

УДК 621.515

Верификации результатов численного моделирования малорасходной ступени центробежного компрессора с экспериментальными данными с помощью программных комплексов Numeca Fine/Turbo и Ansys CFX

Р. А. ШТАНИЧЕВ¹, А. М. ЯБЛОКОВ², канд. техн. наук Н. И. САДОВСКИЙ³

¹schtani4ew.r@mail.ru, ²yablokovaleksey@mail.ru, ³sadovskiy2k10@mail.ru

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

В статье приведена верификация результатов численного моделирования течения вязкого газа с результатами модельных испытаний малорасходной центробежной компрессорной ступени с условным коэффициентом расхода $\Phi=0,009$. Отличительной особенностью ступеней такого типа являются узкие каналы в рабочем колесе и неподвижных элементах, что вызывает повышенные потери трения и перетечек, по сравнению с высоко- и среднерасходными центробежными ступенями. Численное моделирование проводилось с помощью двух программных комплексов: Numeca Fine/Turbo 13.2 и Ansys CFX 19.2. Описаны использованные модули и особенности их применения в составе данных продуктов. Задача решалась в стационарной поставке с граничными условиями, максимально приближенными к эксперименту. Были построены геометрические и сеточные модели исследованной ступени. Газодинамические характеристики ступени – зависимости политропного коэффициента полезного действия и политропного напора от условного коэффициента расхода определялись по шести расчетным точкам. Полученные результаты сравниваются с экспериментальными данными по двум сечениям: за рабочим колесом и на выходе ступени.

Ключевые слова: центробежный компрессор, Numeca Fine/Turbo, Ansys CFX, малорасходная ступень.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 29.04.2021, принята к печати 28.05.2021

DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-3-32-38

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Штаничев Р. А., Яблоков А. М., Садовский Н. И. Верификации результатов численного моделирования малорасходной ступени центробежного компрессора с экспериментальными данными с помощью программных комплексов Numeca Fine/Turbo и Ansys CFX // Вестник Международной академии холода. 2021. № 3. С. 32–38. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-3-32-38

Verification of numerical simulation results for low-flow centrifugal compressor stage with experimental data by Numeca Fine/Turbo and Ansys CFX software packages

R. A. SHTANICHEV¹, A. M. YABLOKOV², Ph. D. N. I. SADOVSKY³

¹schtani4ew.r@mail.ru, ²yablokovaleksey@mail.ru, ³sadovskiy2k10@mail.ru

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

The article concerns verification of numerical simulation results for viscous gas flow and model tests of a low-flow centrifugal compressor stage with conditional discharge coefficient $\Phi=0.009$. This type of stage has the narrow channels in the impeller and fixed elements, which causes increased friction losses and leakage compared to high- and medium-flow centrifugal stages. The numerical simulation was carried out using two software packages: Numeca Fine/Turbo 13.2 and Ansys CFX 19.2. The modules used and the features of their application in these products are described. The task was solved in a stationary delivery with boundary conditions as close as possible to the experiment. Geometric and grid models of the stage in question were constructed. The stage gas-dynamic characteristics (dependence of the polytropic efficiency and polytropic head on the conditional flow coefficient) were determined by six calculation points. The results obtained are compared with experimental data by two cross-sections: behind the impeller and at the stage exit.

Keywords: centrifugal compressor, Numeca Fine/Turbo, Ansys CFX, low-flow stage.

Article info:

Received 29/04/2021, accepted 28/05/2021

DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-3-32-38

Article in Russian

For citation:

Shtanichev R. A., Yablokov A. M., Sadovsky N. I. Verification of numerical simulation results for low-flow centrifugal compressor stage with experimental data by Numeca Fine/Turbo and Ansys CFX software packages. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No 3. p. 32–38. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-3-32-38

Введение

Численное моделирование находит применение в самых различных областях науки и промышленности. Энергетическое машиностроение не является исключением. Методы численного моделирования газодинамических процессов в турбомашине являются передовой и перспективной технологией. Дополняя классические методы проектирования, основанные на результатах модельных испытаний, CFD-методы являются более дешевым и эффективным аналогом стендовых испытаний, позволяющим получать параметры потока в любой точке расчетной области. Современные методы проектирования центробежных компрессоров включают в себя моделирование трехмерного вязкого течения газа в проточной части для достижения требуемых характеристик и высокого уровня эффективности. Программы численного моделирования позволяют быстро и с минимальными затратами определить режимы работы компрессора, параметры потока и зоны наибольшей потери энергии. Существует большое разнообразие программных продуктов таких как Ansys, Comsol, FlowVision, Fluent, Numeca Fine/Turbo и др. [1]. Программные комплексы применяются для решения уравнений Навье — Стокса, описывающих поведение потока в исследуемых условиях.

