



DOI: 10.18721/JEST.25212
УДК 620.178

Т. Нгуен Нгок, В.М. Капралов

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия

АНАЛИЗ РЕЗОНАНСА И СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТКИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

В эксплуатации лопатки газовых турбин работают в широком интервале частот динамических нагрузок. Такие нагрузки со временем могут приводить к усталостным деформациям, микротрещинам, что изменяет динамические характеристики конструкции лопаток. Лопатка является упругой конструкцией и имеет спектр собственных частот и форм колебаний. Они влияют на динамические свойства самой лопатки и её способность реагировать на различные воздействия. Работа заключается в изучении собственной частоты и формы колебаний лопаточных турбомашин и в совершенствовании методов численного прогнозирования динамического отклика лопаток под нагрузкой, что является актуальной задачей, так позволяет охарактеризовать зависимость собственных частот колебаний от режима работы и гарантированно избежать резонанса для проектируемых лопаточных венцов в реальных условиях эксплуатации.

Ключевые слова: лопатка, модальный анализ, резонанс, свободная частота, газовая турбина.

Ссылка при цитировании:

Т. Нгуен Нгок, В.М. Капралов. Анализ резонанса и свободных колебаний лопатки газовой турбины // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. № 2. С. 149–160. DOI: 10.18721/JEST.25212.

T. Nguyen Ngoc, V.M. Kapralov

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

ANALYSIS OF RESONANCE AND NATURAL FREQUENCIES OF GAS TURBINE BLADES

Gas turbine blades operate in a wide frequency range of dynamic loads. Such loads can lead to fatigue deformations and microcracks with time, which changes the dynamic characteristics of the blades. The blade is an elastic structure and has a spectrum of natural frequencies and vibration modes. They affect the dynamic properties of the blade itself and its ability to respond to various influences. The study consists in studying the natural frequency and vibration modes of turbomachine blades and in improving the methods of numerical prediction of dynamic response of blades under load, which is an urgent task, as it allows to characterize the dependence of natural frequencies of vibrations on the mode of operation and reliably avoid resonance for engineered blades in actual operating conditions.

Keywords: blade, modal analysis, harmonic response, natural frequency, gas turbine

Citation:

T. Nguyen Ngoc, V.M. Kapralov, Analysis of resonance and natural frequencies of gas turbine blades, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 25 (2) (2019) 149–160, DOI: 10.18721/JEST.25212.

В эксплуатации лопатки газовых турбин работают в широком интервале частот динамических нагрузок. Такие нагрузки со временем могут приводить к усталостным деформациям, микротрещинам, что изменяет динамические характеристики конструкции лопаток [1, 2].

Цель данной работы заключается в изучении собственной частоты и формы колебаний лопаточных аппаратов тепловых турбомашин и в совершенствовании методов численного прогнозирования динамического отклика лопаток под нагрузкой, что является актуальной задачей, так позволяет гарантированно избежать резонанса для проектируемых лопаточных венцов в реальных условиях эксплуатации.

Как правило, величины собственных частот колебаний лопаток газовых турбин изменяются в диапазоне 100–30000 Гц [4]. Вибрация лопатки будет вызывать динамические напряжения, приводящие к усталости материала лопатки, или даже к ее разрушению.

Зная собственные частоты и возмущающие гармоники, можно определить формы колебаний, которые могут возбуждаться в рабочем

диапазоне частот вращения, а также частоты вращения, на которых возможны резонансы на данных формах колебаний. Анализе частот, форм и распределений относительных вибрационных напряжений лопатки целесообразно выполнять с помощью метода конечных элементов, реализованного в программном комплексе Ansys [3].

Постановка задачи

1. Выполнить модальный анализ лопатки, геометрическая модель которой представлена на рис. 1.
2. Определить первые 6 собственных частот и форм колебаний.
3. Выполнить гармонический анализ системы под действием периодической силы 200 Н.

$l = 160$ мм.

Периферия: $b = 56$ мм, $\delta = 5,7$ мм, $h = 11$ мм.

Корневое сечение: $b = 60$ мм, $\delta = 9$ мм, $h = 12$ мм.

Среднее сечение: $b = 65$ мм, $\delta = 7$ мм, $h = 11,5$ мм.

$\rho = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м (сталь)

Геометрические параметры образца и данные по материалу

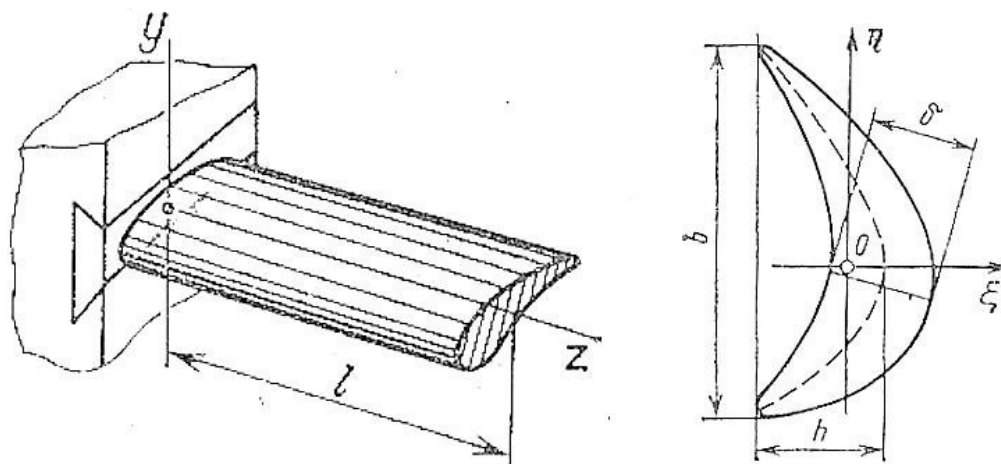


Рис. 1. Общий вид и основные геометрические параметры рабочей лопатки [2]
Fig. 1. General view and main geometrical parameters of the working blade [2]



