

УДК 533.2

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В МЕЖЛОПАТОЧНЫХ КАНАЛАХ ВЫСОКОНАГРУЖЕННОЙ ТУРБИНЫ СУДОВОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ УТОЧНЕННОЙ КОНЕЧНОЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ

С. А. Моргун, канд. техн. наук
serhii.morhun@nuos.edu.ua
 ORCID: 0000-0003-2881-7541

Национальный университет
 кораблестроения
 имени адмирала Макарова,
 54025, Украина, г. Николаев,
 пр. Героев Украины, 9

Рассмотрены вопросы проектирования одноступенчатой высоконагруженной турбины судового газотурбинного двигателя. Объектом исследования являются аэродинамические характеристики вязкого трехмерного турбулентного течения газового потока в проточной части рассматриваемой турбины. На данном этапе проведен численный анализ рабочих процессов в межлопаточных каналах турбинной ступени. При проектировании следует учитывать тот факт, что возможности усовершенствования формы проточной части при помощи оптимизации форм лопаточных каналов в плоских сечениях не соответствуют требованиям, предъявляемым к высоконагруженным турбинам. Альтернативой данному подходу является применение методов вычислительной газовой динамики в трехмерной постановке. Поэтому в данной работе изложена методика построения уточненной конечноэлементной модели течения рабочего тела в проточной части одноступенчатой высоконагруженной турбины высокого давления судового газотурбинного двигателя. Для решения поставленной задачи построена конечноэлементная сетка гексагонального типа с использованием трехмерных уравнений Навье-Стокса для случая вязкого течения рабочего тела. Представленная в данной работе трехмерная модель проточной части турбины состоит из двух секций статора и четырех секций ротора. Секция включает в себя перо лопатки с верхним и нижним обводами, упрощенно моделирующими корневую и бандажную полки. В процессе расчетов использовались такие типы граничных условий, как «вход», «выход» и «стенка». На входе было задано полное давление и температура потока. Так как турбина является одноступенчатой, то на входе в расчетную область поток направлен в осевом направлении. На выходе из расчетной области задано статическое давление. Также на стенке использовались граничные условия непротекания и прилипания. С использованием разработанной математической модели определены поля чисел Маха, скоростей потока и статического давления в корневом и периферийном сечениях проточной части турбины. Расчет проводился в нестационарной постановке с временным шагом $1,5974 \cdot 10^{-6}$ с, что соответствует углу поворота ротора относительно статора на 0,09 градусов. Суммарное количество временных итераций составляло 200. Полученные результаты могут быть применены при дальнейшем исследовании прочности лопаточного аппарата высоконагруженных судовых газотурбинных двигателей.

Ключевые слова: *судовой газотурбинный двигатель, трехмерные конечные элементы, проточная часть турбины, корневое и периферийное сечения, поля чисел Маха, скоростей и давления.*

Актуальность темы

В условиях внедрения энергосберегающих технологий в морском транспорте нашей страны актуальными являются проблемы сокращения сроков проектирования, изготовления, доводки и модернизации судовых газотурбинных двигателей. Возможности усовершенствования их проточных частей с помощью эмпирических подходов, оптимизации форм лопаточных каналов в плоских сечениях практически исчерпаны. Поэтому в настоящее время в инженерной практике значительно возросла роль методов вычислительной газовой динамики [1–6]. Совместно с натурными экспериментами они дают возможность в трехмерной стационарной и нестационарной постановках исследовать комплексное влияние различных факторов на характеристики лопаточного аппарата, снизить себестоимость изготовления газотурбинных двигателей (ГТД), а также повысить конкурентоспособность разрабатываемых судовых ГТД и рентабельность их производства.

