

Научная статья

УДК 519-7

EDN EWLVLH

DOI 10.17150/2713-1734.2023.5(3).275-287

**О.В. Репецкий***Иркутский государственный аграрный университет**имени А.А. Ежевского,**г. Иркутск, Российская Федерация***Нгуен Ван Мань***Иркутский государственный аграрный университет**имени А.А. Ежевского,**г. Иркутск, Российская Федерация*

Математическое моделирование влияния аэродинамической нагрузки на прочностные характеристики лопаток турбомашин

Аннотация. Рабочие лопатки турбомшины постоянно подвергаются периодическим во времени нагрузкам, например, за счет нестационарного взаимодействия потока последовательных рядов лопаток статора и ротора. В лопатках турбин избежать резонанса практически невозможно, так как полоса частот силового возбуждения и собственные частоты диска–лопатки являются широкополосными диапазонами и диапазонами перекрытия. Анализ вынужденных колебаний лопаточного венца является важной частью проектирования газотурбинных двигателей. Для анализа усталости и прогнозирования срока службы лопатки турбомшины требуется история напряженной нагрузки на лопатку. Однако лопатка, предназначенная для безопасной работы при определенных постоянных скоростях вращения ротора, может подвергаться разрушительным нагрузкам во время пуска и остановки. Во время таких операций лопатка испытывает кратковременные резонансные напряжения при прохождении критического значения, которое может находиться в диапазоне скоростей, через который ускоряется ротор. Усталость из-за этих переходных воздействий может накапливаться и приводить к отказу. В этой связи разработка математических моделей аэродинамических нагрузок и применение их для решения задач обеспечения вибрационной надежности лопаточного аппарата, является актуальной задачей. В данной работе представлена методика оценки аэродинамических нагрузок и усталостных повреждений при работе с переменной скоростью. Переходные резонансные напряжения для лопатки были определены с помощью численной процедуры. Описана процедура оценки усталостных повреждений. Поверхность усталостного разрушения формируется на осях S–N–средних напряжений, и для оценки накопления усталости используется правило Goodman.

Ключевые слова. Академическое рабочее колесо, долговечность, математические модели, аэродинамическая нагрузка, резонанс.

Информация о статье. Дата поступления: 26 марта 2023 г.; дата принятия к публикации: 19 июня 2023 г.; дата онлайн-размещения: 28 сентября 2023 г.

O.V. Repetckii*Irkutsk State Agrarian University named after A.A. Ezhevsky,
Irkutsk, Russian Federation***Nguyen Van Manh***Irkutsk State Agrarian University named after A.A. Ezhevsky,
Irkutsk, Russian Federation*

Mathematical Modeling and Study of the Influent Aerodynamic Loads on the Strength Characteristics of Turbine Blades

Abstract. The working blades of the turbomachine are constantly subjected to periodic loads in time, for example, due to the unsteady interaction of the flow of successive rows of stator and rotor blades. It is almost impossible to avoid resonance in turbine blades, since the frequency band of the power excitation and the natural frequencies of the blade disk are broadband ranges and overlap ranges. Analysis of forced oscillations of the blade crown is an important part of the design of gas turbine engines. To analyze fatigue and predict the service life of a turbomachine blade, a history of the stressed load on the blade is required. However, a blade designed for safe operation at certain constant rotor speeds can be subjected to destructive loads during start-up and stop. During such operations, the blade experiences short-term resonant stresses when passing a critical value, which may be in the speed range through which the rotor accelerates. Fatigue due to these transient effects can accumulate and lead to failure. In this regard, the development of mathematical models of aerodynamic loads and application for solving problems of ensuring the vibrational reliability of the blade apparatus is an urgent task. This paper presents a methodology for assessing aerodynamic loads and fatigue damage when operating at variable speed. The transient resonant stresses for the blade were determined using a numerical procedure. The procedure for assessing fatigue damage is described. The fatigue fracture surface is formed on the S–N–mean stress axes, and the Goodman rule is used to assess fatigue accumulation.

Keywords. Academic impeller, durability, mathematical models, aerodynamic load, resonance.

Article info. Received 23 March, 2023; Accepted 19 June, 2023; Available online 28 September, 2023.

Введение

Усталость лопатки является междисциплинарной проблемой, а аспекты проблемы были предметом обширных исследований ранее. Усталость лопатки определяется полями статических и динамических напряжений на лопатки, усталостными свойствами материала лопатки, историей нагрузки и условиями эксплуатации. Усталостная трещина обычно зарождается в области высокого напряжения в какой-либо металлургической или структурной неоднородности, и если поддерживаются критические условия эксплуатации, трещина может вырасти и приведет к разрушению.

