

## Исследование прочностных характеристик лопаток осевого компрессора

В.А. Седунин, А.С. Нусс, С.А. Серков

Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург, Российская Федерация  
e-mail: lerr@bk.ru; anastasiya-nuss@mail.ru; serkov.s.a@mail.ru

*Проведены анализ спектра собственных частот колебаний и оценка прочности под действием центробежных сил исходного и перепрофилированного лопаточного аппарата осевого компрессора стационарной газотурбинной установки, а также верификация расчетной модели в целях достижения совпадения экспериментальных данных завода-изготовителя с расчетными. Показано, что исходная и перепрофилированная лопатки удовлетворяют условиям прочности. Таким образом, удалось добиться требуемых прочностных характеристик вновь разрабатываемого лопаточного аппарата согласно верифицированной расчетной модели.*

**Ключевые слова:** осевой компрессор, расчет на прочность, верификация, частота, собственные колебания, расчетные ячейки, диаграмма Кэмпбелла, центробежная сила, хвостовик, максимальные напряжения.

## Studying the Strength Characteristics of Axial Compressor Blades

V.A. Sedunin, A.S. Nuss, S.A. Serkov

Ural Federal University, Ekaterinburg, Russian Federation  
e-mail: lerr@bk.ru; anastasiya-nuss@mail.ru; serkov.s.a@mail.ru

*The article provides a careful analysis of the natural frequencies spectrum of vibrations and the strength assessment under the centrifugal load for the original and redesigned blades of the axial compressor in a stationary gas turbine plant. We verified of the calculation model in order to achieve the agreement between the experimental data of the manufacturer with the calculated data. The findings of the research show that the original and redesigned blade meet the strength requirements. Thus, we managed to achieve the required strength characteristics of a newly developed blade according to the verified calculation model.*

**Keywords:** axial compressor, calculation of strength, verification, the natural frequency, computational mesh size, structural computations, mechanical characteristics, stress-strain state, mode shapes, Campbell diagram, centrifugal force, shank, maximum voltage.

Современные расчетные методы позволяют проводить модернизацию элементов турбомашин и газотурбинной установки (ГТУ) в целях повышения их эффективности. В частности, одним из направлений является повышение аэродинамической эффективности лопаточного аппарата осевого компрессора стационарной ГТУ. В качестве объекта ис-

следования выбран высоконагруженный 10-ступенчатый осевой компрессор с входным направляющим аппаратом, который характеризуется коэффициентами нагрузки 0,35 (по среднему сечению) и 0,6 (по корневому, для первых ступеней).

Задача настоящего исследования — обеспечение прочностных характеристик вновь спроектированного лопаточного аппарата в целях технологической проработки моделей. Работа состояла из нескольких этапов: верификации расчетной модели, расчетного исследования, анализа результатов.

**Постановка задачи.** Необходимо выполнить исследование прочностных характеристик исходного и перепрофилированного лопаточных аппаратов осевого компрессора установки ГТК-10-4, а также сравнить некоторые параметры с данными производителя. Модели лопаток построены на основе чертежей завода-изготовителя. Для исследования количественных и качественных характеристик полей вибрационных напряжений в рабочих колесах турбомашин разработаны расчетные модели лопаточного аппарата на базе трехмерного подхода в сочетании с МКЭ. Применение трехмерной расчетной модели представляет значительный интерес при анализе поведения конструкции двигателя в условиях, максимально приближенных к эксплуатационным. Однако при этом необходимо следить за точностью аппроксимации в моделях различного уровня. Поскольку трехмерные модели требуют значительных ресурсов ЭВМ, качество расчетной сетки часто бывает не очень высоким. Поэтому необходимо установить оптимальный размер ячеек сетки, который обеспечит минимальное время решения задачи и максимальную точность результата.

**Верификация.** На первом этапе работы проведена верификация расчетной модели на основании сравнения расчетных данных с информацией завода-изготовителя. Рассмотрены шесть форм собственных колебаний лопатки. Полученные результаты приведены в табл. 1.

