

## Список литературы

1. Корсаков, А. С. Структура фотонно–кристаллических световодов на базе модифицированных галогенидсеребряных кристаллов и исследование их функциональных свойств. — Екатеринбург. — 2018. — С. 446
2. Multipole method for microstructured optical fibers. I. Formulation / T. P. White [et al.] // J. Opt. Soc. Am. B. — 2002. — Vol. 19. — P. 2322-2330.
3. Photonic crystal fibers: a new class of optical waveguide / D. Broeng // Opt. Fiber Technol. — 1999. — Vol. 5. — P. 305-330.
4. Richardson, D. J. High power fiber lasers: current status and future perspectives / D. J. Richardson, J. Nilsson, W. A. Clarkson // J. Opt. Soc. Am. B. — 2010. — Vol. 27, № 11. — P. B63-B92.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СЕЧЕНИЙ ЛОПАТКИ НА ЧАСТОТЫ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА ОК ГТК 10-4

*Марченко Ю.Г., Седунин В.А.*

Уральский федеральный университет г. Екатеринбург, Россия

[jurijmarchenko@rambler.ru](mailto:jurijmarchenko@rambler.ru)

**Аннотация.** В данной работе представлена методика расчета частот собственных колебаний лопаток осевого компрессора. Приведены результаты расчетов частот низших форм колебаний компрессорных лопаток в зависимости от изменения геометрических характеристик пера лопатки. Проведен сравнительный анализ полученных результатов.

**Ключевые слова:** лопатки компрессоров; геометрические характеристики; частоты собственных колебаний.

## RESEARCHING OF THE INFLUENCE BASIC GEOMETRIC CHARACTERISTICS OF THE BLADES SECTIONS ON NATURAL FREQUENCIES AN AXIAL COMPRESSOR GTK 10-4

*Marchenko Yu., Sedunin V.*

Ural Federal University, Ekaterinburg, Russia

**Abstract.** This paper presents calculating method the natural oscillation frequencies of axial compressor blades and the calculations results of lowest frequencies modes compressor blades depending on the change in geometric characteristic. The article provides comparative analysis of results.

**Key words:** axial compressor blades; geometric characteristics; natural frequencies.

Современной тенденцией отечественного и мирового турбостроения является повышение энергоэффективности установок. Одним из путей достижения высокой эффективности является профилирование лопаток осевого компрессора с учетом пространственного течения потока. Однако при проектировании нового лопаточного аппарата возникают задачи обеспечения высокой вибропрочности лопатки, как одного из основных элементов установки. Существующие методики расчета не позволяют комплексно оценить влияние различных геометрических характеристик лопатки, конструктивных неоднородностей и свойств материала на частоты собственных колебаний (ЧСК) пера лопатки. Использование программных комплексов на основе МКЭ позволяет наиболее полно решить данную задачу.

Необходимо выполнить исследование влияния основных геометрических характеристик лопатки на частоты её собственных колебаний. В качестве объекта исследования была выбрана лопатка 1-ой ступени высоконагруженного осевого компрессора установки ГТК 10-4.

В ходе разработки расчетной модели была проведена оценка влияния на значение собственных частот колебаний следующих граничных условий:

- тип элементов сетки,
- размер элементов сетки,
- свойства материала,
- способ закрепления лопатки.

При решении задачи по определению частот собственных колебаний в среде Ansys возникает расхождение получаемых данных (таблица1), связанное с выбором типа конечного элемента.

Таблица 1 -Погрешность определения частот

форма	solid 186	solid 185	погрешность, %
	частота, Гц		
1	361.1	328.3	9.09
2	1056.6	981.2	7.14
3	1852.2	1856.4	0.23
4	2642.7	2522.8	4.54
5	3074.8	3345.8	8.81
6	4520.2	4848.2	7.26

При выборе конечного элемента solid185 погрешность определения ЧСК лопатки по 1-й форме превысила 9%, поэтому для расчета был выбран элемент более высокого порядка [1].

Оптимальный размер ячейки сетки выбирался из условия, что количество элементов расчетной модели должно составлять порядка 500...550 тыс. ячеек. Тип сетки гексагональный (Hex Dominant Method). Именно такие параметры модели обеспечивают максимальное отклонение расчетных данных от экспериментальных не более 8%, что является допустимым при решении данной задачи [2].