Таблица 1

Параметры лопатки турбины

Parameters of Turbine Blade

Объем	$1,2662 \cdot 10^5 \text{ мм}^3$
Масса	0,99 кг
Плотность стали	$7,85 \cdot 10^{-6} \text{ кг/мм}^3$
Прочность при сжатии	250 МПа
Прочность при растяжении	250 МПа
Предел прочности при растяжении	460 МПа

Изгибные колебания лопаток

Собственная частота тангенциальных колебаний длинной лопатки может быть определена по формуле [2]:

$$f_k = \frac{m_k}{l^2} \sqrt{\frac{EJ_{\min}}{\rho F}},$$

где f_k — k -я собственная частота тангенциальных колебаний лопатки, Гц; E — модуль упругости материала лопатки, Па; ρ — плотность материала лопатки, кг/м³; $J_{\min}$ — момент инерции сечения лопатки относительно оси минимальной инерции, м⁴; F — площадь сечения лопатки, м²; l — длина лопатки, м.

Коэффициент m_k зависит от тона (формы) колебаний, а также от типа заделки концов стержня (лопатки). Значения коэффициентов m_k для собственных колебаний консольно-закрепленной и незакрученной лопатки приведены в табл. 2:

Таблица 2

Значение коэффициента m_k

m_k value

n/n	m_k
1	0,56
2	3,51
3	9,82

Для приближенных расчетов лопаток

$$J_{\min} = 0,041 \cdot b \cdot \delta \cdot (h^2 + \delta^2) \text{ и } F = 0,69b\delta,$$

где b — хорда профиля; δ — максимальная толщина профиля; h — максимальный прогиб срединной линии профиля (см. рис. 1)).

Пример расчёта для первой (изгибной) формы колебаний РЛ.

Наименьшая частота турбинной рабочей лопатки переменного профиля (статическая):

$$f_{\text{ст}} = \varphi_3 \cdot \frac{0,56}{\ell^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J_{\text{хкор}}}{\rho \cdot f_{\text{кор}}}},$$

где

$$\varphi_3 = \sqrt{\frac{4 + \frac{J_{\text{хпер}}}{J_{\text{хкор}}}}{1 + 4 \cdot \frac{f_{\text{пер}}}{f_{\text{кор}}}}};$$

$$J_{\text{х пер}} = 0,041 \cdot b \cdot \delta \cdot (h^2 + \delta^2) = 0,041 \cdot 0,056 \times \\ \times 0,0057 \cdot (0,011^2 + 0,0057^2) = 2 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4$$

$$J_{\min} = 0,041 \cdot b \cdot \delta \cdot (h^2 + \delta^2) \text{ и } F = 0,69b\delta \\ \rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3,$$

$$J_{\text{х кор}} = 0,041 \cdot 0,06 \cdot 0,009 \cdot (0,012^2 + 0,006^2) = \\ = 4,98 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4,$$

$$f_{\text{кор}} = 0,69 \cdot b \cdot \delta = 0,69 \cdot 0,06 \cdot 0,009 = 3,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

$$f_{\text{пер}} = 0,69 \cdot 0,056 \cdot 0,0057 = 2,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Поправка на конусность РЛ:

$$\varphi_3 = \sqrt{\frac{4 + \frac{2 \cdot 10^{-9}}{4,98 \cdot 10^{-9}}}{1 + 4 \cdot \frac{2,2 \cdot 10^{-4}}{3,7 \cdot 10^{-4}}}} = 1,14.$$

$$f_{\text{ст}} = 1,14 \cdot \frac{0,56}{0,16^2} \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 4,98 \cdot 10^{-9}}{7800 \cdot 3,7 \cdot 10^{-4}}} = 475 \text{ Гц.}$$

Крутильные колебания лопаток

Собственная частота крутильных колебаний лопатки может быть определена по формуле:

$$f_k = \frac{(2k-1)}{4l} \sqrt{\frac{GK}{\rho J_p}} = \frac{2 \cdot 1 - 1}{4 \cdot 0,16} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{0,5 \cdot 20 \cdot 10^{10} \cdot 0,126 \cdot 0,06 \cdot 0,007^3}{(1 + 0,25) \cdot 7800 \cdot 0,038 \cdot 0,06^3 \cdot 0,007}} = 1063 \text{ Гц,}$$

где f_k — k -я собственная частота крутильных колебаний лопатки, Гц; G — модуль сдвига

материала, равный $0,5E/(1+\mu)$, Па; μ – коэффициент Пуассона; ρ – плотность материала лопатки, кг/м³; l – длина лопатки, м; J_p – полярный момент инерции сечения лопатки, м⁴; K – геометрическая жесткость на кручения относительно центра жесткости сечения лопатки, м⁴.

Коэффициент k соответствует номеру собственной частоты и формы и принимает значения 1, 2, 3 и т. д.

Для приближенных расчетов лопаток:

$$K = 0,126 \cdot b \cdot \delta^3 \text{ и } J_p = 0,038b^3\delta,$$

где b – хорда профиля; δ – максимальная толщина профиля.

Создание геометрической модели

В этой работе конечно-элементная модель лопатки газовой турбины была построена на основе имеющейся геометрической модели (рис. 1), динамические характеристики лопатки были проанализированы с помощью программного обеспечения Ansys Workbench [16]. Численный расчет позволяет получить первые 6 собственных частот лопатки при номинальных и резонансных условиях эксплуатации, а также гармонический отклик возбуждающей силы.

Для расчета были заданы следующие граничные условия:

Материал лопатки – сталь;

Скорость вращения – 6000 об/мин;

Число узлов расчетной сетки – 52443, число элементов – 29651 (рис. 3).

Сначала проводится структурный анализ лопатки турбины с учетом максимального значения давления и полной деформации лопатки. При структурном анализе мы получили максимальное значение напряжений, равное 239 МПа, и максимальную деформацию лопатки 0,22 мм.

