

УДК 621.438

doi: 10.18698/0536-1044-2022-3-96-102

# Исследование вибрационных и механических свойств обандаженных направляющих лопаток с предварительным натяжением

В.А. Седунин<sup>1</sup>, Ю.Г. Марченко<sup>1</sup>, И.В. Мелихов<sup>2</sup>,  
И.А. Калинин<sup>1</sup>, Д.В. Антропов<sup>1</sup>

<sup>1</sup> ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»

<sup>2</sup> АО «Уральский турбинный завод»

## Study of Vibrational and Mechanical Properties of Pre-Tensioned Banded Stator Blades of an Axial Compressor

V.A. Sedunin<sup>1</sup>, Yu.G. Marchenko<sup>1</sup>, I.V. Melikhov<sup>2</sup>,  
I.A. Kalinin<sup>1</sup>, D.V. Antropov<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin

<sup>2</sup> JSC «The Ural Turbine Works»

Рассмотрено влияние натяжения направляющих лопаток осевого компрессора на их вибрационные и механические свойства. Проведены моделирование напряженно-деформированного состояния предварительно натянутой лопатки, расчет созданной модели на прочность и модальный расчет. Предложен метод предварительного натяжения направляющих лопаток с фиксированием хвостовика в паз корпуса и посадкой в бандажное кольцо с зазором, что обеспечивает им необходимое пространство для растяжения. Разработанный метод позволяет повысить жесткость направляющих лопаток, а следовательно, уменьшить их толщину для улучшения аэродинамических показателей с сохранением вибрационно-частотных характеристик. Наибольшее влияние предварительное натяжение оказывает на изгибные формы. Возможность регулирования частот собственных колебаний направляющих лопаток в широком диапазоне предотвращает резонанс.

**Ключевые слова:** осевой компрессор, расчет на прочность, собственные колебания, резонанс, предварительное натяжение, направляющие лопатки

The article considers the effect of the stator blade tension of an axial compressor on blade vibration and mechanical properties. Attention is paid to modeling the stress-strain state of a pre-tensioned blade and calculating the strength of the developed model as well as modal analysis. A method of stator blade pre-tensioning is proposed: the blade root is fixed in the groove of the body, and fitting into the shroud ring is made with a gap providing the blades with the necessary space for stretching. The tension is adjusted by changing the position of the tightening nut. Nuts are tightened evenly around the circumference. The proposed method allows increasing the rigidity of the stator blades and, consequently, reducing their thickness in order to improve aerodynamic performance while maintaining vibration-frequency characteristics. The pre-tension has the greatest influence on bending shapes. The ability to regulate the natural vibration frequencies of the stator blade in a wide range allows avoiding resonance.

**Keywords:** axial compressor, strength calculation, natural vibration frequencies, resonance, pre-tension, stator blades

Повышение энергоэффективности и снижение удельных массогабаритных показателей газотурбинных установок — приоритетная задача современного турбостроения. Эту задачу можно решить путем уменьшения толщины направляющих лопаток (НЛ). Однако возникает вопрос, насколько тонкой можно выполнить НЛ с учетом всех действующих на нее сил [1–4]. При этом ее толщину, как правило, определяет долгосрочность ресурса, а разрушение происходит либо под действием вибраций, либо при попадании крупных посторонних элементов. Усилить НЛ, повысить их жесткость и частоты собственных колебаний (ЧСК) можно с помощью метода предварительного натяжения.

Цель работы — исследование влияния предварительного натяжения НЛ за счет конструктивных особенностей бандажных колец на их ЧСК.

Моделирование напряженно-деформированного и вибрационного состояний преднатянутых НЛ выполнено на широко распространенной модельной ступени осевого компрессора К-50 [5]. Высота пера НЛ — 100 мм, максимальная толщина профиля  $\delta = 5$  мм.

Исследование НДС преднатянутых НЛ выполнено в программе конечно-элементного моделирования. Для построения модели использована тетраэдрическая неструктурированная сетка. Размер ячеек — 1 мм, размер ячеек в галтели — 0,1 мм. Так как в области галтели возникают наибольшие напряжения, в этой зоне потребовалось нанесение более мелкой поверхностной сетки для получения наиболее достоверных данных по значениям напряжений [6, 7]. Остальные параметры сетки приняты по умолчанию (рис. 1, а).

