

УДК 539.3

Ю.С. ВОРОБЬЕВ, М.А. ЧУГАЙ

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

ПРИМЕНЕНИЕ СИНГУЛЯРНЫХ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ К ИССЛЕДОВАНИЮ КОЛЕБАНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА С ПОВРЕЖДЕНИЯМИ

В работе проведен анализ колебаний элементов лопаточного аппарата турбомашин с повреждениями. 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 различного места расположения повреждений в пакете лопаток и рабочем колесе на собственные частоты, формы колебаний и распределение вибрационных напряжений системы.

Ключевые слова: лопаточный аппарат, повреждения, специальные конечные элементы, формы колебаний, локализация напряжений, метод конечных элементов, интенсивность вибрационных напряжений.

Введение

Для современного газотурбостроения обеспечение вибрационной прочности лопаточного аппарата является одной из наиболее важных задач. Причем основную опасность представляет локализация вибрационных напряжений, которая вызывается сложной конструктивной формой объектов, технологическими и эксплуатационными факторами [1, 2]. Локализация и концентрация вибрационных напряжений наиболее явно проявляются в местах повреждений рабочих лопаток. Для исследования особенностей колебаний объектов с трещинами и вырезами используются самые различные модели, начиная с одномассовых [3, 4]. Вид модели зависит от задачи исследования. Для выявления изменения форм перемещений и напряжений вследствие повреждений, локализации напряжений в устье трещины целесообразно использовать трехмерные конечноэлементные модели [5]. Большинство исследований посвящено колебаниям отдельных объектов с трещиной [3 – 5]. Поэтому представляет интерес задача о колебаниях системы лопаток, объединенных в пакет или рабочее колесо, с повреждениями нескольких из них. Трехмерные конечноэлементные модели позволяют варьировать место расположения трещины и ее размер, а также рассматривать особенности колебаний элементов лопаточного аппарата при повреждении различных лопаток.

Области максимальных напряжений в элементах лопаточного аппарата могут быть проанализированы с целью смягчения возникающего в них на-

пряженного состояния. Для такого анализа наиболее эффективным является метод численного эксперимента. Численным методом исследуется конструкция с трещиной и без трещины с варьированием геометрической формы отдельных элементов, а также изменением условий нагружения в расчетном узле. Такой метод анализа стал возможен благодаря широкому практическому применению численных методов расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) конструкций, в частности метода конечных элементов (МКЭ). Он позволяет существенно повысить эффективность расчетной стадии проектирования. Возможности программных комплексов в получении графического представления результатов расчета с различным масштабированием дает наглядную картину деформированного состояния деталей.

1. Постановка задачи

Для исследования количественных и качественных характеристик полей вибрационных напряжений в пакетах лопаток и рабочих колесах турбомашин разработаны расчетные модели элементов лопаточного аппарата на основе трехмерного подхода в сочетании с МКЭ.

Виды повреждений в лопатках газотурбинного двигателя включают в себя: забоины, коррозионные и эрозионные повреждения, повреждения типа химических неоднородностей и разного происхождения трещины [2]. Большая часть повреждений моделируются клинообразными вырезами без учета контакта

берегов. Это предположение является явным упрощением, но согласно исследованиям в этом направлении, оно вызывает повышение уровня концентрации напряжений в вершине трещины, что дает запас прочности. Поэтому такое предположение часто используется при анализе напряженно-деформированного состояния (НДС) в зоне повреждения.

Для построения конечноэлементных моделей конструкции с повреждениями, включая трещину, существуют несколько подходов. Первый заключается в существенном сгущении сетки элементов в вершине трещины, что очень усложняет моделирование сингулярного характера напряжений. Второй подход заключается в использовании специальных элементов, содержащих трещину [3]. Они требуют предварительного знания коэффициентов интенсивности напряжений, которые обычно заранее неизвестны. Кроме того, характер изменения напряжений является заданным и не существует теоретического обоснования сходимости результатов.

Наиболее корректный подход заключается в применении специальных элементов, которые моделируют сингулярность напряжений и деформаций в вершине трещины (сингулярные элементы). Эти элементы отображают особенности НДС в окрестности вершины трещины.

