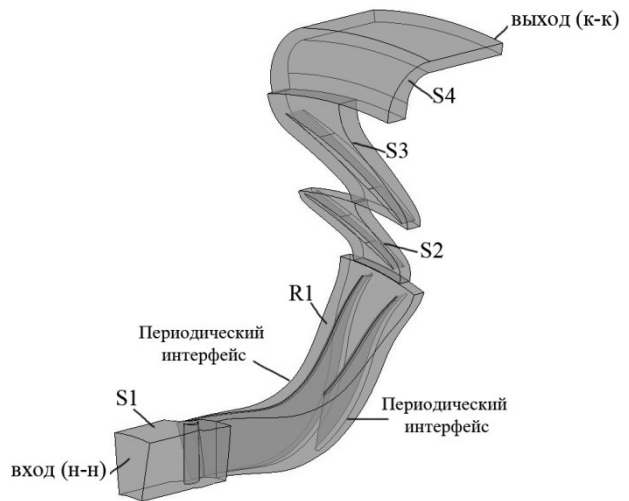


Рис. 2. Расчетная модель центробежной ступени
 Fig. 2. The calculated model of centrifugal stage

патки ВНА повернуты по хорде на $\theta_{B0} = +25,2^\circ$ и по направлению касательной к средней линии лопатки в выходном ее сечении на $\theta_{A0} = 39,8^\circ$. Номинальная частота вращения ротора 38940 об/мин.

Построение расчетной математической модели

Расчетной областью математической модели является сектор проточной части межлопаточного пространства одной лопатки (ВНА, ЛД); двух лопаток ОРК и часть сектора 20 градусов ПК + БЛД, т.к. ступень является осесимметричной. На боковых поверхностях всех расчетных доменов задавалось условие периодичности вращения (Rotational Periodicity), при котором параметры потока в соответствующих узлах расчетной сетки совпадают. На рис. 2 представлена расчетная область ступени, где домен S1 — ВНА; R1 — ОРК; S2 — ЛД (лопатка первого ряда); S3 — ЛД (лопатка второго ряда); S4 — ПК + ОБЛД.

Численное моделирование течения центробежной компрессорной ступени было проведено с использованием программы ANSYS CFX в широком диапазоне режимов по расходу для режима пониженной производительности на частоте вращения 28076 об/мин (72% от номинальной частоты вращения) при двух углах поворота лопаток входного направляющего регулируемого аппарата: исходное положение $\theta_{A0} = +25^\circ$ и повернутым на $+10^\circ$ ($\theta_A = +35^\circ$).

В расчетную область поток входит в осевом направлении (сечение н-н) при полном давлении (101,325 кПа) и температуре торможения (293 К). На выходе из ступени (сечение к-к) задавался массовый расход. На поверхности втулочного, периферийного обвода и лопаток задавалось граничное условие твердой гладкой стенки без теплообмена, а для ОРК (домена R1) на периферийном обводе расчетной области применялось граничное условие Counter Rotating Wall, при котором стенка считается неподвижной.

Расчеты выполнялись в стационарных условиях. В качестве рабочего тела задан воздух с параметрами идеального газа. Для расчета использовалась схема 2-го порядка аппроксимации High Resolution. Данная схема допускает понижение порядка аппроксимации до первого в областях разрывов решения и высоких градиентов для повышения монотонности и устойчивости решения.

Для математического моделирования движения вязкой сжимаемой жидкости использовался метод RANS (Reynolds-Averaged Navier Stokes). Для моделирования турбулентного режима применяется модель Ментера Shear Stress Transport (SST) [13], т.к. в предыдущих исследованиях данная модель показала удовлетворительные результаты для числа Маха $\geq 1,4$ [1–2, 9].

Построение сетки

Система уравнений трехмерного течения газа решается численно методом конечных элементов. Для этого расчетная область разбивается на расчетную сетку — конечное число контрольных объемов. Блочной структурированной расчетной сеткой лопаточных доменов (S1, R1, S2, S3) была построена при помощи программного продукта ANSYS Turbogrid. Для S1, S2, S3 применен шаблон топологии — Single Round Round Symmetric; для R1 — Single Splitter. Сетка РЛД для каждого ряда лопаток была построена отдельно и соединена между собой интерфейсом. Расчетная сетка домена S4 построена из шестигранных элементов при использовании ANSYS Meshing. Топологически несогласованные расчетные области доменов были связаны между собой с помощью сеточного интерфейса General Grid Interface (GGI) — Stage.