Общее количество твердотельных элементов в модели — 616516, узлов — 366437. В качестве материала лопатки выбрана конструкционная сталь.

Для создания предварительного натяжения НЛ предложен следующий метод: зафиксировать хвостовик лопатки в паз корпуса и посадить в бандажное кольцо с зазором, что обеспечит ей необходимое пространство для растяжения. Регулирование натяга осуществляется гайкой, равномерно затягиваемой по окружности.

В качестве граничных условий заданы ограничения перемещения на бандажных полках [8, 9]. Регулирование натяга НЛ определяется значением растягивающей силы, приложенной к

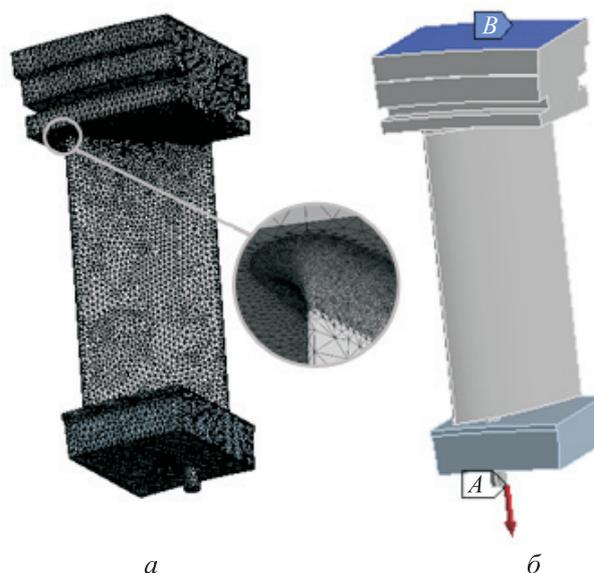


Рис. 1. Модели построения сетки конечных элементов НЛ (а) и задания граничных условий (б) НЛ:

А — сила натяжения  $F = 60$  кН; В — жесткая заделка

стержню, который выполнен как единое целое с профильной частью НЛ (рис. 1, б), что имитирует предложенную конструкцию. Расчетная модель рассмотрена в циклической симметричной постановке, что позволило исследовать НДС всей обоймы (включающей в себя 57 лопаток) на одной НЛ.

На начальном этапе исследования расчеты выполнялись по упрощенным моделям. Лопатка рассматривалась как сплошная плоская пластина с геометрически подобными характеристиками [10]. Для верификации задачи расчеты модели проводились как методом конечных элементов, так и с использованием зависимостей одномерной теории (по формулам сопромата). Погрешность полученных результатов деформации не превышала 4 %.

Согласно требованиям, минимальный коэффициент запаса НЛ турбомашин  $k = 1,5$ . Исходя из этого определена такая сила натяжения  $F = 60$  кН, которая не вызывает разрушения НЛ. Напряжения  $\sigma$  составили 425 МПа (при предельно допустимом напряжении  $\sigma_{\text{доп}} = 460$  МПа).

В результате расчетов получены распределения суммарных напряжений по Мизесу и полных деформаций в НЛ (рис. 2).

Максимальная деформация, наблюдаемая в стержне, с помощью которого осуществлялось натяжение НЛ, составила 0,2 мм, т. е. 0,2 % высоты пера лопатки. Наибольшие напряжения