Для построения конечноэлементных моделей в работе использовался изопараметрический 20-узловой квадратичный конечный элемент, который может вырождаться в 15-узловой конечный элемент путем совмещения трех узлов одной стороны. Для обеспечения особенностей распределения напряжений типа $O(r^{-1/2})$ необходимо сдвинуть промежуточные узлы изопараметрического 15-узлового элемента на четверть длины стороны по направлению к вершине трещины (рис. 1).

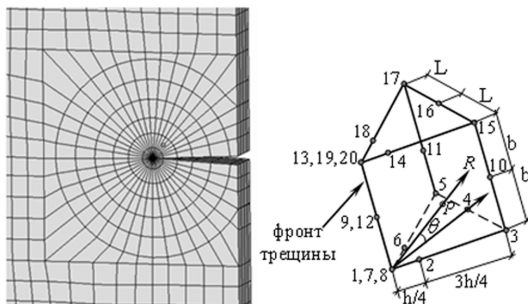


Рис. 1. Конечноэлементная модель образца с повреждением и вид специального конечного элемента

Полученные таким образом элементы могут обладать особенностью вида $O(r^{-1/2})$ для напряжений, они достаточно хорошо описывают изменения напряжений и перемещений в вершине трещины, полностью

совместимы с обычными квадратичными элементами и отображают деформацию тела как целого.

2. Численный анализ

Исследования колебаний пакетов лопаток показало, что при объединении лопаток посредством связей в системе происходит существенное перераспределение и изменение вибрационных напряжений [1, 2]. Следует ожидать, что повреждение обеих лопаток системы вызовет дополнительную неравномерность распределения напряжений между лопатками. Поэтому рассматривалось влияние повреждений обеих лопаток пакета на распределение интенсивностей вибрационных напряжений системы.

Повреждения рассматриваются как вырез, имеющий границы (берега), которые не контактируют при любых деформациях конструкции. Особое внимание уделяется областям, где вследствие конструктивных особенностей возникают максимальные напряжения, и возрастает вероятность возникновения повреждений.

На рис. 2 – 4 представлены распределения интенсивностей вибрационных напряжений и частоты при колебаниях пакета лопаток с различным расположением трещины на левой и правой лопатках.

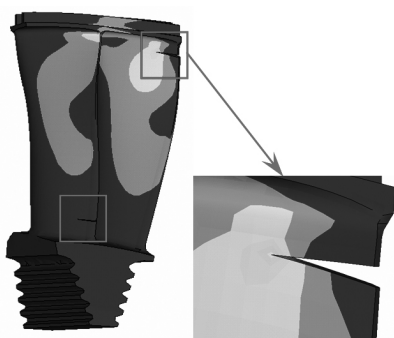
В табл. 1 приведены частоты собственных колебаний пакета лопаток без повреждения и с различным расположением повреждения.

Таблица 1

Частоты при колебаниях пакета лопаток с различным расположением повреждений, Гц

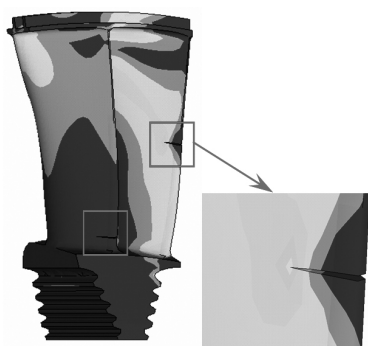
| № частоты | Без повреждения | Положение 1 | Положение 2 | Положение 3 |
|-----------|-----------------|-------------|-------------|-------------|
| 1 | 1509,0 | 1330,7 | 1328,7 | 1256,4 |
| 2 | 2572,1 | 2294,8 | 2283,9 | 2027,7 |
| 3 | 3471,8 | 3009,9 | 3001,5 | 2699,4 |
| 4 | 4035,1 | 3551,5 | 3574,9 | 3563,3 |
| 5 | 4678,8 | 4122,4 | 4143,5 | 4141,0 |
| 6 | 6215,9 | 5455,9 | 5549,5 | 5509,5 |
| 7 | 6312,8 | 5556,7 | 5560,8 | 5580,3 |
| 8 | 7168,9 | 6342,4 | 6391,0 | 5960,4 |
| 9 | 8030,0 | 7148,1 | 7148,6 | 6525,9 |
| 10 | 9557,6 | 8251,9 | 8423,1 | 8141,6 |