Шаги к анализу усталости можно в целом свести к следующему [1]:

1. Составление истории нагружения.

2. Определение параметров усталости лопатки в условиях эксплуатации.

3. Оценка срока службы с использованием теории усталости.

Исследование механизмов нестационарного аэродинамического возбуждения основано на численном моделировании трехмерного нестационарного поля течения в турбинных ступенях. Этот процесс проводится в три последовательных этапа [2]. Первым этапом является определение источников давления на поверхности лопатки. Вторым этапом является определение распределения возмущений давления на поверхности лопатки измерением или методом моделирования. На третьем этапе возмущенные давления интегрируются по поверхности лопатки для получения динамической силы на лопатке.

Возбуждение лопаток обусловлено многими причинами, в числе главных взаимодействие между направляющими лопатками и рабочим колесом [3]. В настоящее время вычислительная гидродинамика (CFD) является самым распространенным методом для проведения анализа нестационарного потока турбины и исследования количественной оценки вибрационных откликов на основе прогнозирования аэродинамических сил возбуждения, действующих на рабочие колеса [4]. Однако учет всех явлений нестационарного течения в турбине требует вычисления для всей ступени, а это значительные вычислительные затраты. Чтобы сократить численное время используются подходы пространственно – временных преобразований “Transient blade row” [5–10]. Данные подходы позволяют при моделировании одного – двух межлопаточных каналов каждого венца получить нестационарное решение для всей турбомшины, что позволяет значительно уменьшить затраты вычислительных ресурсов [11–14].

Метод прогнозирования усталостной долговечности рабочих лопаток значительно зависит от спектра нагрузок, который всегда сложный из-за изменения условий работы во время эксплуатации [15; 16]. Спектр комплексной нагрузки нельзя использовать непосредственно для тестовых исследований в лаборатории, поэтому его необходимо упростить и преобразовать. В данной статье представлена простая модель аэродинамических нагрузок, действующих на рабочие лопатки при прохождении через критическую скорость во время пуска и остановки двигателей.

Математическое моделирование аэродинамической силы на рабочие лопатки.

На рис. 1а изображена одна лопатка (остальные лопатки не показаны), положение которой определяется углом $\varphi = \omega t$, где ω – угловая скорость колеса. На рис. 1б показано изменение аэродинамического усилия $q_x^{(a)}$, действующего на эту лопатку, за период одного оборота колеса [2].

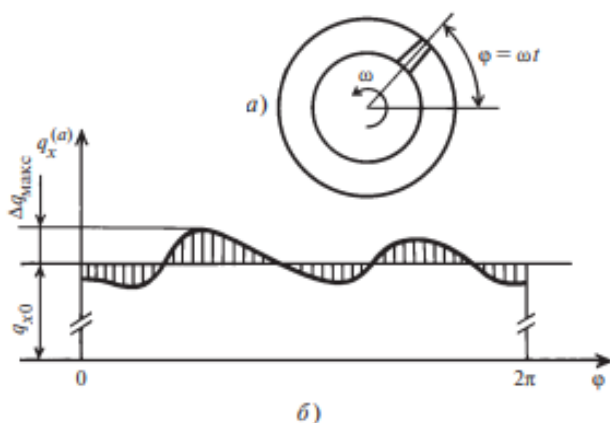


Рис. 1. Изменение окружного усилия за время одного оборота ротора

Очевидно, для каждой рабочей лопатки оба составляющие аэродинамического усилия - окружного усилия $q_{\theta}^{(a)}$ и осевого усилия $q_z^{(a)}$ являются периодическими функциями от угла φ с периодом 2π и, следовательно, можно представить в виде суммы членов ряда Фурье [2] :

$$q(\varphi) = Q_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (Q_k \cos k\varphi + P_k \sin k\varphi) = Q_0 + \sum_{k=1}^{\infty} N_k \cos(k\omega t - \varepsilon_k). \quad (1)$$

Здесь N_k – амплитуда k -й гармонической возбуждающей силы, ε_k – начальная фаза.

Для возбуждающей силы, вызываемой неравномерностью потока при наличие кромочных следов за сопловой (направляющей) решеткой число k ратно z (число сопел статора ($k = z, 2z, \dots$)).

Из формулы (1) при $k = 10$ получается представления погонных нагрузок $q_{\theta}^{(a)}$, $q_z^{(a)}$:

$$\begin{aligned} q_{\theta}^{(a)} &= Q_{\theta 0}^{(a)} + N_{\theta}^{(a)} \cos(k\omega t + \varepsilon_{\theta}^{(a)}) \\ q_z^{(a)} &= Q_{z 0}^{(a)} + N_z^{(a)} \cos(k\omega t + \varepsilon_z^{(a)}) \end{aligned} \quad (2)$$

где (а) обозначает зависимость величины $q_{\theta}^{(a)}$, $q_z^{(a)}$ от высоты лопатки.