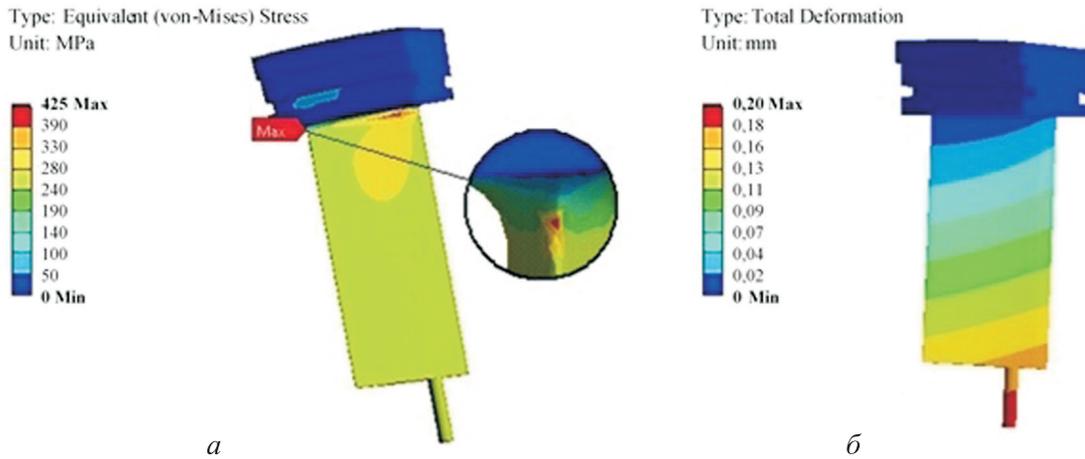


Рис. 2. Распределения суммарных напряжений по Мизесу, МПа, (а) и полных деформаций, мм, (б) в НЛ

возникают в галтели и выходной кромке (как в наиболее тонких элементах конструкции).

Для определения зависимости ЧСК от силы натяжения  $F$ , приложенной к стержню лопатки, расчеты ЧСК [11] выполнялись в диапазоне  $F = 0 \dots 60$  кН. Результаты расчета приведены на рис. 3. Здесь и далее для более наглядного представления полученных данных расчетные точки соединены линиями.

Характерно, что независимо от формы колебаний изменение ЧСК по изгибным формам составило 300 Гц (для второй изгибной — 500 Гц), а по крутильным 70 Гц.

Наибольшее влияние предварительное натяжение НЛ оказало на изгибные формы. Изменение ЧСК по первой форме колебаний  $\Delta = 80\%$ , по третьей  $\Delta = 21\%$ . По остальным

формам колебаний ЧСК возрастает менее чем на 8%. Поэтому предварительное натяжение НЛ можно использовать для их вибрационной отстройки по первой и третьей (изгибным) формам колебаний (рис. 4).

Как видно из рис. 4, в рабочем диапазоне осевого компрессора происходит пересечение первой формы колебаний с четвертой и пятой гармониками, что может привести к резонансу НЛ. При этом натяжение НЛ позволяет регулировать ее ЧСК в широком диапазоне, что предотвращает резонанс.

Таким образом, предварительное натяжение дает возможность повысить жесткость НЛ, а следовательно, уменьшить их толщину для

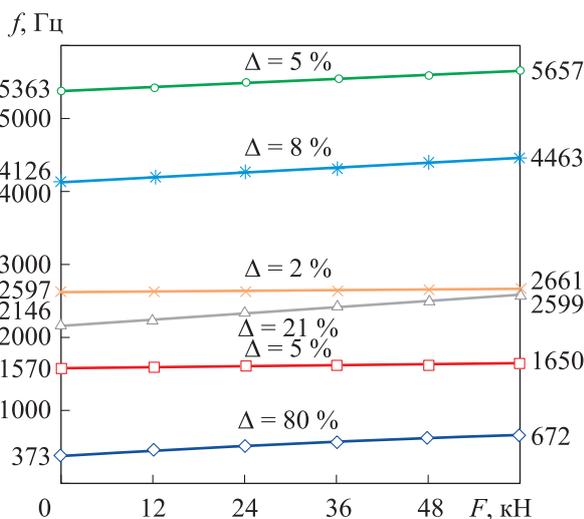


Рис. 3. Зависимость ЧСК  $f$  лопатки от силы натяжения  $F$  при колебаниях по первой ( $\diamond$ ), второй ( $\square$ ), третьей ( $\triangle$ ), четвертой ( $\times$ ), пятой ( $*$ ) и шестой ( $\circ$ ) формам

