

УДК 539.3:621

Ю.С. Воробьев, М.А. Чугай

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

## **ВЛИЯНИЕ ПОВРЕЖДЕНИЙ НА ВИБРАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧЕГО КОЛЕСА**

*В работе исследовано влияние повреждений на собственные частоты и формы вибрационных напряжений рабочего колеса. Проанализировано влияние различного места расположения повреждений на вибрационные характеристики колебаний рабочего колеса. Численные результаты получены для трехмерных конечноэлементных моделей венцов.*

*рабочее колесо, повреждения, вибрационные характеристики, формы колебаний, локализация напряжений, метод конечных элементов*

### **Введение**

Проблема продления надежности и ресурса турбомашин весьма актуальна для современного машиностроения. Наиболее нагруженным и ответственным элементом турбоагрегатов является лопаточный аппарат, для которого основную опасность представляют вибрационные нагрузки. Наибольшее число отказов турбин в течение всего срока эксплуатации связано с возникновением усталостных трещин в рабочих колесах, поэтому они и были выбраны в качестве объекта исследования.

Современные методы исследований, используемые при проектировании лопаточных аппаратов,

позволяют надежно оценить средний уровень вибрационных напряжений. Однако возможные технологические и эксплуатационные факторы, например механические повреждения, приводят к возникновению зон опасных вибрационных напряжений в лопаточном аппарате. Исследование и анализ этих негативных факторов позволяет выработать меры по уменьшению зон локализации напряжений и повышению вибрационной надежности.

Для выявления изменений форм перемещений и напряжений вследствие повреждений, а также локализации напряжений вблизи повреждений целесообразно использовать трехмерные конечно-элементные модели [1].

Для получения адекватной картины распределения вибрационных полей напряжений в лопатках необходимы анализ влияния повреждений на динамическое напряженно-деформированное состояние системы и разработка приемов их учета.

Лопаточный венец рабочего колеса турбомашин является системой с конструктивной поворотной симметрией. Вследствие малых технологических отклонений в изготовлении рабочие лопатки имеют несколько различающиеся геометрические характеристики, такие как размеры поперечного сечения и бандажных полок, углы установки, форма поверхности и др., что приводит к нарушению поворотной симметрии лопаточного венца [2]. Малые нарушения поворотной симметрии рабочих колес могут вызывать существенный разброс напряжений в лопатках венца, поэтому при исследовании колебаний лопаточных венцов большой интерес представляет учет возможного нарушения их симметрии. Это позволяет более достоверно определить закономерности динамического поведения рассматриваемых систем в условиях эксплуатации и влияние дефектов, выявляемых в процессе доводки двигателей.

**Постановка задачи.** В работе рассматриваются колебания рабочего колеса вентиляторной ступени двухконтурного газотурбинного двигателя с повреждениями различного местоположения. Вентиляторные лопатки имеют полочную связь приблизительно на уровне разделения воздушных потоков двухконтурного двигателя.

Для моделирования сингулярного поля напряжений в вершине повреждения использовались изопараметрические квадратичные конечные элементы с двадцатью узлами, а также соответствующих им десяти узловых тетрагональных элементов. Функции формы таких элементов позволяют описать изменения напряжений внутри элемента с большими градиентами [2]. Конечные элементы выбираются в зависимости от геометрических особенностей частей системы с целью снижения размерности задачи [3].

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.

Рабочее колесо является системой с поворотной симметрией, порядок которой равен числу  $N$  лопаток в венце. Это открывает возможность использовать периодические свойства для сокращения размерности задачи [2]. Общий подход к решению таких задач состоит в разложении форм колебаний в конечный ряд Фурье по окружной координате. Так как решение задачи для каждой гармоники ряда Фурье является независимым, то можно рассматривать один сектор, являющийся периодом симметрии задачи. Спектр собственных колебаний системы с поворотной симметрией состоит из групп взаимосвя-

занных форм. Взаимосвязь возникает между гармониками с номерами  $k$  и  $n$  при условии

$$k \pm n = mN,$$

где  $N$  – порядок поворотной симметрии системы;  $m$  – целое число [2].

Это дает возможность рассматривать только группу взаимодействующих гармоник и при этом полностью описать формы перемещений и напряжений системы, которые могут не иметь строго выраженной поворотной симметрии.

