

ВЕРИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ТРАНСЗВУКОВОЙ ОСЕВОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ

А. С. Золотухин^{1,2}, Л. Н. Маренина¹, А. А. Дроздов¹,
Е. Ю. Золотухина^{1,2}, А. М. Яблоков¹

¹Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Россия, 195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29

²АО «Силовые машины», Россия, 195009, г. Санкт-Петербург, ул. Ватутина, д. 3, лит. А

Представлены результаты верификации и валидации математической модели проточной части трансзвуковой модельной ступени NASA Stage 37 осевого компрессора с данными эксперимента, проведенного NASA в 1970-х гг. В работе представлена последовательность построения математической модели проточной части, а также геометрических моделей лопаточных аппаратов. Математическая модель лопаток рабочего колеса построена на основе геометрии пера лопатки, полученной по результатам расчета напряженно-деформированного состояния методом конечных элементов. При расчете напряженно-деформированного состояния лопатки учитывалось действие газодинамических нагрузок и центробежных сил. Для газодинамических расчетов проведено исследование на сеточную независимость с описанием методики расчета первого пристеночного слоя и обоснован выбор модели турбулентности. Численное исследование течения вязкого газа в проточной части модельной ступени проведено с учетом физического эксперимента NASA. В результате численных исследований построены газодинамические характеристики ступени, а также исследовано распределение параметров потока в расчетных сечениях по высоте проточной части. Полученные газодинамические характеристики на основе разработанной математической модели количественно и качественно соответствуют результатам газодинамических испытаний NASA. Полученная модель может быть использована для дальнейших оптимизационных или иных расчетов методом конечных элементов.

Ключевые слова: NASA Stage 37, численное моделирование, модельная ступень, осевой компрессор, верификация, CFD, скорость звука, газодинамические характеристики.

Для цитирования: Золотухин А. С., Маренина Л. Н., Дроздов А. А., Золотухина Е. Ю., Яблоков А. М. Верификация математической модели трансзвуковой осевой компрессорной ступени // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 2. С. 61–70. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-61-70. EDN: CJHRN.



© Золотухин А. С., Маренина Л. Н., Дроздов А. А.,
Золотухина Е. Ю., Яблоков А. М., 2025.

Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

VERIFICATION OF MATHEMATICAL MODEL OF TRANSONIC AXIAL COMPRESSOR STAGE

A. S. Zolotukhin^{1,2}, L. N. Marenina¹, A. A. Drozdov¹,
E. Yu. Zolotukhina^{1,2}, A. M. Yablokov¹

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
Russia, Saint Petersburg, Politechnicheskaya St., 29, 195251

²JSC "Power Machines", Russia, Saint Petersburg, Vatutina St., 3A, 195009

The research presents the results of verification and validation of the mathematical model of the flow path transonic model NASA Stage 37 axial compressor using the data of the experiment conducted by NASA in the 1970s. The work presents the sequence of constructing a mathematical model of the flow path, as well as geometric models of the blade units. The mathematical model of the impeller blades is constructed based on the geometry of the blade airfoil obtained from the results of calculating the stress-strain state using the finite element method. When calculating the stress-strain state of the blade, the effect of gas-dynamic loads and centrifugal forces is considered. For gas-dynamic calculations, a study is conducted on grid

independence with a description of the calculation method for the first near-wall layer and a justification for the choice of the turbulence model. A numerical study of the viscous gas flow in the flow path of the model stage is carried out considering the distribution of flow parameters and the position of the measurement control points according to the NASA report. As a result of numerical studies, gas-dynamic characteristics of the stage are constructed, and the distribution of flow parameters in the calculated sections along the height of the flow part is investigated. The obtained gas-dynamic characteristics based on the developed mathematical model quantitatively and qualitatively correspond to the results of NASA gas-dynamic tests. The obtained model can be used for further optimization or other calculations using the finite element method.

Keywords: NASA Stage 37, numerical modeling, model stage, axial compressor, validation, CFD, sound speed, gas-dynamic characteristics.

For citation: Zolotukhin A. S., Marenina L. N., Drozdov A. A., Zolotukhina E. Yu., Yablokov A. M. Verification of the mathematical model of the transonic axial compressor stage. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 2. P. 61–70. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-61-70. EDN: CJEHRN.



© Zolotukhin A. S., Marenina L. N., Drozdov A. A.,
Zolotukhina E. Yu., Yablokov A. M., 2025.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Газотурбинные установки (ГТУ) широко применяются в области энергетики как приводы различного энергетического оборудования, в нефтегазовой отрасли в качестве приводных установок газовых компрессоров, насосов и генераторов, в транспорте как авиационные двигатели и вспомогательные установки. Области применения и мощности газовых турбин весьма обширны. На сегодняшний день существуют газовые турбины малой мощности, например, для беспилотной авиации и тяжелые промышленные турбины мощностью свыше 500 МВт, основанные на классическом цикле теплового двигателя. Этапы разработки каждого такого изделия включают в себя различные испытания отдельных узлов и установок в целом [1]. Проведение испытаний в рамках создания нового изделия является обязательным и связано со значительными капитальными затратами. С целью уменьшения количества проводимых испытаний и увеличения их качества в современном турбостроении применяются различные программные продукты метода конечных элементов. Численное исследование позволяет провести оценку разрабатываемого изделия до его непосредственного изготовления и испытания, а передовые программные решения позволяют проводить оптимизацию с целью получения наилучшего образца.

Широко применяется численный эксперимент для моделирования процессов, протекающих в камерах сгорания, компрессоров и турбин. Для валидации численных моделей в области исследований компрессоров применяются результаты испытаний модельных ступеней. Именно по этим результатам исследователь выстраивает численную модель прочной части проектируемого компрессора.

Повышение эффективности газотурбинных установок стационарного и транспортного типов напрямую связано с увеличением отношения давлений компрессора газотурбинного двигателя (ГТД) и увеличением начальной температуры газов перед турбиной высокого давления. По оценке специалистов [2, 3] ежегодное увеличение температуры в среднем составляет 13 °С, что приводит к увеличению КПД производства электроэнергии ГТУ примерно на 0,3 % в год. Повышение начальной температуры

газа приводит к необходимости использования жаропрочных материалов, термобарьерного покрытия и эффективных систем охлаждения лопаток, что значительно усложняет конструкцию ГТД. Вопрос повышения эффективности компрессора остается актуальным, особенно для модернизируемых газотурбинных двигателей средней и малой мощности. Модернизация и проектирование осевого компрессора основаны на результатах экспериментальных продувок модельных ступеней и применении численных методов моделирования.