© С. А. Моргун, 2019

В течение длительного времени при проектировании проточных частей турбомашин на разных этапах проектирования использовались достаточно простые модели течения газа: одномерные, квазидвухмерные, двухмерные (плоские и осесимметричные) [7–9]. Появление модели трехмерного вязкого течения рабочего тела через лопаточный аппарат турбомашин и численное решение этой задачи совместно с качественным ростом возможностей вычислительной техники значительно расширило возможности проектировщиков и позволило перейти к решению оптимального пространственного проектирования лопаточного аппарата турбомашин [9]. Точность и универсальность данной модели, возможность ее использования, как для создания отдельных лопаточных венцов, так и для всего лопаточного аппарата, позволила отказаться от использования более простых одномерных и двухмерных моделей течений рабочего тела [7, 8]. При проведении численного эксперимента важную роль играет модель турбулентности. Так, в работе [3] проведено тестирование трех моделей турбулентности при расчетах турбулентного течения и теплоотдачи на поверхности лопаток прямой сопловой решетки. Используются модели Спаларта-Аллмараса ($S-A$), Уилкокса ($k-\omega$) и Ментера (SST). При расчете по моделям $S-A$ и SST получены совпадающие между собой и близкие к экспериментальным картины течения возле входной кромки лопаток.

Исходя из анализа приведенных выше литературных источников, можно сделать вывод, что на данный момент существует еще ряд нерешенных вопросов касательно усовершенствования лопаточного аппарата турбин судовых ГТД численными методами. Поэтому целью работы является исследование параметров течения потока в межлопаточных каналах высоконагруженной одноступенчатой турбины высокого давления судового ГТД с использованием трехмерной математической модели вязкого течения рабочего тела.

Постановка задачи

Объектом исследования являются аэродинамические характеристики вязкого трехмерного турбулентного течения газового потока в проточной части рассматриваемой турбины.

В качестве стационарной системы координат принимается декартова правая система координат xyz с центром в точке O , расположенном на оси газотурбинного двигателя. Ось z – перпендикулярна оси ГТД, а ось x совпадает с этой осью. Вращающаяся система координат совершает вращение вместе с ротором турбины с постоянной угловой скоростью Ω , равной угловой скорости вращения ротора.

Состояние газа в любой точке рассматриваемой области определяется следующими параметрами: давлением (p); температурой (T); компонентами вектора скорости потока: u , v , w . Кроме того, для описания свойств вязкого сжимаемого газа необходимо знать его плотность ρ и вязкость μ , которые могут быть вычислены с помощью указанных выше параметров. Таким образом, состояние любой точки потока вязкого газа задается пятью переменными. Соответственно, для определения неизвестных переменных необходима система из пяти уравнений. Этими уравнениями являются

– уравнение движения в форме Навье–Стокса [8]

$$\begin{aligned} \rho \cdot \frac{\partial u}{\partial t} + \rho \cdot u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \cdot v \frac{\partial u}{\partial y} + \rho \cdot w \frac{\partial u}{\partial z} &= \rho \cdot X - \frac{\partial p}{\partial x} + 2 \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right]; \\ \rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho \cdot u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho \cdot v \frac{\partial v}{\partial y} + \rho \cdot w \frac{\partial v}{\partial z} &= \rho \cdot Y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \\ &+ 2 \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right]; \\ \rho \frac{\partial w}{\partial t} + \rho \cdot u \frac{\partial w}{\partial x} + \rho \cdot v \frac{\partial w}{\partial y} + \rho \cdot w \frac{\partial w}{\partial z} &= \rho \cdot Z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + 2 \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] \end{aligned} \quad (1)$$

где ρ – плотность газа, кг/м³; p – давление газа, Па; μ – динамический коэффициент вязкости газа;

– уравнение энергии [8]

$$\rho \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \left[\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y} + w \frac{\partial p}{\partial z} \right] + \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] + \mu \cdot \Phi, \quad (2)$$

где λ – коэффициент теплопроводности Вт/м*К; T – температура газа; Φ – диссипативная функция [8];

$$\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] = \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right), \quad (3)$$

– уравнение неразрывности [8]

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0. \quad (4)$$

Для описания зависимости плотности от температуры и давления в большинстве случаев достаточно известного уравнения состояния совершенного газа [1]:

$$\rho = \frac{p}{RT}. \quad (5)$$

Коэффициент динамической вязкости определяется следующим образом [7, 8]:

$$\mu = C_\mu \rho \frac{k}{\varepsilon}, \quad (6)$$

где C_μ – константа; k – кинетическая энергия турбулентности; ε – коэффициент диссипации турбулентности.

