



УДК 621.438.082.2

## АНАЛИЗ ПРОЧНОСТНЫХ И ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЕРВОЙ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА С ПАЗОМ РОТОРА

### ANALYSIS OF STRENGTH AND VIBRATION CHARACTERISTICS OF THE FIRST WORKING BLADES OF AN AXIAL COMPRESSOR WITH ROTOR GROOVE

**Нусс Анастасия Сергеевна**, аспирант каф. «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19. E-mail: anastasiya-nuss@mail.ru, Тел.: +7(902) 876-36-60

**Седунин Вячеслав Алексеевич**, к.т.н. доцент каф. «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19.

**Nuss Anastasiya S.** – Phd Student at Department "Turbines and Engines", Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, 620002, Mira street, 19, Ekaterinburg, Russia. E-mail: anastasiya-nuss@mail.ru Ph.: +7(902) 876-36-60

**Sedunin Viacheslav A.**, PhD, Associate professor at Department "Turbines and Engines", Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, 620002, Mira str., 19, Ekaterinburg, Russia.

**Аннотация:** В данной работе представлен сравнительный анализ результатов модального и структурного расчетов единичной лопатки первой ступени осевого компрессора и лопатки в сборке с пазом. Произведена верификация частот собственных колебаний. Выявлены зоны локализации интенсивностей напряжений при нагружении центробежными силами для различных конструктивных исполнений лопаточного аппарата турбокомпрессора. Показаны возможности снижения напряжений путем выбора наиболее удачной конструкции.

**Abstract:** This paper presents a comparative analysis of the results of the modal and structural calculations individual blade of the first stage axial compressor and blade assembly to the groove. Verification of the natural frequencies was produced. Identified areas of localization of the intensities of stresses when loaded by centrifugal forces for various design versions of the blade apparatus of the turbocharger. Shown the possibility of reducing stress by selecting the most successful design.

**Ключевые слова:** осевой компрессор; Ansys Workbench; диаграмма Кэмпбелла; частоты колебаний; верификация; лопатка с пазом.

**Keywords:** axial compressor; Ansys Workbench; Campbell diagram; oscillation frequency; verification; blade with groove.

Расчет на прочность первой лопатки осевого компрессора ГТК-10-4 является предварительным этапом исследования прочностных характеристик лопаток с пространственным профилированием [1], поскольку позволяет оценить состояние лопаточного аппарата до его модернизации и верифицировать данные, полученные в результате расчета в ПК ANSYS Workbench. Задача исключения резонанса лопатки на максимальном рабочем режиме ГТУ является важнейшей для обеспечения надежной работы изделия. Поэтому расчету форм и частот собственных колебаний лопаток ГТУ на этапе проектирования всегда уделяется большое внимание [2].

Задачей представленного исследования являлось исследование прочностных характеристик рабочей лопатки первой ступени ОК ГТК-10-4 с пазом ротора с последующей верификацией расчетной модели с целью удовлетворительного совпадения экспериментальных данных завода изготовителя с расчетными.

В ходе данной работы будут рассмотрены следующие этапы:

-сравнительный анализ результатов модального и структурного расчетов единичной лопатки первой ступени осевого компрессора и этой же лопатки в сборке с пазом;

-верификация частот колебаний.

Для расчетного анализа собственных частот, форм и распределения напряжений в среде SolidWorks в соответствии с чертежами сформированы 3D твердотельные модели как единичной рабочей лопатки первой ступени осевого компрессора, так и в сборке с пазом ротора.

3D модель в нейтральном формате igs импортировалась в среду ANSYS Workbench, где средствами ANSYS модифицировалась разбиением на отдельные объемы под оптимальное формирование конечно-элементной сетки. Конечно-элементная модель формировалась с учетом необходимой точности как модального, так и структурного анализа с обеспечением необходимого сгущения сетки КЭ в зоне галтели лопатки.