В 50-х гг. прошлого века в ЦКТИ им. Ползунова разработано семейство компрессорных ступеней различной степени реактивности: К-30; К-50; К-70; К-100. Результаты данной работы широко распространены в области компрессоростроения для различного рода газотурбинных установок.

Широкое распространение получили модельные ступени с невысоким значением относительного удлинения лопаток, разработанные и испытанные NASA [4–8]. Результаты модельных испытаний ступеней NASA с описанием геометрии, методики проведения испытаний и методики обработки данных опубликованы в открытом доступе. Открытость и доступность данных позволяет проводить максимально близкие и подробные численные исследования данных ступеней.

Еще в 1998 г. AGARD (Advisory Group for Aerospace Research and Development) был опубликован отчет о методике валидации CFD (Computational Fluid Dynamics) расчетов на примере ступени NASA Stage 37 [9], относящейся к семейству, описанному ранее. Данная работа в полной мере описывает подход к CFD-моделированию рассматриваемой ступени с применением актуального на то время математического аппарата.

При этом указанная группа ступеней часто встречается в публикациях и современных исследователей. Так, в работе Junting Xiang [10] приводится методика валидации и анализа осевой ступени NASA Stage 35. Автором обоснована используемая им модель турбулентности, а также проведено сопоставление с экспериментальными данными.

В публикации В. А. Блинова и И. С. Зубкова [11] приведены результаты верификации расчетной модели ступени NASA Stage 37. Осуществлено сопоставление

ставление полученных данных с экспериментальными данными на трех основных режимах работы ступени: 70, 90 и 100 % от номинальной частоты вращения ротора.

В работах по исследованию модельных ступеней зачастую авторами не рассматривается геометрия лопаток с учетом напряженно-деформированного состояния. Это является крайне важным этапом при верификации и валидации математической модели.

Несмотря на значительное количество проведенных и опубликованных исследований модельных ступеней NASA с «холодной геометрией», целесообразно провести их исследование методами вычислительной газодинамики с учетом изменения геометрии лопаток в напряженно-деформированном состоянии.

Описание объекта исследования

Объектом исследования является трансзвуковая ступень осевого компрессора NASA Stage 37. Она является одной из серии модельных ступеней, разработанных NASA для оценки интегральных характеристик лопаток [4–8]. Параметры Stage 37 на расчетной точке и номинальных оборотах, а также количество рабочих и направляющих лопаток приведены в табл. 1 [7].

Для валидации математической модели рассматриваемой ступени используются результаты газодинамических испытаний, полученных NASA в середине 70-х годов прошлого века. Методика проведения экспериментов в полной мере изложена в соответствующих отчетах [7, 11].

Стенд для экспериментальных исследований модельных ступеней NASA — открытого типа. Замеры массового расхода проводились на выходе из ступени дифрагменным расходомером с величиной абсолютной погрешности $|\delta| < 0,3 \text{ кг/с}$.

Замеры основных параметров потока непосредственно перед рабочей лопаткой (РЛ) (сечение 1) осуществлялись с помощью двух комбинированных и двух клиновидных (на 18 градусов) зондов. Комбинированный зонд выполняет замеры следующих параметров: температура торможения (T_{in}^*), полное давление (p_{in}^*) и поточный угол. Клинновидный зонд предназначен для получения значений статического давления (p_{in}) и поточного угла.

Из-за малой величины осевого зазора между рабочей лопаткой и направляющим аппаратом (НА), параметры потока в сечении 2 получены вычислительным путем. На выходе из НА (сечение 3) также установлено измерительное оборудование в виде двух комбинированных и двух клиновидных зондов, которые торовидно расположены в окружном направлении и девяти радиальных позициях.

Схемы расположения сечений замеров и измерительного оборудования приведены на рис. 1.

Подробное описание проведения испытания, а также экспериментального стенда приведено в работах [7, 11].

Методы исследования

Лопатки рабочего колеса и направляющего аппарата ступени Stage 37 основаны на многоарочном (multiple circular arc) профиле. Данный тип профиля широко применяется в трансзвуковых ступенях осевых компрессоров [12–14].

Геометрические модели лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата построены по сечениям. В каждом сечении лопатки задаются геометрические параметры: $r_{вх}$ — радиус входа; $r_{вых}$ — радиус

Таблица 1. Параметры NASA Stage 37
Table 1. NASA Stage 37 parameters

Параметр	Значение
Адиабатический КПД ступени	0,842
Степень повышения полного давления в ступени	2,05
Обороты, об/мин	17188,7
Радиальный зазор, мм	0,0356
Число рабочих лопаток, шт.	36
Число направляющих лопаток, шт.	46

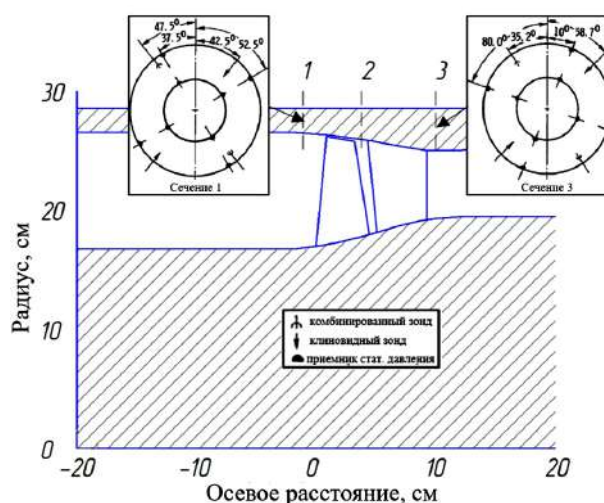


Рис. 1. Схема расположения расчетных сечений и измерительного оборудования

Fig. 1. Arrangement of the measurement locations and measuring equipment

выхода; $z_{вх}$ — осевая координата входа; $z_{макс}$ — осевая координата положения максимальной толщины; $z_{пов}$ — осевая координата точки поворота профиля; $z_{вых}$ — координата выхода в осевом направлении; $k_{вх}$ — входной угол лопатки; $t_{вх}$ — толщина кромки лопатки на входе; $k_{вых}$ — выходной угол лопатки; $t_{вых}$ — толщина кромки лопатки на выходе; $k_{пов}$ — угол установки лопатки. На рис. 2 представлен пример построения сечения твердотельной модели и сечения лопатки.

