

УДК 539.3

Ю.С. ВОРОБЬЕВ, М.А. ЧУГАЙ

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины

ОСОБЕННОСТИ КОЛЕБАНИЙ КОМПРЕССОРНОЙ ЛОПАТКИ С ПОВРЕЖДЕНИЯМИ

Исследовано вибрационное состояние компрессорной лопатки с повреждениями на базе трехмерных конечноэлементных моделей. Моделирование объектов проводилось на основании трехмерного подхода метода конечных элементов с использованием специальных сингулярных конечных элементов, отражающих особенности напряженно-деформированного состояния в окрестности вершины трещины. Использование трехмерных конечноэлементных моделей обеспечило возможность детального анализа вибрационной прочности элементов лопаточного аппарата с повреждениями. Проанализировано влияние различной глубины повреждений в компрессорной лопатке на собственные частоты, формы колебаний и распределение вибрационных напряжений системы.

Ключевые слова: рабочие лопатки, повреждения, специальные конечные элементы, вибрационные характеристики, формы колебаний, локализация напряжений, метод конечных элементов, интенсивность вибрационных напряжений.

Введение

В связи с повышением единичной и удельной мощности современных турбомашин растет интенсивность нагрузок на лопаточный аппарат, который является их наиболее нагруженной частью. Основную опасность представляют для него вибрации [1, 2]. Комплексный анализ статической и вибрационной прочности лопаточного аппарата возможно провести на основе трехмерных математических моделей. Такие модели учитывают сложную геометрическую форму лопаток, взаимодействие в рабочем колесе с учетом межлопаточных связей, влияние центробежных сил, воздействие статической и динамической составляющей газового потока, неоднородность температурных полей и материала лопаток. Метод конечных элементов позволяет провести анализ спектров собственных частот, форм колебаний и распределения относительных напряжений.

Опыт доводки и эксплуатации турбомашин показывает, что невозможно избежать появления случайных технологических, производственных или эксплуатационных дефектов, которые могут привести к разрушению элементов лопаточного аппарата турбомашин. Причинами повреждений могут быть дефекты лопаток при изготовлении, усталостные трещины, эрозия, коррозия и воздействие посторонних предметов.

Постановка задачи

Для получения адекватной картины распределения вибрационных полей напряжений в элементах конструкций необходимы ана-

лиз влияния повреждений на динамическое напряженно-деформированное состояние системы и разработка приемов их учета.

Для построения конечно-элементных моделей конструкций с трещиной существуют различные подходы. Некоторые из них используют разбиение всей исследуемой области обычными конечными элементами с существенным сгущением сетки элементов по мере приближения к вершине трещины. Другой подход связан с введением специальных элементов, содержащих вершину трещины, которые учитывают особенности распределения напряжений в малой окрестности вершины (сингулярные элементы) [3].

В работе рассматриваются колебания компрессорных лопаток газовых турбин лопаток с повреждениями различной глубины. Для моделирования поля напряжений обычно использовались изопараметрические квадратичные конечные элементы с двадцатью узлами, которые могут вырождаться в 15-узловой конечный элемент путем совмещения трех узлов одной стороны.

Для обеспечения особенностей распределения перемещений типа $O(r^{1/2})$ необходимо сдвинуть промежуточные узлы изопараметрического 15-узлового элемента на четверть длины стороны по направлению к вершине трещины.

Полученные таким образом элементы могут обладать особенностью вида $O(r^{1/2})$ для напряжений σ_{ij} , они достаточно хорошо описывают изменения напряжений в вершине трещины, полностью совместимы с обычными квадратичными элементами и отображают деформацию тела как целого [3].

2. Численный анализ

Проведен численный анализ влияния повреждений на особенности напряженно-деформированного состояния реальных лопаток турбомашин при колебаниях. Большой интерес представляют трещины, фронт которых является криволинейным. Так, например, на реальной компрессорной лопатке возникла небольшая трещина на спинке вблизи корневого

сечения, которая развивалась от длины 1,9 до 21,9 мм [4] (рис. 1).

Были проведены исследования влияния трещины на собственные частоты, формы перемещений и распределение относительных напряжений при использовании обычных конечных 20-узловых элементов со сгущением сетки и при использовании сингулярных элементов в области трещины. Разбиение конечно-элементной сетки в области трещины представлено на рис. 1, 2.