Для того, чтобы численно получаются значения аэродинамической нагрузки, достаточно разделить длину лопатки на 5 частей [13], на каждой части действуют нагрузки:

$$\begin{aligned} q_{\theta}^{(j)} &= Q_{\theta 0}^{(j)} + N_{\theta}^{(j)} \cos(k\omega t + \varepsilon_{\theta}^{(j)}) \\ q_z^{(j)} &= Q_{z 0}^{(j)} + N_z^{(j)} \cos(k\omega t + \varepsilon_z^{(j)}) \end{aligned} \quad (3)$$

где $j = 1, 2 \dots 5$.

Практика эксплуатации турбомашин и изучение аварий лопаточного аппарата свидетельствуют о том, что рабочие лопатки чаще всего разрушаются вследствие многоциклового усталости и решающее значение при этом имеют колебания при резонансе, когда динамические смещения и динамические напряжения имеют максимальные значения.

Условие резонанса в общем случае имеет вид :

$$f_s = k\omega = f_m, \quad (4)$$

где f_s – частота возбуждающей силы; f_m — любая частота собственных колебаний лопатки, пакета лопаток или венца рабочих лопаток.

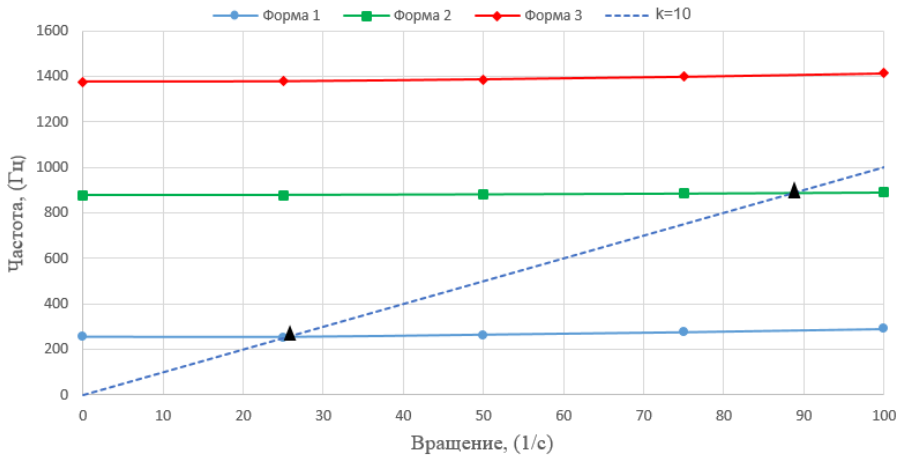


Рис. 2. Диаграмма Кэмпбелла рабочей лопатки

Резонансные частоты лопатки обнаруживаются на диаграмме Кэмпбелла (рис. 2). Где горизонтальная ось представляет скорость вращения ротора, а вертикальная ось обозначает собственную частоту колебаний. Черным треугольником отмечена критическая скорость, составляющая 26.34 1/с (резонанс на 10-й гармонике возбуждения и первой форме колебаний), 87.83 1/с (резонанс на 10-й гармонике возбуждения и второй форме колебаний).

Расчет аэродинамических нагрузок для десятой гармоники возбуждения

В качестве исследуемого объекта выбрано модельное академическое рабочее колесо турбомшины. Тестовым условием, рассматриваемым для этого численного исследования, является аэродинамический профиль турбины с экспериментальными данными, полученными в работе [4]. Эта конфигурация ротора и статора, разработанная для исследования нестационарных аэродинамиче-

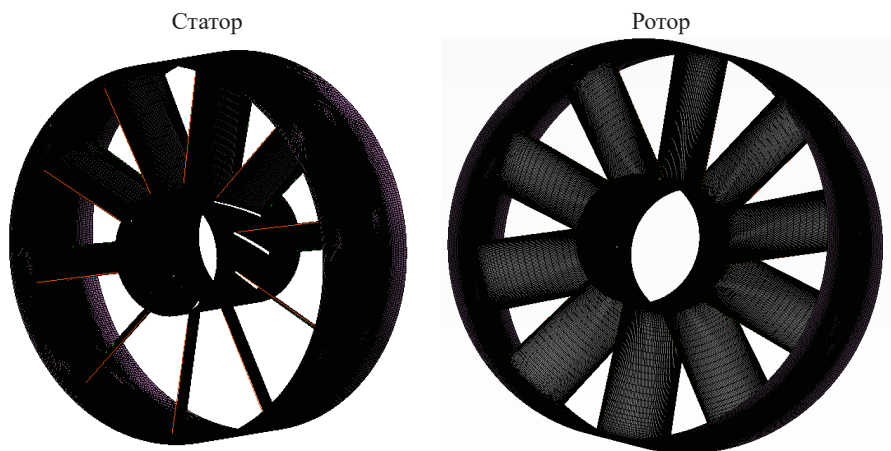
ских характеристик и характеристик теплопередачи в ступени турбины. В табл. 1 указаны граничные условия для моделирования течения на ступени, когда ротор турбины вращается с критической угловой скоростью $\omega_1 = 26.34$ 1/с.