Для построения лопаток с применением подобного рода профилей возможно применение специально разработанных программ, которые в автоматическом режиме осуществляют их построение. Так, программа построения данного профиля, написанная на языке FORTRAN IV, описана в отчете NASA James E. Crous, опубликованном в [15]. В данной работе для построения профилей РЛ и НА использован этот же алгоритм, только адаптированный Elsa Piollet для Python 2 [16]. При этом вышеуказанная программа была доработана для корректной работы на Python 3.11.

Исследования, посвященные ступеням NASA, в том числе Stage 37, не описывают учет реальной геометрии лопаточного аппарата при газодинамических испытаниях.

Учет действующих газодинамических и центробежных сил является необходимым для моделирования течения в рабочем колесе, т.к. деформация лопатки может повлиять на интегральные параметры ступени. В общем случае лопатки рабочего ко-

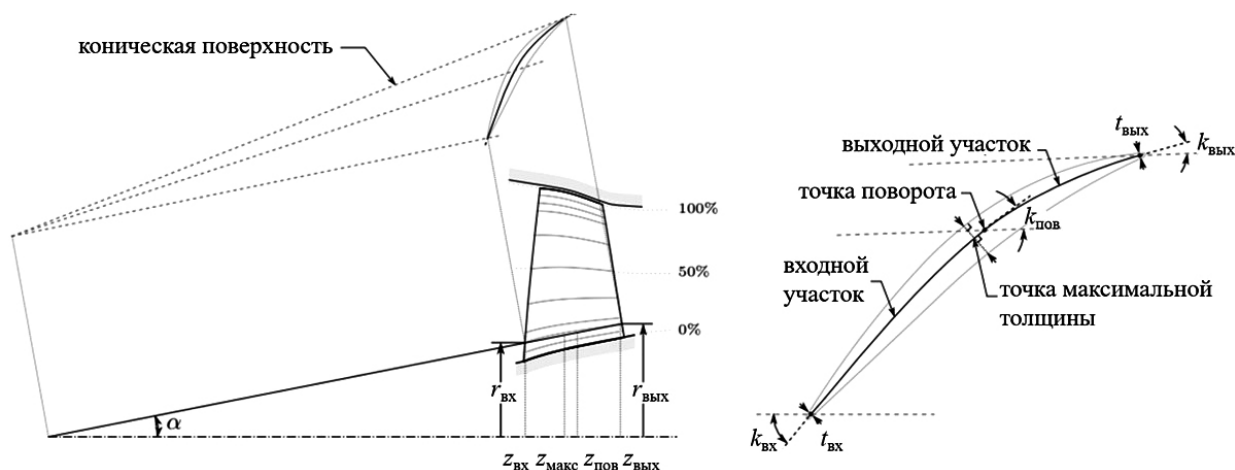


Рис. 2. Пример построения твердотельной модели лопатки рабочего колеса [15]:

$r_{\text{вх}}$ — радиус входа; $r_{\text{вых}}$ — радиус выхода; $z_{\text{вх}}$ — осевая координата входа; $z_{\text{макс}}$ — осевая координата положения максимальной толщины; $z_{\text{пов}}$ — осевая координата точки поворота профиля; $z_{\text{вых}}$ — координата выхода в осевом направлении;
 $k_{\text{вх}}$ — входной угол лопатки; $t_{\text{вх}}$ — толщина кромки лопатки на входе; $k_{\text{вых}}$ — выходной угол лопатки; $t_{\text{вых}}$ — толщина кромки лопатки на выходе; $k_{\text{пов}}$ — угол установки лопатки
Fig. 2. The method of constructing a solid model of the rotor blade [15]:
 $r_{\text{вх}}$ — inlet radius; $r_{\text{вых}}$ — outlet radius; $z_{\text{вх}}$ — inlet axial position; $z_{\text{макс}}$ — maximum thickness axial position; $z_{\text{пов}}$ — blade turning point axial position; $z_{\text{вых}}$ — outlet axial position; $k_{\text{вх}}$ — inlet blade angle; $t_{\text{вх}}$ — inlet blade thickness; $k_{\text{вых}}$ — outlet blade angle; $t_{\text{вых}}$ — outlet blade thickness; $k_{\text{пов}}$ — blade stagger angle

леса испытывают сложное напряженно-деформированное состояние, при котором, например, изгиб от газодинамических сил может приводить к появлению изгибающего момента от центробежных сил. Деформации направляющего аппарата значительно меньше в силу другой конфигурации действующих сил и двухопорной конструкции [7].

Расчет напряженно-деформированного состояния геометрии лопатки рабочего колеса проведен в системе ANSYS Mechanical на расчетном режиме работы ступени. Материал лопатки — сталь 18Ni 200-maraging [7].

Механические свойства материала определены по открытым источникам [17–19]: плотность стали $\rho = 8000 \text{ кг/м}^3$; модуль упругости $E = 1,8 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$. Напряженно-деформированное состояние лопатки рабочего колеса рассчитано с учетом действия газодинамических нагрузок и центробежных сил [20]. Для определения газодинамической нагрузки на поверхности лопатки задано распределение температуры и давления.

Для расчета турбомашин в стационарной постановке на сегодняшний день наибольшую популярность получил метод дополнения системы уравнений Навье–Стокса, осредненных по числу Рейнольдса — Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) [21].

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{u}) = 0, \\ \frac{\nabla(\rho \bar{u})}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{u}) = -\nabla p + \nabla(\tau_m + \tau_t), \\ \frac{\nabla(\rho E)}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{u} H) = \nabla[\bar{u}(\tau_m + \tau_t) + (\bar{q}_m + \bar{q}_t)] \\ \rho = \frac{pm}{RT} \end{cases},$$

где t — время, с; $\bar{u}$ — вектор скорости осредненного течения, м/с; τ_m и τ_t — молекулярная и тур-

булентная составляющие тензора касательных напряжений, Па; E — полная энергия газа, Дж; H — полная энтальпия, Дж; $\bar{q}_m$ и $\bar{q}_t$ — молекулярная и турбулентные составляющие вектора плотности теплового потока, Вт/м²; m — молярная масса газа, г/моль; R — универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К).

Для замыкания полученной системы уравнений необходимо установить связь между турбулентной составляющей плотности теплового потока и составляющей тензора касательных напряжений. Для этого в RANS подходе применяется различные модели турбулентности. Наиболее распространёнными при моделировании процессов турбомашин являются:

— модель Спалларта–Алмараса (SA), основанная на разрешении одного дифференциального уравнения для турбулентной вязкости [22];

— двухдифференциальная модель переноса сдвиговых напряжений (SST) Ментера, которая объединяет в себе преимущества k - ϵ и k - ω моделей, а также учитывает перенос сдвиговых напряжений [23, 24].