Аналитические решения уравнений (1–4) не существуют. Чтобы получить решения для случая реального течения газа в турбине, необходимо воспользоваться численными методами, а именно, методом конечных объемов.

Решение задачи

В данной работе для решения поставленной задачи была построена конечно-элементная сетка гексагонального типа (рис. 1).

Граничные условия. Для численного решения вышеописанной системы уравнений (1–5) с использованием гексагональной конечноэлементной сетки необходимо задать граничные условия. В данном случае рассматриваются такие типы граничных условий, как «вход», «выход» и «стенка» (рис. 2).

«Вход». Это граница, через которую поток «втекает» в рассматриваемую область. На входе граничными условиями будут: полное давление потока и температура потока. Так как турбина является одноступенчатой, то на входе в расчетную область поток направлен в осевом направлении.

«Выход». На выходе из расчетной области задается статическое давление, среднее значение которого по поверхности границы выхода определяется следующим образом:

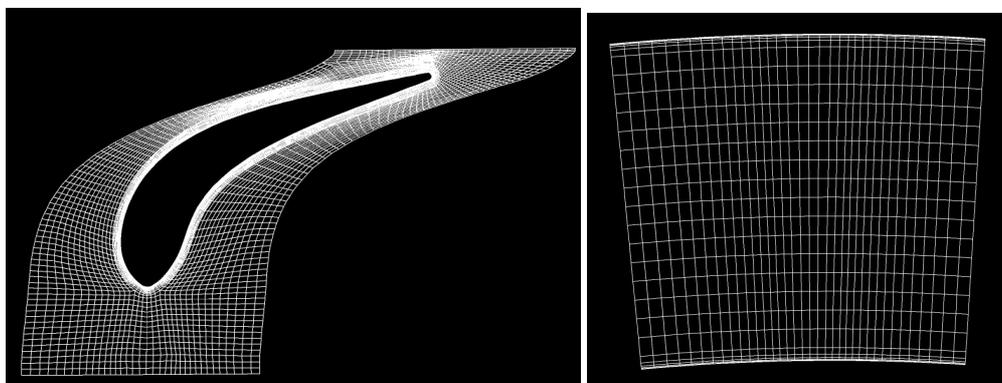
$$p_s = \frac{1}{A} \int_S p_n dA, \quad (7)$$

где p_s – статическое давление на границе; p_n – значение давления в узлах расчетной сетки.

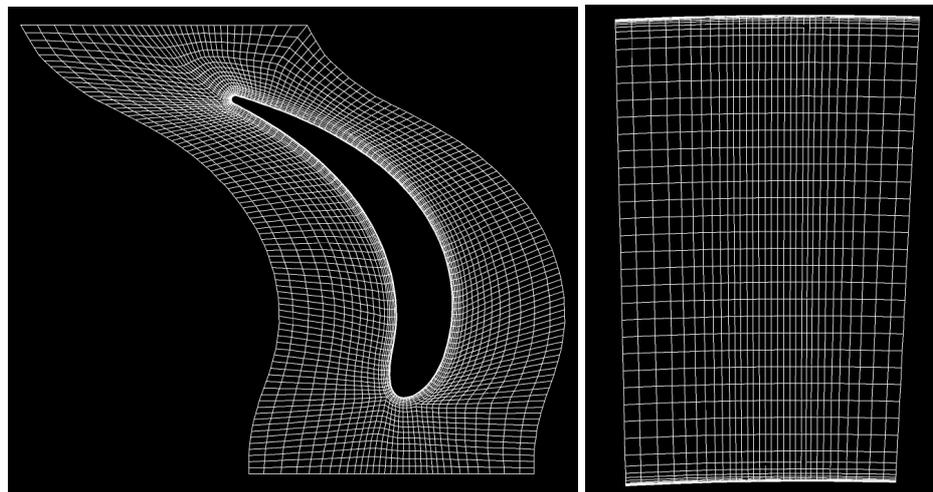
«Стенка». При расчете течений в лопаточных аппаратах большое значение имеет моделирование структуры течения у стенки (поверхности лопаток), поскольку от этого зависит правильность расчета действующей на лопатку силы и потерь от трения. Для описания турбулентного пограничного слоя обычно используются функции стенки – набор полуэмпирических функций, соединяющих значение независимых переменных в центре расчетной ячейки со значениями соответствующих переменных на стенке и основанных на предположении Лаундера и Сполдинга [10]. В данном случае на стенке использовались граничные условия непротекания и прилипания.