Таблица 1

**Геометрия турбинной ступени исследуемого диска
и граничные условия из [4]**

| | |
|---|----------------|
| Число лопаток сопловой решетки | 10 |
| Число рабочих лопаток | 10 |
| Высота прохода (вход) | 170 мм |
| Скорость вращения ротора | 26.34 1/с |
| Общее давление (на входе) | 81,300 Па |
| Общая температура (на входе) | 441.6 К |
| Статическое давление – среднее значение (на выходе) | 53,250 Па |
| Теплопередача стенок | адиабатическая |

Соответствующие расчетные сетки области течения потока для лопаток статора и ротора показаны на рис. 3. Для ясности изображения количество точек сетки, показанных на изображении, уменьшено по сравнению с фактическими точками. Сетка многоблочных конструкций была создана с помощью пакета Ansys Turbogrid. Число элементов расчетной сетки для статора состоит в 728874 элементов, а для ротора – 764894 элементов. Ортогональная сетка была сформирована вблизи поверхности стенки лопатки для надлежащего разрешения потоков пограничного слоя для достижения $y^+ = 1$ (безразмерное расстояние от первого узла расчетной сетки до стенки) [17].



**Рис. 3. Расчетная область для моделирования лопаток статора
и ротора**

Течение потока через ступень турбины было смоделировано с помощью методов пространственно-временных преобразований «Transient Blade Row», реализованных в решателе программного комплекса вычислительной газовой динамики ANSYS CFX. Статические результаты изображены на рис. 4.

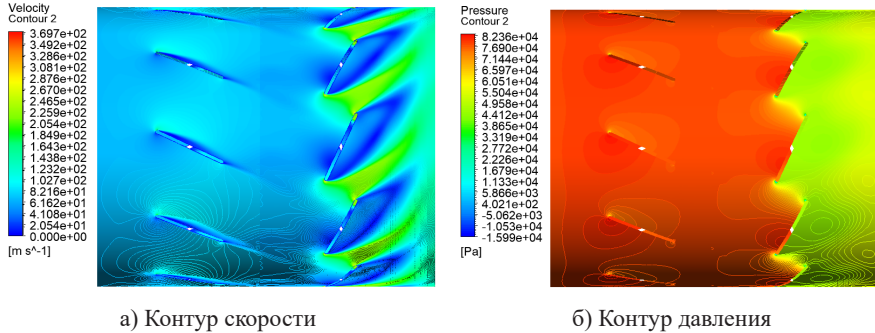


Рис. 4. График скорости и давления потока в плоскости пересечения (на расстоянии 50 % длины лопатки от обода диска)

Рисунок 4б показывает большую разность между давлением на передней и задней стороне лопатки ротора. Эта разность вызывает аэродинамические силы, действующие на рабочие лопатки. Также можно видеть, что скорость и давление потока на входную кромку лопатки ротора периодически изменяется относительно положения направляющей решетки. Это приводит к тому, что при вращении ротора относительно статора, рабочие лопатки турбомашин постоянно подвергаются периодическим во времени аэродинамическим нагрузкам.