В работе используется модель Ментера (SST), для которой построена расчетная сетка с таким размером первой пристеночной ячейки, способной обеспечить $y^+ \leq 1$.

Расчетные структурированные сетки лопаточных аппаратов построены в системе NUMECA AutoGrid5 в форме призматических элементов.

Применяемая модель турбулентности относится к низкорейнольдсовым, к которой предъявляются повышенные требования по высоте первого пристеночного элемента (y). При построении расчетных сеток величина y определена согласно методике [21].

Параметры получены по результатам предварительных расчетов недеформированной геометрии лопатки рабочего колеса [20].

Высота первого пристеночного элемента определяется по формуле:

$$y = \frac{y^+ \cdot \mu}{U_\tau \cdot \rho},$$

где μ — динамическая вязкость, Па·с; U_τ — скорость трения, м/с; ρ — плотность газа, кг/м³.

$$U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}},$$

где τ_w — касательные напряжения на стенке, Па.

Касательные напряжения на стенке определяются через коэффициент поверхностного трения (C_f) как

$$\tau_w = \frac{1}{2} C_f \rho U_\infty^2.$$

Коэффициент поверхностного трения, для внешнего обтекания профиля лопатки, равен

$$C_f = 0,058 Re_b^{-0,2},$$

где Re_b — число Рейнольдса, определенное по хорде профиля на среднем диаметре и скорости в относительном движении в ядре потока.

Для используемой модели турбулентности SST ($y^+ = 1$), при $Re_b = 1,44 \cdot 10^6$, плотности рабочего тела $\rho = 1,5$ кг/м³, динамической вязкости $\mu = 1,96 \cdot 10^{-5}$ и скорости в ядре потока горла РЛ 338 м/с, размер первого пристеночного элемента составляет примерно $y \sim 0,001$ мм.

Оценка качества используемой сеточной модели (табл. 2) осуществляется с помощью параметра y^+ . Для используемой модели турбулентности SST рекомендуемое среднее значение данного параметра во всей расчетной области соответствует $y_{ave}^+ \leq 1$. Так как для расчета «холодной и горячей» геометрии (подробнее о которой будет сказано далее) использованы идентичные настройки сеточного генератора, то достаточным будет рассмотрение только одного случая, а именно точки оптимального

Таблица 2. Параметры сеточной модели
Table 2. Grid parameters

Параметр сети	Значение
Число элементов в РЛ, млн	2,203
Число элементов в НА, млн	1,857
Минимальный угол скошенности во всей расчетной области, град.	21,5
Размер первого пристеночного элемента, мм	0,001

КПД ($\eta_{апорт}$) горячей геометрии. Максимальное значение параметра наблюдается на входных кромках РЛ и НА, при этом $y^+ \sim 3$ — среднее значение во всей расчетной области соответствует требованиям $y_{ave}^+ \leq 1$.

В качестве расчетного выбран режим, соответствующий 100 % оборотов ротора. На входе в расчетную область задается распределение полного давления и температуры торможения по высоте $T_{1-1}^*, \rho_{1-1}^* = f(r)$, соответствующее ближайшей экспериментальной точке [7]. На вертикальном участке характеристики компрессора задается статическое давление на выходе, на горизонтальном — массовый расход.

Интерфейс между доменами рабочего колеса и направляющего аппарата — Stage (Mixing-plane). В силу секторальной постановки задачи для границ доменов в окружном направлении задано условие периодичности.

Рабочее тело газ — воздух. Теплопроводность, теплоемкость и динамическая вязкость газа заданы как функции от температуры. Используемая модель переноса тепла — Total Energy.

Расчетная сетка в радиальном зазоре рабочего колеса имеет некомфортный участок, для соединения которого задан интерфейс General connection.

На рис. 3 приведена расчетная область с заданными граничными условиями (ГУ) для исследуемой точки № 4188, максимально приближенной к расчетному режиму работы ступени.

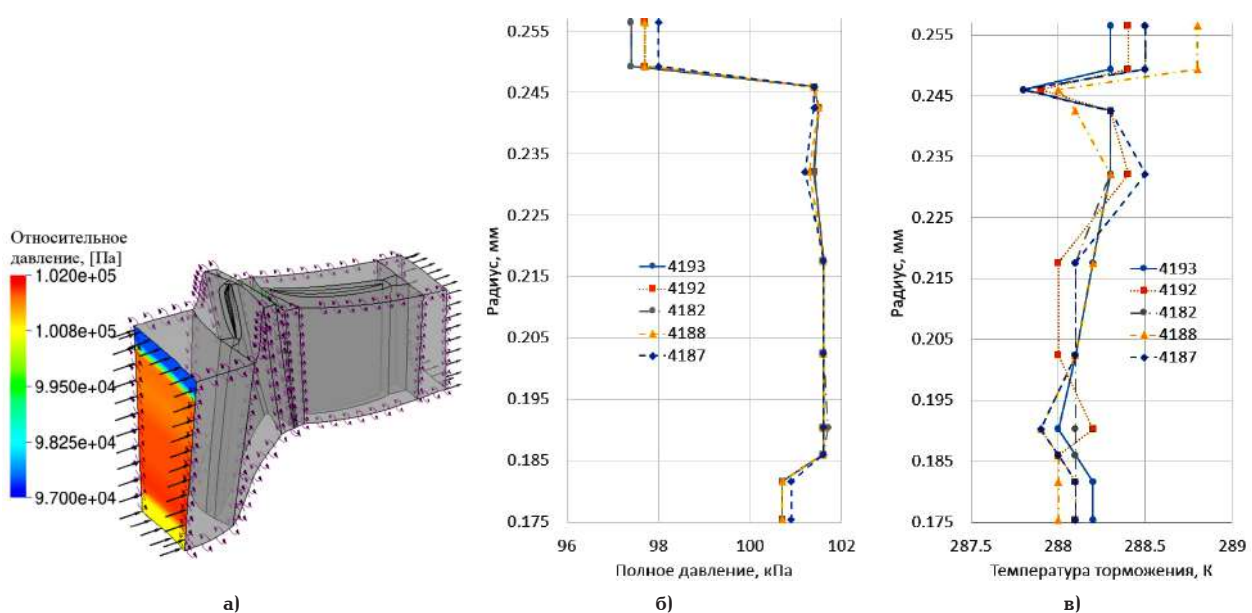


Рис. 3. Расчетная численная модель рабочего колеса и направляющего аппарата в секторальной постановке с заданными граничными условиями согласно отчету NASA Stage37: а — геометрия лопаточного аппарата; б — распределение полного давления на входе; в — распределение полной температуры на входе