Модальный анализ

Модальный анализ используется для определения собственных частот турбинной лопатки. Собственные частоты и формы колебаний являются необходимыми параметрами при конструировании лопатки по условиям динамической нагрузки [5]. Модальный анализ может быть выполнен и для предварительно напряженной конструкции, такой как вращающаяся лопатка турбины, находящаяся под действием центробежных сил.

Рассчитаны первые 6 собственных частот при скоростях вращения 0, 500, 1500, 3000, 6000 об/мин. Результаты представлены в табл. 3.

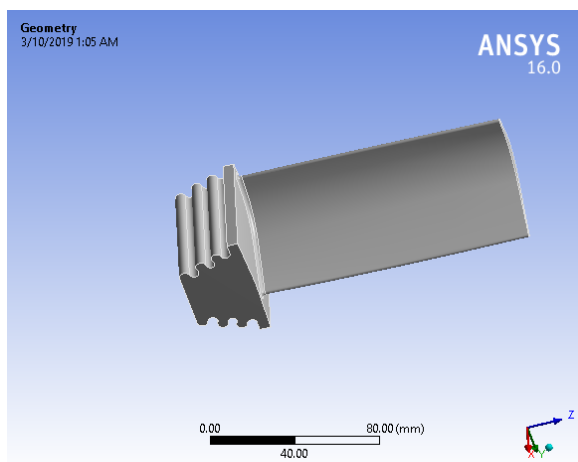


Рис. 2. Построенная твердотельная модель лопатки
Fig. 2. Solid model of blades

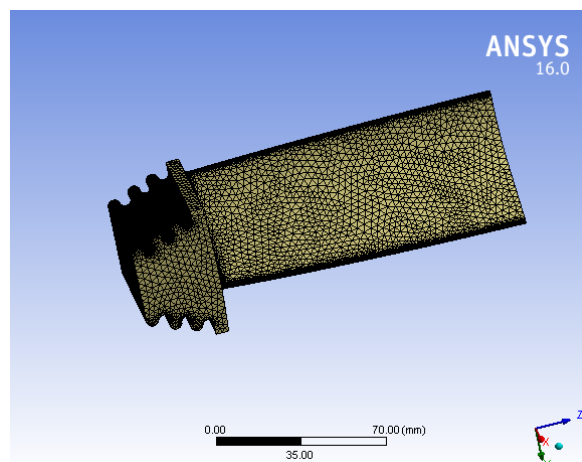


Рис. 3. Конечно-элементная модель исследуемой лопатки
Fig. 3. The finite element model of the blade

Результаты структурного анализа

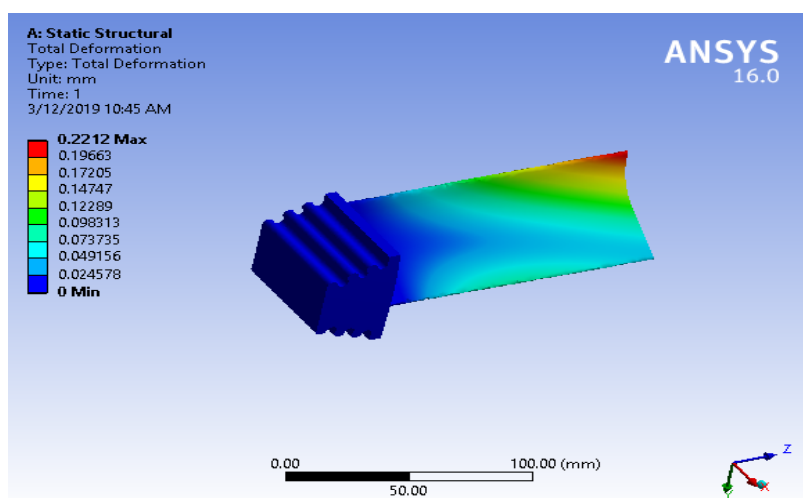


Рис. 4. Полная деформация лопатки (частота вращения 6000 об/мин)

Fig. 4. Total deformation of the blade with a rotation speed 6000 rpm

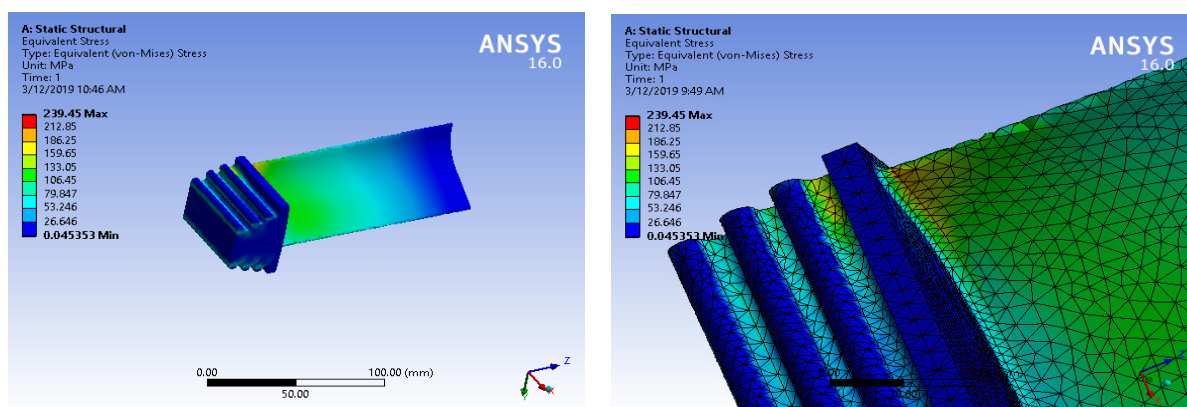


Рис. 5. Изменение напряжения лопатки (частота вращения 6000 об/мин)