В табл. 1 используются следующие обозначения: положение 1 – повреждения на правой лопатке пакета под полкой и на левой в корневом сечении на входных кромках (рис. 2); положение 2 – повреждения на правой лопатке посередине и на левой в корневом сечении на входных кромках (рис. 3); положение 3 – повреждения на левой и правой лопатках в верхней трети пера лопатки на выходных кромках (рис. 4).



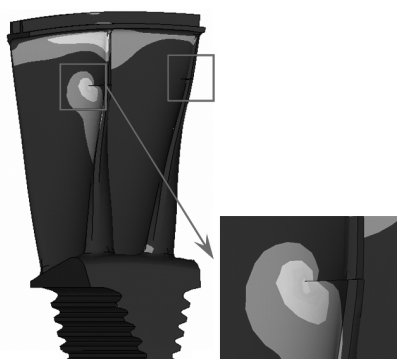
$$f_4 = 3551,5 \text{ Гц}$$

Рис. 2. Поля интенсивностей напряжений при колебаниях пакета лопаток по четвертой форме с расположением трещины на левой (в корневом сечении) и правой (под полкой) лопатках



$$f_2 = 2283,9 \text{ Гц}$$

Рис. 3. Поля интенсивностей напряжений при колебаниях пакета лопаток по второй форме с расположением трещины на левой (в корневом сечении) и правой (посередине) лопатках

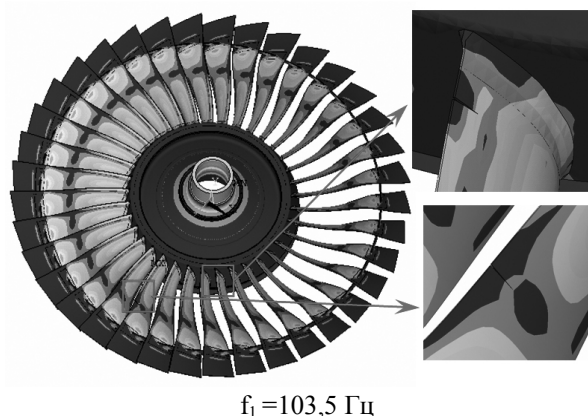


$$f_1 = 1256,4 \text{ Гц}$$

Рис. 4. Поля интенсивностей напряжений при колебаниях пакета лопаток по первой форме с расположением трещины на левой и правой лопатках

Также в работе рассмотрены колебания рабочего колеса с повреждениями различного местоположения на нескольких лопатках. Рассмотрены повреждения на лопатках рабочего колеса, где они были обнаружены при натурных испытаниях [6].

На рис. 5 приведено распределение интенсивностей напряжений при колебаниях рабочего колеса с двумя трещинами на 15 (в нижней трети пера лопатки) и 19 (посередине) лопатках по первой форме.



$$f_1 = 103,5 \text{ Гц}$$

Рис. 5. Поля интенсивностей напряжений при колебаниях по первой форме с трещинами на 15 лопатке (в нижней трети пера лопатки) и на 19 лопатке (посередине)

3. Результаты исследования

Использование трехмерных конечно-элементных моделей обеспечило возможность детального анализа вибрационной прочности элементов лопаточного аппарата с повреждениями. Упрощение модели снижает точность определения зон локализации напряжений.

Разработана методика оценки влияния повреждений в системе лопаток на собственные частоты, формы перемещений и локализацию вибрационных напряжений.

При появлении повреждения наблюдается существенная локализация напряжений вблизи вершины трещины. Частоты колебаний изменяются, но незначительно. Меняется картина распределения интенсивностей напряжений. Показано влияние расположения повреждения на вибрационные характеристики и локализацию напряжений вблизи выреза.

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 [7]. 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.