Fig. 3. Numerical model with applied boundary conditions of the report NASA Stage 37:
а — research area; б — inlet total pressure distribution; в — inlet total temperature distribution

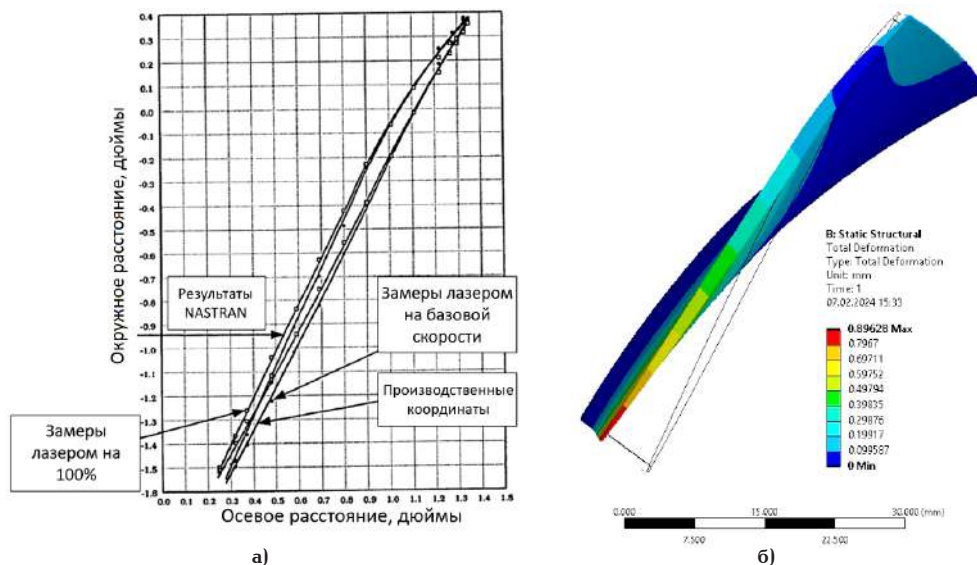


Рис. 4. Сравнение деформированного состояния пера рабочей лопатки NASA Stage 37 в периферийном сечении: а — данные эксперимента NASA Stage 37; б — результаты численного расчета напряженно-деформированного состояния (НДС)
Fig. 4. Comparison of the deformed state of the pen of the NASA Stage 37 impeller in the peripheral section: а — data from the NASA Stage 37; б — results of numerical calculation

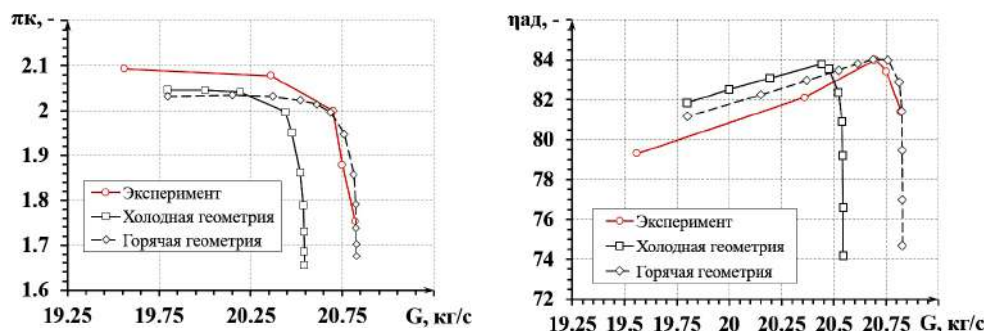


Рис. 5. Сравнение зависимостей отношения полных давлений $\pi_k = f(G)$ и адиабатического КПД $\eta_{ag} = f(G)$ от массового расхода ступени
Fig. 5. Comparison of the tested performance Stage 37 $\pi_k = f(G)$ and $\eta_{ag} = f(G)$

Результаты

По результатам расчета напряженно-деформированного состояния получена геометрия лопатки рабочего колеса. На рис. 4 приведено сравнение деформированного состояния пера лопатки в периферийном сечении, полученного численным методом с экспериментальными данными NASA.

При сравнении результатов деформированного состояния, определённых численными методами с результатами лазерных замеров при физическом эксперименте, наблюдается поворот периферийного сечения лопатки относительно точки, совпадающей с положением максимальной толщины профиля лопатки. Перемещение входной кромки в осевом направлении качественно и количественно совпадает с результатами экспериментальных замеров.

Для валидации результатов численного исследования используются зависимости адиабатического КПД (η_{ad}) и отношение полных давлений от массового расхода. Методика расчета интегральных параметров изложена в [7]:

$$\eta_{ag} = \frac{\left(\frac{\bar{p}_3}{\bar{p}_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{T_3^*/T_1^* - 1},$$

$$\pi_k = \frac{\bar{p}_3}{\bar{p}_1},$$

где $\left(\frac{\bar{p}_3}{\bar{p}_1}\right)$ — осредненное по массовому расходу отношение полных давлений;

T_3^*/T_1^* — осредненное по массовому расходу отношение температур торможения; γ — показатель адиабаты.

Осреднение величин по массовому расходу происходит в соответствии с методикой, указанной в [5]:

$$\bar{x} = \frac{\int_{r_h}^{r_t} x \rho c_a r dr}{\int_{r_h}^{r_t} \rho c_a r dr} = \frac{\sum_{i=1}^{NR} x_i \rho_i c_{a,i} A_i}{\sum_{i=1}^{NR} \rho_i c_{a,i} A_i},$$

где x — осредняемая величина; r_h и r_t — радиусы втулочного и периферийного обвода, м; $c_{a,i}$ — осевая скорость, м/с; A_i — площадь кольцевого канала, м².

Индексы 1 и 3 соответствуют расположению контрольных сечений, в которых проводились экспериментальные замеры на входе и выходе из ступени. Схема расположения измерительных гребенки в контрольных сечениях представлена на рис. 1.