Для расчета были заданы следующие граничные условия:

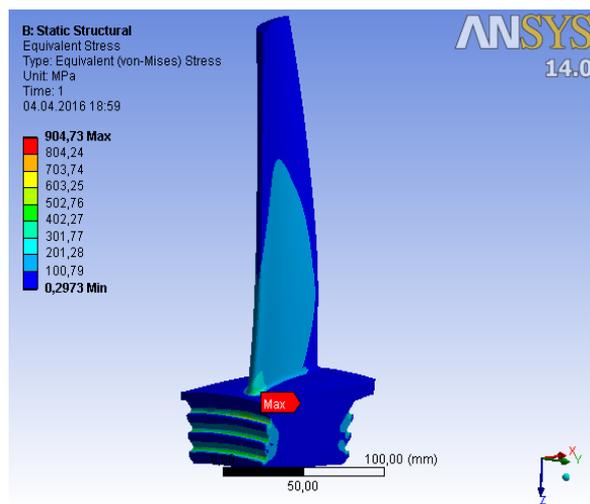
- материал лопатки - ЭИ-961Ш;
- частота вращения - 5200 об/мин;
- тип сетки Hex Dominant Method;
- количество элементов сетки - 450 000;

- закрепление для единичной лопатки моделировалось контактом с соответствующими элементами паза по верхней части зубьев замка, а для лопатки с пазом - по нижнему основанию паза.

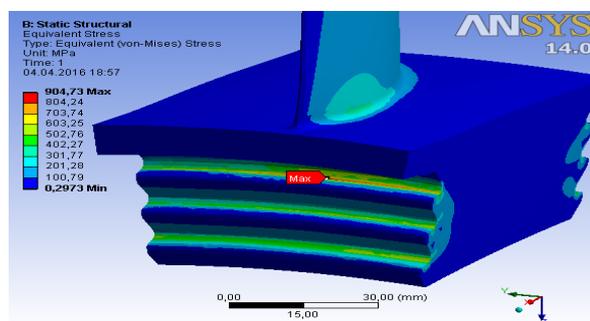
Расчет лопаточного аппарата был выполнен в два этапа. Предварительное статическое НДС оказывает существенное влияние на динамические характеристики лопаточного аппарата. Поэтому предварительно была решена задача статического деформирования лопаточного аппарата в поле центробежных сил. При колебаниях 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 выше статической частоты [3].

На втором этапе расчета лопаточного аппарата поставлена задача свободных колебаний лопаток без учета частоты вращения, т.е. определялись так называемые статические частоты колебаний лопаток [4].

По результатам статического расчета получены картины напряженно-деформированного состояния единичной лопатки на рисунке 1 и картины НДС лопатки с пазом на рисунке 2.