Таблица 1

**Сравнение экспериментальных и расчетных данных**

Номер ступени	Число рабочих лопаток	Частота основного тона, Гц (требования)	Частота собственных колебаний лопаток, Гц (расчет)	Погрешность, %
1	29	250...258	266,2	3,08
2	33	240...255	255,66	0,1
3	35	–	230,86	–
4	45	325...340	318,57	2,02
5	35	445...475	414,28	6,90
6	43	–	488,13	–
7	43	555...600	517,02	6,84
8	56	535...585	489,04	7,59
9	56	555...610	622,22	1,96
10	56	645...695	605,51	6,12

Проанализировав результаты, выявили, что на погрешность оказывает влияние качество сетки [1], т. е. число ячеек: чем грубее сетка, тем больше погрешность и, возможно, ниже точность расчета. Максимальное расхождение частот собственных колебаний наблюдается у рабочей лопатки восьмой ступени, погрешность равна 7,59 %, при этом максимально допустимое отклонение расчетных от экспериментальных данных не должно превышать 8 %. Таким образом, результаты расчетов находятся в пределах допустимой погрешности.

На данном этапе было определено оптимальное число ячеек сетки. Поскольку трехмерные модели требуют значительных ресурсов ЭВМ, то качество расчетной сетки часто бывает недостаточно высоким. Исходя из этого необходимо установить оптимальный размер ячеек сетки, обеспечивающий минимальное время решения задачи и максимальную точность результата.

Для определения оптимального числа ячеек сетки было проведено шесть расчетов, общее число элементов изменялось в диапазоне  $(250 \dots 1000) \cdot 10^3$ . На зубчиках хвостовика и галтели размер ячеек сетки изменялся в диапазоне  $(0,1 \dots 0,5) \cdot 10^{-3}$  м, размер ячеек сетки на лопатке равен  $(0,3 \dots 1) \cdot 10^{-3}$  м.

В результате расчетов было выявлено, что оптимальное число элементов равно 500...550 тыс. ячеек и вычисления занимают не более 30 мин при достаточной точности.

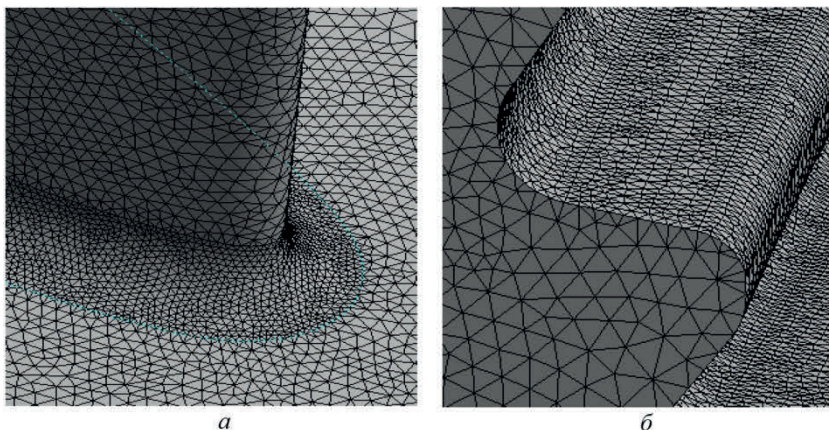
**Параметры модели.** Построение геометрии лопаточного аппарата осевого компрессора выполняли по специально разработанной двумерной методике профилирования. В собственном программном коде осуществляли расчет термодинамических и кинематических параметров потока на входе и выходе из каждого лопаточного венца на семи сечениях по высоте проточной части компрессора, а также проводили построение лопаточного аппарата с использованием стандартного распределения толщины NACA 65 с дальнейшим получением трехмерной модели пера лопатки.

На основе чертежей завода-изготовителя были построены 3D-модели хвостовиков лопаточного аппарата. Хвостовик и перо лопатки были объединены в единую деталь в режиме сборки.

Материал лопатки — ЭИ-961Ш. В расчетной модели данный материал задавался в табличной форме через значения плотности, модуля Юнга, коэффициента Пуассона.