В работах [2]–[8] проведены исследования аналогичных малорасходных ступеней центробежного компрессора. Исходя из полученных данных можно сказать, что программы численного моделирования имеют тенденцию к завышению газодинамических характеристик. Это связано с некоторыми особенностями исследуемых ступеней, а именно высокой долей гидравлических потерь в каналах проточной части, вызванной повышенным трением вязкого газа о шероховатые стенки ступени. Однако, качественно характеристики хорошо описываются, что позволяет создавать корректировки согласно выявленным закономерностям и получать точные результаты.

Немаловажным фактором при проектировании является определение границы устойчивой работы компрессора. При снижении расхода газа ниже критической отметки проявляются нестационарные явления, вызванные пульсацией потока газа [9], что может привести к повреждению или разрушению компрессорного агрегата. Наиболее точно это явление может быть описано с помощью нестационарного расчета, однако такой метод требует больших затрат ресурсов по сравнению со стационарной постановкой задачи.

В данной работе рассматриваются методы численного моделирования течения вязкого трехмерного потока газа в малорасходной ступени центробежного компрессора с помощью программных комплексов Ansys

CFX и Numeca Fine/Turbo. Расчеты проводятся при одинаковых начальных условиях в стационарной постановке, что позволяет существенно сократить время расчетов без снижения качества результатов, так как ступень не имеет явных нестационарных течений. Результаты моделирования сравниваются с данными, полученными в ходе модельных испытаний на стенде кафедры компрессорной, вакуумной и холодильной техники (КВиХТ) в 1985 г. [10].

Целью работы является верификация результатов численного моделирования с экспериментальными данными, а также сравнение математических моделей, созданных в программных комплексах Numeca и Ansys.

Описание программных пакетов

В структуре ANSYS для решения задач в области гидрогазодинамики используется модуль CFX. В совокупности с сеточными генераторами Icem и TurboGrid данный инструмент позволяет достаточно тонко настроить математическую модель и задать граничные условия.

Numeca Fine/Turbo — узкоспециализированный программный комплекс для анализа течения потока в различных типах турбомашин. Основным отличием от ANSYS является то, что ПО бельгийской корпорации направлено на решение определенных типов задач, связанных с турбомашинами. Структура Numeca включает в себя основные модули: IGG, AutoGrid, AutoBlade, Euranus и CFView. Этого арсенала инструментов хватает для полного цикла численного моделирования за исключением построения 3D-геометрии исследуемой модели.

Объект и методы исследования

Объект исследования — малорасходная ступень центробежного компрессора. Основные параметры: условный коэффициент расхода $\Phi = 0,009$; коэффициент политропного напора $\Psi_n = 0,27$; угол выхода лопаток $\beta_{n2} = 24,5^\circ$.

Подача газа осуществляется через входное устройство осевого типа. Далее газ попадает в рабочее колесо, имеющее консольное расположение на валу. Лопатки РК спроектированы и изготовлены по форме цилиндрической дуги, а внутренние стенки основного и покрывающего дисков перпендикулярны оси вращения ротора. Количество лопаток РК — 15. Диффузор выполнен безлопаточным, что является оптимальным решением для малорасходных ступеней в сравнении с лопаточными вариациями, так как последние при незначительном повышении КПД могут иметь негативные факторы, такие как уменьшение зоны устойчивой работы ступени, более резкое снижение КПД при производительности больше оптимальной [11]. Отношение диаметров выхода диффу-

зора к диаметру рабочего колеса $D_4/D_2=1,55$. Обратного-направляющий аппарат (ОНА) представляет собой решетку лопаток, расположенных за поворотным коленом и предназначенных для изменения угла и направления потока в следующую ступень. Угол лопаток на входе составляет 25° , а на выходе — 90° . Количество лопаток ОНА — 16.

Для анализа полученных данных используются четыре контрольных сечения:

0–0 — вход в ступень, расположенный на расстоянии 55 мм от внутреннего торца основного диска;

2'–2' — за рабочим колесом на расстоянии $1,05 \cdot D_2$;

0'–0' — на выходе из ступени на расстоянии 70 мм от внутреннего торца основного диска.

Для обработки результатов численных исследований используются формулы [12]:

1. Условный коэффициент расхода:

$$\Phi = \frac{4\bar{m}}{\rho_0^* \pi D_2^2 u_2},$$

где $\rho_0^* = p_0^* / RT_0^*$ — плотность воздуха по полным параметрам, кг/м³.