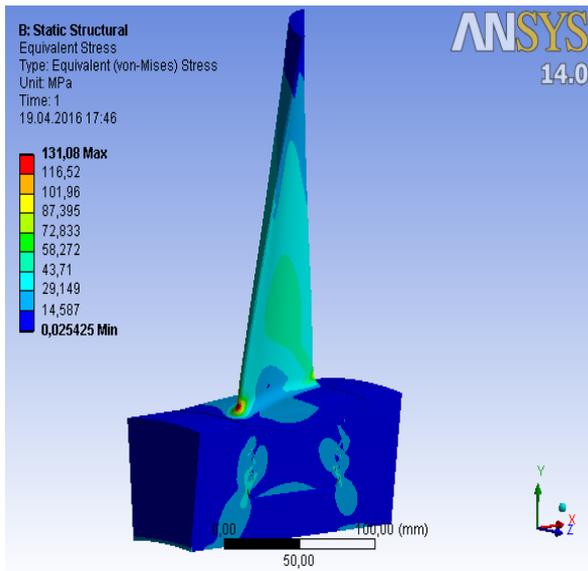
А



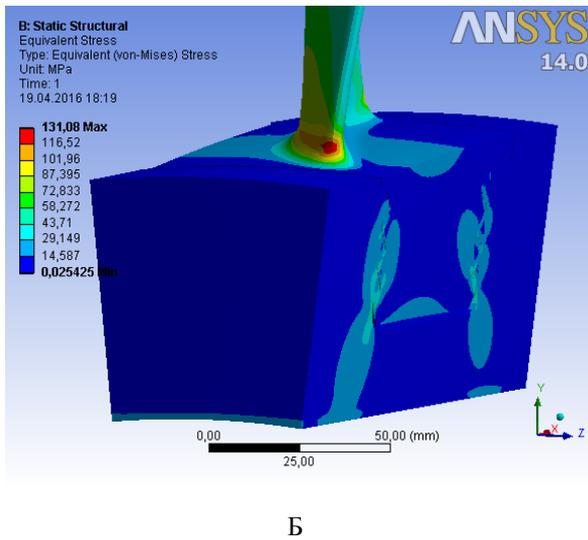
Б

Рисунок 1 (А, Б)- НДС одиночной лопатки

Приведенные данные численных исследований позволяют обоснованно выделить зоны на профильной поверхности рабочей лопатки, где максимальные напряжения представляют наибольшую опасность. Зоны концентраций напряжений для единичной лопатки наблюдаются на первой паре опорных зубьев хвостовика со стороны входа, и равны 904, 73 МПа. У лопатки с пазом максимум наблюдается на галтели и равен 131, 08 МПа (конструктивный концентратор напряжений) [5], поскольку скругление имеет малый радиус, в котором возникают повышенные напряжения. Задание граничных условий в виде закрепления лопаток оказывает сильное влияние на зоны и величину напряжений. По картинам НДС единичной лопатки можно судить о том, что нижние зубья замка не нагружены, а вся работа концентрируется на первой паре опорных зубьев. В связи с этим, можно сделать вывод, что при расчете лопатки в сборке с пазом наблюдаются наиболее достоверные данные по распределению интенсификации напряжений, поскольку позволяют учесть реальный режим работы лопатки.



А



Б

Рисунок 2 (А, Б)- НДС лопатки с пазом

Для того чтобы оценить вероятность возникновения поломки лопаточного аппарата в работе был рассчитан коэффициент запаса прочности, который составил 1,4 – для единичной лопатки, и 9,7 – для лопатки с пазом; в то время как коэффициент запаса прочности по напряжениям для стали ЭИ-961Ш должен быть не менее 1,3. В связи с этим можно сделать вывод, что материал лопатки удовлетворяет условию прочности в обоих случаях, но запас по прочности у лопатки в сборке с пазом в 7 раз превышает минимально допустимый.

По результатам модального расчета были получены собственные частоты и формы колебаний для лопаточного венца и для сборки лопатки с диском, построены диаграммы

Кэмпбелла для рабочей лопатки с пазом ( рисунок 3) и без ( рисунок 4).

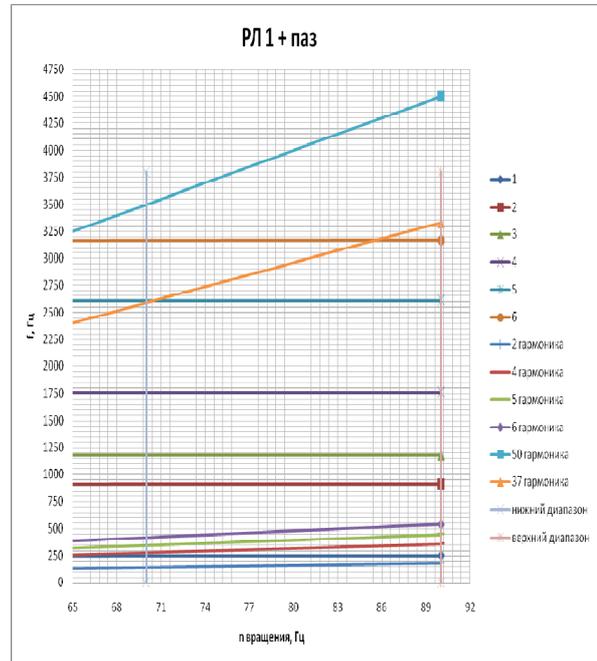


Рисунок 3- Диаграмма Кэмпбелла для лопатки с пазом ротора

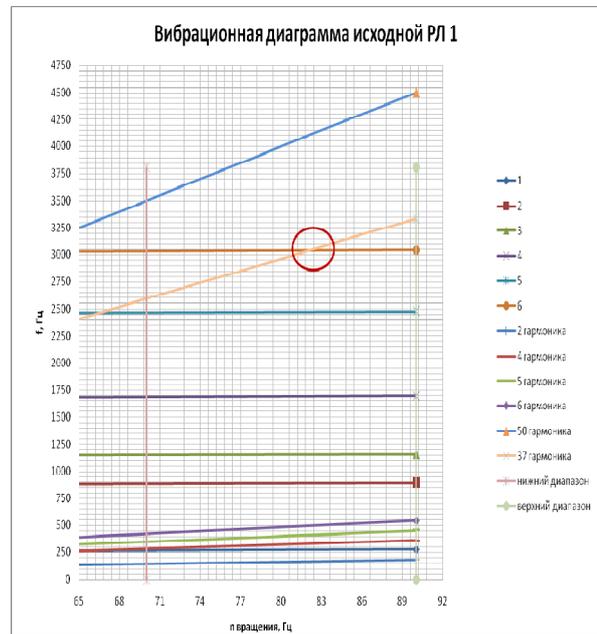


Рисунок 4- Диаграмма Кэмпбелла для лопатки без паза

Диаграмма отражает зависимость собственных частот колебаний рабочего колеса и частот возбуждающих гармоник от частоты вращения ротора и позволяет находить режимы работы двигателя, на которых происходят резонансные колебания.