Общее число ячеек в расчетной модели составляло 500...550 тыс. В настоящей работе приняты следующие характеристики сетки: размер ячейки 0,5 мм; минимальная длина кромки ячейки / грани 0,2183 мм.

Особое внимание было уделено построению сетки на галтели и зубчиках хвостовика, поскольку они имеют малые размеры по сравнению с остальными элементами лопаток. На этих участках выполнены ячейки размерами 0,3 мм (рис. 1). Остальные параметры сетки были выбраны по умолчанию.



**Рис. 1.** Подробная сетка на галтели (а) и зубчиках хвостовика (б)

**Расчетное исследование.** На практике наиболее распространенными взаимосвязями, которые устанавливаются между модулями для расчетов напряженно-деформируемого состояния детали/узла и собственных колебаний системы, являются сочетание модального и прочностного расчетов.

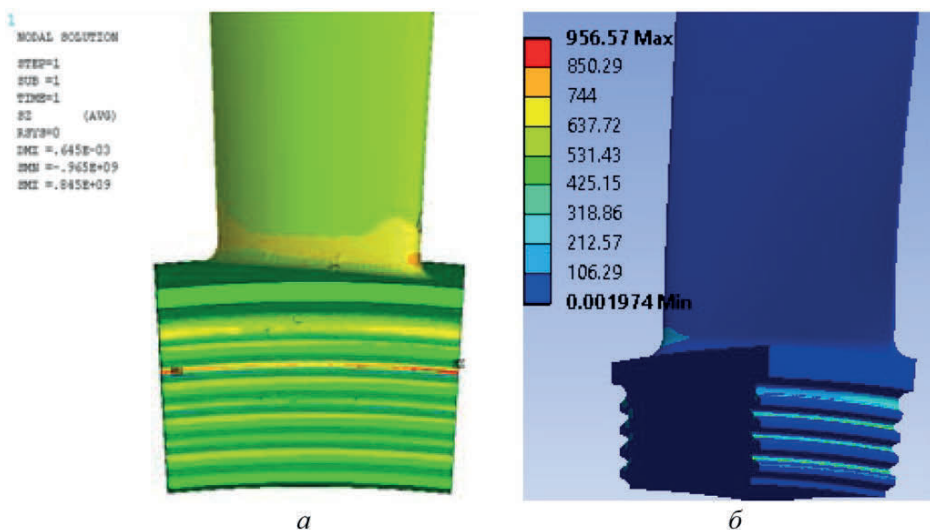
Расчет лопаточного аппарата был выполнен в два этапа: первоначально проведен прочностной расчет лопатки с учетом частоты вращения. По результатам статического расчета определяли собственные частоты с помощью модуля Modal. При колебаниях лопаток на вращающемся роторе под действием центробежной силы появляются дополнительные изгибающие моменты, которые совместно с силами упругости лопатки стремятся вернуть ее в среднее положение. Поскольку центробежная сила действует в том же направлении, что и силы упругости, то она увеличивает жесткость системы. Поэтому частота колебаний лопаток в рабочих условиях больше статической частоты.

На втором этапе расчета лопаточного аппарата была поставлена задача свободных колебаний лопаток без учета частоты вращения, т. е. определяли так называемые статические частоты колебаний лопаток.

Закрепление лопаток задано по опорным поверхностям зубчиков хвостовика через фиксацию. Приложение постоянной инерционной силы задано через частоту вращения для случая с учетом вращения. Лопатки вращаются с частотой 5200 об/мин относительно оси Z [2].

Для дополнительного закрепления лопаток при модальном анализе была выбрана команда Supports → Frictionless Support на торцевых поверхностях хвостовика, чтобы исключить перемещение лопаток. При решении этой задачи дополнительных граничных условий не требуется [3], так как расчет лопаток проводят для неподвижного состояния.

**Результаты расчетов.** В результате статического расчета получены картины напряженно-деформированного состояния исходной и перепрофилированной лопаток, рассчитаны коэффициенты запаса проч-



**Рис. 2.** Максимальные напряжения исходной (а) и перепрофилированной (б) лопаток

ности. Самыми нагруженными элементами оказались опорные поверхности зубчиков хвостовика [4]. Для исходной лопатки значение максимальных напряжений составило 845 МПа (рис. 2).