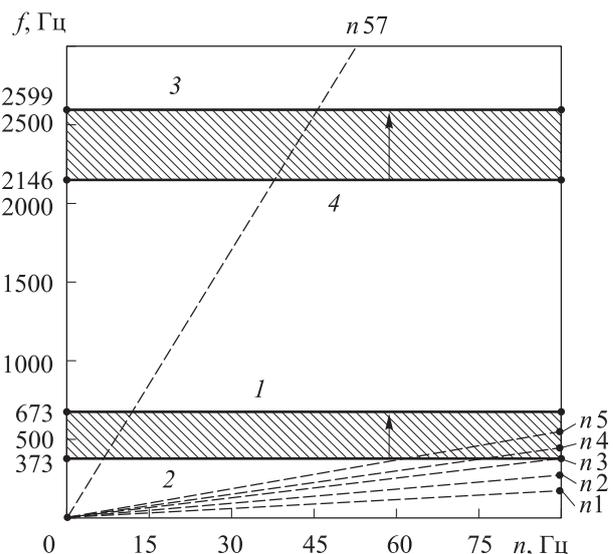


Рис. 4. Результаты сравнения ЧСК по первой (1, 2) и третьей (3, 4) изгибным формам колебаний для НЛ с предварительным натяжением (1, 3) и без него (2, 4):  
 $n_1, \dots, n_5, n_{57}$  — номера гармоники;  
 $n$  — частота возмущающих колебаний

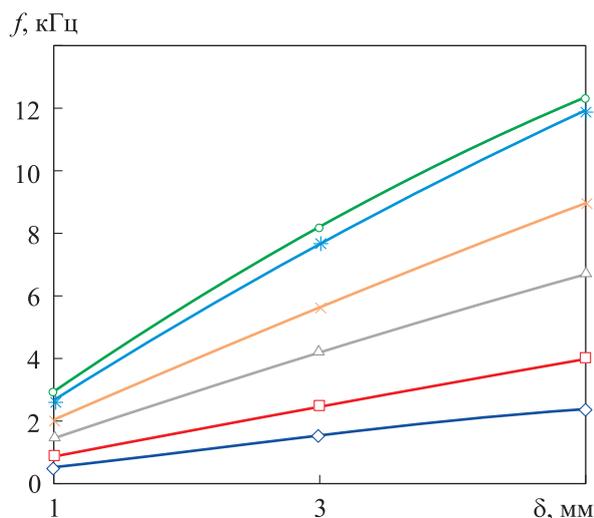


Рис. 5. Зависимость ЧСК  $f_{НЛ}$  от толщины ее профиля  $\delta$  при колебаниях по первой (◇), второй (□), третьей (△), четвертой (×), пятой (\*) и шестой (○) формам

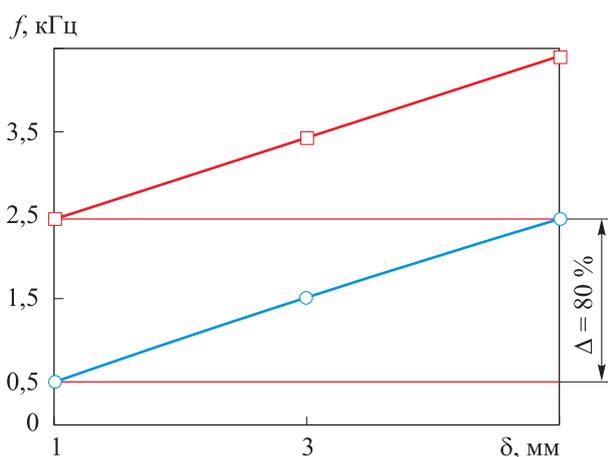


Рис. 6. Зависимость ЧСК  $f_c$  с предварительным натяжением НЛ (□) и без него (○) от толщины ее профиля  $\delta$  при колебаниях по первой изгибаемой форме

улучшения аэродинамических характеристик с сохранением вибрационно-частотных характеристик.

Для оценки минимальной толщины лопатки при сохранении ЧСК, проведены модальные расчеты НЛ с максимальной толщиной профиля  $\delta = 5, 3$  и  $1$  мм (рис. 5).