Следует отметить, что из всего спектра резонансных режимов критическими можно считать только те, число узловых диаметров собственных форм которых совпадает с номером кратности гармоники нагружения. Известно, что одними из основных факторов возбуждения резонансных колебаний лопаток ротора является количество статорных лопаток, в случае данного моделирования таковым фактором является количество лопаток НА 1 ступени, так как наблюдается пересечение 37 гармоники (количество НА1) с 6 формой собственных колебаний в рабочем диапазоне в обоих вариантах установки лопаток. Воздействие статорных лопаток на лопатку рабочего колеса заключается в наличии следов разрежения, которые существенно влияют на равномерность потока на входе в рабочее колесо. Из-за резких перепадов давления, вызванных следами разрежения от статорных лопаток, рабочая лопатка совершает колебания, которые при совпадении с частотой собственных колебаний могут вызвать резонанс.

Также по результатам данных расчетов была произведена верификация частот, данные сведены в таблицу 1.

Таблица 1

Верификация частот

№ ф ор м ы	Данные завода, f, Гц		РЛ 1 f, Гц		РЛ 1 + паз f, Гц	
	n=0	n=87	n=0	n= 87	n=0	n= 87
1	246	250- 258	243,8	283,1	244, 1	254, 6
Погрешность измерений, %			0,894	9,721	0,78	0

Как видно из сравнения результатов анализа и испытаний, модальный анализ на 3D конечно-элементных моделях сборки паза и РЛ даёт результаты, совпадающие с экспериментально полученными: по частоте в пределах разброса частот в эксперименте. Погрешность измерений у лопатки с пазом меньше 1%, в то время как погрешность исходной лопатки без паза составляет 9,7%, что является неудовлетворительным.

В результате проведенных исследований выявлены зоны локализации интенсивностей напряжений при нагружении центробежными силами для различных конструктивных исполнений лопаточного аппарата

турбокомпрессора. Показаны возможности снижения напряжений путем выбора наиболее удачной конструкции. Произведена верификация частот.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шелковский, М.Ю. Параметрическое исследование газодинамических характеристик компрессорных решеток [Текст]-Авиационно-космическая техника и технология, 2012, №7(94), 11с.
2. Кузменко М. Л. Статическая прочность рабочих лопаток и дисков компрессоров и турбин ГТД : учеб. пособие / М. Л. Кузменко [и др.]. – Рыбинск : РГАТА, 2005. – 74 с.
3. Бреславский И. Д. Колебания компрессорной лопатки при ее геометрически нелинейном деформировании / И. Д. Бреславский, К. В. Аврамов // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2009 . – Т. 3, № 7 . – С. 75–78.
4. S. Madhavan, Rajeev Jain, C. Sujatha, A.S. Sekhar Vibration based damage detection of rotor blades in a gas turbine engine, Engineering Failure Analysis 46:26–39 · November 2014
5. E. Poursaeidi a,†, A. Babaei b, M.R. Mohammadi Arhani c, M. Arablu Effects of natural frequencies on the failure of R1 compressor blades Engineering Failure Analysis (2012) P. 25

REFERENCES

1. Shelkovskij, M.Ju. Parametricheskoe issledovanie gazodinamicheskikh harakteristik kompressornyh reshetok [Tekst]-Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija, 2012, №7(94), 11s.
2. Kuzmenko M. L. Static strength of rotor blades and disks, compressor and turbine GTE : proc. manual / L. M. Kuzmenko [etc.]. – Rybinsk : rgata 2005., – 74 p.
3. Breslavskiy I. D. Vibrations of compressor blades under geometrically nonlinear deformation / breslavskiy I. D., Avramov K. V. // East European journal of advanced technologies. – 2009 . – Vol. 3, No. 7 . – P. 75-78.4.
4. S. Madhavan, Rajeev Jain, C. Sujatha, A.S. Sekhar Vibration based damage detection of rotor blades in a gas turbine engine, Engineering Failure Analysis 46:26–39 · November 2014.
5. E. Poursaeidi a,†, A. Babaei b, M.R. Mohammadi Arhani c, M. Arablu Effects of natural frequencies on the failure of R1 compressor blades Engineering Failure Analysis (2012) P. 25.