**Цель работы.** Цель данной работы заключается в анализе особенностей колебаний лопаточных венцов рабочих лопаток, включая локализацию вибрационных напряжений, с учетом наличия повреждений. Численные результаты получены для трехмерных конечноэлементных моделей венцов.

### Численный анализ

В качестве объекта исследования выбрано рабочее колесо вентиляторной ступени двухконтурного газотурбинного двигателя, колебания которого исследовались в работе [3].

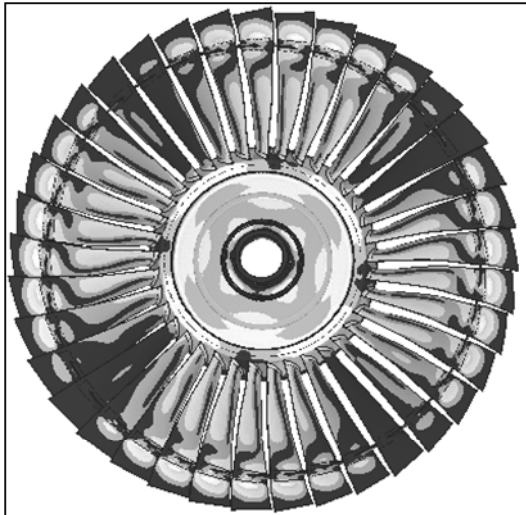
Влияние повреждений на колебания единичных лопаток рассматривалось в работах [4 – 7]. Исследования колебаний пакетов лопаток [8, 9] показало, что при объединении лопаток посредством связей в системе происходит существенное перераспределение и изменение вибрационных напряжений. Следует ожидать, что повреждение одной из лопаток рабочего колеса вызовет дополнительную неравномерность распределения напряжений всей системы. Поэтому исследовалось влияние повреждения одной из лопаток рабочего колеса на формы полей перемещений и напряжений системы.

На рис. 1 – 3 представлены поля интенсивностей напряжений рабочего колеса газотурбинного двигателя без повреждений при колебаниях по 5, 7 и 9 формам, а на рис. 4 – 6 – с повреждением на перелопатки на тех же формах.

В табл. 1 приведены частоты собственных колебаний рабочего колеса без повреждения и с различным расположением повреждения.

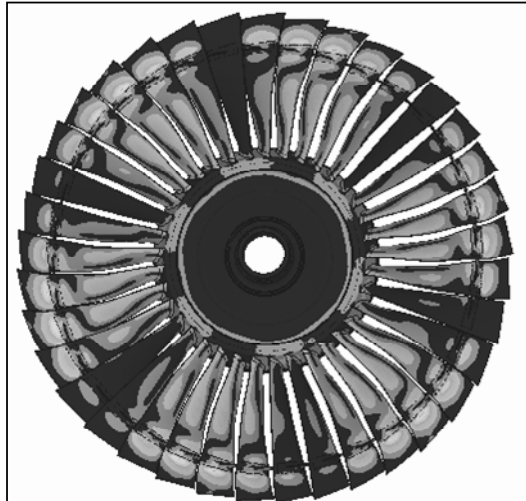
Таблица 1  
Частоты при колебаниях рабочего колеса с различным расположением повреждения, Гц

№ частоты	Без повреждения	Повреждение внизу на перелопатки	Повреждение внизу в галтельной части	Повреждение в зоне полочной связи
1	103,533	103,53	103,53	103,526
2	160,158	160,16	160,16	160,156
3	160,162	160,16	160,16	160,162
4	269,506	269,50	269,51	269,504
5	295,48	295,47	295,48	295,469
6	295,54	295,54	295,54	295,537
7	391,35	391,31	391,35	391,228
8	391,46	391,46	391,46	391,463
9	431,37	431,33	431,37	431,296
10	431,48	431,48	431,48	431,48