Создана трехмерная модель с конечными элементами, отражающими сингулярность НДС в вершине трещины типа $O(r^{-1/2})$ для напряжений и $O(r^{1/2})$ для перемещений.

Разработана методика оценки влияния повреждений в системе лопаток на собственные частоты, формы перемещений и локализацию вибрационных напряжений.

Литература

1. Анализ колебаний турбинного лопаточного аппарата со связями на основе трехмерных моделей / Ю.С. Воробьев, С. Янецки, Е.В. Тишкова и др. // *Вибрации в технике и технологиях*. – 2001. – № 4 (20). – С. 19-23.

2. Vorobyev Yu.S. Numerical analysis of turbine blading vibrations / Yu.S. Vorobyev, O.V. Tyshkovets, S. Janecki // *Trans. of the Inst. of Fluid-Flow Machinery*. – 2003. – № 114. – P. 229-236.

3. Матвеев В.В. К определению вибрационных характеристик стержня с закрывающейся трещиной при изгибных колебаниях / В.В. Матвеев, А.П. Бовсуновский // *Проблемы прочности*. – 2000. – № 3. – С. 5-23.

4. Krawchuk M. Damage indications for diagnostic of fatigue cracks in structures by vibrations measurement – a survey / M. Krawchuk, W. Ostachowicz // *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*. – 1996. – 2, № 34. – P. 307-326.

5. Vibration stress localization in turbomachine blades due to their complex geometry and the effect of damage / Y.S. Vorobev, S.P. Kanilo, E.I. Nikulina etc. // *Modeling and Design in Fluid-Flow Machinery*. – Gdansk: Wyd. IMP PAN, 1997. – P. 369-374.

6. Балакишин О.Б. Исследование динамических процессов при флаттере лопаток с использованием метода Прони / О.Б. Балакишин, Б.Г. Кухаренко, А.А. Хориков // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2007. – № 10 (46). – С. 40-44.

7. Вернигор В.Н. Модальный анализ механических колебаний упругих систем / В.Н. Вернигор, А.Л. Михайлов. – Рыбинск, 2001. – 288 с.

Поступила в редакцию 30.05.2009

Рецензент: д-р техн. наук, проф., ведущий научный сотрудник отдела тонкостенных конструкций Е.А. Стрельникова, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков.

ЗАСТОСУВАННЯ СИНГУЛЯРНИХ СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ КОЛИВАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ ЛОПАТКОВОГО АПАРАТА З ПОШКОДЖЕННЯМИ

Ю.С. Воробйов, М.О. Чугай

У роботі проведено аналіз коливань елементів лопаткового апарату турбомашин з пошкодженнями. Моделювання об'єктів проводилося на підставі тривимірного підходу методу скінчених елементів з використанням спеціальних сингулярних скінчених елементів, що відображають особливості напружено-деформівного стану в околі вершини тріщини. Використання тривимірних скінченноелементних моделей забезпечило можливість детального аналізу вібраційної міцності елементів лопаткового апарата з пошкодженнями. Проаналізовано вплив різного місця розташування пошкоджень в пакетах та робочому колесі на власні частоти, форми коливань і розподіл інтенсивності вібраційних напружень системи.

Ключові слова: лопатковий апарат, пошкодження, спеціальні скінченні елементи, форми коливань, локалізація напружень, метод скінчених елементів, інтенсивність вібраційних напружень.

APPLICATION OF SINGULAR FINITE ELEMENTS TO RESEARCH OF VIBRATIONS OF ELEMENTS OF BLADING WITH DAMAGES

Yu.S. Vorobyov, M.A. Chugay

The work presents an analysis of vibrations of damaged turbine blading. 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 locations of damages on the natural frequencies, displacement forms and stress intensity is analyzed.

Key words: turbomachine blading, damage, singular finite elements, vibration mode, stress localization, finite elements method, vibration stress intensity.

Воробйов Юрий Сергеевич – д-р техн. наук, профессор, зав. отделом нестационарных механических процессов Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: vorobiev@ipmach.kharkov.ua

Чугай Марина Александровна – канд. техн. наук, младший научный сотрудник отдела нестационарных механических процессов Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: vorobiev@ipmach.kharkov.ua.