В модальном расчете были получены частоты собственных колебаний лопаток. В табл. 2 приведены численные значения частот без учета, а также с учетом действия центробежных сил для рабочих лопаток.

Таблица 2

**Результаты расчетов исходной и перепрофилированной РЛ4 ЧСК вращающихся и неподвижных лопаток**

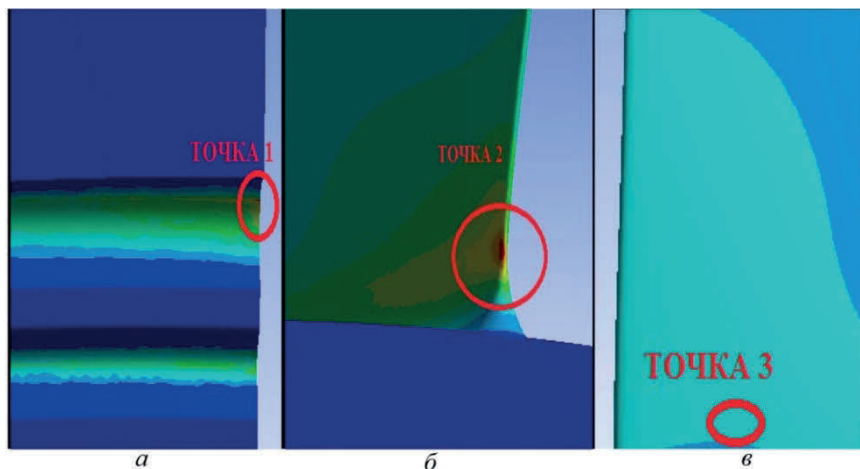
Номер лопатки	Номер формы	Частота собственных колебаний $f$ , Гц	
		$n = 0$ об/мин	$n = 5200$ об/мин
РЛ4 (исходная)	1	325,77	375,26
	2	732,84	738,49
	3	1358,3	1375,1
	4	1826,1	1864,0
	5	3166,4	3182,5
	6	4143,5	4173,4
РЛ4 (перепрофили- рованная)	1	318,57	366,95
	2	1181,3	1201,1
	3	1536,9	1587,8
	4	2188,3	2246,1
	5	3248,3	3288,6
	6	3988,9	4053,3

**Анализ результатов.** Коэффициент запаса прочности по напряжениям для стали ЭИ-961Ш должен быть не менее 1,3. Чтобы оценить вероятность возникновения поломки лопаточного аппарата, в настоящей работе были рассчитаны коэффициенты запаса прочности [5] по напряжениям в трех ключевых точках: на зубчиках хвостовика, на галтели, на пере лопатки. Точки выбраны таким образом, чтобы учесть режим работы лопатки. Поскольку перо лопатки подвергается воздействию центробежных и газодинамических сил, могут возникать растягивающие и изгибающие напряжения [6]. Для расчета коэффициентов запаса прочности использовали следующую формулу (1):

$$n = \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_{\text{ЭКВ}}}, \quad (1)$$

где  $\sigma_{0,2}$  — предел текучести для исходного сплава при заданной температуре [7],  $\sigma_{0,2} = 1280$  МПа;  $\sigma_{\text{ЭКВ}}$  — максимальные напряжения для каждой лопатки в трех ключевых точках.

Для исходной лопатки РЛ4 коэффициент запаса прочности в точках 1 (на зубчиках хвостовика), 2 (на галтели) и 3 (на пере лопатки) составляет 1,51; 2,89 и 7,95 соответственно. Для перепрофилированной лопатки РЛ4 коэффициент запаса прочности в тех же точках 1 (на зубчиках хвостовика), 2 (на галтели) и 3 (на пере лопатки) составляет 1,34; 3,01 и 12,04 соответственно. Далее приведены картины опасных точек (рис. 3).