Частота собственных колебаний лопатки определяется следующей формулой:

$$f = \frac{(kl)^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{\rho A l^4}} \quad (1)$$

Как видно, влияние материала лопатки на собственные частоты колебаний лопатки определяется квадратным корнем соотношения модуля упругости к плотности материала. Для большинства конструкционных материалов эта величина изменяется незначительно, поэтому частота изгибных колебаний не зависит от материала лопатки [3]. В ходе работ по вибрационной доводке ОК был произведен расчет лопаток для двух различных материалов (таблица2).

Таблица 2 -Свойства материала лопатки

Материал	Свойства		
	$E \cdot 10^{-5}$ , Мпа	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$\sqrt{E/\rho}$
ЭИ-961-Ш	2,00	7800	5,18
20Х13	2,18	7670	5,33

Установлено что относительное изменение частот не превысило 5.6%, что несколько выше по сравнению с теоретическими данными.

Для решения задачи по определению собственных частот лопатки необходимо использовать конечные элементы более высоких порядков, что приводит к значительному увеличению требуемого машинного времени. Сокращение времени решения задачи не может быть достигнуто путем уменьшения числа элементов расчетной сетки, т.к. это может привести к расходимости значений ЧСК.

Другим способом увеличения производительности является упрощение геометрии исследуемого тела (лопатки). Множественные расчеты показали, что возможно достаточно точно определить собственные частоты лопатки исследуя только перо. Количество элементов при такой постановке задачи сокращается в 10 раз, т.к. хвостовик является довольно объёмным телом. Воздействие хвостовика в данном случае на перо заменяем жесткой заделкой по торцевой поверхности (рис.1).



Рисунок 1 - Способ закрепления лопатки

Требуемое машинное время для обработки данных при использовании ЭВМ с процессором Intel(R)Xeon(R) 3.5ГГц, и оперативной памятью 16Гб, сокращается в среднем с 1-1.5 часа до 10-15 минут при такой постановке задачи.

В процессе исследования оценивалось влияние следующих геометрических характеристик сечений лопатки:

- координата управляющей точки X3,
- осевая длина (ОД),
- радиус входной кромки,
- радиус и выходной кромки,
- максимальная толщина профиля (Стах).

Построение геометрии лопаточного аппарата производилось по специально разработанной методике профилирования. Лопатка имеет 11 контрольных сечений, все параметры интерполируются от корневого сечения к периферийному.

Для оценки влияния смещения координаты X3 управляющей точки на кривой Безье был проведен ряд экспериментов. Точка X3 смещалась по оси X с 55% до 75% (рис.2) с шагом 5%.

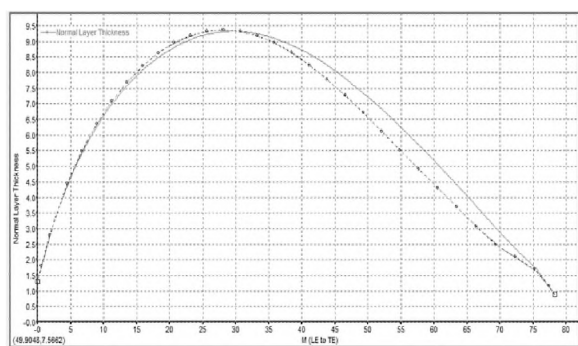


Рисунок 2 - Сравнение профилей лопатки с различным значением X3

Результаты расчетов показали, что при изменении положения координаты X3 на 20%, изменение частот собственных колебаний не превышает 2%. Это связано с тем, что площадь сечения и массово моментные характеристики лопатки изменяется незначительно.

Для выявления характера зависимости ЧСК от осевой длины были просчитаны 5 вариантов, в каждом из которых, данный параметр увеличивался на 5% по сравнению с предыдущей лопаткой. Параметр изменялся одинаково во всех сечениях лопатки. По результатам расчета относительное изменение изгибных форм превысило 16%, в то время как крутильных не превысило 4% (таблица3).

Таблица 3 - Зависимость частот колебаний от осевой длины

№ формы	частота $f$ , Гц		Относительное изменение $f$ , %
	исходная	ОД+25%	
1	245.3	307.3	20.19
2	946.6	982.5	3.66
3	1201.9	1469.0	18.18
4	1661.3	1991.9	16.60
5	2668.1	2737.9	2.55
6	3289.0	3772.0	12.80

Разница между 2-й и 5-й формами колебаний остается постоянной на уровне 1740 Гц.

Зависимости для частот 1-й, 3-й, 4-й, 6-й (изгибные) форм имеют схожий характер, в отличие от 2-й и 5-й форм (крутильные).