Сходимость вычислительной модели

Для улучшения сходимости в качестве начального условия задавалось статическое давление

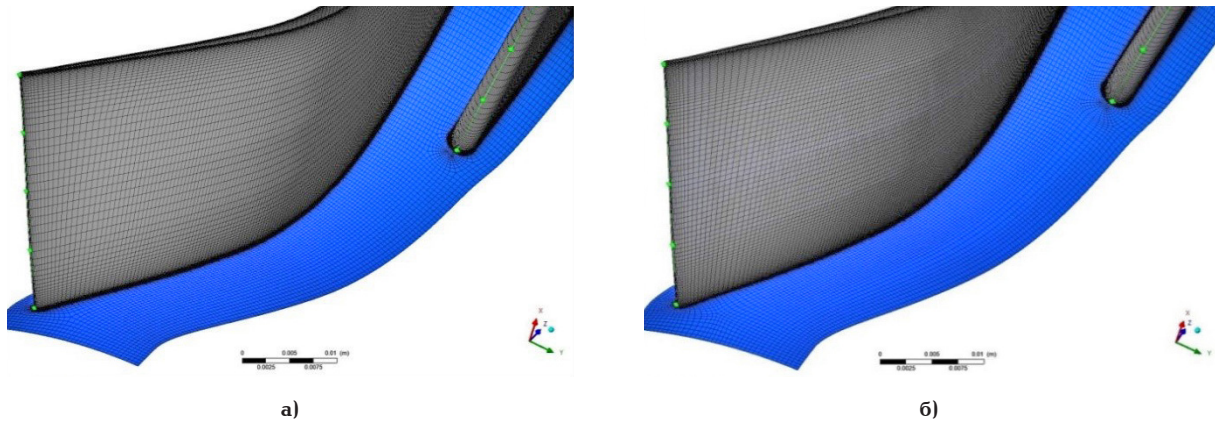


Рис 3. Расчетная сетка домена ПООПК (R1): а) S-№ 1; б) S-№ 2
 Fig. 3. Computational mesh of the SOARI domain: a) S-№ 1; b) S-№ 2

Таблица 1. Параметры расчетной сетки
 Table 1. The parameters of computational mes

Расчетный домен	Расчетная сетка	
	S-№ 1	S-№ 2
S1	204 512	204 512
R1	1 171 028	1 955 604
S2	1 304 424	2 006 459
S3	2 192 782	4 268 236
S4	2 019 492	2 019 492
Σ, млн элементов	6,9	10,5

в конечном сечении. Сведение расчета достиглось с изменением масштаба времени, принимая во внимание рекомендации для машин с вращающимися роторами [14]: Time Scale = 1/ω (ω — частота вращения, рад/с).

Сходимость модели считалось достигнутой при выполнении следующих условий:

1) снижение среднеквадратичных невязок (RMS — Root Mean Square) по всем узлам расчетной модели ниже границы 1E-04;

2) дисбаланс (Imbalance) входящего и выходящего потока не более 0,05%;

3) когда интегральные параметры потока (давление и температура торможения в сечении к-к) в зависимости от номера итерации сильно не изменяются.

Обработка результатов расчета

В результате решения системы уравнений математической модели получены поля распределения параметров потока. В начальном и конечном сечениях используем осредненные интегральные параметры с учетом массового расхода. Из полученных значений рассчитываем параметры ступени по следующим зависимостям:

— отношение давлений торможения ступени:

$$\pi = \frac{P_k}{P_H}, \quad (1)$$

где P_k — давление торможения в конечном (к-к) сечении; P_H — давление торможения в начальном (н-н) сечении.

— адиабатический КПД ступени по параметрам торможения:

$$\eta_{ag} = \frac{T_H}{T_k - T_H} \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (2)$$

где T_H — температура торможения в начальном (н-н) сечении; T_k — температура торможения в конечном (к-к) сечении; k — показатель адиабаты.

В результате расчета получаем графические зависимости отношения давлений, температуры торможения на выходе ступени, адиабатического КПД от массового расхода.

Влияние размера расчетной сетки

Создание сетки очень важный этап построения математической модели, т.к. должны быть смоделированы все сложные процессы, протекающие в проточной части ступени, в то же время с увеличением количества элементов сетки возрастает время вычисления и устойчивость решения, поэтому важно оптимально подобрать размер сетки. При этом, как показывают исследования [15], есть определенный предел размера сетки, когда результат не зависит от дальнейшего уменьшения сетки.

Исследование было проведено для двух типов расчетных сеток в широком диапазоне расхода и с общим количеством от 6,9 млн и 10,5 млн элементов. Сетка ВНА (расчетный домен S1) и ОБД (расчетный домен S4) оставалась неизменной. Изменение количества элементов для всех вариантов расчетной сетки происходило в расчетных доменах R1 (ОПК), S2 и S3 (ЛД). На рис. 3 и в табл. 1 представлены вид и параметры расчетной сетки. При последующем сгущении расчетной сетки сходимость модели не удалось достигнуть по среднеквадратичным невязкам, с учётом того что в качестве начальных условий принимался результат расчета на наиболее мелкой сеточной модели. В качестве допущения при-