Fig. 5. Stress of the blade with a rotation speed of 6000 rpm

Таблица 3

Собственные частоты при разных частотах вращений лопатки

The natural frequencies at different frequencies of rotation of the blade

Частоты вращения	0 об/мин	500 об/мин	1500 об/мин	3000 об/мин	6000 об/мин
Формы колебаний	Собственные частоты колебания, Гц				
1	481	482	483	488	511
2	1038	1039	1039	1042	1057
3	2078	2078	2080	2081	2089
4	2792	2793	2794	2800	2824
5	3350	3350	3352	3359	3389
6	5034	5036	5039	5048	5091

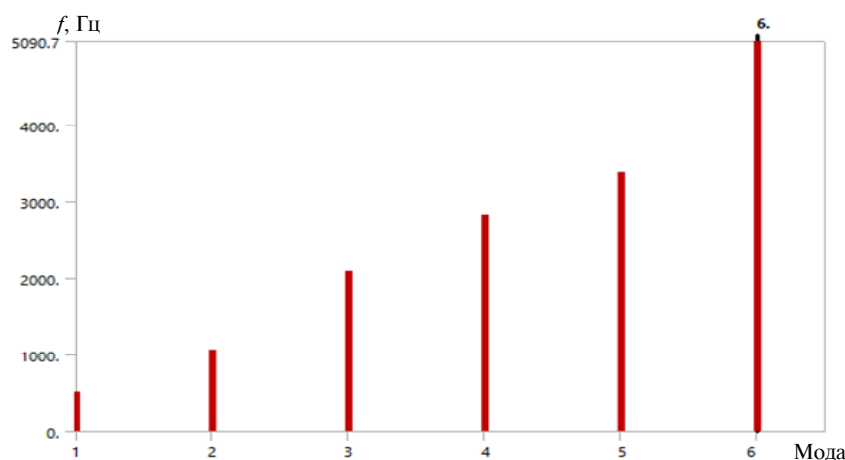


Рис. 6. Первые 6 собственных частот колебаний лопатки при скорости вращения 6000 об/мин

Fig. 6. Natural frequency from each modal analysis at 6000 rpm

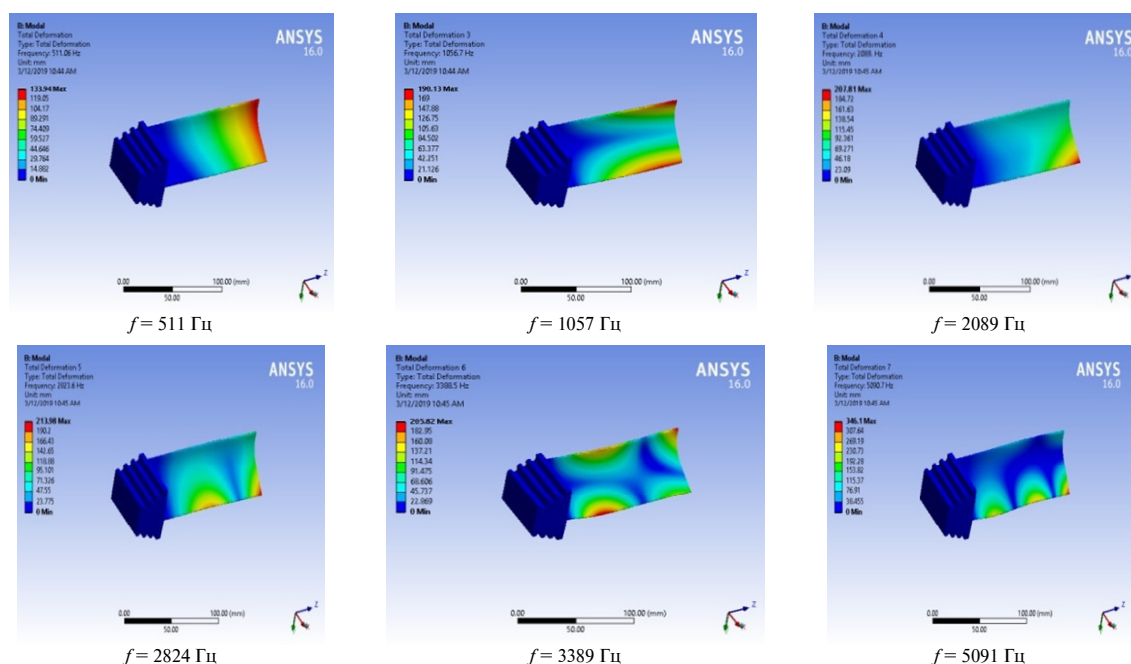


Рис. 7. Моделирование различных собственных частот лопатки турбины при частоте 6000 об/мин

Fig. 7. Simulation of different natural frequencies of the turbine blade at a frequency of 6000 rpm

При частоте вращения лопатки 6000 об/мин, частота возбуждающего напряжения 100 Гц, эта частота отстоит от первой собственной частоты более чем на 80 % f_1 (511 Гц в табл. 2). Лопатка работает стабильно без резонанса.

С увеличением скорости вращения лопатки частота возбуждающего нагружения также возрастает. При скорости вращения 6000 об/мин $f_1 = 511$ Гц, $f_2 = 1057$ Гц, $f_3 = 2089$ Гц, амплитуды динамических напряжений по 2-й и 3-й форме существуют, и это уже влияет на аэродинамические

характеристики лопатки и снижает эффективность работы лопатки и ее вибрационную надежность. Если лопатка работает долго на этих режимах, то вероятность появления усталостных трещин и последующего разрушения высока. Поэтому, при проектировании лопатки, когда известно, какие режимы и частоты вращения будут преобладающими в реальных условиях эксплуатации, собственные частоты первых 6 форм колебаний должны обязательно учитываться, чтобы избежать резонанса и продлить срок службы лопатки.