2. Коэффициент политропного напора:

$$\Psi_{\text{пол}}^* = \frac{h_{\text{пол}}^*}{U_2^2},$$

где $h_{\text{пол}}$ — статический политропный напор, Дж/кг, определяется как

$$h_{\text{пол}} = \frac{n}{n-1} RT_0 \left[\left(\frac{p_i}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

3. Показатель степени $n/(n-1)$:

$$\frac{n}{n-1} = \lg \frac{p_i}{p_0} / \lg \frac{T_i}{T_0}.$$

4. Полный политропный напор:

$$h_{\text{пол}}^* = h_{\text{пол}} + h_{\text{д}}.$$

5. Динамический напор $h_{\text{д}}$, Дж/кг:

$$h_{\text{д}} = \frac{c_i^2 - c_0^2}{2}.$$

6. Внутренний напор:

$$h_i = C_p \Delta T.$$

7. Коэффициент внутреннего и теоретического напоров определяется как:

$$\Psi_i = \frac{h_i}{U_2^2}.$$

8. Политропный КПД по параметрам торможения определяется по зависимости:

$$\eta_{\text{пол}}^* = \frac{h_{\text{пол}} + h_{\text{д}}}{h_i}.$$

По координате абсцисс откладывается условный коэффициент расхода Φ , по координате ординат — величины, соответствующие коэффициентам политропного и внутреннего напора $\Psi_{\text{п}}$, Ψ_i и политропному КПД $\eta_{\text{п}}$.

Расчетная модель Ansys CFX

Для создания геометрических моделей элементов использовался модуль DesignModeler с возможностью создания контуров проточной части. Для формирования блочно-структурированной расчетной сетки использовались модули TurboGrid и ICEM CFD [6]. Проточная часть состоит из семи элементов, сопряженных в модуле Ansys CFX. Общая схема проточной части ступени представлена на рис. 1. Для учета влияния шероховатости вводится параметр эквивалентной песочной шероховатости k_s : для стенок неподвижных элементов — 9 мкм, всех стенок модели лабиринтных уплотнений — 3 мкм. С помощью эквивалентной песочной шероховатости учитывается гидравлическое сопротивление стенок проточной части, влияющее на газодинамические характеристики ступени [12, 13]. Количество элементов проточной части — 6,2 млн.

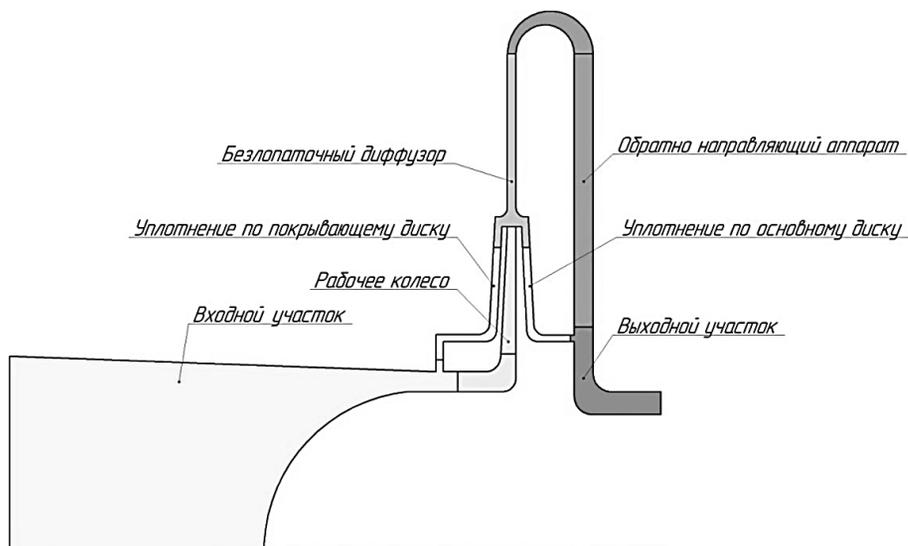


Рис. 1. Схема проточной части малорасходной ступени центробежного компрессора

Fig. 1. Flow channel of centrifugal compressor low-flow stage

Расчетная модель Numeca Fine/Turbo

Геометрическая модель построена в CAD Siemens NX 11.0. Модель включает в себя меридиональный и периферийный обводы, очертания притрактовых областей (лабиринтные уплотнения и осевые зазоры между дисками РК и корпусом), а также поверхности лопаток РК и обратно-направляющего аппарата (ОНА) в количестве по 1-й штуке.