Из рис. 5 видно, что чем выше форма колебаний, тем больше возрастает ЧСК с увеличением толщины НЛ. Характерно, что независимо от формы колебаний изменение ЧСК составляет 80 %. Графики для пятой и шестой форм колебаний имеют качественно одинаковый характер, разница ЧСК для лопаток толщиной  $1$  и  $5$  мм составляет  $9500$  Гц.

В НЛ толщиной  $\delta = 1$  мм предельно допускаемые напряжения возникают при силе натяжения  $F = 13$  кН, которая не вызывает ее разрушения. При такой силе натяжения ЧСК по первой изгибаемой форме составила  $2500$  Гц, что эквивалентно ЧСК лопатки толщиной  $5$  мм без предварительного натяжения.

Таким образом, метод предварительного натяжения НЛ позволяет снизить толщину лопатки в  $5$  раз с сохранением ее ЧСК по первой форме (рис. 6). Безусловно, речь идет об исследовании пространства переменных, и такой метод отстройки НЛ можно использовать в инженерной практике.

### Выводы

1. Разработана расчетная модель для исследования НДС НЛ осевого компрессора, что позволило рассмотреть возможность снижения ее толщины при сохранении ЧСК за счет предварительного натяжения НЛ в бандажных кольцах.

2. При достижении максимального возможного натяга с обеспечением требуемого запаса прочности ( $k = 1,5$ ) ЧСК лопатки увеличивается в  $1,8$  раз. Это дает широкий диапазон настройки ЧСК, но оставляет высокую чувствительность к нагреву и дефектам во время эксплуатации.

3. Максимальное растяжение, наблюдаемое в стержне, составило  $0,2$  % высоты пера лопатки. Изменение ЧСК при увеличении растягивающей силы носит линейный характер.

4. Наибольшее влияние предварительное натяжение оказывает на изгибные формы колебаний. Изменение ЧСК по первой форме составило  $80$  %, по третьей —  $21$  %. По остальным формам колебаний ЧСК возрастает менее чем на  $8$  %. Характерно, что независимо от формы колебаний изменение по изгибным формам равнялось  $300$  Гц (для второй изгибаемой —  $500$  Гц), а по крутильным —  $70$  Гц.

5. Применение метода предварительного натяжения НЛ позволяет регулировать ее ЧСК по изгибным формам колебаний в широком диапазоне, что предотвращает резонанс.

6. Чтобы снизить толщину лопатки в  $5$  раз при сохранении аналогичной ЧСК по первой форме колебаний, потребовалась сила натяжения  $13$  кН, что вызывает предельно допускаемые напряжения. Безусловно, речь идет об исследовании пространства переменных, и такой

метод отстройки НЛ можно использовать в инженерной практике.

7. Сохранив лишь ЧСК, нельзя сделать лопатку максимально тонкой, так как на направляющий аппарат действуют и другие нагрузки (осевые силы, крутящие моменты, силы от опор

осевого компрессора, термические напряжения) [12–17]. Так как предложено значительное снижение толщины НЛ, необходим более детальный учет газодинамических усилий, особенно при переменных режимах работы компрессора.