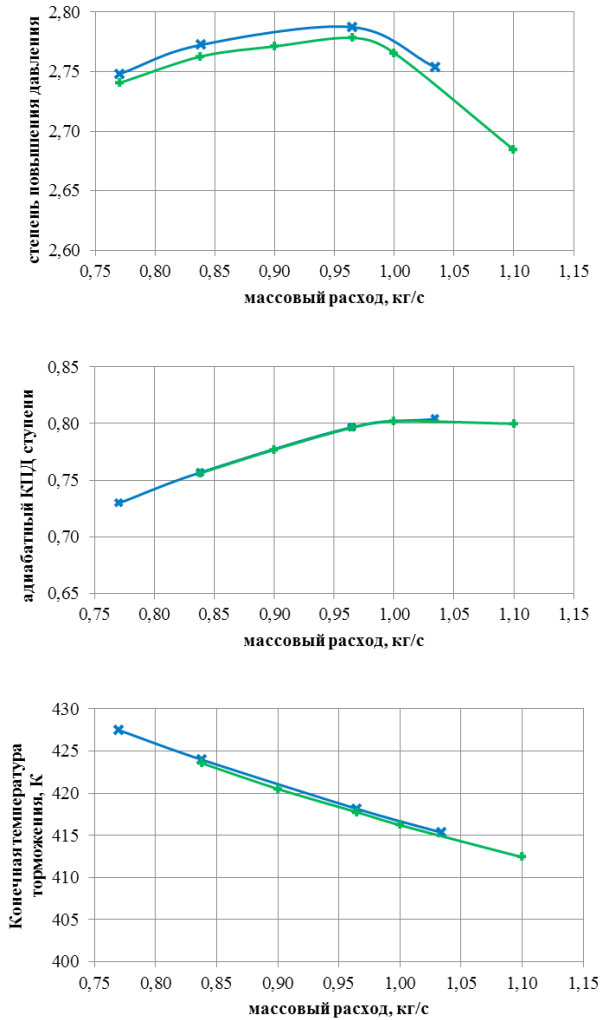


Рис. 4. Сравнение расчетных интегральных характеристик ступени для различного количества элементов расчетной сетки:
 + — CFD S-№ 1; x — CFD S-№ 2
Fig. 4. Comparison of the stage computational integral characteristics for different number of computational mesh elements:
 + — CFD S-№ 1; x — CFD S-№ 2

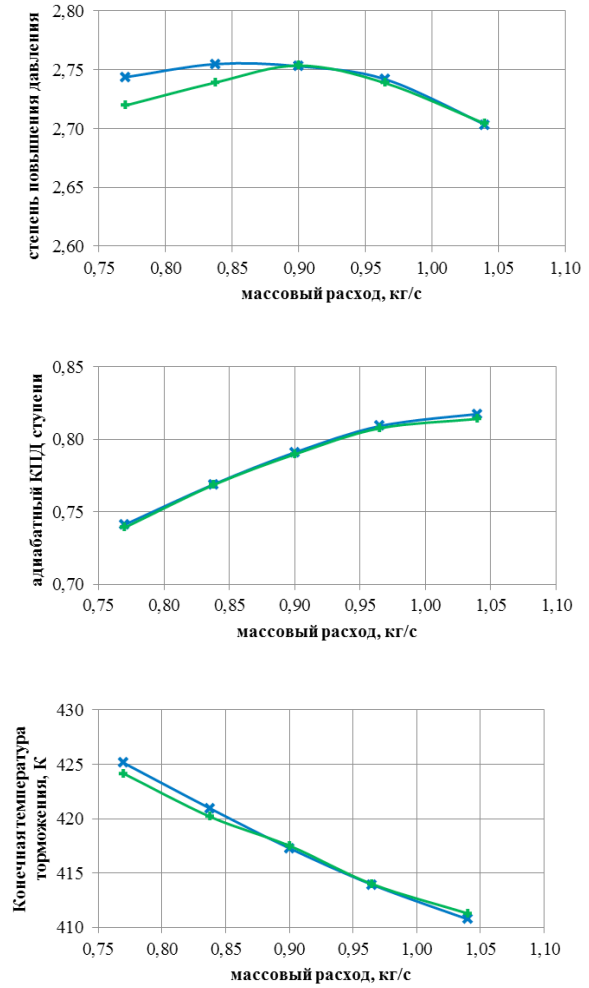


Рис. 5. Сравнение расчетных интегральных характеристик ступени для различного типа межсеточного соединения:
 + — Stage; x — Frozen Rotor
Fig. 5. The comparison of calculated integral characteristics of the stage for different types of interface:
 + — Stage; x — Frozen Rotor

нято отсутствие зазора между рабочим колесом и корпусом.

Результаты моделирования (рис. 4) для различных сеток вблизи оптимального режима практически одинаковы (расхождение менее 0,1%), а для нерасчетных режимов работы ступени (зона минимальной и максимальной производительности) расхождение несколько выше, но незначительно (менее 0,5%). Результаты визуализации потока показывают незначительные изменения, но в целом структура потока идентична. При этом с увеличением количества элементов сетки возрастает не только расчетное время на одну итерацию, но и необходимое количество итераций для сведения модели. Максимальное значение средних невязок для расчетной сетки S-№ 2 составило $6E-05$ — $9E-05$; для сеточной модели № 3 составило $5E-05$ — $6E-05$.

В итоге для последующих расчетов выбрана расчетная сетка № 3, т.к. она даёт наиболее точные результаты моделирования при оптимальных временных затратах.

Влияние межсеточного соединения

Межсеточное соединение используется для объединения двух расчетных доменов. Благодаря этому, при расчете массового расхода учитывается неравенство соединяемых плоскостей различных расчетных доменов. Существует два типа соединений для RANS подхода в ANSYS CFX: «замороженный» ротор (Frozen Rotor), параметры потока в неизменном виде передаются из одной области в другую; «осреднение» (Stage) выполняет окружное осреднение потока на границе раздела сеток.