Сеточная модель создается в полуавтоматическом блочно-структурированном сеточном генераторе AutoGrid 5, согласно рекомендациям [14]–[16]. Количество элементов — 5,3 млн. Используется модель турбулентности Spalart-Allmaras. Рабочий газ — Nitrogen (ideal). Стенки модели приняты гидравлически гладкими. В Numecанет необходимости разделять элементы по признаку вращения в отличие от CFX, поэтому сеточная модель состоит из двух частей, разделенных интерфейсами. В данном случае модель рабочего колеса и все сопряженные элементы до интерфейсов находятся во вращающейся системе координат, при этом стенки, которые не должны вращаться, имеют скорость равную по значению, но противоположную по модулю скорости вращения СК. В области ОНА все наоборот: система координат неподвижна, а вращающаяся часть ротора имеет заданную скорость. Преимущество такой схемы заключается в значительном сокращении времени на создание модели, а также в более корректном переносе рассчитываемых параметров между интерфейсами.

В качестве исходных данных были использованы: давление газа на входе $p_n=4472800$ Па, температура газа на входе $T_n=296...308$ К (в зависимости от конкретного режима) и массовый расход газа на выходе ступени $m=0,45...1,45$ кг/с. Граничные условия (рис. 2) максимально приближены к экспериментальным.

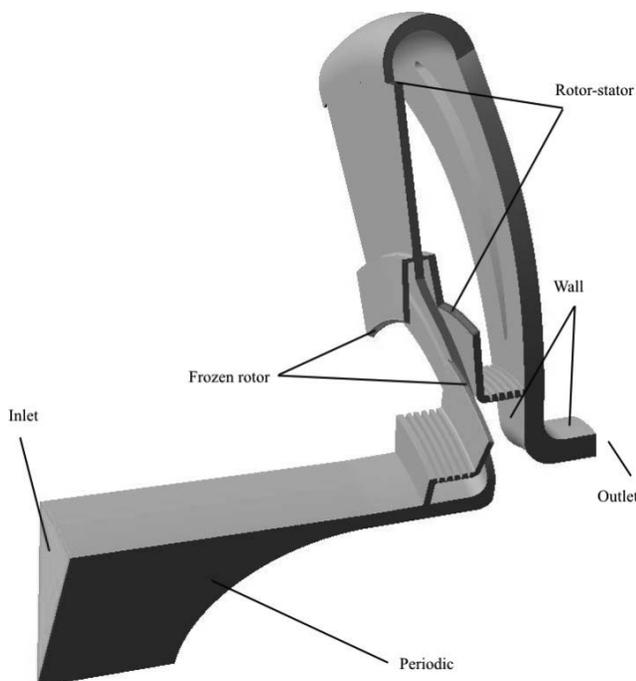


Рис. 2. Численная модель с граничными условиями
Fig. 2. Numerical model with boundary conditions

Результаты моделирования

Численное моделирование проводилось для шести режимов работы ступени с разными значениями массового расхода газа, что соответствует экспериментальным условиям. Сходимость задачи определялась по следующим критериям: падение среднеквадратичных невязок ниже 10^{-4} , дисбаланс массовых расходов на входе и выходе ступени $< 0,5\%$, неизменность значений политропного КПД и отношения давлений ступени от итерации к итерации.

На рис. 3 показаны поля абсолютной скорости газа в сечении, располагающемся на равном расстоянии между основным и покрывающим дисками рабочего колеса.

На рис. 4 показаны поля абсолютной скорости газа по результатам расчета в Ansys. Сечение располагается посередине между основным и покрывающим дисками.

На рис. 5 изображены зависимости политропного КПД и коэффициента напора для рабочего колеса. Можно отметить значительное завышение расчетных точек, полученных CFD-методом, по сравнению с экспериментом. Здесь большое влияние оказывает отсутствие шероховатости стенок, что влечет за собой завышение давления и меньшее повышение температуры газа за рабочим колесом. Линии расчетов Numeca располагаются ближе,

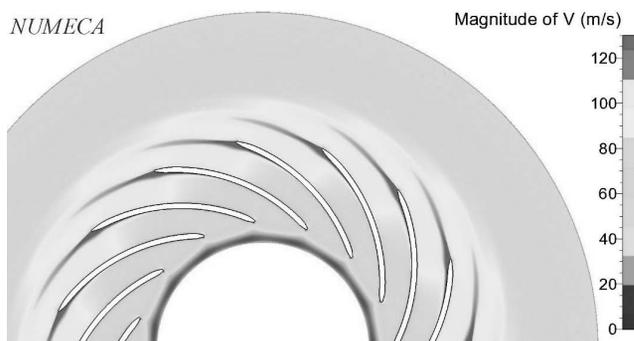


Рис. 3. Поле абсолютной скорости газа на плоскости между основным и покрывающим дисками РК
Рис. 3. Field of absolute gas velocity on the surface between the main and the peripheral disks of the impeller