На рис. 5 приведено сравнение газодинамических характеристик при численном исследовании

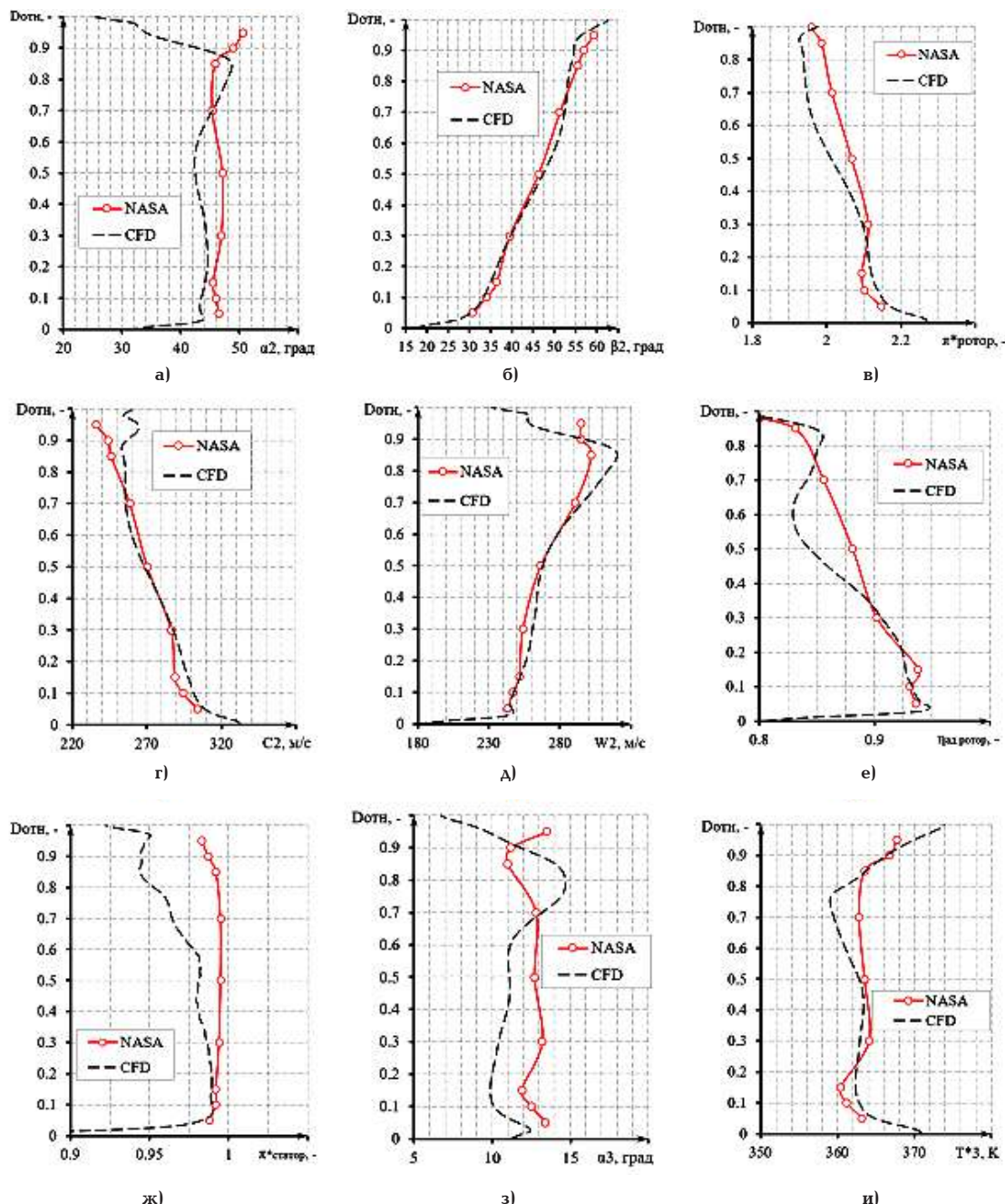


Рис. 6. Сравнение параметров потока в сечениях 2 и 3 при численном исследовании горячей геометрией и экспериментальном исследовании (NASA): а — угол выхода потока из РЛ в абсолютном движении; б — угол выхода потока из РЛ в относительном движении; в — отношение полных давлений рабочего колеса; г — абсолютная скорость на выходе из РЛ; д — относительная скорость на выходе из РЛ; е — адиабатический КПД по полным параметрам; ж — отношение полных давлений в НА;

з — угол выхода потока из НА в абсолютном движении; и — полная температура на выходе из НА
Fig. 6. Comparison of flow parameters in sections 2 and 3 in a numerical research with deformed geometry and experiment (NASA): а — flow exit angle from the blade in absolute motion; б — flow exit angle from the blade in relative motion; в — ratio of total pressures of the impeller; г — outlet rotor blade velocity; д — relative velocity at the blade outlet; е — adiabatic efficiency by total parameters; ж — ratio of total pressures in the stator; з — outlet stator blade velocity flow angle in stationary frame; и — outlet stator total temperature

деформированной и недеформированной геометрии рабочей лопатки с результатами эксперимента. Характеристики определены для всей ступени.

Сравнение характеристик показывает, что для зависимости отношения полных давлений и адиабатического КПД холодной геометрии наблюдается смещение в область меньших расходов. Положение точки оптимального КПД смещено влево на величину $\Delta G = 0,224$ кг/с. Отклонение может быть связано с меньшей площадью проходного сечения горла канала решетки по сравнению с «горячей» ге-

ометрией. Газодинамические характеристики недеформируемой геометрии лопатки рабочего колеса количественно отличаются от экспериментальной характеристики, однако качественно совпадают с эквидистантным расположением кривой π^*_k .

Деформации модели лопатки рабочего колеса при расчете горячей геометрии привели к увеличению площади проходного сечения горла канала решетки, что привело к увеличению массового расхода газа через лопаточный аппарат при заданном (по результатам эксперимента) статическом

давлении на выходе из ступени. При сравнении численного расчета деформированной геометрии с результатами испытаний на расчетной точке наблюдается качественное и количественное совпадение отношения полных давлений и адиабатического КПД, величина относительной погрешности $\delta\eta_{ad}$, $\delta\pi^* < 0,75\%$. В правой части характеристики наблюдается расхождение интегральных характеристик.