Представленная в данной работе трехмерная модель проточной части турбины состоит из двух секций статора и четырех секций ротора (рис. 3). Секция включает в себя перо лопатки с верхним и нижним обводами, упрощенно моделирующими корневую и бандажную полки.

Численное решение системы уравнений (1–5) с учетом граничных условий (6, 7) позволяет определить поля чисел Маха, статического давления и скоростей в корневом и периферийном сечениях лопаток статора и ротора. Расчет проводится в нестационарной постановке с временным шагом $1,5974 \cdot 10^{-6}$ с, что соответствует углу поворота ротора относительно статора на 0,09 градусов. Суммарное количество временных итераций равно 200.



а



б

*Рис. 1. Гексагональная конечноэлементная сетка для межлопаточных каналов:
а – статора; б – ротора*

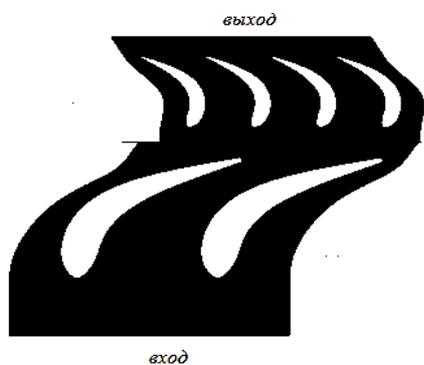


Рис. 2. Условия на границах расчетной области

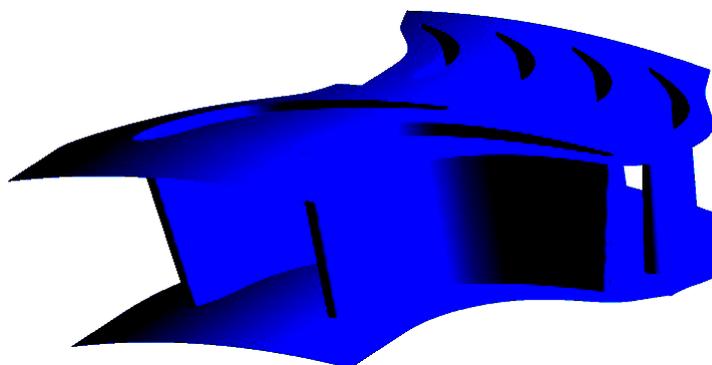


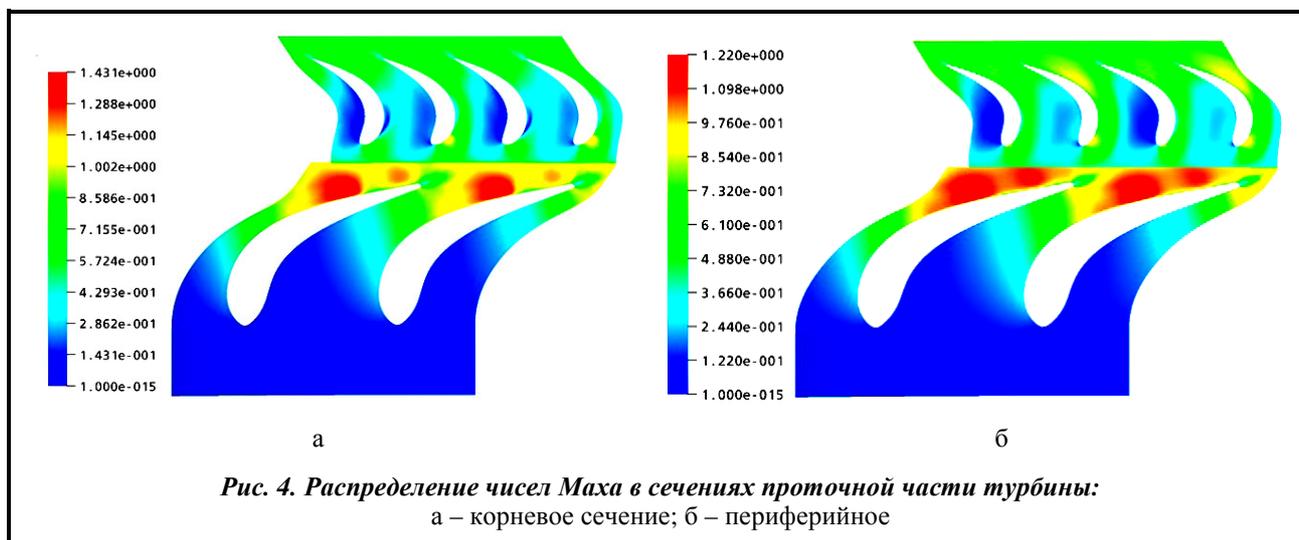
Рис. 3. Трехмерная модель проточной части рассматриваемой турбины