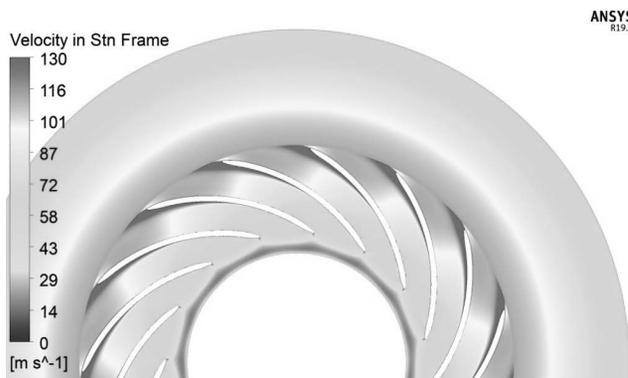


Рис. 4. Поле абсолютной скорости газа на плоскости между основным и покрывающим дисками РК (расчет в Ansys)
Рис. 4. Field of absolute gas velocity on the surface between the main and the peripheral disks of the impeller (calculated by Ansys)

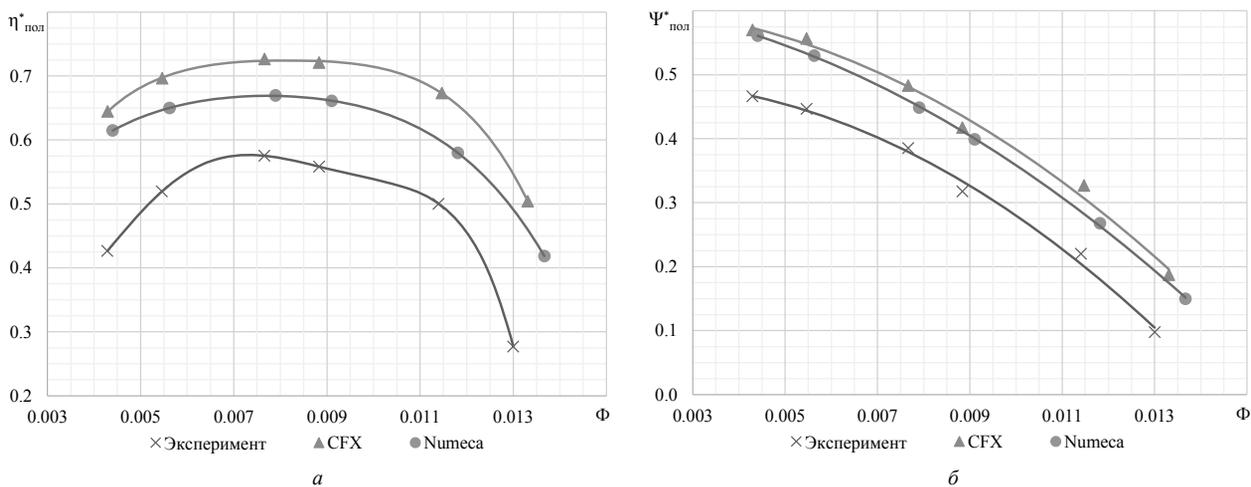


Рис. 5. Газодинамические характеристики рабочего колеса: а — политропный КПД; б — коэффициент политропного напора
 Рис. 5. Gas-dynamic characteristics of the impeller: а — polytropic efficiency coefficient; б — polytropic head coefficient