**Рис. 3.** Опасная точка на хвостовике (а), галтели (б) и пере (в)

Отметим, что все лопатки удовлетворяют условию прочности, так как коэффициент запаса прочности больше минимально допустимого:  $n = 1,3$ . На зубчиках хвостовика присутствует опасная зона, поскольку там располагаются максимальные напряжения. Коэффициент запаса прочности в точках 2 и 3 больше, чем в точке 1. У перепрофилирован-

ной лопатки коэффициент запаса прочности в точке 1 меньше, чем у исходной, а в точках 2 и 3 — больше.

По результатам модального расчета были построены диаграммы Кэмпбелла для рабочих лопаток. Диаграмма отражает зависимость собственных частот колебаний рабочего колеса и частот возбуждающих гармоник от частоты вращения ротора и позволяет определить режимы работы двигателя, на которых происходят резонансные колебания. На резонансной диаграмме отображены:

- частотная линия рабочего колеса, показывающая изменение той или иной собственной частоты в зависимости от режима работы двигателя;
- линии возбуждающих гармоник (прямые с угловым коэффициентом  $m$ );
- вертикальные линии, ограничивающие область рабочих режимов двигателя.

Необходимым условием возникновения резонансных колебаний является равенство частоты возбуждения той или иной собственной частоте упругого объекта [8]. Поскольку частота вынужденных колебаний стационарных линейных упругих систем, к которым с большой степенью достоверности почти всегда можно отнести рабочие колеса, совпадает с частотой возбуждения, изменение частоты вынужденных колебаний рабочего колеса с изменением частоты вращения свидетельствует о возбуждении колебаний его стационарной окружной неравномерностью [9]. Линейная зависимость частоты возбуждения от частоты вращения описывается следующей формулой:

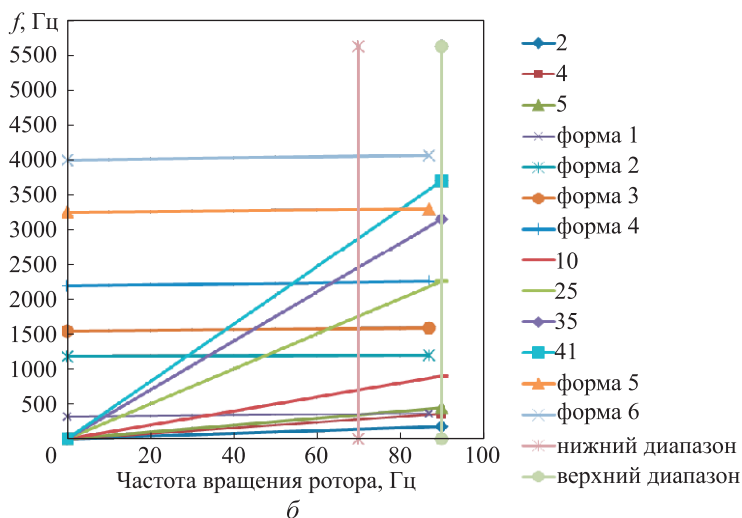
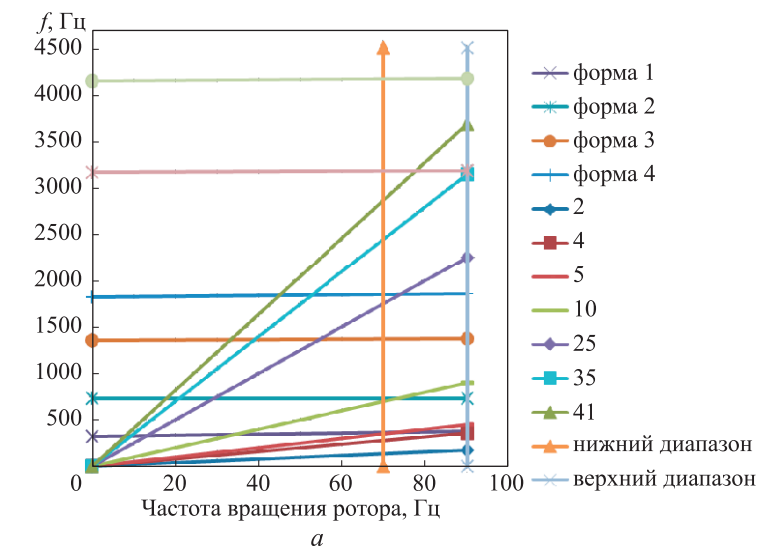
$$\omega = m\theta,$$

где  $\omega$  — частота вращения;  $m$  — целые числа, указывающие на номер гармоники возбуждения;  $\theta$  — частота возбуждения.