## Литература

- [1] Воробьев Ю.С., Романенко В.Н., Тишковец Е.В. и др. Колебания турбинных лопаток с повреждениями. *Вибрации в технике и технологиях*, 2004, № 5, с. 47–51.
- [2] Катаев В.А. Компрессор высокого давления. *Пермские авиационные двигатели*, 2013, № 27, с. 52–53.
- [3] Августиневич В.Г., Кузнецова Т.А., Султанов Р.Р. Идентификация предсрывных явлений в компрессоре для использования в адаптивной системе управления авиационного газотурбинного двигателя. *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника*, 2016, № 46, с. 126–143, doi: <https://doi.org/10.15593/2224-9982/2016.46.07>
- [4] Шаблий Л.С., Колмакова Д.А., Кривцов А.В. Параметрическое моделирование лопаточных машин при оптимизации. *Известия Самарского научного центра РАН*, 2013, т. 15, № 6-4, с. 1013–1018.
- [5] Корсов Ю.Г., Тарабрин А.П., ред. *Разработка, исследование и доводка ГТУ, компрессоров, нагнетателей и их элементов*. Ленинград, НПО ЦКТИ, 1990. 161 с.
- [6] Ferroudji F., Cherif K. Structural strength analysis and fabrication of a straight blade for a H-Darrieus wind turbine. *J. Appl. Comput. Mech.*, 2020, vol. 7, no. 3, pp. 1276–1282, doi: <https://dx.doi.org/10.22055/jacm.2020.31452.1876>
- [7] Xu W., Du X., Wang S. Correlation of solidity and curved blade in compressor cascade design. *Appl. Therm. Eng.*, 2018, vol. 131, pp. 244–259, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.12.003>
- [8] Воробьев Ю.С., Романенко В.Н., Чугай М.А. Развитие трехмерной постановки МКЭ для анализа НДС и вибрационных характеристик элементов турбомашин. *Динамика, надежность и долговечность механических и биомеханических систем, а также элементов их конструкций. Мат. межд. науч.-тех. конф.* Севастополь, СевНТУ, 2008, с. 17–25.
- [9] Седунин В.А., Нусс А.С., Серков С.А. Исследование прочностных характеристик лопаток осевого компрессора. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2016, № 3, с. 90–99, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0236-3941-2016-3-90-99>
- [10] Klimenda F., Soukup J. Modal analysis of thin aluminium plate. *Procedia Eng.*, 2017, vol. 177, pp. 11–16, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.02.176>
- [11] Нихамкин М.Ш., Черняев А.И., Семенов С.В. Методика расчета показателей надежности роторных систем на основе статического моделирования вибраций. *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника*, 2016, № 47, с. 198–213, doi: <https://doi.org/10.15593/2224-9982/2016.47.11>
- [12] Кривошеев И.А., Рожков К.Е. Развитие методов анализа и расчета характеристик решеток профилей осевых компрессоров. *Вестник ИрГТУ*, 2012, № 2, с. 26–32.
- [13] Бойко Л.Г., Кислов О.В., Пижанкова Н.В. Метод расчета термогазодинамических параметров турбовального ГТД на основе повенцового описания лопаточных машин. Часть 1. Основные уравнения. *Авиационно-космическая техника и технология*, 2018, № 1, с. 48–58, doi: <https://doi.org/10.32620/akt.2018.1.05>
- [14] Бойко Л.Г., Демин А.Е., Пижанкова Н.В. Метод расчета термогазодинамических параметров турбовального газотурбинного двигателя на основе повенцового описания лопаточных машин. Часть II. Определение параметров ступеней и многоступенчатых компрессоров. *Авиационно-космическая техника и технология*, 2019, № 1, с. 18–28, doi: <https://doi.org/10.32620/akt.2019.1.02>
- [15] Двирник Я.В., Павленко Д.В. Влияние пылевой эрозии на газодинамические характеристики осевого компрессора ГТД. *Вестник двигателестроения*, 2017, № 1, с. 56–66.

- [16] Qiushi L.I., Simin L.I., Pan T. Effects of the radial blade loading distribution and B, parameter on the type of flow instability in a low-speed axial compressor. *Chin. J. Aeronaut.*, 2018, vol. 31, no. 7, pp. 1470–1479, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cja.2018.05.003>
- [17] Schobeiri M.T., Attia M. Active control of compressor instability and surge by stator blades adjustment. *J. Propul. Power*, 2003, vol. 19, no. 2, pp. 312–317, doi: <https://doi.org/10.2514/2.6113>

