**II. МАШИНОБУДУВАННЯ ТА МАТЕРІАЛООБРОБКА**

Воробьев Ю. С.

Чугай М. А.

Романенко В. Н.

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

Жондковски Р.

*Институт  
проточных машин  
им. Р. Шевальского  
Польской академии наук*

УДК 539.3

**ОСОБЕННОСТИ КОЛЕБАНИЙ  
ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН И  
КОМПРЕССОРОВ С  
ПОВРЕЖДЕНИЯМИ**

*На базі трьохмірних скінченноелементних моделей лопаткового апарату турбомашин з пошкодженнями досліджено його вібраційний стан. Використовуються 20-вузлові ізопараметричні скінченні елементи. Проведено аналіз спектру частот, форм коливань, розподілу напружень та рівня їх локалізації з урахуванням різних видів пошкоджень. Проаналізовано вплив параметрів пошкоджень на вібраційні характеристики лопаток.*

*Ключові слова: робочі лопатки, пошкодження, на вібраційні характеристики, форми коливань, локалізація напружень, метод скінченних елементів.*

*On the base of 3D finite elements models of turbomachine blading with damages his vibration state is investigated. 20-node isoparametric finite elements are used. The analysis of natural frequencies spectrum, modes and stresses intensities localization taking into account the different types of damages is conducted. Influence of damages parameters is analyzed on vibrations characteristics of blades.*

*Key words: blades, damages, vibrations characteristics, modes of vibrations, stress localization, finite element method.*

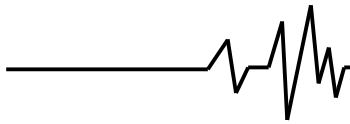
**Введение**

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.

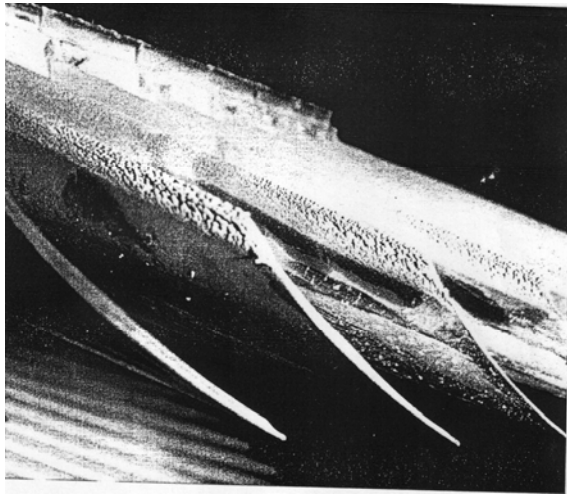
**Анализ колебаний лопаток паровых турбин с эрозионными повреждениями**

Процесс эрозионного повреждения лопаток влажнопаровых ступеней паровых турбин вызывается ударами капель о поверхность лопаток и приводит к значительному износу входных кромок лопаток в их периферийной части [3].



Вентиляторные и компрессорные лопатки газовых турбин также могут испытывать эрозионные повреждения при воздействии частиц пыли, песка и капель влаги в зависимости от климатических и погодных условий их эксплуатации. Следует отметить, что поверхность эрозионного износа содержит большое число концентраторов напряжений, что представляет дополнительную опасность для лопаточного аппарата.

Пример эрозионного повреждения венца лопаток представлен на рис. 1. Видны значительные размеры повреждения лопатки.

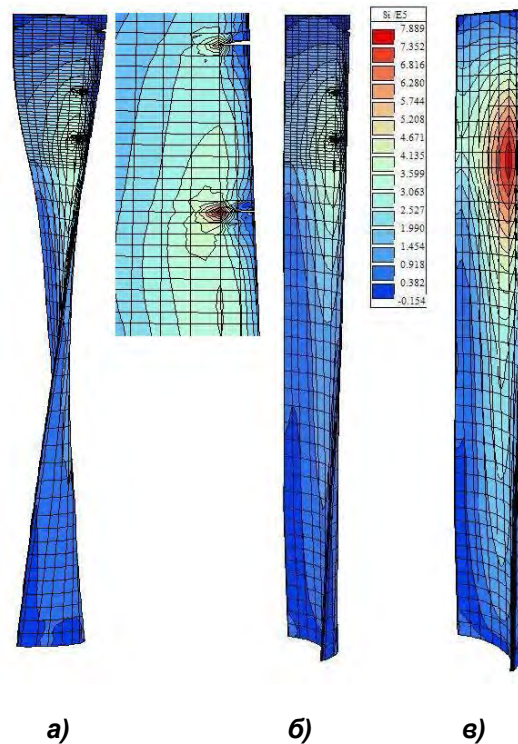


**Рис. 1. Повреждение поверхности входных кромок лопаток в периферийной части в результате эрозии**

Повреждения при эрозии располагаются, как правило, на входной кромке в поперечном направлении и могут описываться с помощью сгущения сетки 20-узловых конечных элементов.