Анализ зависимости свидетельствует о том, что при увеличении ОД всех сечений лопасти, частоты всех форм колебаний возрастают, что связано с увеличением жесткости лопасти.

Увеличение осевой длины на периферии лопасти на 25% дает снижение частот всех форм, кроме 6й (таблица 4).

Таблица 4 - Зависимость частот колебаний от осевой длины на периферии

№ формы	частота $f$ , Гц		Относительное изменение $f$ , %
	исходная	ОД(периф)+25%	
1	245.3	225.1	-8.97
2	946.6	804.3	-17.70
3	1201.9	1175.4	-2.25
4	1661.3	1587.9	-4.62
5	2668.1	2616.0	-1.99
6	3289.0	3477.1	5.41

По результатам расчета видно, что увеличением осевой длины на периферии на 25% можно добиться снижения частоты 1ой крутильной формы на 17%, и увеличить частоту изгибно-крутильной формы на 5%. Для подтверждения полученных результатов, был просчитан вариант лопасти с увеличенной осевой длиной на периферии на 5%. Увеличение ОД на 5% на периферии, дает аналогичную картину изменения частот, причем относительное изменение в % составило в 5 раз меньше по сравнению с предыдущим вариантом, что говорит о

линейной зависимости влияния осевой длины на периферии и ЧСК лопатки. Такие результаты связаны с увеличением массы лопатки на периферии, которое приводит к увеличению амплитуды колебания лопатки, и как следствие к уменьшению частот собственных колебаний лопатки.

Увеличение радиусов входных и выходных кромок на 50% дает изменение частот, не превышающее 2%. Поэтому на данном этапе дальнейшее исследование зависимости ЧСК от радиусов входных и выходных кромок пера не производится. Столь небольшое изменение объясняется тем, что радиусы кромок имеют малые значения, по сравнению с размерами лопатки и их изменение не влечет изменения площади сечений лопатки и распределения массово-моментных характеристик.

Для выявления характера зависимости ЧСК от максимальной толщины профиля были просчитаны 5 вариантов, в каждом из которых, данный параметр увеличивался на 5% по сравнению с предыдущей лопаткой. Результаты расчета представлены в таблице 5.

Таблица 5 -Зависимость частот колебаний от максимальной толщины профиля

№ форм ы	частота $f$ , Гц		Относительное изменение $f$ , %
	исходная	$S_{\max}+25\%$	
1	245.3	284.3	13.71
2	946.6	1158.1	18.26
3	1201.9	1336.2	10.05
4	1661.3	1782.6	6.80
5	2668.1	3488.2	23.51
6	3289.0	4166.8	21.07

Относительное изменение изгибных форм превысило 6%, а крутильных 18% соответственно. Увеличение частот связано с увеличением жесткости лопатки, что ведет к снижению амплитуды колебаний. Зависимость изменения ЧСК от  $S_{\max}$  имеет нелинейный.

Анализ полученных зависимостей показывает, что изменение параметра  $S_{\max}$  оказывает минимальное влияние на изгибные формы колебаний с 1-м и 2-мя узловыми диаметрами.

На следующем этапе была произведена оценка влияния изменения  $\sigma_{тах}$  на узловом диаметре. Максимальная толщина профиля в сечении 80%, что соответствует расположению узловой линии (рис.3) была увеличена на 20%.



Рисунок 5 - Картина распределения узловых линий 5-й формы колебаний лопатки.

Было установлено, что воздействие на эту зону, оказывает значительное влияние на вторую крутильную и изгибно-крутильную форму колебаний. Изменение частот 5-й и 6-й форм превысили 8%, частоты остальных форм снизились, что связано с увеличением массы на периферии лопатки.

Наиболее сильное влияние на спектр частот колебаний лопатки оказывает изменение таких параметров как ОД и  $\sigma_{тах}$ , особенно на периферийных сечениях лопатки. Остальные параметры не оказывают существенного влияния на ЧСК пера компрессорной лопатки.

#### Список литературы

1 Зиньковский А. П. Влияние характеристик конечноэлементной модели лопаточного венца на результаты расчета его спектра собственных частот колебаний / А. П. Зиньковский, Я. Д. Круглий, Д. В. Петришин // Вибрации в технике и технологиях. - 2014. - № 3. - С. 71-83..

2. 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.

3. Биргер И. А. и др. Расчет на прочность деталей машин: Справочник/ И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1993. — С.286.