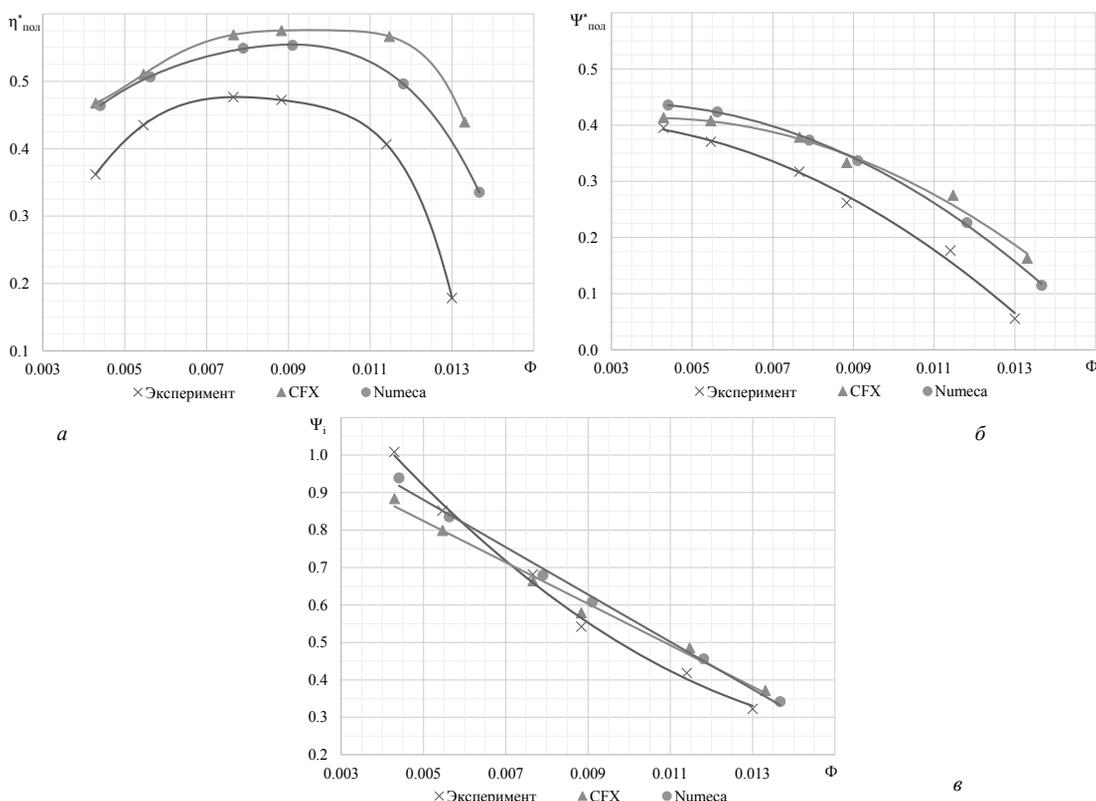


Рис. 6. Газодинамические характеристики ступени: а — политропный КПД; б — коэффициент политропного напора; в — коэффициент внутреннего напора
 Fig. 6. Gas-dynamic characteristics of the stage: а — polytropic efficiency coefficient; б — polytropic head coefficient; в — internal head coefficient

чем CFX, однако этого недостаточно для корректной оценки эффективности РК, так как отклонение составляет более 16% на оптимальном режиме, а максимальное > 50%.

На рис. 6 показаны газодинамические характеристики ступени. Тенденция к завышению характеристик остается на прежнем уровне. В области низких расходов решения двух программных комплексов практически сходятся, а при больших расходах отклонения растут.

Выводы

В результате проведенной работы были построены численные модели малорасходной ступени в программных комплексах Ansys CFX и Numeca Fine/Turbo. Процесс, состоящий из нескольких последовательных этапов, частично отличается в зависимости от выбора ПО, но алгоритм действий в целом сохраняется. Главным преимуществом Numeca, по сравнению с Ansys, является более быстрое создание качественной сеточной модели

в полуавтоматическом генераторе AutoGrid5. Уменьшение количества элементов, разделенных «rotor-stator» интерфейсами, позволяет сократить количество осреднений параметров в этих сечениях, тем самым повысить точность расчетов. Полученные газодинамические характеристики ступени качественно согласуются с экспериментальными данными, но количественно значительно отличаются. Такая разница может быть вызвана особенностью малорасходных ступеней, а именно течением потока в узких каналах при высоких числах Рей-

нольдса, при которых применение использованных в работе моделей турбулентности при заданных условиях не учитывает всех энергетических потерь, что уже заметно в сечении за рабочим колесом 2'-2'. В связи с этим, следует провести ряд численных экспериментов для определения степени влияния различных граничных условий и моделей турбулентности на эффективность работы рабочего колеса с целью минимизации разрыва результатов численного моделирования и экспериментальных данных.