Замена межсеточного соединения исследовалась в широкой области производительности для расчетной модели с углом поворота ВНА $\theta_A = +35^\circ$ при частоте вращения 28076 об/мин. В качестве допущения принято отсутствие зазора между рабочим колесом и корпусом. Замена соединения происходила между вращающимся доменом рабочего колеса (R1) и стационарным доменом радиального лопаточного диффузо-

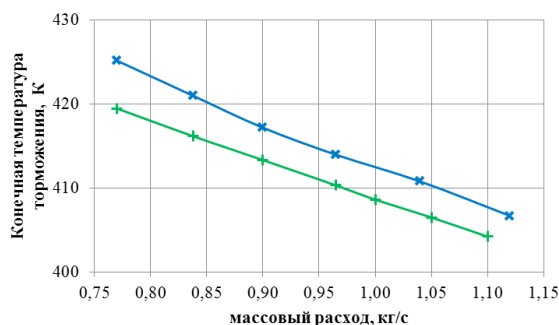
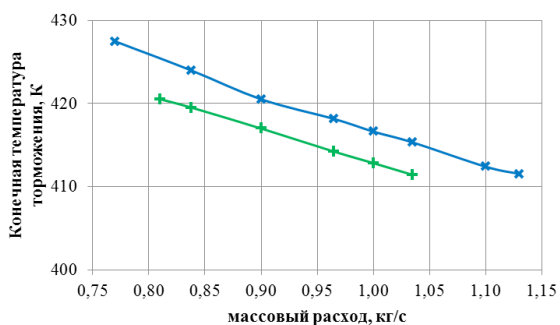
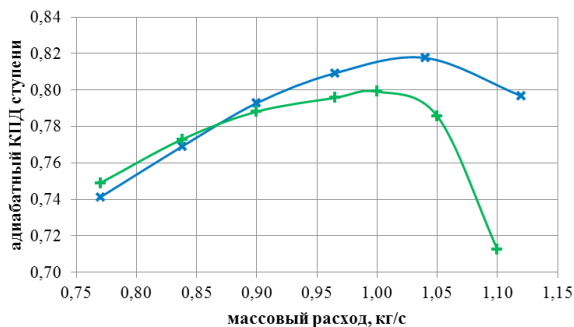
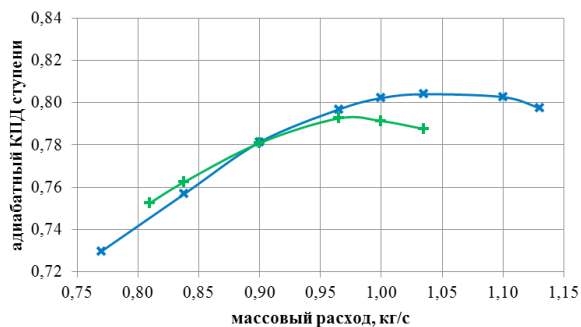
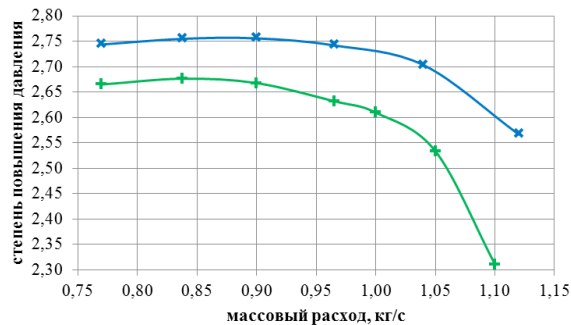
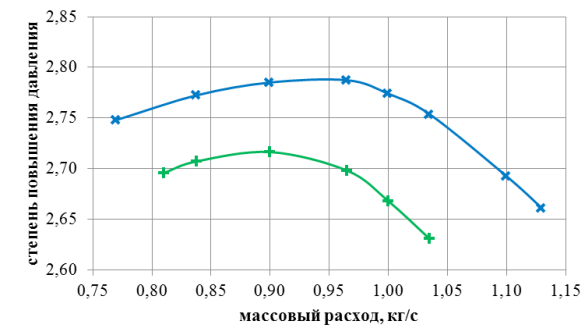


Рис. 6. Сравнение расчетных интегральных характеристик ступени:

а) ВНА $\theta_{A0} = +25^\circ$; б) ВНА $\theta_A = +35^\circ$;

+ — без зазора; × — зазор 0,5 мм

Fig. 6. Comparison of calculation integral characteristics of the stage:

а) IGW $\theta_{b0} = +25^\circ$; б) IGW $\theta_b = +35^\circ$;

+ — no tip; × — the tip of 0,5 mm

ра (S2). Для всех остальных элементов модели: сечений 1-1, 3-3, 4-4 применялось соединение Stage.

В результате расчета газодинамической характеристики в широком диапазоне массового расхода получено, что результаты моделирования (рис. 5) на протяжении всего диапазона характеристики имеют незначительное расхождение (не более 1%). В дальнейшем, для расчетов применялось межсеточное соединение Stage, т. к. время схождения модели при данном соединении достигалось быстрее.

Влияние зазора между рабочим колесом и корпусом

Исследовалось влияние зазора у периферийной части лопаток осерадиального рабочего колеса в зависимости от угла установки ВНА (расчетный домен S1) на газодинамические характеристики ступени и структуру течения в рабочем колесе. Для этого в математические моде-

ли был добавлен зазор величиной 0,5 мм на всем протяжении лопаток рабочего колеса.