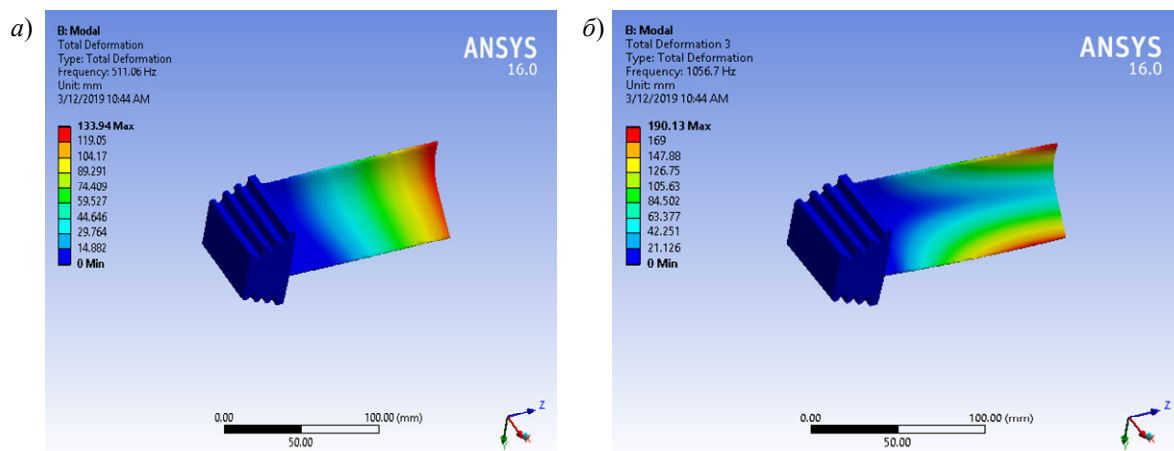


Рис. 8. Собственные частоты и формы колебания лопатки: а) $f = 511$ Гц (изгибное колебание); б) $f = 1057$ Гц (крутильное колебание)

Fig. 8. The natural frequency and shape of the blade: а) $f = 511$ Гц (flexural oscillation); б) $f = 1057$ Гц (torsional oscillation)

Из рис. 8 видно, что лопатка обладает как крутильными, так и изгибными формами колебаний. Обнаружено, что с ростом собственной частоты максимальная относительная деформация лопатки также возрастает. Форма колебаний зависит от значения собственных частот, в результате изгибное колебание наблюдается при частоте $f = 511$ Гц, а крутильное колебание при частоте $f = 1057$ Гц.

Рассчитанные 2 формы и частоты колебаний лопатки при нулевой частоте вращения представлены на рис. 2. Первая форма – первая изгибная форма колебаний лопатки, вторая форма – первая крутильная.

Таблица 4

Формы и частоты колебаний лопатки при нулевой частоте вращения

The shape and frequency of oscillation of the blade at zero speed

n	0
Частота f первой формы колебаний, Гц	481
Частота f второй формы колебаний, Гц	1038

Сравним результаты расчётов и полученные опытным путём значения собственных частот первой изгибной формы лопатки.

$$\Delta = \frac{|f_{\text{расч}} - f_{\text{опыт}}|}{f_{\text{расч}}} = \frac{|475 - 481|}{481} = 1,3\%.$$

Результаты расчетов сравнили с данными опытов, погрешность составила 1,3 %, что удовлетворяет допустимым пределам погрешности.

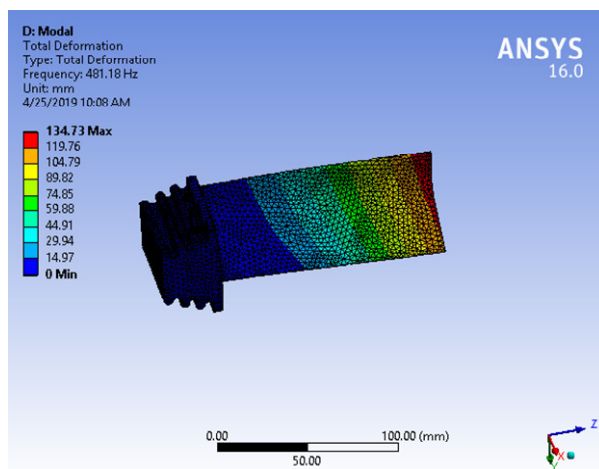
Сравним результаты расчётов и полученные опытным путём значения собственных частот при первой крутильной формы лопатки.

$$\Delta = \frac{|f_{\text{расч}} - f_{\text{опыт}}|}{f_{\text{расч}}} = \frac{|1063 - 1038|}{1038} = 2,4\%.$$

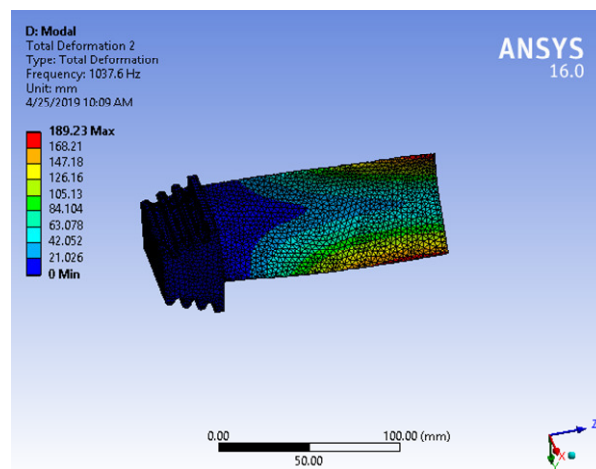
Результаты расчетов сравнили с данными опытов, погрешность составила 2,4 %, что удовлетворяет допустимым пределам погрешности.