На рис. 4 приведены резонансные диаграммы для исходной (а) и перепрофилированной (б) рабочих лопаток компрессора.

На диаграмме изображены графики зависимости частоты колебаний от частоты вращения. Лучи, выходящие из начала координат, представляют собой зависимости частот возмущающих сил от частоты вращения для гармоник разной кратности. Абциссы точек пересечения лучей с кривыми предельных динамических частот определяют границы зон резонансных частот вращения данной лопатки. На диаграмме указан рабочий диапазон оборотов 70...90 Гц, в пределах которого и исследуется проблема появления резонансных явлений.

Из диаграммы следует, что первая форма пересекается с пятой гармоникой колебаний на частоте 75 Гц (режим холостого хода); вторая форма пересекается с 10-й гармоникой на частоте 73 Гц, четвертая форма пересекается с 25-й гармоникой на частоте 75 Гц и пятая форма пересекается с 41-й гармоникой, которая соответствует числу направляющих лопаток четвертой ступени, на частоте 78 Гц.



**Рис. 4.** Диаграмма Кэмпбелла для исходной (а) и перепрофилированной (б) РЛ4

Анализ результатов расчета по форме колебаний показывает, что наиболее опасными являются гармоники, которым соответствует число направляющих лопаток, поэтому для устойчивой и надежной работы лопаточного аппарата следует принять ряд конструктивно-технологических мероприятий, направленных на:

- устранение причин возбуждения колебаний лопаток;
- изменение конструкции лопатки в целях изменения спектра частот собственных колебаний.

Области резонансных частот, которым соответствуют гармоники колебаний от  $k = 2$  до  $k = 25$ , являются «проходными» — в процессе раскрутки ротора необходимо обеспечить условия быстрого прохож-



дения этих зон, так как их появление характерно для частот, соответствующих режиму холостого хода.

**Заключение.** В ходе работы подтверждены прочностные характеристики вновь проектируемого лопаточного аппарата осевого компрессора. По результатам статического расчета выявлено, что лопатка удовлетворяет условиям прочности, при этом запас прочности составил 1,34. Также был выполнен модальный расчет, результатом которого стало определение опасных резонансных частот и корректировка высот лопаток в целях обеспечения радиальных зазоров.

Проведена оптимизация расчетной модели для сокращения времени расчета и достижения при этом достаточной точности результата. Получено, что результаты расчетов находятся в пределах допустимой погрешности.

Таким образом, удалось добиться удовлетворительных прочностных характеристик на новом лопаточном аппарате согласно верифицированной расчетной модели.

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Колебания турбинных лопаток с повреждениями* / Ю.С. Воробьев, В.Н. Романенко, Е.В. Тишковец, М.А. Стороженко // *Вибрации в технике и технологиях*. 2004. № 5 (37). С. 47–51.
2. *Кузменко М.Л., Чигрин В.С., Белова С.Е.* Статическая прочность рабочих лопаток и дисков компрессоров и турбин ГТД. Рыбинск: РГАТА, 2005. 74 с.
3. *ANSYS Workbench — первое знакомство с расчетами* / пер. О.М. Огородниковой. 2010. Tutorial на русском языке.
4. *ANSYS Workbench — модальный анализ* / пер. О.М. Огородниковой. 2009. Tutorial на русском языке.
5. *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*. Материалы Междунар. науч.-техн. конф. Севастополь: СевНТУ, 2008. С. 17–25.
6. *Костюк А.Г.* Динамика и прочность турбомашин. М.: ИД МЭИ, 2007. 476 с.
7. *Морозов Е.М., Никишков Г.П.* Метод конечных элементов в механике разрушения. М.: Наука, 1980. 354 с.
8. *Феодосьев В.И.* Сопротивление материалов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 592 с.
9. *Мигулин В.В., Медведев В.И., Мустель В.Р., Парыгин В.Н.* Основы теории колебаний. М.: Наука, 1978.