Основные результаты и их анализ

Мощность исследуемой турбины составляет 25 МВт. Температура рабочего тела на входе в ступень 1583 К; полное давление на входе в ступень 0,7578 МПа; частота вращения ротора 9390 об/мин.

Пространственная структура потока наглядно представлена рядом осесимметричных сечений в сопловом и рабочем венцах турбины. На рис. 4 приведены поля чисел Маха в корневом и периферийном сечениях лопаток.

Поток на входе в сопловой аппарат имеет дозвуковую скорость и осевое направление. В решетке поток разгоняется до сверхзвукового значения скорости. Звуковая линия $M=1$ полностью перекрывает межлопаточный канал в корневом сечении. На периферии скорость потока на выходе из сопловой решетки не превышает $M=0,9$. Со стороны спинки на выходе из межлопаточного канала по всей высоте сопловой решетки наблюдается локальный скачок скорости потока, достигая значения $M=1,43$ у корня, после которого происходит отрыв пограничного слоя. Далее поток тормозится в скачке уплотнения и поступает в рабочую решетку с околозвуковой величиной скорости. Градиент скорости по высоте на выходе из сопловой решетки вызван увеличением площади выходного сечения межлопаточного канала от корня к периферии. В рабочей решетке поток разгоняется, но не достигает скорости звука. Из-за закрутки рабочих лопаток площадь сечения на выходе из межлопаточного канала уменьшается от корня лопаток к периферии, поэтому в относительном движении поток имеет радиальный градиент скорости.



Векторное поле скоростей (рис. 5) показывает, что поток обтекает лопатки 2 и 4 безударно и без отрывов пограничного слоя. На спинке лопаток 1 и 3, которые попадают в зону действия следа за кромками сопловых лопаток, происходит отрыв пограничного слоя и создание зоны обратных течений, а со стороны корыта возникают зоны застоя, наиболее интенсивно выраженные при неравномерном поле параметров на входе в турбины.

Анализ рис. 5 свидетельствует о наличии локальных скачков скорости со стороны спинки сопловых лопаток, наиболее ярко выраженных в корневом сечении (рис. 5, а). Наличие данных скачков скорости приводит к возникновению локальных скачков давления, что и подтверждается информацией, приведенной на рис. 6.