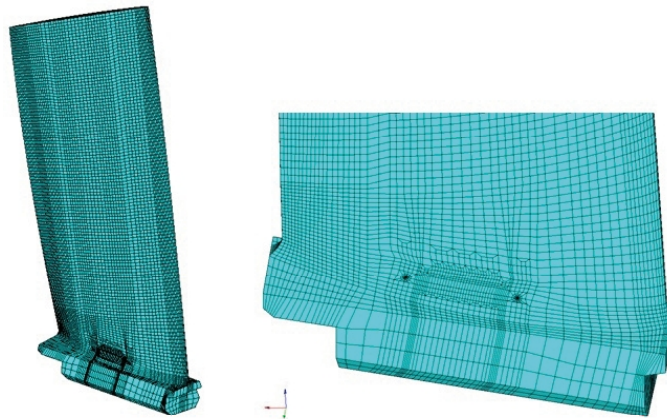


Рис. 1. Конечноэлементная модель компрессорной лопатки с использованием сингулярных элементов в области трещины

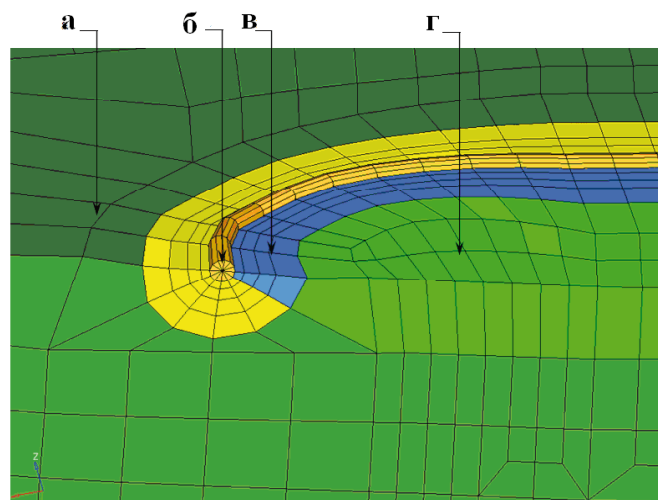


Рис. 2. Конечноэлементная модель в плоскости трещины:
а) – плоскость разреза лопатки; б) – сингулярные элементы (фронт трещины, окруженный сингулярными элементами); в) – плоскость трещины (переход к сингулярным элементам); г) – плоскость трещины (обычные 20-узловые элементы)

Используются следующие обозначения на рис. 2: область на рис 2, а, г содержит обычные 20-узловые конечные элементы, область на рис 2, в – переход от 20-узловых конечных элементов к сингулярным элементам, область на рис 2, б – сингулярные конечные элементы вокруг фронта трещины.

При расчете данной лопатки с трещиной собственные частоты, полученные с исполь-

зованием сингулярных элементов, оказались несколько ниже, чем частоты, полученные с использованием обычных 20-узловых элементов (табл. 1). Но наибольшие различия видны при анализе относительных интенсивностей напряжений вблизи фронта трещины.

Изменение собственных частот лопатки вследствие трещины приведены в таблице 1.

Изменение собственных частот компрессорной лопатки (сингулярные конечные элементы вокруг вершины трещины)

Тон колебаний	Частоты лопатки, Гц (без учета центробежных сил)			Частоты лопатки, Гц (15600 об/мин)		
	Без трещины	Трещина глубиной 11,4 мм	Трещина глубиной 18,4 мм	Без трещины	Трещина глубиной 11,4 мм	Трещина глубиной 18,4 мм
f1	340,7	327,8	318,54	571,87	561,13	551,9
f2	1337,9	1271,8	1250,2	1564,6	1506,6	1485,9
f3	1846,2	1819	1839,1	1917,8	1890,2	1908,2
f4	3060	2974,9	2941,4	3165,9	3083,9	3052,8
f5	3874	3699,4	3693,2	4115,6	3943,7	3938,5
f6	4616,7	4534,3	4580,9	4722,4	4642,8	4686
f7	6844	6584,7	6601,9	7112,7	6862,2	6884,9
f8	7478	7349,7	7415,1	7652	7523,1	7580,7

На рис. 3 приведены поля интенсивностей напряжений при колебаниях по первой и второй формам с трещиной глубиной 11,4 мм при использовании обычных 20-узловых элементов и сингулярных конечных элементов вокруг фронта трещины (без учета центробежных сил).

Чтобы выявить различия, использована шкала напряжений с более густым диапазоном (за счет повторения цветов). На рис. 3 приведены распределения относительных напряжений, полученные с помощью различных моделей. Видно, что при использовании сингулярных элементов вблизи фронта трещины наблюда-

ются более высокие градиенты напряжений. На поверхности лопатки максимальные напряжения наблюдаются у начала и конца трещины, что способствует ее росту. При использовании сингулярных элементов сетка вдали от трещины может быть менее густой. Формы перемещений практически одинаковы при использовании различных моделей.

Видно, что использование трехмерных сингулярных элементов в криволинейной системе координат позволяет адекватно моделировать НДС трещины с произвольным криволинейным фронтом, а также описать изменение напряжений по фронту трещины.