Гармонический анализ лопатки турбины

Любая устойчивая циклическая нагрузка будет вызывать устойчивый циклический отклик (гармонический отклик) в структурной системе [10]. Анализ гармонического отклика используется для прогнозирования устойчивого динамического поведения конструкции – таким образом проверяется, будет ли конструкция успешно сопротивляться резонансу, усталостному разрушению и другим вредным воздействиям вынужденной вибрации. Гармонический анализ требует данных о циклической нагрузке для анализа.



$$f = 481 \text{ Гц}$$



$$f = 1038 \text{ Гц}$$

ис. 9. Формы колебаний лопаток при $n = 0$ об/мин
Fig. 9. The shape of the oscillations of the blades at $n = 0$ rpm

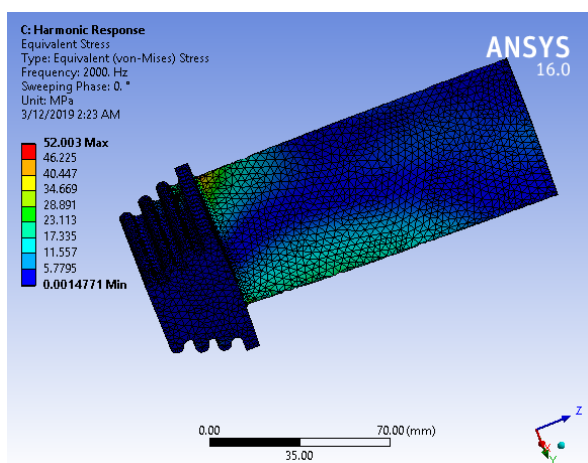


Рис. 10. Гармоническое напряжение лопатки под действием силы 200 Н

Fig. 10. Harmonic tension of the blade under the action of a force of 200N

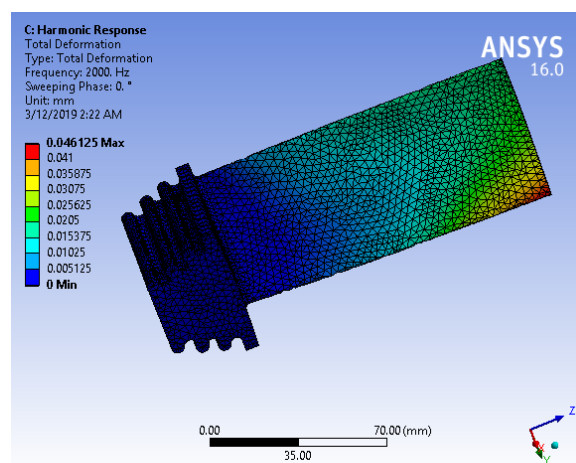


Рис. 11. Гармоническая деформация лопатки под действием силы 200Н

Fig. 11. Harmonic deformation of the blade under the action of a force of 200N

Сила, рассматриваемая в данном случае — собственный вес турбины. Поскольку турбина вращается в вертикальной плоскости, собственный вес накладывает синхронное возбуждение по поперечной вибрации. Как видно из рис. 10, 11, максимальная полная деформация при действии возбуждающей силы — 0,046 мм, максимальное значение напряжения 52 МПа, которое ниже чем допустимое напряжение (250 МПа) материала и удовлетворяет критериям вибрационной прочности.

Из рис. 10 можно видеть, что при увеличении частоты возбуждающей силы от 300 до 1000 Гц, амплитуда гармонического напряжения резко увеличивается вблизи собственных частот (см. табл. 3). Когда частота возбуждающей силы возрастает до 2700 Гц, амплитуда напряжения уменьшается, затем резко увеличивается с увеличением частоты от 2700 до 3300 Гц. В целом, значение частоты возбуждающей силы оказывает большое влияние на амплитуду гармонического напряжения.

Таблица 5

Изменение гармонического напряжения в зависимости от частоты возбуждающей силы 200 Н

The change in the harmonic stress from the frequency of the loading force 200 N

	Частота, Гц	Амплитуды, мм)		Частота, Гц	Амплитуды, мм)		Частота, Гц	Амплитуды, мм)
1	300	7,04E-04	8	2400	1,08E-03	15	4500	9,22E-04
2	600	4,12E-03	9	2700	5,65E-06	16	4800	1,58E-03
3	900	7,35E-03	10	3000	3,84E-04	17	5100	4,64E-03
4	1200	6,36E-03	11	3300	6,11E-03	18	5400	6,58E-04
5	1500	2,96E-03	12	3600	1,65E-03	19	5700	2,99E-04
6	1800	3,38E-03	13	3900	9,66E-04	20	6000	1,74E-04
7	2100	2,42E-02	14	4200	8,31E-04			

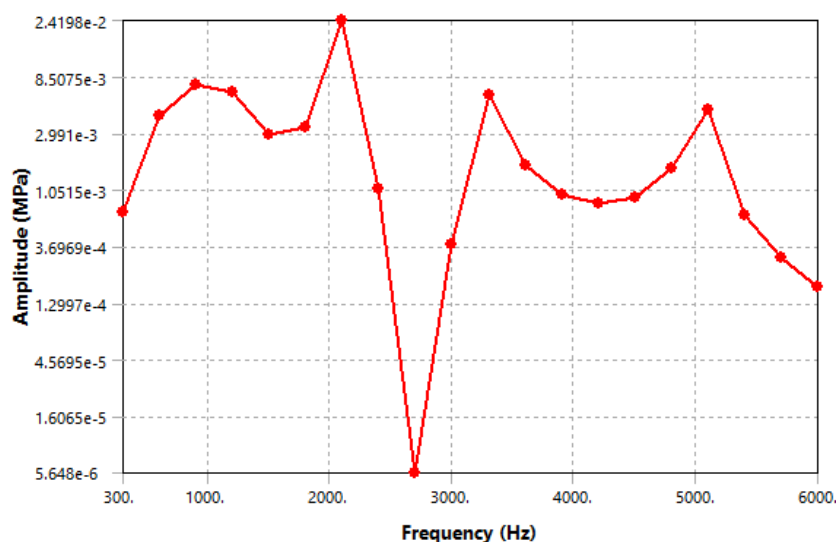


Рис. 10. График изменения гармонического напряжения в зависимости от частоты возбуждающей силы 200 Н

Fig. 10. The change in the harmonic stress from the frequency of the loading force 200 N

Таблица 6

Изменение гармонической деформации в зависимости от частоты возбуждающей силы 200 Н