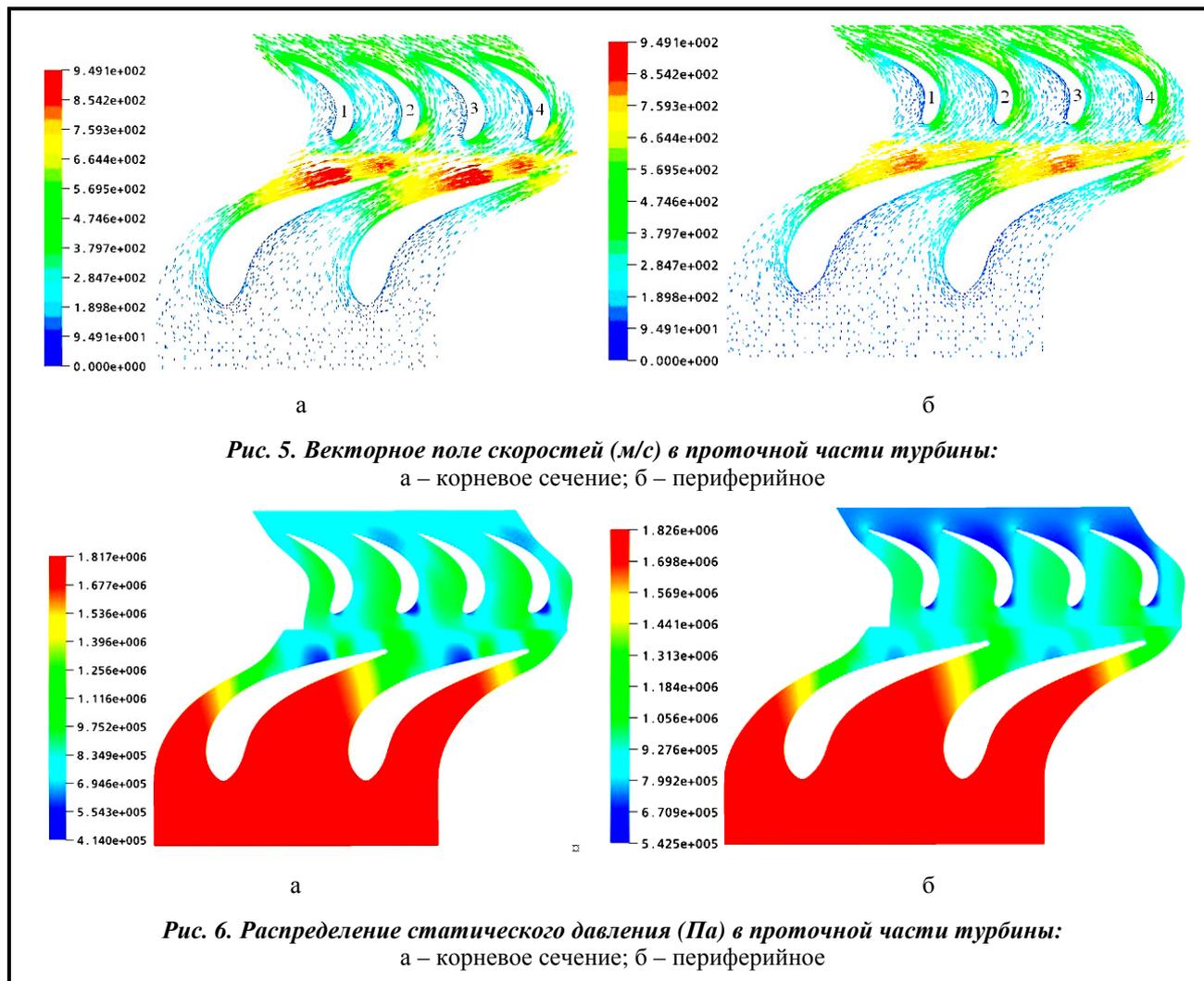


Рис. 5. Векторное поле скоростей (м/с) в проточной части турбины:
а – корневое сечение; б – периферийное

Рис. 6. Распределение статического давления (Па) в проточной части турбины:
а – корневое сечение; б – периферийное

Заключение

На основе проведенного анализа показана актуальность задачи усовершенствования лопаточного аппарата осевых турбин судовых газотурбинных двигателей методами вычислительной газодинамики. С использованием трехмерных уравнений Навье–Стокса для случая вязкого течения рабочего тела разработана усовершенствованная математическая модель на основе гексагональных конечных элементов. С использованием данной математической модели определены поля чисел Маха, скоростей и давлений в корневом и периферийном сечениях проточной части одноступенчатой турбины судового ГТД. Полученные результаты могут быть применены при дальнейшем исследовании прочности лопаточного аппарата рассматриваемого ГТД.