Литература

References

1. Шустрова М. Л., Аминев И. М., Байтимиров А. Д. Средства численного моделирования гидродинамических параметров процессов // Вестник Казанского технологического университета. 2014. № 14. с. 221–224.
2. Яблоков А. М., Садовский Н. И., Кожухов Ю. В. Моделирование течения вязкого газа в модельных малорасходных ступенях центробежного компрессора // Территория Нефтегаз. 2019. № 5. С. 28–35.
3. Яблоков А. М., Штаничев Р. А., Садовский Н. И., Кожухов Ю. В. Исследование влияния величины осевого зазора между покрывающим диском рабочего колеса и корпусом центробежного компрессора на газодинамические характеристики малорасходной модельной ступени // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Серия: Машиностроение. 2020. № 5.
4. Иванов В. М., Кожухов Ю. В. Повышение качества проектирования малорасходных ступеней центробежных компрессоров путем создания базы данных виртуальных рабочих колес по результатам CFD-моделирования // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г. И. Носова. 2021. Т. 19. № 1. С. 83–93.
5. Yablokov A., Yanin I., Sadovskiy N., Kozhukhov Y., Nguyen M. H. Numerical characteristics of a centrifugal compressor with a low flow coefficient. E3S Web of Conferences. // International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering, EECE 2019. 2019.
6. Яблоков А. М., Кожухов Ю. В., Садовский Н. И. Численное исследование влияния эквивалентной песочной шероховатости рабочего колеса на характеристики малорасходной ступени центробежного компрессора // Вестник Международной академии холода. 2020. № 4. С. 3–11. DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-4-3-11
7. Xi G., Wang Z., Li X., & Wang S. Aerodynamic Design and Experimental Validation of Centrifugal Compressor Impellers with Small Flow Rate. // Turbomachinery, Parts A and B. 2009. Vol. 7. DOI:10.1115/gt2009-59785
8. Kiryll Kabalyk, Władysław Kryłłowicz. Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient. Transactions IFFM. 2016. No 131. P. 97–109.
9. Sundström E., Kerres B., Sanz S., & Mihăescu M. On the Assessment of Centrifugal Compressor Performance Parameters by Theoretical and Computational Models. Turbomachinery. 2017. Vol. 2C: doi:10.1115/gt2017-65230.
10. Садовский Н. И. Повышение эффективности малорасходных ступеней центробежных компрессоров высокого и сверхвысокого давления на основе изучения влияния
1. Shustrova M. L., Aminev I. M., Baytimirov A. D. Means of numerical modeling of hydrodynamic parameters of processes. *Bulletin of the Kazan Technological University*. 2014. No. 14. pp. 221–224. (in Russian)
2. Yablokov A. M., Sadovsky N. I., Kozhukhov Yu. V. Modeling of viscous gas flow in model low-flow stages of a centrifugal compressor. *The territory of Neftegaz*. 2019. No. 5. pp. 28–35. (in Russian)
3. Yablokov A. M., Shtanichev R. A., Sadovsky N. I., Kozhukhov Yu. V. Investigation of the influence of the axial gap between the covering disk of the impeller and the housing of a centrifugal compressor on the gas dynamic characteristics of a low-flow model stage. *Bulletin of the Bauman Moscow State Technical University. Series: Mechanical Engineering*. 2020. No 5. (in Russian)
4. Ivanov V. M., Kozhukhov Yu. V. Improving the design quality of low-flow stages of centrifugal compressors by creating a database of virtual impellers based on the results of CFD modeling. *Bulletin of the Magnitogorsk State Technical University named after G. I. Nosov*. 2021. Vol. 19. No. 1. pp. 83–93. (in Russian)
5. Yablokov A., Yanin I., Sadovskiy N., Kozhukhov Y., Nguyen M. H. Numerical characteristics of a centrifugal compressor with a low flow coefficient. E3S Web of Conferences. *International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering, EECE 2019*. 2019.
6. Yablokov A. M., Kozhukhov Y. V., Sadovsky N. I. The influence of the equivalent sand roughness of compressor impeller on the characteristics of centrifugal compressor low-emission stage a numerical analysis. *Journal of International Academy of Refrigeration*. No 4. p. 3–11 DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-4-3-11. (in Russian)
7. Xi G., Wang Z., Li X., & Wang S. Aerodynamic Design and Experimental Validation of Centrifugal Compressor Impellers with Small Flow Rate. *Turbomachinery, Parts A and B*. 2009. Vol. 7. DOI:10.1115/gt2009-59785
8. Kiryll Kabalyk, Władysław Kryłłowicz. Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient. *Transactions IFFM*. 2016. No 131. P. 97–109.
9. Sundström E., Kerres B., Sanz S., & Mihăescu M. On the Assessment of Centrifugal Compressor Performance Parameters by Theoretical and Computational Models. *Turbomachinery*. 2017. Vol. 2C: doi:10.1115/gt2017-65230.
10. Sadovsky N. I. Improving the efficiency of low-flow stages of high-and ultra-high-pressure centrifugal compressors based on the study of the influence of the Reynolds number and roughness on working processes: Abstract of the dissertation of the Candidate of Technical Sciences. SPbSTU, 1994. (in Russian)