Результаты расчета для двух углов поворота ВНА представлены на рис. 6. При этом для расчетной модели с ВНА, установленным на $\theta_{A0} = +25^\circ$ для режимов максимальной и минимальной производительности сходимости для нескольких расчетных точек, достичь не удалось. По графикам видно, что вне зависимости от угла установки ВНА характер изменения кривых ГДХ совпадает. Вследствие наличия зазора 0,5 мм отношение давлений по полным параметрам снизилось примерно на 2–4% на режиме оптимальной производительности; максимальная производительность ступени понизилась примерно на 5%, температура торможения в конечном сечении на всем диапазоне характеристики понизилась примерно на 4–6 °С, а адиабатический КПД ступени в зоне максимальной производительности вырос на 0,8% ($\theta_A = +35^\circ$), в зоне минимальной производительности произошло снижение примерно на 0,1%.

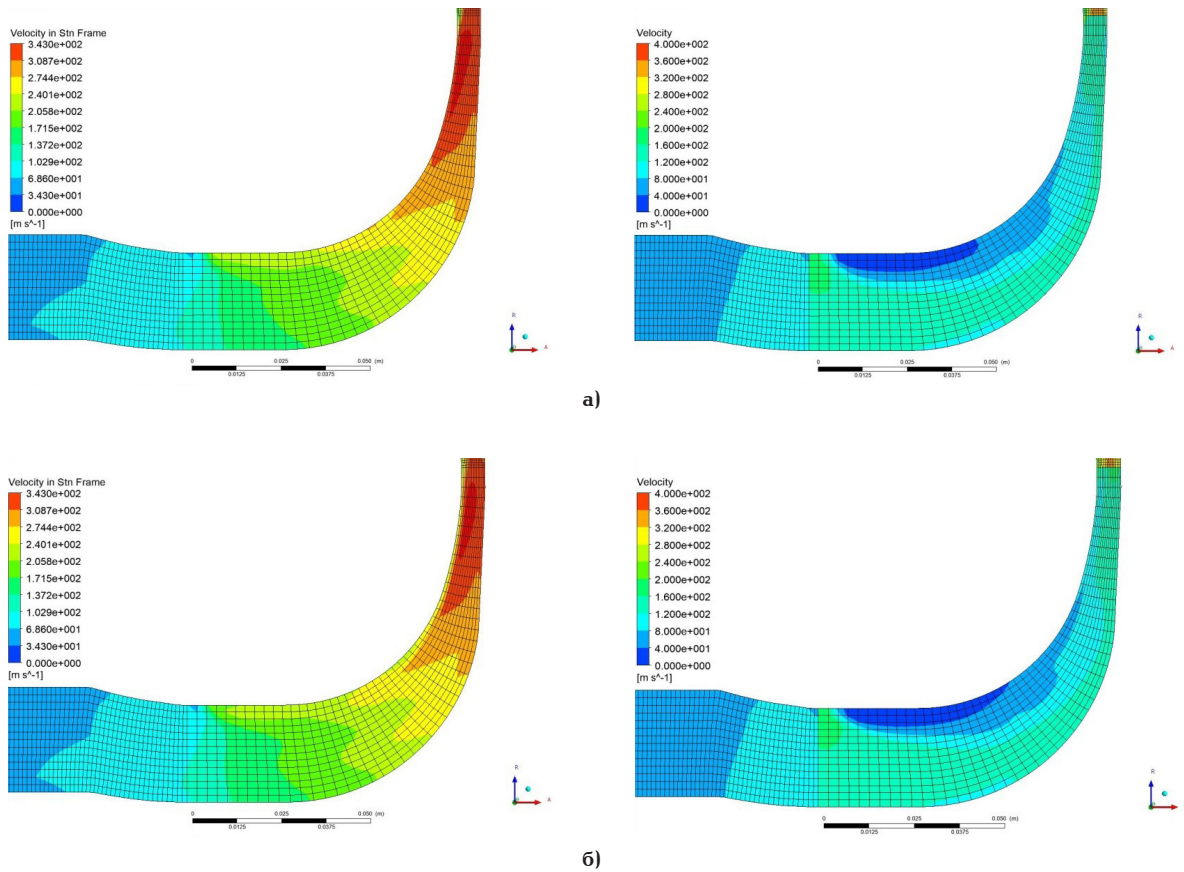


Рис. 7. Контуры скоростей в меридиональном сечении ступени с ВНА $\theta_{A0} = +25^\circ$ для массового расхода $G = 0,965$ кг/с:
а) — модель без зазора; б) — модель с зазором
Fig. 7. Speed contours in the meridional section of a stage with IGV $\theta_{A0} = +25^\circ$ for mass flow rate $G = 0,965$ kg/s:
а) — no tip; б) — the tip of 0,5 mm

На рис. 7 представлены контуры абсолютных скоростей в меридиональном сечении ОРК для массового расхода $G = 0,965$ кг/с, из которых видно, что на выходе из колеса скорость потока сверхзвуковая, а в модели зазора у периферийного обвода сформировалась область низкой скорости. Таким образом, эффективная ширина канала рабочего колеса уменьшилась и этим обусловлено снижение максимальной производительности ступени.