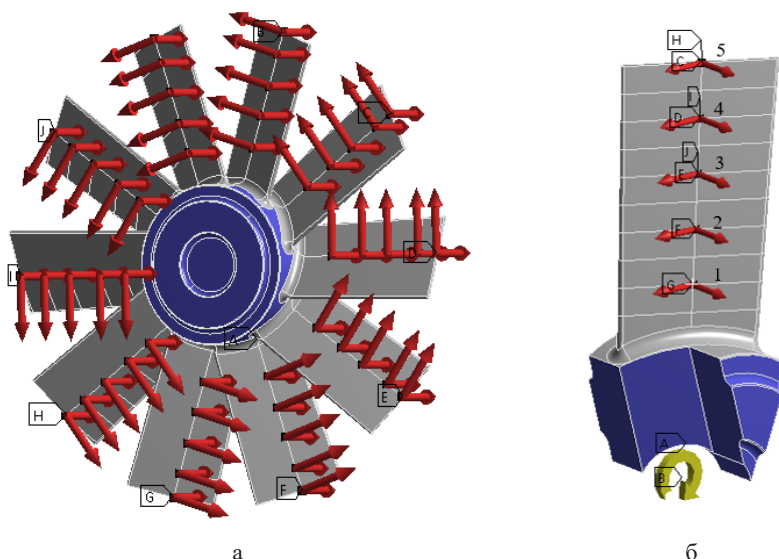
Результаты нестационарного расчета

При интегрировании давления по поверхности лопатки были получены максимальные и минимальные значения аэродинамических сил на каждом участке лопатки и время достижения экстремальных значений этих сил. Отсюда были взяты средние значения окружных усилий $Q_{\theta}^{(j)}$ и осевых усилий $Q_z^{(j)}$, их амплитуды гармоник и фаз колебаний $N_{\theta}^{(j)}$, $N_z^{(j)}$, $\varepsilon_{\theta}^{(j)}$, $\varepsilon_z^{(j)}$ соответственно. Конкретные результаты вычисления этих коэффициентов получены с помощью программного пакета Ansys CFX и показаны в табл. 2.

На рис.5 показана схема распределения аэродинамических нагрузок. На каждую часть лопатки действует окружное усилие $q_{\theta}^{(j)}$ и осевое усилие $q_z^{(j)}$, значения которых определяются из формулы (3) с коэффициентами в табл. 2. При скорости вращения ротора $\omega_1 = 26.34$ 1/с частота собственных колебаний лопатки равна 263.4 Гц, а частота аэродинамических усилий $f_e = k\omega_1 = 263.4$ Гц ($k = 10$) соответствует частоте собственных колебаний лопатки в условия резонанса для десятой гармоники возбуждения.

**Результаты вычисления коэффициентов
аэродинамической нагрузки**

| j (рис.5) | $Q_{\theta}^{(j)}$ (Н) | $N_{\theta}^{(j)}$ (Н) | $\varepsilon_{\theta}^{(j)}$ (рад) | $Q_z^{(j)}$ (Н) | $N_z^{(j)}$ (Н) | $\varepsilon_z^{(j)}$ (рад) |
|-------------|------------------------|------------------------|------------------------------------|-----------------|-----------------|-----------------------------|
| 1 | 57.54 | 4.55 | 0 | 31.7 | 3.78 | 0.00 |
| 2 | 64.1 | 4.4 | 0.52 | 29.02 | 4.16 | 0.52 |
| 3 | 67 | 4.5 | 2.08 | 29.36 | 4.34 | 2.08 |
| 4 | 67.2 | 4.57 | 2.60 | 29.34 | 4.22 | -0.52 |
| 5 | 69.8 | 4.64 | -0.52 | 24.8 | 3.8 | -0.52 |



**Рис. 5. Схема распределения аэродинамических нагрузок
(а – рабочего колеса, б – одной лопатки)**

Расчет долговечности рабочего колеса турбины под действием аэродинамических нагрузок

На рис. 6 изображено эквивалентное напряжение по Мизесу на рабочих лопатках под действием переменных аэродинамических нагрузок, когда это напряжение имеет максимальное значение. Максимальное напряжение составляет 182.2 МПа и меньше, чем предел текучести стали (250 МПа), поэтому лопатки испытывают упругие деформации. Следовательно, наш дальнейший анализ основан на подходе к расчёту долговечности по многоцикло-вой усталости.

На рис. 7 представлен результат численного расчета долговечности рабочего колеса по многоцикло-вой усталости. Минимальный период до разрушения рабочего колеса составляет 36089 циклов, а зона разрушения располагается в корне лопатки.