При эрозии, как правило, возникает несколько повреждений, которые располагаются в периферийной части лопаток. Они оказывают влияние друг на друга. Пример интенсивностей напряжений и полей перемещений при колебаниях лопатки последней ступени мощной турбины с эрозией показан на рис. 2.

Хорошо видна существенная локализация напряжений в местах повреждений. Интенсивности напряжений в зонах локализации существенно возрастают. Поэтому предупреждение эрозии или снятия слоя металла в зонах повреждений значительно снижает уровень локализации.



**Рис. 2. Поля интенсивностей напряжений (а, б) и перемещений (в) лопатки на пятой форме колебаний**

На рис. 3, 4 представлены результаты исследования свободных колебаний лопатки последней ступени паровой турбины при наличии цельнофрезерованного полочного бандажа на периферии. Т.к. лопатки последней ступени имеют большую закрутку и длину, то для их расчета необходимо учитывать трехмерные модели и обязательно учитывать влияние поля центробежных сил.

Приведены результаты при колебаниях по пятой (рис. 3, а) и седьмой (рис. 3, б) формах, наиболее опасных с точки зрения негативного влияния эрозионных повреждений лопатки на ее динамическую прочность.

Эрозия в периферийной части лопаток оказывает слабое влияние на их частоты, особенно, низких колебаний. Наибольшее влияние эрозия оказывает на частоты, соответствующие крутильным колебаниям [3]. Данные результаты позволили уточнить пространственное положение зон концентрации напряжений и выделить формы колебаний, на которых эрозионные повреждения рабочей лопатки приводят к возникновению на ее профильной поверхности хорошо выраженных зон концентрации.

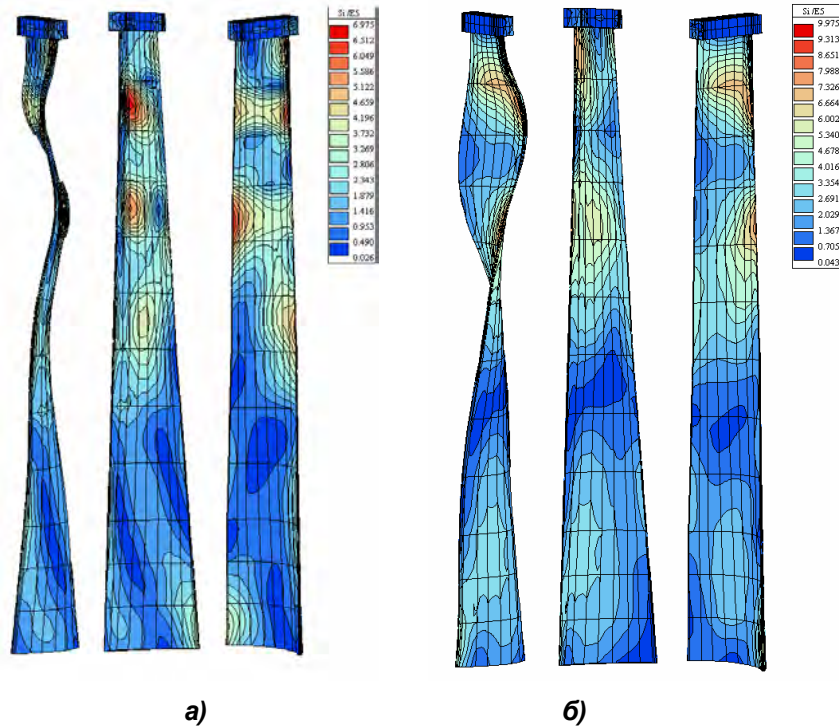
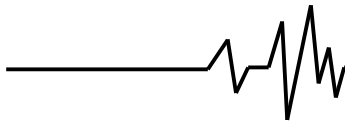


Рис. 3. Поля интенсивности напряжений на выпуклой и вогнутой стороне профильной поверхности рабочей лопатки при колебаниях по пятой (а) и седьмой (б) формах с учетом бандажной полки на периферии

#### Учет повреждений с использованием специальных элементов

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) [4, 5].