Variation of the harmonic deformation from the frequency of the loading force 200 N

	Частота, Гц	Амплитуды, мм)		Частота, Гц	Амплитуды, мм)		Частота, Гц	Амплитуды, мм)
1	300	6,1E-04	8	2400	2,1E-05	15	4500	8,4E-06
2	600	5,2E-04	9	2700	2,0E-05	16	4800	2,1E-05
3	900	1,7E-04	10	3000	1,9E-07	17	5100	7,7E-05
4	1200	3,8E-04	11	3300	5,9E-05	18	5400	1,0E-05
5	1500	1,1E-04	12	3600	6,8E-06	19	5700	6,5E-06
6	1800	1,0E-04	13	3900	1,2E-06	20	6000	3,3E-06
7	2100	8,2E-04	14	4200	4,1E-06			

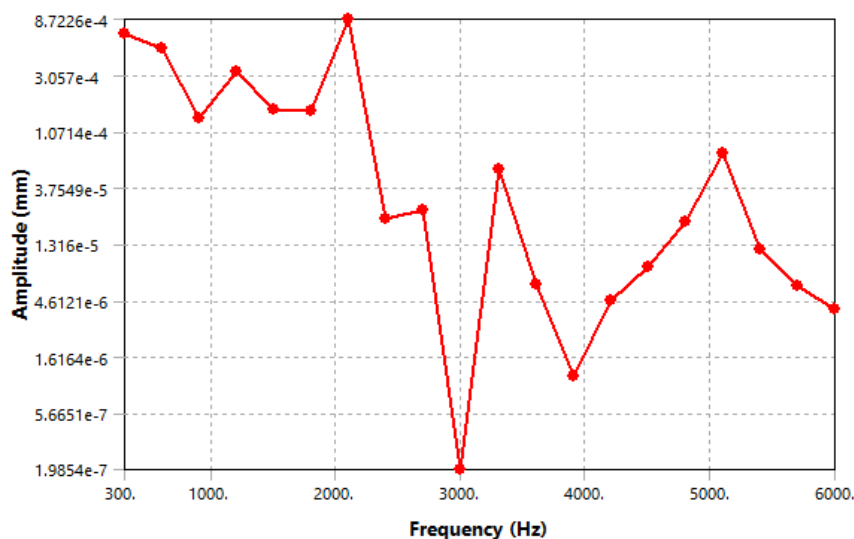


Рис. 12. Изменение гармонической деформации в зависимости от частоты возбуждающей силы 200 Н

Fig. 12. Variation of the harmonic deformation from the frequency of the loading force 200 N

Когда частота возбуждающей силы увеличивается от 300Гц до 2100Гц (см. рис. 12), амплитуда гармонической деформации резко увеличивается до $8,72 \cdot 10^{-4}$ мм. Когда частота возбуждающей силы достигает 3000 Гц, амплитуда напряжения уменьшается $1,99 \cdot 10^{-7}$ мм, затем резко увеличивается с увеличением частоты от 3000 до 3300Гц.

Из рис. 11, 12 хорошо видно, что при приближении частоты возбуждающей силы к значениям собственных частот гармонические напряжения и деформация резко увеличиваются. Этот результат позволяет лишний раз удостовериться в том, что резонанс происходит вблизи собственных частот, 511, 1057 и 2089 Гц.

Выводы

1) В этой работе опытным путём были получены собственные частоты колебаний турбинной лопатки. Также были рассчитаны собственные частоты первой изгибной и крутильной формы колебаний лопатки. Результаты расчетов сравнили с данными опытов, погрешности составили 1,3 и 2,4%, что

удовлетворяют допустимым пределам погрешности.

2) В результате проведенной работы показано, что под действием силы 200Н максимальное напряжение в теле лопатки составляет 52 МПа, что значительно ниже предела выносливости (460 МПа). Таким образом, при данной нагрузке условие прочности конструкции лопатки выполняется.

3) Из структурного анализа определено, что напряжение, возникающее в лопатке турбины под действием статического нагружения, составляет 239,45 МПа.

4) Из проведенного модального и гармонического анализа определено, что первая собственная частота намного выше максимальной рабочей частоты (6000 об/мин), это означает, что лопатка турбины работает в безопасном диапазоне частот вращения с точки зрения вибробезопасности.

5) Рассмотрен случай свободных колебаний лопатки газовой турбины. Проведен численный анализ спектра частот, форм колебаний, получено распределение относительных напряжений и гармоник частот возмущающих сил.