Литература

1. Холщевиков К. В., Емин О. Н., Митрохин В. Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1986. 432 с.
2. Rizk N. K., Mongia H. C. Three-dimensional combustor performance validation with high-density fuels. *J. Propulsion and Power*. 1990. Vol. 6. No. 5. P. 660–667. <https://doi.org/10.2514/3.23268>
3. Menter F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA J.* 1994. Vol. 32. No. 8. P. 1598–1605. <https://doi.org/10.2514/3.12149>
4. Takemitsu N. An analytical study of the standard *k-ε* model. *J. Fluid Eng.* 1990. Vol. 112. Iss. 2. P. 192–198. <https://doi.org/10.1115/1.2909387>
5. Иванов М. Я., Крупа В. Г. Расчет трехмерного течения вязкого газа в прямых решетках профилей. *Изв. РАН. Механика жидкостей и газа*. 1993. № 4. С. 58–68.

6. Shang T., Epstein A. H. Analysis of hot streak effects on turbine rotor heat load. *ASME J. Turbomachinery*. 1997. Vol. 119. Iss. 3. P. 544–553. <https://doi.org/10.1115/1.2841156>
7. Самарский А. А., Вабищевич П. Н. Вычислительная теплопередача. М.: «Эдиториал», 2009. 784 с.
8. Сосунов В. А., Чепкин В. М. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. М.: Моск. энерг. ун-т, 2003. 677 с.
9. Lecheler S. Numerische stromungsberechnung. Munich: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014. 199 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-05201-0>
10. Launder B. E., Spalding D. B. The numerical computation of turbulent flows. *Comp. Methods of Appl. Mech. Eng.* 1994. Vol. 3. Iss. 2. P. 269–289. [https://doi.org/10.1016/0045-7825\(74\)90029-2](https://doi.org/10.1016/0045-7825(74)90029-2)

Поступила в редакцию 06.05.2019

Числовий аналіз робочих процесів в міжлопаткових каналах високонавантаженої турбіни суднового газотурбінного двигуна з використанням уточненої скінченноелементної моделі

С. О. Моргун

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
54025, Україна, м. Миколаїв, пр. Героїв України, 9

Розглянуто питання проектування одноступінчатої високонавантаженої турбіни суднового газотурбінного двигуна. Об'єктом дослідження є аеродинамічні характеристики в'язкої тривимірної турбулентної течії газового потоку в проточній частині розглянутої турбіни. Проведено числовий аналіз робочих процесів в міжлопатковому каналі турбінного ступеня. Під час проектування слід враховувати той факт, що можливості удосконалення форми проточної частини за допомогою оптимізації форм лопаткових каналів в плоских перерізах не відповідають вимогам, що ставляться до високонавантажених турбін. Альтернативою такому підходу є застосування методів обчислювальної газової динаміки в тривимірній постановці. Тому в цій роботі викладена методика побудови уточненої скінченноелементної моделі течії робочого тіла в проточній частині одноступінчатої турбіни високого тиску суднового газотурбінного двигуна. Для розв'язання поставленої задачі побудована скінченноелементна сітка гексагонального типу з використанням тривимірних рівнянь Нав'є-Стокса для випадку в'язкої течії робочого тіла. Наведена тривимірна модель проточної частини турбіни складається з двох секцій статора і чотирьох секцій ротора. Секція включає в себе перо лопатки з верхнім і нижнім обводами, що спрощено моделюють кореневу і бандажну полиці. У процесі розрахунків використовувалися такі типи граничних умов, як «вхід», «вихід» і «стінка». На вході було задано повний тиск потоку і температура потоку. Оскільки турбіна є одноступеневою, то на вході в розрахункову область потік спрямований в осьовому напрямку. На виході з розрахункової області задано статичний тиск. Також на стінці використовувалися граничні умови непротікання і прилипання. З використанням розробленої математичної моделі визначено поля чисел Маха, швидкостей потоку і статичного тиску в кореневому і периферійному перерізах проточної частини турбіни. Розрахунок проводився в нестационарній постановці з часовим кроком $1,5974 \cdot 10^{-6}$ с, що відповідає куту повороту ротора щодо статора на 0,09 градусів. Сумарна кількість тимчасових ітерацій становила 200. Отримані результати можуть бути застосовані під час подальшого дослідження міцності лопаткового апарата високонавантажених суднових газотурбінних двигунів.

Ключові слова: судновий газотурбінний двигун, тривимірні скінченні елементи, проточна частина турбіни, кореневий та периферійний перерізи, поля чисел Маха, швидкостей та тиску.