По контурам относительной скорости видно, что рядом с периферийным обводом образовалась вихревая зона. Наличие вихревой зоны в области оптимума КПД может быть обусловлено тем, что в расчётах исследовалась пониженная частота вращения (72,1% от номинальной частоты) ротора. С учетом наличия зазора у лопаток ОРК, происходит некоторое выравнивание вихревой зоны вдоль периферийного обвода.

Для изучения влияния зазора между рабочим колесом и корпусом на структуру потока в среднем сечении рабочего колеса на рис. 8 представлены контура чисел Маха по относительной скорости, из которых видно, что зазор не оказывает существенного влияния на распределение скоростей.

Заключение

В ходе работы проведено численное моделирование течения газа в высоконапорной транс-

звуковой центробежной компрессорной ступени с полуоткрытым осерадиальным рабочим колесом и входным направляющим аппаратом для пониженной на 72% частоты вращения ротора. В результате было получено влияние различных факторов на газодинамические характеристики ступени.

Исследование сеточной независимости показало, что характер исследуемых газодинамических характеристик не изменился для всего диапазона исследуемой производительности, численная ошибка достигает до 0,5%. При изменении межсеточного соединения между рабочим колесом и лопаточным диффузором получено, что качественно наклон кривой газодинамической характеристики незначительно изменился в области минимальных расходов (вблизи помпажа), но в целом численная ошибка не превысила 1%.

Оценка влияния зазора между рабочим колесом и корпусом показала существенное различие между смещенными характеристиками, в том числе смещение максимальной производительности ступени в сторону меньших расходов.

Список источников

1. Mangani L., Casartelli E., Mauri S. Assessment of Various Turbulence Models in a High Pressure Ratio Centrifugal Compressor With an Object Oriented CFD Code // Journal of Turbomachinery. 2012. Vol. 134 (6). 061033. DOI: 10.1115/1.4006310.

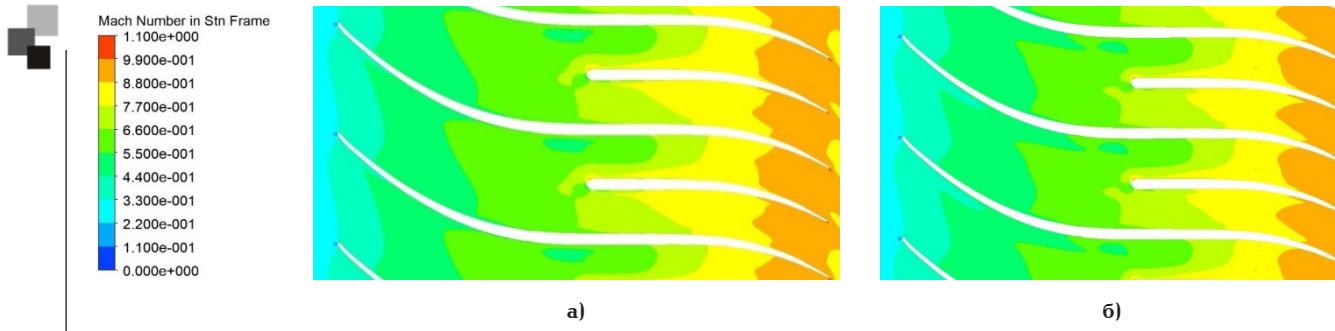


Рис. 8. Контуры числа Маха в среднем сечении лопаток ступени с ВНА $\theta_{\lambda 0} = +25^\circ$ для массового расхода $G = 0,965$ кг/с:

a) — модель без зазора; б) — модель с зазором

Fig. 8. The contours of the Mach number in the midspan of the blade-to-blade of the stage with IGV $\theta_{\lambda 0} = +25^\circ$ for the mass flow rate $G = 0,965$ kg/s: a) — no tip; b) — the tip of 0,5 mm

2. Pecnik P., Pieringer P., Sanz W. Numerical investigation of the secondary flow of a transonic turbine stage using various turbulence closures // ASME Turbo Expo. 2005. Vol. 6. P. 1185–1193. DOI: 10.1115/GT2005-68754.

3. Trébinjac I., Kulisa P., Bulot N. [et al.]. Effect of Unsteadiness on the Performance of a Transonic Centrifugal Compressor Stage // Journal of Turbomachinery. 2009. Vol. 131 (4). 041011. DOI: 10.1115/1.3070575.

4. Ibaraki S., Matsuo T., Kuma H. [et al.]. Aerodynamics of a Transonic Centrifugal Compressor Impeller // ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air. 2002. Vol. 5. P. 473–480. DOI: 10.1115/gt2002-30374.

5. Danilishin A. M., Kozhukhov Y. V., Neverov V. V. The task of validation of gas-dynamic characteristics of a multistage centrifugal compressor for a natural gas booster compressor station // AIP Conference Proceedings. 2017. Vol. 1876. 020046. DOI: 10.1063/1.4998866.

6. Барышева Е. С., Бойко Л. Г., Борисов В. С. [и др.]. Исследование структуры течения в центробежной ступени компрессора авиационного двигателя // Авиационно-космическая техника и технология. 2008. № 3 (50). С. 56–62.