Для точки, соответствующей $\eta_{ad, opt}$ и экспериментальной точке 4182, построено распределение параметров в сечении 2 на выходе из рабочего колеса и в сечении 3 на входе в направляющий аппарат. На рис. 6 показано распределение параметров в контрольных сечениях 2 и 3. В данном случае рассматривается распределение параметров по относительному диаметру ($D_{отн}$):

$$D_{отн} = \frac{(D_i - D_{втул})}{(D_{пер} - D_{втул})},$$

где $D_{пер}$ — периферийный диаметр, м; $D_{втул}$ — втулочный диаметр, м; D_i — диаметр расчетного сечения, м. Нулевое его значение соответствует втулочному обводу, а единица — периферийному.

Заключение и выводы

По результатам исследования разработана математическая модель трансзвуковой ступени осевого компрессора на основе геометрии ступени NASA Stage 37. Численное исследование течения вязкого газа проведено с учетом напряженно-деформированного состояния лопатки рабочего колеса под действием газодинамической нагрузки и центробежных сил. Валидация и верификация результатов численного исследования течения газа в модельной ступени проведена с учетом результатов физического эксперимента [7].

Численные газодинамические характеристики, а также распределения параметров потока в контрольных сечениях по проточной части качественно совпадают с результатами эксперимента. Количественные отклонения соответствуют эксперименту с удовлетворительной точностью. Наилучшее совпадение с результатом эксперимента наблюдается в области расчетной точки, а при отклонении влево по характеристике — количественные расхождения растут. Правая часть расчетной характеристики отношения полных давлений совпадает с экспериментом.

Отклонения газодинамических характеристик и параметров потока могут быть связаны с различием реальной геометрии ступени при проведении испытаний и геометрией математической модели, а также в погрешности измерительной аппаратуры при испытаниях [5].

Результаты исследования и полученная математическая модель ступени могут быть использованы для проведения дальнейших работ по оптимизации лопаточных аппаратов осевых компрессоров газотурбинных установок транспортного и стационарного типов.

Благодарности / Acknowledgements

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 23-29-00200, <https://rscf.ru/project/23-29-00200>.

The research was supported by the Grant No. 23-29-00200 of the Russian Science Foundation, <https://rscf.ru/project/23-29-00200>.

Список источников / References

1. Иноземцев А. А., Сандрацкий В. Л. Газотурбинные двигатели. Пермь: ОАО Авиадвигатель, 2006. 1202 с.
Inozemtsev A. A., Sandratskiy V. L. *Gazoturbinnyye dvigateli* [Gas turbine engines]. Perm, 2006. 1202 p. (In Russ.).
2. Цанев С. В., Буров В. Д., Ремезов А. Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций / под ред. С. В. Цанева. Москва: Изд-во МЭИ, 2002. 584 с.
Tsanev S. V., Burov V. D., Remezov A. N. *Gazoturbinnyye i parogazovyye ustanovki teplovykh elektrostantsiy* [Gas turbine and combined cycle plants of thermal power plants] / Ed. by S. V. Tsanev. Moscow, 2002. 584 p. (In Russ.).
3. Зысин А. В. Парогазовые и газотурбинные тепловые электростанции. Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. ун-та, 2010. 368 с.
Zysin L. V. *Parogazovyye i gazoturbinnyye teplovyye elektrostantsii* [Combined-cycle and gas turbine thermal power plants]. Saint Petersburg, 2010. 368 p. (In Russ.).
4. Reid L., Moore R. D. Design and overall performance of four highly loaded, high speed inlet stages for an advanced high-pressure-ratio core compressor. *NASA Technical. Paper* 1337. 1978. 132 p.
5. Reid L., Moore R. D. Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.19 and 1.26, respectively, and with design pressure ratio of 1.82. *NASA Technical. Paper* 1338. 1978. 105 p.
6. Reid L., Moore R. D. Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.63 and 1.78, respectively, and with design pressure ratio of 1.82. *NASA Technical. Paper* 1974. 1982. 115 p.
7. Reid L., Moore R. D. Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.19 and 1.26, respectively, and with design pressure ratio of 2.05. *NASA Technical. Paper* 1659. 1980. 105 p.
8. Reid L., Moore R. D. Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.63 and 1.77, respectively, and with design pressure ratio of 2.05. *NASA Technical. Paper* 2001. 1982. 117 p.
9. Dunham J. CFD validation for propulsion system components (la validation CFD des organes des propulseurs), Tech. rep., Advisory Group for Aerospace Research and Development (AGARD), Neuilly-sur-Seine (France). *AGARD Advisory. Repot* 355. 1998. 100 p.
10. Xiang J., Schlüter J., Duan F. CFD Validation and analysis of a single-stage axial compressor. *Applied Mechanics and Materials*. 2014. Vol. 629. P. 109–118. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.629.109.
11. Блинов В. Л., Зубков И. С. Верификация расчётной модели трансзвуковой ступени для решения задач учёта влияния эрозийного износа на работу осевого компрессора // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2023. Т. 22, № 1. С. 51–62. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-1-51-62. EDN: BMAYGI.
12. Blinov V. L., Zubkov I. S. Verifikatsiya raschatnoy modeli transzvukovoy stupeni dlya resheniya zadach ucheta vliyaniya erozionnogo iznosa na rabotu oseвого kompressora [Verification of a transonic stage cfd model for assessing the erosion wear influence on the operation of the axial compressor]. *Vestnik Samarskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroyeniye. Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2023. Vol. 22, no. 1. P. 51–62. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-1-51-62. EDN: BMAYGI. (In Russ.).
13. Vani A., Dr. Manjunath S. V., Dr. Basawaraj [et al.]. Aerodynamic design, analysis and optimization of transonic axial compressor blade with the combination of NACA 65, Double Circular Arc (DCA) and Multiple Circular Arc Airfoil (MCA). *Tuijin Jishu/Journal of Propulsion Technology*. 2023. Vol. 44, no. 4. DOI: 10.52783/tjpt.v44.i4.4328.

13. Morris A. L., Halle J. E., Kennedy E. High-loading, 1800 ft/sec tip speed transonic compressor fan stage I. Aerodynamic and mechanical design. *NASA CR-120907*. 1972. 104 p.

14. Nagai K., Ikesawa K., Sugimoto T. [et al.]. Design and development of a two stage transonic axial flow compressor. *ASME 1996 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*. Paper 96-GT-059, V001T01A015. 8 p. DOI: 10.1115/96-GT-059.

15. Crouse J. E., Janetzke D. C., Schwirian R. E. A computer program for composing compressor blading from simulated circular-arc elements on conical surfaces. *NASA TN D-5437*. 1969. 85 p.

16. Piollet E., Nyssen F., Batailly A. Blade/casing rubbing interactions in aircraft engines: Numerical benchmark and design guidelines based on NASA rotor 37. *Journal of Sound and Vibration*. 2019. Vol. 460. P. 114878. DOI: 10.1016/j.jsv.2019.114878.