В работе рассматриваются колебания компрессорных лопаток газовых турбин лопаток с повреждениями различной глубины и местоположения. 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.

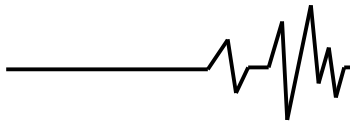
Для обеспечения особенностей распределения перемещений типа  $O(r^{1/2})$  необходимо сдвинуть промежуточные узлы изопараметрического 15-узлового элемента на четверть длины стороны по направлению к

вершине трещины. Полученные таким образом элементы могут обладать особенностью вида  $O(r^{-1/2})$  для напряжений  $\sigma_{ij}$ , они достаточно хорошо описывают изменения напряжений в вершине трещины, полностью совместимы с обычными квадратичными элементами и отображают деформацию тела как целого [4, 5].

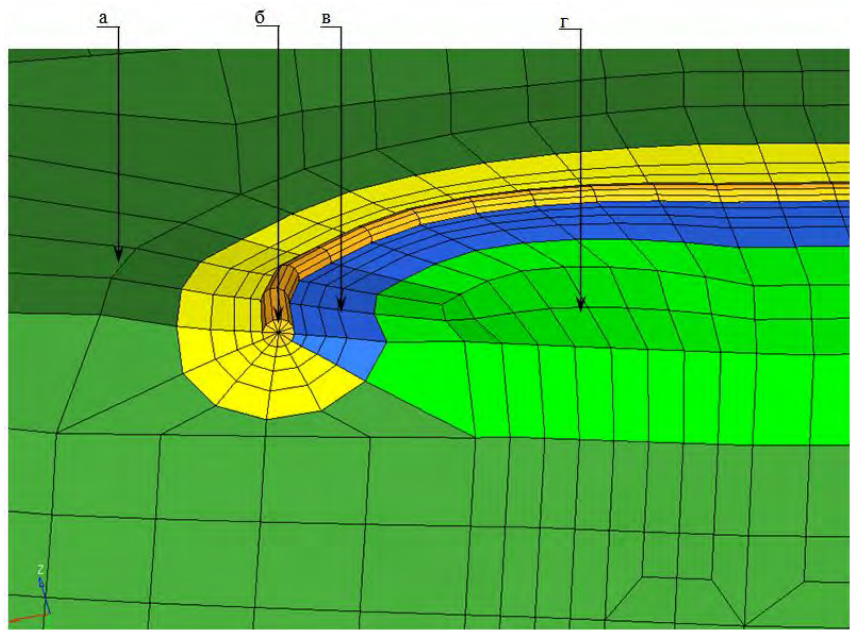
Проведен численный анализ влияния повреждений на особенности напряженно-деформированного состояния реальных лопаток турбомашин при колебаниях. Большой интерес представляют трещины, фронт которых является криволинейным. Так, например, на реальной компрессорной лопатке возникла небольшая трещина на спинке вблизи корневого сечения, которая развивалась от длины 1,9 до 21,9 мм [6].

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. 4. Используются следующие обозначения: область на рис 4, г содержит обычные 20-узловые конечные элементы, область на рис 4,



в – переход от 20-узловых конечных элементов к сингулярным элементам, область на рис 4, б – сингулярные конечные элементы вокруг фронта трещины.



**Рис. 4. 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)**

При расчете данной лопатки с трещиной собственные частоты, полученные с использованием сингулярных элементов, оказались несколько ниже, чем частоты, полученные с использованием обычных 20-узловых элементов (табл. 1). Но наибольшие

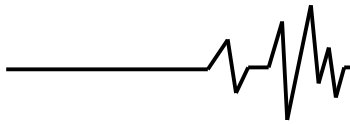
различия видны при анализе относительных интенсивностей напряжений вблизи фронта трещины.

Изменение собственных частот лопатки вследствие трещины приведены в таблице 1.