7. Marconcini M., Rubecchini F., Arnone A. [et al.]. Numerical Investigation of a Transonic Centrifugal Compressor // Journal of Turbomachinery. 2008. Vol. 130 (1). 011010. DOI: 10.1115/1.2752186.

8. Zangeneh M., Schleer M., Plünger F. [et al.]. Investigation of an Inversely Designed Centrifugal Compressor Stage—Part I: Design and Numerical Verification // Journal of Turbomachinery. 2004. Vol. 126 (1). P. 73–81. DOI: 10.1115/1.1645868.

9. Мелашич С. В., Кваша Ю. А. Численное моделирование трансзвукового турбулентного течения в рабочем колесе осевого компрессора // Техническая механика. 2014. № 3. С. 15–22.

10. Бойко Л. Г., Барышева Е. С. Исследование трансзвукового течения в высоконапорном центробежном рабочем колесе // Вестник двигателестроения. 2011. № 2. С. 203–207.

11. Барышева Е. С., Бойко Л. Г. Расчетный анализ структуры течения и суммарных характеристик центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными лопатками // Вестник двигателестроения. 2008. № 3. С. 91–98.

12. Барышева Е. С., Бойко Л. Г., Дрынов О. Н. [и др.]. Газодинамическое совершенствование высоконапорной центробежной компрессорной ступени современного авиационного двигателя // Вестник двигателестроения. 2010. № 2. С. 86–90.

13. Menter F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA Journal. 1994. Vol. 32 (8). P. 1598–1605. DOI: 10.2514/3.12149.

14. ANSYS Inc. «ANSYS 16.2 Help, ANSYS Documentation, CFX, Modeling Guide». USA. URL: https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/cfx_mod/i1313401.html (дата обращения: 07.03.2019).

15. Le Sausse P., Fabrie P., Arnou D. [et al.]. CFD comparison with centrifugal compressor measurements on a wide operating range // EPJ Web of Conferences. 2013. Vol. 45. 01059. DOI: 10.1051/epjconf/20134501059.

КАРАБАНОВА Вероника Викторовна, ассистент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология».

SPIN-код: 1350-9468; AuthorID (РИНЦ): 1002170

ORCID: 0000-0001-6151-5743

AuthorID (SCOPUS): 57191033107

ResearcherID: T-2558-2017

Адрес для переписки: gveronik@mail.ru

ВАНЯШОВ Александр Дмитриевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология».

SPIN-код: 1103-5921; AuthorID (РИНЦ): 285096

AuthorID (SCOPUS): 8300390600

Адрес для переписки: adv@omgtu.ru

ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Холодильная и компрессорная техника и технология», декан нефтехимического института.

SPIN-код: 1503-9666; AuthorID (РИНЦ): 610283

ORCID: 0000-0001-9858-7687

Адрес для переписки: yusha@omgtu.ru

Для цитирования

Карабанова В. В., Ваняшов А. Д., Юша В. Л. Некоторые особенности реализации расчетной модели высоконапорной центробежной компрессорной ступени с входным направляющим аппаратом // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 2. С. 62–70. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-2-62-70.

Статья поступила в редакцию 07.03.2019 г.

© В. В. Карабанова, А. Д. Ваняшов, В. Л. Юша

SOME FEATURES OF IMPLEMENTATION OF DESIGN MODEL OF HIGH-PRESSURE CENTRIFUGAL COMPRESSOR STAGE WITH INLET GUIDE VANES

V. V. Karabanova, A. D. Vanyashov, V. L. Yusha

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

The analysis of implementation features of the mathematical model of a transonic centrifugal compressor stage with an input guide vanes (IGV) and a semi-open axial-radial impeller has been carried out. The flow study is performed using the Navier-Stokes equations, closed by the Shear Stress Transport (SST) turbulence model. The simulation is performed for the regulation mode at a reduced rotational speed of 28,076 rpm and two IGV angles of rotation in a wide mass flow range. In the course of the study, the parameters of the design model (density of the mesh, inter-mesh connection of the two elements of the flow path) are considered and the effect of the tip between the impeller blades and the body on the gas-dynamic characteristics of the stage is evaluated. According to the results of the study, the most significant parameters that affect the accuracy of the results obtained are established.

Keywords: compressor centrifugal stage, semi-open axial-radial impeller, gas-dynamic characteristics, transonic flow, computational fluid dynamics.