17. Langley Research Center, Design study of advanced model support systems for the national transonic facility, Tech. rep. NASA. Document ID 19870010864. 1987.

18. Hall A. M., Slunder C. The metallurgy, behavior, and application of the 18-percent nickel maraging steels. Tech. rep. *Battelle Memorial Inst. Columbus OH Columbus Labs*. Document ID 19690004861. 1968.

19. Wagner J. A. Correlation of mechanical properties with metallurgical structure for 18Ni 200 grade maraging steel at room and cryogenic temperatures. *Cryogenics*. 1991. Vol. 31, Issue 9. P. 780 – 785. DOI: 10.1016/0011-2275(91)90134-i.

20. Золотухин А. С., Маренина Л. Н. Верификация методики постановки CFD-исследований осевой компрессорной ступени на примере NASA Stage 37 в программном комплексе ANSYS CFX // Энергоэффективные инженерные системы, технологии СПГ, водородная энергетика: XII Конгресс молодых ученых Университета ИТМО. Санкт-Петербург: Изд-во Ун-та ИТМО, 2023. С. 114 – 115. EDN: GOXMAG.

Zolotukhin A. S., Marenina L. N. Verifikatsiya metodiki postanovki CFD-issledovaniy osevoy kompressornoy stupeni na primere NASA Stage 37 v programnom komplekse ANSYS CFX [Verification of the methodology of CFD studies of axial compressor stage on the example of NASA Stage 37 in the ANSYS CFX software package]. *Energoeffektivnyye Inzhenernyye Sistemy, Tekhnologii SPG, Vodorodnaya Energetika*. Saint Petersburg, 2023. P. 114 – 115. EDN: GOXMAG. (In Russ.).

21. David C. Wilcox turbulence modeling for CFD. California, DCW Industries, Inc., 2006. 536 p.

22. Spalart P. R., Allmaras S. R. A one-equation turbulence model for aerodynamic flows. *AIAA*. 1992. Vol. 439. DOI: 10.2514/6.1992-439.

23. Menter F. R. Zonal two equation $k-\omega$ turbulence models for aerodynamic flows. *AIAA*. 1993. URL: <https://core.ac.uk/download/pdf/42776707.pdf> (accessed: 14.11.2024).

24. Menter F. R., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. *Heat and Mass Transfer 4* / Eds.: K. Hajalic, Y. Nogano, M. Tummers. Begell House, Inc. 2003, 8 p.

ЗОЛОТУХИН Антон Сергеевич, аспирант Высшей школы энергетического машиностроения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (СПбПУ), г. Санкт-Петербург; инженер-конструктор 3-й категории сектора расчетов отдела компрессоров СКБ ГТУ, АО «Силовые машины», г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 7756-7369

ORCID: 0009-0009-3028-8512

ResearcherID: HNP-9948-2023

Адрес для переписки: zolotuhinant@yandex.ru

МАРЕНИНА Любовь Николаевна, кандидат технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 5842-1771

ORCID: 0000-0001-9380-9754

AuthorID (SCOPUS): 57188961410

ResearcherID: C-6788-2017

Адрес для переписки: marenina_ln@mail.ru

ДРОЗДОВ Александр Александрович, доктор технических наук, профессор Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 6030-5685

AuthorID (РИНЦ): 314735

ORCID: 0000-0002-3808-7098

AuthorID (SCOPUS): 56649790100

ResearcherID: K-7937-2014

Адрес для переписки: A_drozdi@mail.ru

ЗОЛОТУХИНА Елена Юрьевна, инженер-конструктор конструкторского отдела систем автоматики и АСУ ТП, АО «Силовые машины», г. Санкт-Петербург; соискатель Высшей школы атомной и тепловой энергетики СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 6430-3580

ORCID: 0000-0002-0278-5951

Адрес для переписки: Kirshina.elena.yu@yandex.ru
ЯБЛОКОВ Алексей Михайлович, старший преподаватель Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 2695-2962

AuthorID (SCOPUS): 57199231312

ORCID: 0000-0001-7842-9614

ResearcherID: M-7787-2018

Адрес для переписки: yablokovaleksey@mail.ru

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 05.12.2024; одобрена после рецензирования 07.05.2025; принята к публикации 20.05.2025.

ЗОЛОТУХИН Anton Sergeevich, Postgraduate at the Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (SPbPU), Saint Petersburg; CFD Engineer of SKB GTU Compressor Department, JSC "Power Machines", Saint Petersburg.

SPIN-code: 7756-7369

ORCID: 0009-0009-3028-8512

ResearcherID: HNP-9948-2023

Correspondence address: zolotuhinant@yandex.ru
MARENINA Lyubov Nikolaevna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor at the Higher School of Power Engineering, Institute of Power Engineering, SPbPU, Saint Petersburg.

SPIN-code: 5842-1771

AuthorID (RSCI): 791131

ORCID: 0000-0001-9380-9754

AuthorID (SCOPUS): 57188961410

ResearcherID: C-6788-2017

Correspondence address: marenina_ln@mail.ru

DROZDOV Aleksandr Aleksandrovich, Doctor of Technical Sciences, Professor at the Higher School of Power Engineering, Institute of Power Engineering, SPbPU, Saint Petersburg.

SPIN-code: 6030-5685

AuthorID (RSCI): 314735

ORCID: 0000-0002-3808-7098

AuthorID (SCOPUS): 56649790100

ResearcherID: K-7937-2014

Correspondence address: A_drozdi@mail.ru

ZOLOTUKHINA Elena Yuryevna, Engineer at the Design Department of Automation Systems and Automated Control Systems, JSC "Power Machines", Saint Petersburg; Applicant at the Higher School of Power Engineering, SPbPU, Saint Petersburg.

SPIN-code: 6430-3580

ORCID: 0000-0002-0278-5951

Correspondence address: Kirshina.elena.yu@yandex.ru

YABLOKOV Aleksey Mikhailovich, Senior Lecturer at the Higher School of Power Engineering, Institute of Power Engineering, SPbPU, Saint Petersburg.

SPIN-code: 2695-2962

ORCID: 0000-0001-7842-9614

AuthorID (SCOPUS): 57199231312

ResearcherID: M-7787-2018

Correspondence address: yablokovaleksey@mail.ru

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 05.12.2024; approved after reviewing 07.05.2025; accepted for publication 20.05.2025.