## References

- [1] Vorob'yev Yu.S., Romanenko V.N., Tishkovets E.V., et al. Oscillations of damaged turbine blades. *Vibratsii v tekhnike i tekhnologiyakh*, 2004, no. 5, pp. 47–51. (In Russ.).
- [2] Kataev V.A. High pressure compressor. *Permskie aviatsionnye dvigateli*, 2013, no. 27, pp. 52–53. (In Russ.).
- [3] Avgustinovich V.G., Kuznetsova T.A., Sultanov R.R. The identification of compressors' pre-surge effects for use in an adaptive gas-turbine engine control system. *Vestnik Permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika* [PNRPU Aerospace Engineering Bulletin], 2016, no. 46, pp. 126–143, doi: <https://doi.org/10.15593/2224-9982/2016.46.07> (in Russ.).
- [4] Shabliy L.S., Kolmakova D.A., Krivtsov A.V. Parametric modeling of blade machines during optimization. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN* [Izvestia RAS SamSC], 2013, t. 15, no. 6-4, pp. 1013–1018. (In Russ.).
- [5] Korsov Yu.G., Tarabrin A.P., eds. *Razrabotka, issledovanie i dovodka GTU, kompressorov, nagnetateley i ikh elementov* [Design and adjustment of a gas turbine unit, compressor, injector and their elements]. Leningrad, NPO TsKTI Publ., 1990. 161 p. (In Russ.).
- [6] Ferroudji F., Cherif K. Structural strength analysis and fabrication of a straight blade for a H-Darrieus wind turbine. *J. Appl. Comput. Mech.*, 2020, vol. 7, no. 3, pp. 1276–1282, doi: <https://dx.doi.org/10.22055/jacm.2020.31452.1876>
- [7] Xu W., Du X., Wang S. Correlation of solidity and curved blade in compressor cascade design. *Appl. Therm. Eng.*, 2018, vol. 131, pp. 244–259, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.12.003>
- [8] Vorob'yev Yu.S., Romanenko V.N., Chugay M.A. [Development of 3D FEM setting for analysis of stress-strain state and vibrational characteristics of turbomachine elements]. *Dinamika, nadezhnost' i dolgovechnost' mekhanicheskikh i biomekhanicheskikh sistem, a takzhe elementov ikh konstruksiy. Mat. mezhd. nauch.- tekhn. konf.* [Dynamics, Reliability and Durability of Mechanical and Biomechanical Systems and Elements of Their Constructions. Proc. Int. Sci. Diss.]. Sevastopol', SevNTU Publ., 2008, pp. 17–25. (In Russ.).
- [9] Sedunin V.A., Nuss A.S., Serkov S.A. Studying the strength characteristics of axial compressor blades. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinost.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2016, no. 3, pp. 90–99, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0236-3941-2016-3-90-99> (in Russ.).
- [10] Klimenda F., Soukup J. Modal analysis of thin aluminium plate. *Procedia Eng.*, 2017, vol. 177, pp. 11–16, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.02.176>
- [11] Nikhamkin M.Sh., Chernyaev A.I., Semenov S.V. Rotor system reliability indexes estimation method based on statistical modeling vibrations. *Vestnik Permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika* [PNRPU Aerospace Engineering Bulletin], 2016, no. 47, pp. 198–213, doi: <https://doi.org/10.15593/2224-9982/2016.47.11> (in Russ.).
- [12] Krivosheev I.A., Rozhkov K.E. Development of methods for the analysis and calculation of cascade performances of axial-flow compressors. *Vestnik IrGTU* [Proceedings of Irkutsk State Technical University], 2012, no. 2, pp. 26–32. (In Russ.).
- [13] Boyko L.G., Kislov O.V., Pizhankova N.V. Turboshaft engine thermogasdynamic parameters calculation method blade-to blade description turbomachines based. Part 1. Main equations. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya* [Aerospace Technic and Technology], 2018, no. 1, pp. 48–58, doi: <https://doi.org/10.32620/akt.2018.1.05> (in Russ.).
- [14] Boyko L.G., Demin A.E., Pizhankova N.V. Turboshaft engine thermogasdynamic parameters calculation method based on blade-to blade description of turbomachines. Part II. Stage and multistage compressors parameters determination. *Aviatsionno-kosmicheskaya*

- tekhnika i tekhnologiya* [Aerospace Technic and Technology], no. 1, pp. 18–28, doi: <https://doi.org/10.32620/aktt.2019.1.02> (in Russ.).
- [15] Dvirnik Ya.V., Pavlenko D.V. Effect of dust erosion on gas-dynamics characteristics of an axial compressor of gas-turbine engine. *Vestnik dvigatelestroeniya*, 2017, no. 1, pp. 56–66. (In Russ.).
- [16] Qiushi L.I., Simin L.I., Pan T. Effects of the radial blade loading distribution and B, parameter on the type of flow instability in a low-speed axial compressor. *Chin. J. Aeronaut.*, 2018, vol. 31, no. 7, pp. 1470–1479, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cja.2018.05.003>
- [17] Schobeiri M.T., Attia M. Active control of compressor instability and surge by stator blades adjustment. *J. Propul. Power*, 2003, vol. 19, no. 2, pp. 312–317, doi: <https://doi.org/10.2514/2.6113>