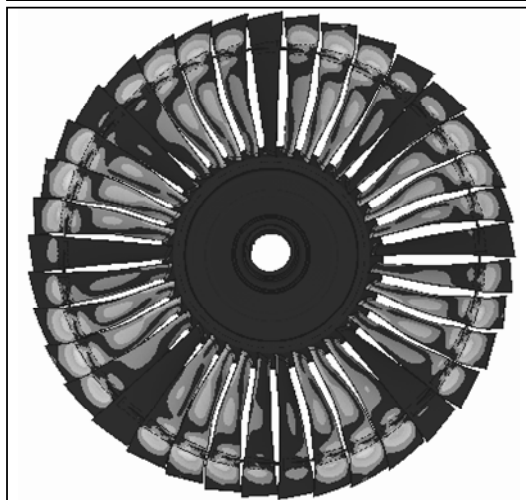
295,48 Гц

Рис. 1. Поля интенсивностей напряжений при колебаниях по пятой форме без трещины



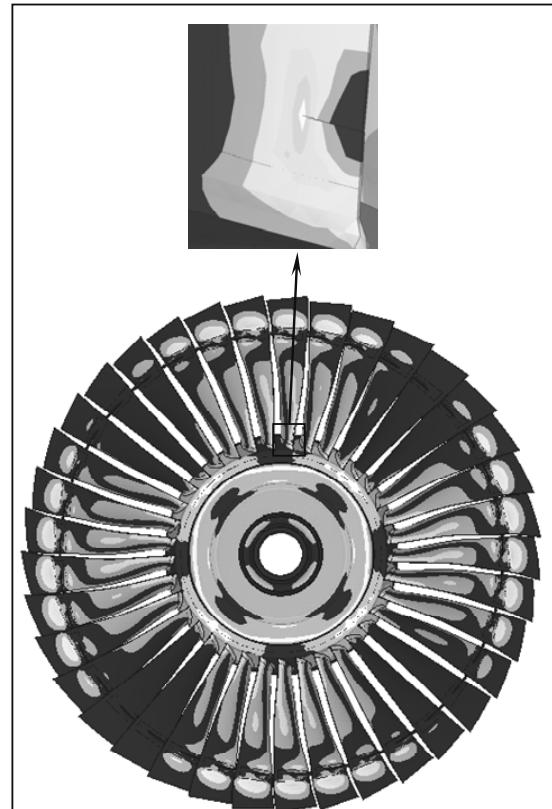
391,35 Гц

Рис. 2. Поля интенсивностей напряжений при колебаниях по седьмой форме без трещины



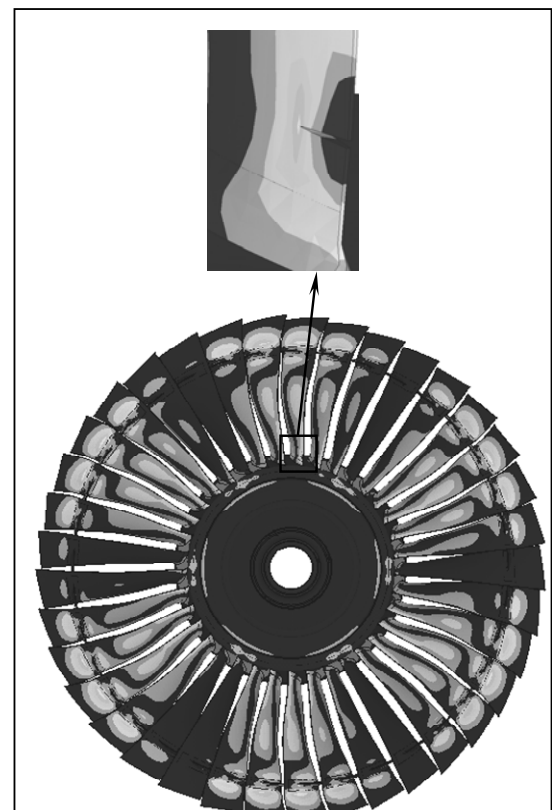
431,37 Гц

Рис. 3. Поля интенсивностей напряжений при колебаниях по девятой форме без трещины



295,47 Гц

Рис. 4. Поля интенсивностей напряжений при колебаниях по пятой форме с трещиной



391,31 Гц

Рис. 5. Поля интенсивностей напряжений при колебаниях по седьмой форме с трещиной