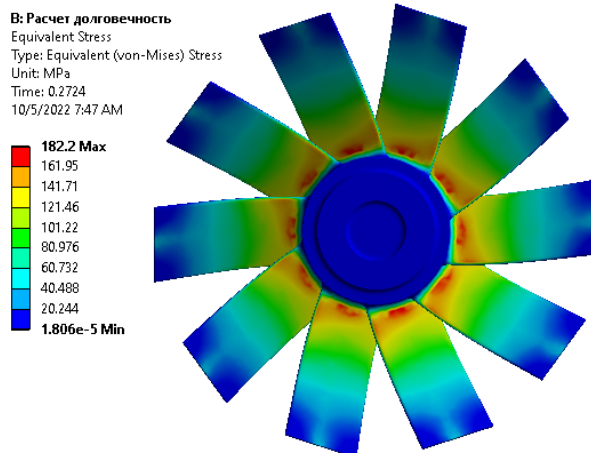


Рис. 6. Максимальное эквивалентное напряжение по Мизесу

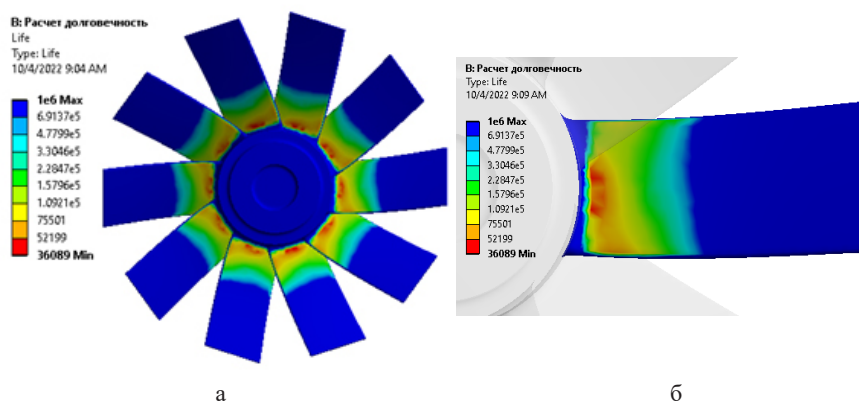


Рис. 7. Расчет долговечности рабочего колеса под действием аэродинамических нагрузок (а – рабочего колеса, б – одной лопатки)

Заключение

В статье проведен анализ возможности и эффективности применения математических моделей для моделирования аэродинамических нагрузок на рабочие лопатки при резонансах. В настоящей работе, рабочие лопатки подвергаются резонансным напряжениям при угловой скорости вращения рабочего колеса, полученной из диаграммы Кэмпбелла ($\omega_1 = 26.34$ 1/с). В публикации представлены результаты численного моделирования течения газа через ступень турбины с помощью методов вычислительной гидродинамики в программном пакете Ansys CFX. Выполнена количественная оценка усредненных значений и амплитуд гармоник

аэродинамических нагрузок при прохождении через критическую скорость во время разгона ротора академической турбомашин. При этом аэродинамические силы на лопатке представлены гармоническими функциями с частотой возбуждения $f_g = k\omega_1 = 263.4$ Гц. Дополнительно выполнен расчет долговечности рабочего колеса под действием полученных аэродинамических нагрузок. Результаты настоящих исследований будут применяться для моделирования преднамеренной расстройки параметров высоконагруженных элементов академических и реальных турбомашин.

Список использованной литературы

1. Vyas N.S. Fatigue Life Estimation Procedure for a Turbine Blade Under Transient Loads / N.S Vyas, J.S Rao // Journal of engineering and gas turbines power. — 1994. — Vol. 116. — P. 199–206.
2. Репецкий О.В. Компьютерный анализ динамики и прочности турбомашин / О.В. Репецкий. — Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 1999. — 301 с.
3. Паровые и газовые турбины для электростанций / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний. — Москва : Издательский дом МЭИ, 2016. — С. 557.
4. Dirk W. Comparison of Transient Blade Row Methods for the CFD Analysis of a High-Pressure Turbine / W. Dirk, M. Derek, M. Ronald // Proceedings of ASME. — 2014. — Vol. 2D. — P. 11.
5. Vyas N.S. Transient Stress Response of a Turbine Blade Under Non-Linear Damping Effects / N.S. Vyas, J.S. Rao // Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. — 1990. — Vol. 5. — P. 1–7.
6. Stuart C. A Comparison of Advanced Numerical Techniques to Model Transient Flow in Turbomachinery Blade Rows / C. Stuart, B. Mark, Z. Laith // ASME Turbo Expo 2011 : Turbine Technical Conference and Exposition. — 2011. — Vol. 7. — P. 1241–1250.
7. Dirk W. Comparison of Transient Blade Row Methods for the CDF Analysis of a High-Pressure Turbine / W. Dirk, M. Derek, M. Ronald // Proceedings of ASME Turbo Expo 2014 : Turbine Technical Conference and Exposition GT2014, Düsseldorf, 16 June 2014. — Düsseldorf, 2014. — P. 1–11.
8. Life Calculation of First Stage Compressor Blade of a Trainer Aircraft / J.S. Rao, N. Rangarajan, R. Ratnakar, R. Rzakowski // ASME Turbo Expo 2012 : Turbine Technical Conference and Exposition, Copenhagen, 11 June 2012. — Copenhagen, 2012. — P. 1–8.
9. Aravin D. A Comparative Study of Transient Blade Row and Blade Count Scaling Approaches for Numerical Forced Response Analysis in a Transonic Turbine. / D. Aravin, V. Klemens, F. Magnus // Proceedings of 12th European turbomachinery conference, Stockholm 3 April 2017. — Stockholm, 2017. — P. 1–11.
10. Winhart B. Application of the Time Transformation Method for a Detailed Analysis of Multistage Blade Row Interactions in a Shrouded Turbine / B. Winhart, D. Micallef, D. Engelmann // Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC12, Stockholm 3 April 2017. — Stockholm, 2017. — P. 1–12.
11. Experimental and Computational Analysis of a Multistage Axial Compressor Including Stall Prediction by Steady and Transient CFD Methods / C. Cornelius, T. Biesinger, P. Galpin, A. Braune // Journal of Turbomachinery. — 2013. — Vol. 136, No. 6. — P. 1–12.