Статья поступила в редакцию 24.10.2021

## Информация об авторах

**СЕДУНИН Вячеслав Алексеевич** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Турбины и двигатели». ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» (620002, Екатеринбург, Российская Федерация, ул. Мира, д. 19, e-mail: [v.a.sedunin@urfu.ru](mailto:v.a.sedunin@urfu.ru)).

**МАРЧЕНКО Юрий Глебович** — инженер, преподаватель кафедры «Турбины и двигатели». ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» (620002, Екатеринбург, Российская Федерация, ул. Мира, д. 19, e-mail: [jurijmarchenko@rambler.ru](mailto:jurijmarchenko@rambler.ru)).

**МЕЛИХОВ Игорь Владимирович** — инженер-конструктор. АО «Уральский турбинный завод» (620091, Екатеринбург, Российская Федерация, ул. Фронтových Бригад, д. 18, e-mail: [melikhovi@vk.com](mailto:melikhovi@vk.com)).

**КАЛИНИН Илья Александрович** — инженер, преподаватель кафедры «Турбины и Двигатели». ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» (620002, Екатеринбург, Российская Федерация, ул. Мира, 19, e-mail: [kalininilia1996@gmail.com](mailto:kalininilia1996@gmail.com)).

**АНТРОПОВ Даниил Васильевич** — инженер кафедры «Турбины и Двигатели». ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» (620002, Екатеринбург, Российская Федерация, ул. Мира, 19, e-mail: [antropovd23@yandex.ru](mailto:antropovd23@yandex.ru)).

## Information about the authors

**SEDUNIN Vyacheslav Alekseevich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Turbines and Engines. Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin (620002, Ekaterinburg, Russian Federation, Mira St., 19, e-mail: [v.a.sedunin@urfu.ru](mailto:v.a.sedunin@urfu.ru)).

**MARCHENKO Yuri Glebovich** — Engineer, Lecturer, Department of Turbines and Engines. Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin (620002, Ekaterinburg, Russian Federation, Mira St., 19, e-mail: [jurijmarchenko@rambler.ru](mailto:jurijmarchenko@rambler.ru)).

**MELIKHOV Igor Vladimirovich** — Mechanical engineer. JSC «The Ural Turbine Works» (620091, Ekaterinburg, Russian Federation, Frontovyykh brigad St., 18, e-mail: [melikhovi@vk.com](mailto:melikhovi@vk.com)).

**KALININ Ilya Aleksandrovich** — Engineer, Lecturer, Department of Turbines and Engines. Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin (620002, Ekaterinburg, Russian Federation, Mira St., 19, e-mail: [kalininilia1996@gmail.com](mailto:kalininilia1996@gmail.com)).

**ANTROPOV Daniil Vasilevich** — Engineer, Department of Turbines and Engines. Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin (620002, Ekaterinburg, Russian Federation, Mira St., 19, e-mail: [antropovd23@yandex.ru](mailto:antropovd23@yandex.ru)).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Седунин В.А., Марченко Ю.Г., Мелихов И.В., Калинин И.А., Антропов Д.В. Исследование вибрационных и механических свойств обандаженных направляющих лопаток с предварительным натяжением. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 3, с. 96–102, doi: [10.18698/0536-1044-2022-3-96-102](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-3-96-102)

### Please cite this article in English as:

Sedunin V.A., Marchenko Yu.G., Melikhov I.V., Kalinin I.A., Antropov D.V. Study of Vibrational and Mechanical Properties of Pre-Tensioned Banded Stator Blades of an Axial Compressor. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 3, pp. 96–102, doi: [10.18698/0536-1044-2022-3-96-102](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-3-96-102)