References

1. Mangani L., Casartelli E., Mauri S. Assessment of Various Turbulence Models in a High Pressure Ratio Centrifugal Compressor With an Object Oriented CFD Code // *Journal of Turbomachinery*. 2012. Vol. 134 (6). 061033. DOI: 10.1115/1.4006310. (In Engl.).
2. Pecnik P., Pieringer P., Sanz W. Numerical investigation of the secondary flow of a transonic turbine stage using various turbulence closures // *ASME Turbo Expo 2005*. Vol. 6. P. 1185–1193. DOI: 10.1115/GT2005-68754. (In Engl.).
3. Trébinjac I., Kulisa P., Bulot N. [et al.]. Effect of Unsteadiness on the Performance of a Transonic Centrifugal Compressor Stage // *Journal of Turbomachinery*. 2009. Vol. 131 (4). 041011. DOI: 10.1115/1.3070575. (In Engl.).
4. Ibaraki S., Matsuo T., Kuma H. [et al.]. Aerodynamics of a Transonic Centrifugal Compressor Impeller // *ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air*. 2002. Vol. 5. P. 473–480. DOI: 10.1115/gt2002-30374. (In Engl.).
5. Danilishin A. M., Kozhukhov Y. V., Neverov V. V. The task of validation of gas-dynamic characteristics of a multistage centrifugal compressor for a natural gas booster compressor station // *AIP Conference Proceedings*. 2017. Vol. 1876. 020046. DOI: 10.1063/1.4998866. (In Engl.).
6. Barysheva E. C., Boyko L. G., Borisov V. S. [et al.]. Issledovaniye struktury techeniya v tsentrobezhnoy stupeni kompressora aviatsionnogo dvigatelya [The investigation of the flow structure in the centrifugal stage of the aircraft engine compressor] // *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*. 2008. No. 3 (50). P. 56–62. (In Russ.).
7. Marconcini M., Rubecchini F., Arnone A. [et al.]. Numerical Investigation of a Transonic Centrifugal Compressor // *Journal of Turbomachinery*. 2008. Vol. 130 (1). 011010. DOI: 10.1115/1.2752186. (In Engl.).
8. Zangeneh M., Schleer M., Plünger F. [et al.]. Investigation of an Inversely Designed Centrifugal Compressor Stage – Part I: Design and Numerical Verification // *Journal of Turbomachinery*. 2004. Vol. 126 (1). P. 73–81. DOI: 10.1115/1.1645868. (In Engl.).
9. Melashich S. V., Kvasha Yu. A. Chislennoye modelirovaniye tranzvukovogo turbulentnogo techeniya v rabochem kolese oseвого kompressora [Numerical simulation of transonic turbulent flow in the impeller of an axial compressor] // *Tekhnicheskaya mekhanika. Tekhnicheskaya Mekhanika*. 2014. No. 3. P. 15–22. (In Russ.).
10. Boyko L. G., Barysheva E. S. Issledovaniye tranzvukovogo techeniya v vysokonapornom tsentrobezhnom rabochem kolese [Transonic flow research in high-pressure centrifugal impeller] // *Vestnik dvigatelestroyeniya. Vestnik Dvigatelayestroyeniya*. 2011. No. 2. P. 203–207. (In Russ.).
11. Barysheva E. S., Boyko L. G. Raschetnyy analiz struktury techeniya i summarnykh kharakteristik tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney s oseradial'nymi lopatkami [Computational analysis of the flow structure and total characteristics of centrifugal compressor stages with axial radial vanes] // *Vestnik dvigatelestroyeniya. Vestnik Dvigatelayestroyeniya*. 2008. No. 3. P. 91–98. (In Russ.).
12. Barysheva E. S., Boyko L. G., Drynov O. N. [et al.]. Gazodinamicheskoye sovershenstvovaniye vysokonapornoy tsentrobezhnoy kompressornoy stupeni sovremennogo aviatsionnogo dvigatelya [Gas-dynamic improvement of high-pressure centrifugal compressor stage of modern aircraft engine] // *Vestnik dvigatelestroyeniya. Vestnik Dvigatelayestroyeniya*. 2010. No. 2. P. 86–90. (In Russ.).
13. Menter F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // *AIAA Journal*. 1994. Vol. 32 (8). P. 1598–1605. DOI: 10.2514/3.12149. (In Engl.).
14. ANSYS Inc. «ANSYS 16.2 Help, ANSYS Documentation, CFX, Modeling Guide». USA. URL: https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/cfx_mod/i1313401.html (accessed: 07.03.2019). (In Engl.).
15. Le Sausse P., Fabrie P., Arnou D. [et al.]. CFD comparison with centrifugal compressor measurements on a wide operating range // *EPJ Web of Conferences*. 2013. Vol. 45. 01059. DOI: 10.1051/epjconf/20134501059. (In Engl.).



KARABANOVA Veronika Viktorovna, Assistant of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department.

SPIN-code: 1350-9468

AuthorID (RSCI): 1002170

ORCID: 0000-0001-6151-5743

AuthorID (SCOPUS): 57191033107

ResearcherID: T-2558-2017

Address for correspondence: gveronik@mail.ru

VANYASHOV Aleksandr Dmitriyevich, Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department.

SPIN-code: 1103-5921; AuthorID (RSCI): 285096

AuthorID (SCOPUS): 8300390600

Address for correspondence: adv@omgtu.ru

YUSHA Vladimir Leonidovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Refrigeration and

Compressor Engineering and Technology Department, Dean of Petrochemical Department.

SPIN-code: 1503-9666

AuthorID (RSCI): 610283

ORCID: 0000-0001-9858-7687

Address for correspondence: yusha@omgtu.ru

For citations

Karabanova V. V., Vanyashov A. D., Yusha V. L. Some features of implementation of design model of high-pressure centrifugal compressor stage with inlet guide vanes // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2019. Vol. 3, no. 2. P. 62–70. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-2-62-70.

Received 7 March 2019.

© V. V. Karabanova, A. D. Vanyashov, V. L. Yusha