12. Репецкий О.В. Численный анализ прочностных характеристик машиностроительных конструкций с расстройкой параметров / О.В. Репецкий, В.В. Нгуен. — EDN ССКРСУ // Вестник НГИЭИ, 2019. — № 7. — С. 27–38.
13. Репецкий О.В. Применение методов моделирования аэродинамических сил на рабочих лопатках турбомашин // О.В. Репецкий, В.М. Нгуен. — EDN WJAOAP // Актуальные вопросы аграрной науки. — 2022. — № 43. — С. 60–68.
14. Repetskiy O.V. Modeling and Simulation of Dynamic Processes With the Help of Program Package BLADIS+ / O. Repetskiy, I. Ryjikov. — DOI 10.1007/978-1-4020-8735-6_41. — EDN RHOYCP // Innovations and advanced techniques in systems, Computing sciences and software engineering : Collected Papers. — Bridgeport, 2008. — P. 219–220.
15. Sato W. A Study of Aerodynamic Excitation Forces on a Radial Turbine Blade Due to Rotor–Stator Interaction / W. Sato, A. Yamagata, H. Hattori // IHI engineer review. — 2017. — Vol. 50, No. 2. — P. 42–48.
16. Ubulom I. Influence of Fluid–Structure Interaction Modelling on the Stress and Fatigue Life Evaluation of a Gas Turbine Blade / I. Ubulom // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. — 2021. — Vol. 235. — P. 1019–1038.
17. Кузьминов А.В. Метод расчета турбулентных течений несжимаемой жидкости на основе двухслойной $(k - \epsilon)$ –модели / А.В. Кузьминов, В.Н. Лапин, С.Г. Черный. — EDN KZBMDD // Вычислительные технологии, 2001. — Т. 6, № 5. — С. 73–86.

References

1. Vyas N.S., Rao J.S. Fatigue Life Estimation Procedure for a Turbine Blade Under Transient Loads. *Journal of engineering and gas turbines power*, 1994, vol. 116, pp. 199–206.
2. Repetskii O.V. *Computer analysis of the dynamics and strength of turbomachines*. Irkutsk National Research Technical University Publ., 1999. 301 p.
3. Kostyuk A.G., Frolov V.V., Bulkin A.E., Trukhnii A.D. *Steam and gas turbines for power plants*. Moscow, Izdatel'skii dom MEI Publ., 2016. 557 p.
4. Dirk W., Derek M., Ronald M. Comparison of Transient Blade Row Methods for the CFD Analysis of a High–Pressure Turbine. *Proceedings of ASME*, 2014, vol. 2D, pp. 11.
5. Vyas N.S., Rao J.S. Transient Stress Response of a Turbine Blade Under Non–Linear Damping Effects. *Gas turbine and aeroengine congress and exposition*, 1990, vol. 5, pp. 1–7.
6. Stuart C., Mark B., Laith Z. Comparison of Advanced Numerical Techniques to Model Transient Flow in Turbomachinery Blade Rows. *ASME Turbo Expo 2012, Turbine Technical Conference and Exposition*, 2011, vol. 7, pp. 1241–1250.
7. Dirk W., Derek M., Ronald M. Comparison of Transient Blade Row Methods for the CDF Analysis of a High–Pressure Turbine. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014, Turbine Technical Conference and Exposition GT2014, Düsseldorf, June 16, 2014*. Düsseldorf, 2014, pp. 1–11.
8. Rao J.S., Rangarajan N., Ratnakar R., Rzakowski R. Life Calculation of First Stage Compressor Blade of a Trainer Aircraft. *ASME Turbo Expo 2012, Turbine Technical Conference and Exposition, Copenhagen, June 11, 2012*. Copenhagen, 2012, pp. 1–8.
9. Aravin D., Klemens V., Magnus F. Comparative Study of Transient Blade Row and Blade Count Scaling Approaches for Numerical Forced Response Analysis in a Transonic Turbine. *Proceedings of 12th European turbomachinery conference, Stockholm, April 3, 2017*. Stockholm, 2017, pp. 1–11.