**Таблица 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                   |



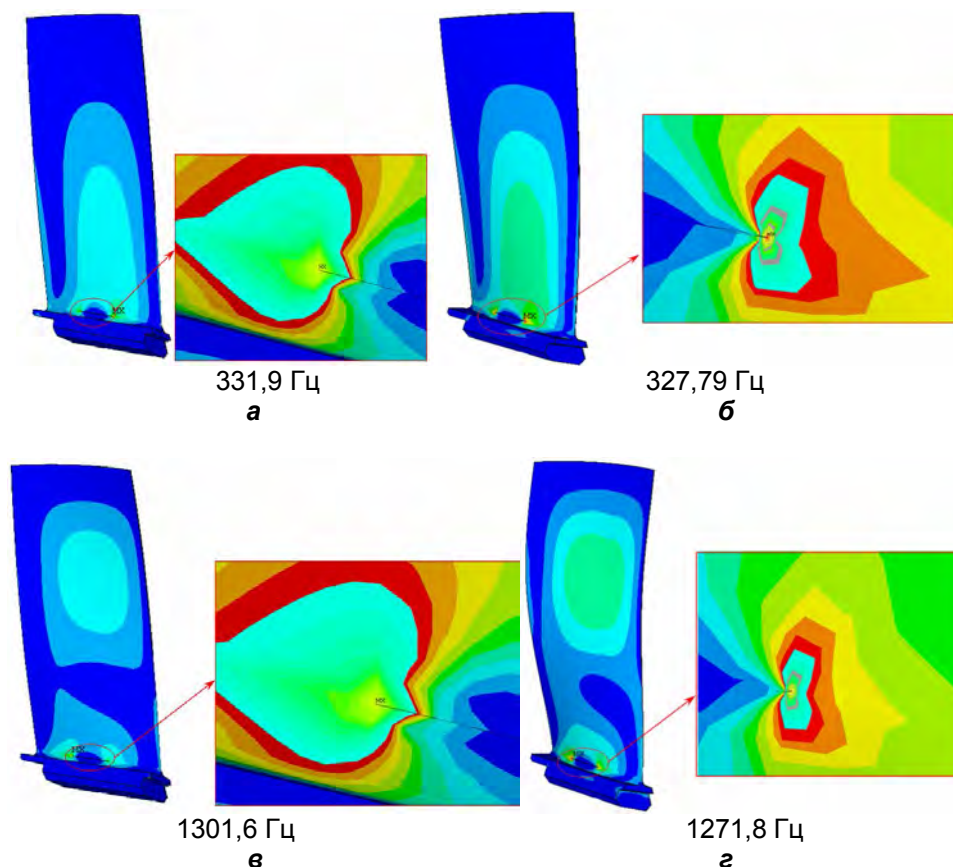


На рис. 5 приведены поля интенсивностей напряжений при колебаниях по первой и второй формам с трещиной глубиной 11,4 мм при использовании обычных 20-узловых элементов и сингулярных конечных элементов вокруг фронта трещины (без учета центробежных сил).

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 наблюдаются 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.



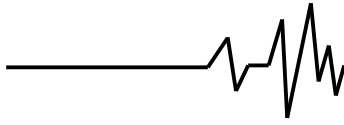
**Рис. 5. Поля интенсивностей напряжений при колебаниях по первой и второй формам с использованием 20-узловых конечных элементов (а, в) и сингулярных конечных элементов (б, г) вокруг фронта трещины**

### 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 [6-8]. 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 [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.

#### **Литература**

1. Воробьев Ю.С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин / Ю.С. Воробьев. - Киев: Наук. думка, 1988. – 224 с.
2. Материалы и прочность оборудования ТЭС / 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. Шубенко А.Л., Ковальский А.Э., Воробьев Ю.С., Картмазов Г.Н., Романенко В.Н. Влияние эрозии на основные эксплуатационные характеристики рабочей лопатки последней ступени ЦНД мощной паровой турбины // Проблемы машиностроения. – 2009. - №4. - С.7-16.
4. Vorobyov Yu. S., Ronanenko V. N., Storogenko M. A., Tyshkovets O. V., Dyakonenko K. Yu. Vibrations stress localization in turbomachine blading // The 3rd Korea-Ukraine Gas Turbine Technology Symposium (November 20-23, 2006). - Korea Institute of Machinery & Material (KIMM), Daejeon, Korea, 2006. - P. 1-9.
5. Воробьев Ю.С., Стороженко М.А. Анализ колебаний систем лопаток турбомашин с повреждениями // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. - Вып. №8/44. – С. 132-134.
6. Szczepanik R., Rzakowski R. and Kwapisz L. Crack Initiation of Rotor Blades in the First Stage of SO-3 Compressor // Advances in vibration engineering. - 2010. - Vol.9(4). – P. 357-362.
7. Вернигор В.Н., Михайлов А.Л. Модальный анализ механических колебаний упругих систем. – Рыбинск, 2001. – 288 с.