- числа Рейнольдса и шероховатости на рабочие процессы: Автореф. дис... канд. техн. наук. СПбГТУ, 1994.
11. Испытание моделей V секции компрессора K150-271-1, II этап: Отчет / НЗЛ-ТМ-4327-73. Л., 1974. 19 с.
 12. Галеркин Ю. Б., Кожухов Ю. В. Теория турбомашин. Основы теории турбокомпрессоров: учеб. пособие. Спб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013.
 13. Гилева Л. В., Аксенов А. А., Кожухов Ю. В., Петров А. Ю. Исследование влияния пристеночного параметра y^+ на результаты численного моделирования конфузормного течения во входном устройстве центробежного компрессора // Вестник Международной академии холода. 2020. № 1. С. 27–33.
 14. Arnou D., Fabrie P., Le Sausse P., Clunet F. CFD comparison with centrifugal compressor measurements on a wide operating range. Johnson Controls Industries // EPJ Web Of Conferences. 2013. Vol. 45 p. 01059.
 15. V. V. N. K. Satish Koyyalamudi, Quamber H. Nagpurwala. Stall Margin Improvement in a Centrifugal Compressor through Inducer Casing Treatment. // International Journal of Rotating Machinery, 2016. vol. 2016. 19 p. <https://doi.org/10.1155/2016/2371524>
 16. Неверов В. В., Кожухов Ю. В., Яблоков А. М., Лебедев А. А. Расчетная модель при численной оптимизации рабочих колес центробежных компрессоров // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2016. № 4. С. 45–58.
 11. Testing of models of the V section of the compressor K150-271-1, Stage II: Report / NZL-TM-4327-73. Leningrad, 1974. 19 p. (in Russian)
 12. Galerkin Yu. B., Kozhukhov Yu. V. Theory of turbomachines. Fundamentals of the theory of turbochargers: textbook. manual. St. Petersburg: Publishing house of the Polytechnic University. un-ta, 2013. (in Russian)
 13. Gileva L. V., Aksenov A. A., Kozhukhov Yu. V., Petrov A. Yu. The study of y^+ influence on the results of nozzle flow numerical simulation in the centrifugal compressor inlet chamber. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2020. No 1. p. 27–33. (in Russian)
 14. Arnou D., Fabrie P., Le Sausse P., Clunet F. CFD comparison with centrifugal compressor measurements on a wide operating range. Johnson Controls Industries. *EPJ Web Of Conferences*. 2013. Vol. 45 p. 01059.
 15. V. V. N. K. Satish Koyyalamudi, Quamber H. Nagpurwala. Stall Margin Improvement in a Centrifugal Compressor through Inducer Casing Treatment. *International Journal of Rotating Machinery*, 2016. vol. 2016. 19 p. <https://doi.org/10.1155/2016/2371524>
 16. Neverov V. V., Kozhukhov Yu. V., Yablokov A. M., Lebedev A. A. Computational model for numerical optimization of centrifugal compressor impellers. *Scientific and Technical Vedomosti of St. Petersburg State Polytechnic University*. 2016. No 4. p. 45–58. (in Russian)

Сведения об авторах

Штаничев Ростислав Александрович

Магистрант Высшей школы энергетического машиностроения, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, schtani4ew.r@mail.ru, ORCID:0000-0001-9977-9517

Яблоков Алексей Михайлович

Ассистент Высшей школы энергетического машиностроения, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, yablokovaleksey@mail.ru. Scopus ID: 57199231312

Садовский Николай Иванович

К. т. н., доцент Высшей школы энергетического машиностроения, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, sadovskiy2k10@mail.ru. Scopus ID: 57212555452

Information about authors

Shtanichev Rostislav A.

Master student of the Higher School of Power Engineering of Peter the Great Saint Petersburg Polytechnic University, 29 Politechnicheskaya str., St. Petersburg, 195251, Russia, schtani4ew.r@mail.ru, ORCID 0000-0001-9977-9517

Yablokov Aleksei M.

Assistant of the Higher School of Power Engineering of Peter the Great Saint Petersburg Polytechnic University, 29 Politechnicheskaya str., St. Petersburg, 195251, Russia, yablokovaleksey@mail.ru. Scopus ID: 57199231312

Sadovsky Nikolay I.

Ph. D., Associate professor of the Higher School of Power Engineering of Peter the Great Saint Petersburg Polytechnic University, 29 Politechnicheskaya str., St. Petersburg, 195251, Russia, sadovskiy2k10@mail.ru. Scopus ID: 57212555452