## REFERENCES

- [1] Vorob'ev Yu.S., Romanenko V.N., Tishkovets E.V., Storozhenko M.A. Vibrations of turbine blades with damage. *Vibratsii v tekhn. i tekhnolog.* [Vibrations in techniques and technologies], 2004, no. 5 (37), pp. 47–51 (in Russ.).
- [2] Kuzmenko M.L., Chigrin V.S., Belova S.E. Sticheseskaya prochnost' rabochikh lopatok i diskov kompressorov i turbin GTD [Static strength of rotor blades and disks of compressor and turbine GTE]. Rybinsk, RGATA Publ., 2005. 74 p.
- [3] ANSYS Workbench – the first acquaintance with the calculations. Transfer O.M. Ogorodnikova, ed. of April 4, 2010. Tutorial in Russ.
- [4] Package in ANSYS workbench modal analysis. Transfer O.M. Ogorodnikova, ed. of 17 October 2009, Tutorial in Russ.

- [5] Vorob'ev Yu.S., Romanenko V.N., Chugay A.M. Development of three dimensional FEM formulation for the analysis of VAT and vibration characteristics of Turbomachinery elements. *Dinamika, nadezhnost' i dolgovechnost' mekhanicheskikh i biomekhanicheskikh sistem, a takzhe elementov ikh konstruksiy. Mat. Mezhdunar. nauch.-tekh. konf. [Dynamics, reliability and durability of mechanical and biomechanical systems and elements of their designs. Proc. of Int. sci.-tech. conf.]*. Sevastopol, SevNTU, 2008, pp. 17–25 (in Russ.).
- [6] Kostyuk A.G. *Dinamika i prochnost' turbomashin [Dynamics and strength of Turbomachinery]*. Moscow, MPEI Publ., 2007. 476 p.
- [7] Morozov E.M., Nikishkov G.P. *Metod konechnykh elementov v mekhanike razrusheniya [Finite Element Method in Fracture Mechanics]*. Moscow, Nauka Publ., 1980. 374 p.
- [8] Feodosiev V.I. *Soprotivlenie materialov [Strength of Materials]*, Moscow, MGТУ im. N.E. Baumana Publ., 2000. 592 p.
- [9] Migulin V.V., Medvedev V.I., Mustel V.R., Parygin V.N. *Osnovy teorii kolebaniy [Fundamentals of the theory of fluctuations]*. Moscow, Nauka Publ., 1978.

Статья поступила в редакцию 03.12.2015

Седунин Вячеслав Алексеевич — канд. техн. наук, доцент кафедры «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина (Российская Федерация, 620002, г. Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, д. 5).

Sedunin V.A. — Cand. Sci. (Eng.), Assoc. Professor of Turbines and Engines Department, Ural Federal University (Sofiya Kovalevskaya ul. 5, Ekaterinburg, 620002 Russian Federation).

Нусс Анастасия Сергеевна — аспирант кафедры «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина (Российская Федерация, 620002, г. Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, д. 5).

Nuss A.S. — post-graduate student of Turbines and Engines Department, Ural Federal University (Sofiya Kovalevskaya ul. 5, Ekaterinburg, 620002 Russian Federation).

Серков Сергей Александрович — аспирант кафедры «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина (Российская Федерация, 620002, г. Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, д. 5).

Serkov S.A. — post-graduate student of Turbines and Engines Department, Ural Federal University (Sofiya Kovalevskaya ul. 5, Ekaterinburg, 620002 Russian Federation).

**Пробьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

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: 10.18698/0236-3941-2016-3-90-99

**Please cite this article in English as:**

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, Mashinotr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2016, no. 3, pp. 90–99. DOI: 10.18698/0236-3941-2016-3-90-99