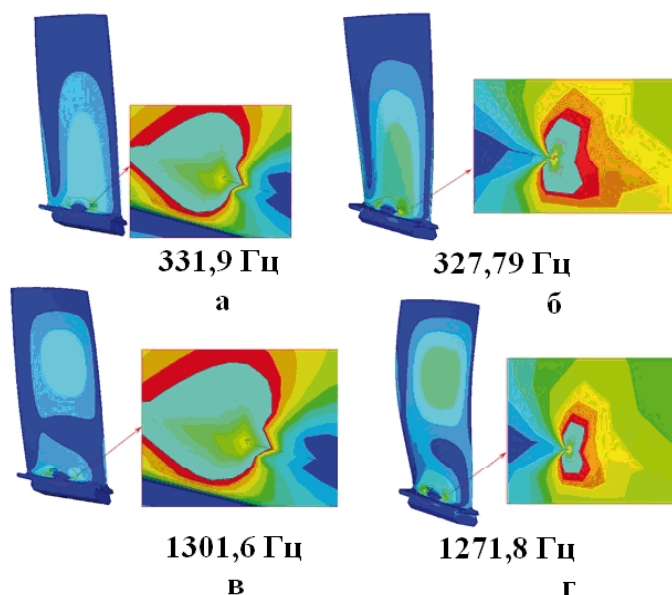


Рис. 3. Поля интенсивностей напряжений при колебаниях по первой и второй формам с использованием 20-узловых конечных элементов (а, в) и сингулярных конечных элементов (б, г) вокруг фронта трещины

3. Выводы

Создана математическая модель повреждений с использованием конечных элементов, учитывающих сингулярный характер напряжений в

устье трещины. Разработана методика оценки влияния повреждений в лопатках на собственные частоты, формы перемещений и локализацию вибрационных напряжений.

Проанализированы закономерности изменения спектров частот, форм колебаний и распределения напряжений в лопатках при их повреждениях. Возникновение трещины следует ожидать в зонах локализации напряжений в лопатке, что позволяет предвидеть появление трещин и предотвратить его за счет малых изменений конструкции.

Частоты, как интегральные характеристики, при появлении трещин изменяются слабо, а формы перемещений и напряжений претерпевают существенное изменение, показывая наличие и место расположения трещины.

Результаты данной работы могут использоваться для диагностики. Например, сравнивая формы колебаний эталонной лопатки без повреждений и экспериментальной, можно судить о наличии или отсутствии дефектов в ней [5]. Анализ локализации напряжений с учетом повреждений и без них позволяет выработать рекомендации по снижению уровня вибрационных напряжений в местах, представляющих опасность в случае возможных повреждений, за счет перераспределения интенсивностей напряжений. Знание картины распределения

вибрационных напряжений и их локализации может оказаться полезным при выборе вариантов как отдельных лопаток, так и их систем.

Литература

1. Воробьев Ю.С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин [Текст] / Ю.С. Воробьев. - Киев: Наук. думка, 1988. - 224 с.
2. Материалы и прочность оборудования ТЭС [Текст] / Боровков В.М., Гецов Л.Б., Воробьев Ю.С., Копсов А.Я., Петин С.В., Пигрова Г.Д., Рыбников А.И. - Санкт Петербург: Изд-во СПбГПУ, 2008.- 612 с.
3. Вычислительные методы в механике разрушения: Пер. с англ. [Текст] / Под ред. С. Атлури. - М.: Мир, 1990. - 392 с.
4. Szczepanik R. Crack Initiation of Rotor Blades in the First Stage of SO-3 Compressor [Текст] / R. Szczepanik, R. Rzakowski, L. Kwapisz // Advances in vibration engineering. - 2010. - Vol.9(4). - P. 357-362.
5. Вернигор В.Н. Модальный анализ механических колебаний упругих систем [Текст] / В.Н. Вернигор, А.Л. Михайлов. - Рыбинск, 2001. - 288 с.

Поступила в редакцию 15.06.2014

Ю.С. Воробьев, М.О. Чугай. Особенности колебаний компрессорной лопатки с повреждениями

Досліджено вібраційний стан компресорної лопатки з пошкодженнями на базі тривимірних скінченноелементних моделей. Моделювання об'єктів проводилося на підставі тривимірного підходу методу скінченних елементів з використанням спеціальних сингулярних скінченних елементів, що відображають особливості напружено-деформованого стану в околі вершини тріщини. Використання тривимірних скінченноелементних моделей забезпечило можливість детального аналізу вібраційної міцності елементів лопаткового апарату з пошкодженнями. Проаналізовано вплив різної глибини пошкодження в компресорній лопатці на власні частоти, форми коливань і розподіл інтенсивності вібраційних напружень системи.

Ключові слова: робочі лопатки, пошкодження, спеціальні скінченні елементи, вібраційні характеристики, форми коливань, локалізація напружень, метод скінченних елементів, інтенсивність вібраційних напружень.

Yu.S. Vorobiov, M.A. Chugay. Features of vibrations of compressor blade with damages

On the base of 3D finite elements models of compressor blade with damages his vibration state is investigated. The modeling of objects was spent on the basis of the three-dimensional approach of a finite elements method with the use of the special singular finite elements that account for the stress localization affect in the crack apex. Using 3D finite-element models allowed for in-depth analysis of the vibration strength of elements of blading with damages. The influence of the different depth in a compressor blade of damages on the natural frequencies, displacement forms and stress intensity is analyzed.

Key words: blades, damages, singular finite elements, vibrations characteristics, modes of vibrations, stress localization, finite element method, vibration stress intensity.