10. Winhart B., Micallef D., Engelmann D. Application of the time transformation method for a detailed analysis of multistage blade row interactions in a shrouded turbine. *Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC12, Stockholm, April 3, 2017*. Stockholm, 2017, pp. 1–12.
11. Cornelius C., Biesinger T., Galpin P., Braune A. Experimental and Computational Analysis of a Multistage Axial Compressor Including Stall Prediction by Steady and Transient CFD Methods. *Journal of Turbomachinery*, 2013, vol. 136, no. 3, pp. 1–12.
12. Repetckii O.V., Nguyen V.V. Umerical Analysis of Strength Characteristics of Machine-Building Structures With Mistuning Parameters. *Vestnik NGIEI = Bulletin NGIEI*, 2019, no. 7, pp. 27–38. (In Russian). EDN: CCKPCU.
13. Repetckii O.V., Nguyen V.M. Application of Methods For Simulation of Aerodynamic Forces on the Working Blades of Turbomachines. *Aktual'nye voprosy agrarnoi nauki = Actual issues of agrarian science*, 2022, no. 43, pp. 60–68. (In Russian). EDN: WJAOAP.
14. Repetskiy O., Ryjikov I. Modeling and Simulation of Dynamic Processes With the Help of Program Package BLADIS+. *Innovations and advanced techniques in systems, Computing sciences and software engineering, Collected Papers*. Bridgeport, 2008, pp. 219–220. EDN: RHOYCP. DOI: 10.1007/978-1-4020-8735-6_41.
15. Sato W., Yamagata A., Hattori H. A Study of Aerodynamic Excitation Forces on a Radial Turbine Blade Due to Rotor–Stator Interaction. *IHI engineer review*, 2017, Vol. 50, No. 2, pp. 42–48.
16. Ubulom I. Influence of Fluid–Structure Interaction Modelling on the Stress and Fatigue Life Evaluation of a Gas Turbine Blade. *Proceedings of the institution of mechanical engineers, part a: journal of power and energy*, 2021, vol. 235, pp. 1019–1038.
17. Kuz'minov A.V., Lapin V.N., Chernyi S.G. Numerical Simulation of Incompressible Turbulent Flows Using Two-Layer Turbulent $k - \varepsilon$ Model. *Vychislitel'nye tekhnologii = Computing technologies*, 2001, vol. 6, no. 5, pp. 73–86. (In Russian). EDN: KZBMDD.

Информация об авторах

Репецкий Олег Владимирович — доктор технических наук, профессор, проректор по международным связям, Иркутский государственный аграрный университет имени А.А. Ежевского, г. Иркутск, Российская Федерация, e-mail: repetckii@igsha.ru.

Нгуен Ван Мань — аспирант, кафедра электрооборудования и физики, Иркутский государственный аграрный университет имени А.А. Ежевского, г. Иркутск, Российская Федерация, e-mail: manhzhucov@gmail.com.

Information about the Authors

Oleg V. Repetckii — D.Sc. in Technical Sciences, Professor, Vice-Rector for International Relations, Irkutsk State Agricultural University named after A.A. Ezhevsky, Irkutsk, Russian Federation, e-mail: repetckii@igsha.ru.

Nguyen Van Manh — PhD Student, Department of Electrical Equipment and Physics, Irkutsk State Agricultural University named after A.A. Ezhevsky Irkutsk, Russian Federation, e-mail: manhzhucov@gmail.com.

Вклад авторов

Все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Contribution of the Authors

The authors contributed equally to this article. The authors declare no conflicts of interests.

Для цитирования

Репецкий О.В. Математическое моделирование влияния аэродинамической нагрузки на прочностные характеристики лопаток турбомашин / О.В. Репецкий, Нгуен Ван Мань. — DOI 10.17150/2713-1734.2023.5(3).275-287. — EDN EWLVLH // System Analysis & Mathematical Modeling. — 2023. — Т. 5, № 3. — С. 275–287.

For Citation

Repetckii O.V., Nguyen Van Manh. Mathematical Modeling and Study of the Influent Aerodynamic Loads on the Strength Characteristics of Turbine Blades. *System Analysis & Mathematical Modeling*, 2023, vol. 5, no. 3, pp. 275–287. (In Russian). EDN: EWLVLH. DOI: 10.17150/2713-1734.2023.5(3).275-287.