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Madhavan S., Rajeev Ja., Sujatha C., Sekhar A.S.** Vibration based damage detection of rotor blades in a gas turbine engine // *Engineering Failure Analysis* 2014. No. 46. P. 26–39.
- [2] **Капралов В.М., Суханов А.И.** Определение собственных частот и форм колебаний лопаток турбомашин. Исследование распределения деформаций (механических напряжений) при собственных колебаниях. Методическое указание к лабораторной работе по курсу «Динамика и прочность турбомашин». СПб., 2014. Дата создания записи: 29.08.14. URL: <http://elibrary.spbstu.ru/d1/2/4651.pdf>
- [3] **Костюк А.Г.** Некоторые насущные проблемы проектирования и модернизации паровых турбин // *Теплоэнергетика*. 2015. № 4. С. 16–27.
- [4] **Сулима А.М., Евстигнеев М.И.** Качество поверхностного слоя и усталостная прочность деталей из жаропрочных и титановых сплавов. М.: Машиностроение, 1974, 256 с.
- [5] **Poursaeidi E., Babaei A., Mohammadi Arhani M.R., Arablu M.** Effects of natural frequencies on the failure of R1 compressor blades // *Engineering Failure Analysis*. 2012. Vol. 25. P. 304–315.
- [6] **Богомолова Т.В.** Последние ступени паровых турбин. М.: Изд-во МЭИ, 2017. 68 с.
- [7] **Костюк А.Г.** Динамика и прочность турбомашин. 3-е изд. М.: Изд-во МЭИ, 2015. 476 с.
- [8] ISSN 0040-6015 at 2011, Erosion Wear of the Blades of Wet-Steam Turbine Stages: Present State of the Problem and Methods for Solving It Published by V.A. Ryzhenkov, A.I. Lebedeva, A.F. Mednikov.
- [9] ISSN 0040-6015, 2013, The T_120/130_12.8 and PT_100/130_12.8/1.0 Cogeneration Steam Turbines Produced by the Ural Turbine Works for Replacing Turbines of the T_100 Family Published by G.D. Barinberg, A.E. Valamin, Yu.A. Sakhnin, AYU. Kultyshev.
- [10] **Junjie Zhou, Bo Liu.** Dynamic Characteristics Analysis of Blade of Fan Based on Ansys // *Power and Energy Engineering Conference*, 2010.
- [11] **Ziegler D., Puccinelli M., bergallo B., Picasso A.** Investigation of turbine blade failure in a thermal power plant // *Case studies in engineering failure analysis*. 2016. Vol. 1, no. 3. P. 192–199.
- [12] **Kirk R., Alsaeed A., Gunter E.** Stability analysis of a high-speed automotive turbocharger // *Tribol. Trans.* 2015. No. 50 (3). P. 427–434.
- [13] **Rohde H. Ezzat** «Analysis of dynamically loaded floating-ring bearings for automotive applications» // *J. Lubr. Technol. – Trans. ASME*. 2016. No. 102. P. 271–277.
- [14] **Schweizer B., Sievert M.** Nonlinear oscillations of automotive turbocharger turbines» // *J. Sound Vib.* 2014. No. 321 (3–5), P. 955–975.
- [15] **Ying G., Meng G., Jing J.** Turbocharger rotor dynamics with foundation excitation // *Arch. Appl. Mech.* 2015. No. 79 (4). P. 287–299.
- [16] ANSYS® Inc. Version 12.0, Theory Reference, (a) Structures, Modal Analysis, Harmonic.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

НГУЕН НГОК Тхуан — кандидат технических наук Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: nnthuan.sant@yahoo.com

КАПРАЛОВ Владимир Михайлович — доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: kapralov.vladimir@gmail.com

Дата поступления статьи редакцию: 26.03.2019

REFERENCES

- [1] **S. Madhavan, Ja. Rajeev, 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.
- [2] **V.M. Kapralov, A.I. Sukhanov**, Opredeleniye sobstvennykh chastot i form kolebaniy lopatok turbomashin. Issledovaniye raspredeleniya deformatsiy (mekhanicheskikh napryazheniy) pri sobstvennykh

kolebaniyakh. Metodicheskoye ukazaniye k laboratornoy rabote po kursu «Dinamika i prochnost turbomashin». SPb., 2014. Data sozdaniya zapisi: 29.08.14. URL: <http://yelib.spbstu.ru/d1/2/4651.pdf>

[3] **A.G. Kostyuk**, Nekotoryye nasushchnyye problemy proyektirovaniya i modernizatsii parovykh turbin, *Teploenergetika*, 4 (2015) 16–27.

[4] **A.M. Sulima, M.I. Yevstigneyev**, Kachestvo poverkhnostnogo sloya i ustalostnaya prochnost detaley iz zharoprochnykh i titanovykh splavov. M.: Mashinostroyeniye, 1974.

[5] **E. Poursaeidi, A. Babaei, M.R. Mohammadi Arhani, M. Arablu**, Effects of natural frequencies on the failure of R1 compressor blades, *Engineering Failure Analysis*, 25 (2012) 304–315.

[6] **T.V. Bogomolova**, Posledniye stupeni parovykh turbin. M.: Izd-vo MEI, 2017.

[7] **A.G. Kostyuk**, Dinamika i prochnost turbomashin. 3-ye izd. M.: Izd-vo MEI, 2015.

[8] ISSN 0040-6015 at 2011, Erosion Wear of the Blades of Wet_Steam Turbine Stages: Present State of the Problem and Methods for Solving It Published by V. A. Ryzhenkov, A. I. Lebedeva, and A. F. Mednikov

[9] ISSN 0040-6015, 2013, The T_120/130_12.8 and PT_100/130_12.8/1.0 Cogeneration Steam

Turbines Produced by the Ural Turbine Works for Replacing Turbines of the T_100 Family Published by G.D. Barinberg, A.E. Valamin, Yu.A. Sakhnin, A.Yu. Kultyshev.

[10] **Junjie Zhou, Bo Liu**, Dynamic Characteristics Analysis of Blade of Fan Based on Ansys», *Power and Energy Engineering Conference*, 2010.

[11] **D. Ziegler, M. Puccinelli, B. bergallo, A. Picasso**, Investigation of turbine blade failure in a thermal power plant, *Case studies in engineering failure analysis*, 1 (3) (2016) 192–199.

[12] **R. Kirk, A. Alsaeed, E. Gunter**, Stability analysis of a high-speed automotive turbocharger. *Tribol. Trans.*, 50 (3) (2015) 427–434.

[13] **H. Rohde, Ezzat** «Analysis of dynamically loaded floating-ring bearings for automotive applications», *J. Lubr. Technol. Trans. ASME*, 102 (2016) 271–277.

[14] **B. Schweizer, M. Sievert**, Nonlinear oscillations of automotive turbocharger turbines, *J. Sound Vib.*, 321 (3–5) (2014) 955–975.

[15] **G. Ying, G. Meng, J. Jing**, «Turbocharger rotor dynamics with foundation excitation» published in *Arch. Appl. Mech.*, 79 (4) (2015) 287–299.

[16] ANSYS® Inc. Version 12.0, Theory Reference, (a) Structures, Modal Analysis, Harmonic.

THE AUTHORS

NGUYEN NGOC Thuan – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.

E-mail: nnthuan.sant@yahoo.com

KAPRALOV Vladimir M. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: kapralov.vladimir@gmail.com

Received: 26.03.2019