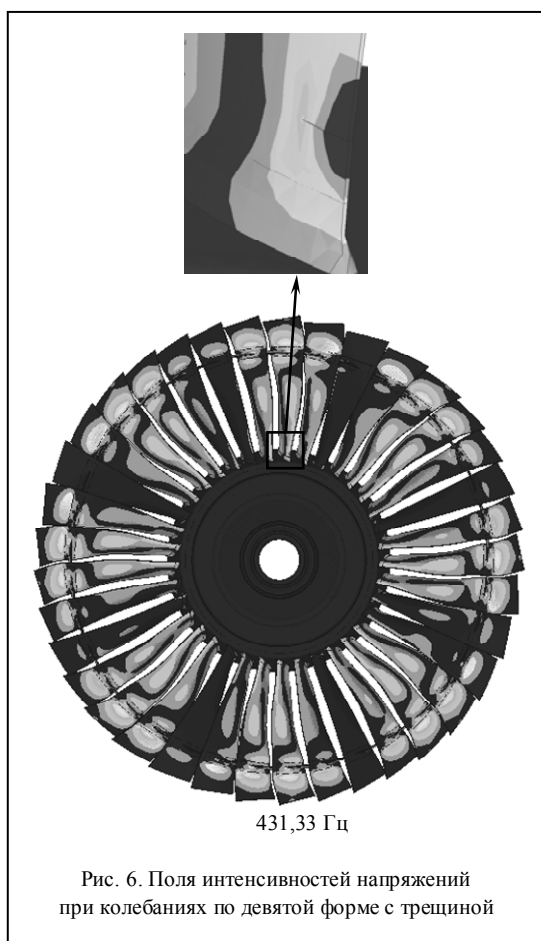


Рис. 6. Поля интенсивностей напряжений при колебаниях по девятой форме с трещиной

### Результаты исследования

Хорошо видно различие полей интенсивностей напряжений для форм колебаний с двумя (рис. 1), тремя (рис. 2) и четырьмя (рис. 3) узловыми диаметрами. В зависимости от формы колебаний локализация напряжений наблюдается в корневой зоне (5, 6 формы) и в зонах возле полочной связи (под полкой – 1, 4 формы, над полкой – 7, 8, 9, 10 формы). При появлении повреждений возникает существенное перераспределение картины вибрационных напряжений (рис. 4 – 6). Собственные частоты системы, как интегральные характеристики, претерпевают небольшие изменения. Использование трехмерных конечно-элементных моделей обеспечило возможность детального анализа вибрационной прочности рабочего колеса вентиляторной ступени двухконтурного газотурбинного двигателя с повреждениями. Упрощение модели снижает точность определения зон локализации напряжений.

### Выводы

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 незна-

чительно. 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 [10]. 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.

### Список литературы

1. Вычислительные методы в механике разрушения. Пер. с англ. / Под ред. С. Атлури. – М.: Мир, 1990. – 392 с.
2. Воробьев Ю.С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин. – К.: Наук. думка, 1988. – 224 с.
3. Воробьев Ю.С., Дьяконенко К.Ю. Численный анализ колебаний системы ротора вентилятора ГТД // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – № 4 (20). – С. 43-45.
4. Воробьев Ю.С., Романенко В.Н., Тишковец Е.В., Стороженко М.А. Колебания турбинных лопаток с повреждениями // *Вибрации в технике и технологиях*. – 2004. – № 5 (37). – С. 47-51.
5. Воробьев Ю.С., Тишковец Е.В., Стороженко М.А., Романенко В.Н. Локализация вибрационных напряжений в лопатках ГТД с повреждениями // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2004. – № 8 (16). – С. 80-82.
6. Воробьев Ю.С., Романенко В.Н., Стороженко М.А. Колебания пакета лопаток с повреждениями // *Вестник двигателестроения*. – 2005. – № 2. – С. 118-120.
7. Воробьев Ю., Романенко В., Стороженко М., Тишковец Е. Проблемы численного анализа лопаточного аппарата турбомашин // *Programy MES w komputerowym wspomaganiu analizy, projektowania i wytwarzania: IX Konferencja Naukowo-Techniczna, 19-22 pazdziernika 2005*. – Gizycko, 2005. – P. 121-128.
8. Воробьев Ю.С., Стороженко М.А. Анализ колебаний систем лопаток турбомашин с повреждениями // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2007. – № 8(44). – С. 132-134.
9. Воробьев Ю., Романенко В., Стороженко М., Дьяконенко К. Конечно элементный анализ колебаний лопаток газовых турбин // *Programy MES we wspomaganiu analizy, projektowania i wytwarzania: X Jubileuszowa Konferencja Naukowo-Techniczn. Materiały Konf. (Kazimierz Dolny, 13-16 listopada 2007)*. – 2007. – P. 1-20.
10. Вернигор В.Н., Михайлов А.Л. Модальный анализ механических колебаний упругих систем. – Рыбинск, 2001. – 288 с.

Поступила в редколлегию 12.12.2007

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. И.В. Гребенник, Харьковский национальный университет радиоэлектроники, Харьков.