

## ВИБРАЦИЯ И СТАТИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТЬ ЛОПАТОК ТУРБОКОМПРЕССОРА

*Ю.С. Воробьев, проф., зав. отделом, Е.В. Тишковец, вед. инж.,*

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

*В.А. Потанин, президент Совета директоров; В.А. Касьянов, вед. констр.,*

*ОАО «Специальное конструкторское бюро турбоагрегатов», г. Пенза, Россия*

При проектировании и эксплуатации современных газовых турбин одной из важнейших проблем является обеспечение вибрационной прочности их лопаточного аппарата. Ключевыми элементами численного виброанализа являются определение частот и форм собственных колебаний системы [1-3].

Целью данной работы является анализ спектра собственных колебаний и оценка прочности под действием центробежных сил рабочего лопаточного аппарата газовой турбины турбокомпрессора ТК 3527. Одним из эффективных способов повышения вибропрочности лопаточного аппарата является использование изготовленных заодно секторов, состоящих из двух лопаток, основания с елочным замком и полки с элементами лабиринтного уплотнения. Жесткость такой конструкции существенно возрастает по сравнению с единичной лопаткой, существенно повышаются собственные частоты, а их спектр становится более густым [1-3]. Кроме того, такие секторы технологичнее при изготовлении и монтаже, чем венец с разрезным бандажом. Объектами данного исследования являются единичная лопатка и сектор парных лопаток, объединенные полочной связью.

Сложная геометрическая форма рассматриваемой конструкции приводит к необходимости использования трехмерных конечно-элементных моделей [1-3]. Конечно-элементная модель лопаток строится с использованием изопараметрического шестигранного двадцатиузлового конечного элемента в криволинейной системе координат. В узлах сопрягаемых элементов удовлетворяются как кинематические, так и силовые условия, что

обеспечивает сходимость метода при решении неконсервативных задач.

Основными характеристиками лопаточного аппарата как колебательной системы являются его собственные частоты, а также формы перемещений и напряжений. Для их определения необходимо решить задачу о собственных числах и векторах:

$$[M]\{\ddot{U}(X, t)\} + [K]\{U(X, t)\} = 0, \quad (1)$$

где  $[M]$  – матрица масс системы,

$[K]$  – матрица жесткости системы.

При моделировании лопатки и пакета закрепление осуществлялось по верхней части зубьев замка и по контактирующим между собой сторонам полочных оснований.

На рис. 1 приведены формы интенсивностей напряжений единичной лопатки.

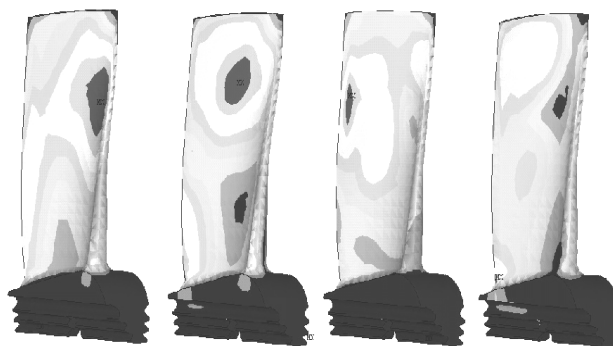


Рис. 1. Формы интенсивностей напряжений единичной лопатки

Несмотря на то что на ряде форм перемещений наблюдается сходная картина для обеих лопаток пакета, возникающие в лопатках напряжения различаются. Также несимметричны и формы напряжений на бандажной полке. Для таких пакетов лопаток только часть низших форм может трактоваться как преимущественно изгибные или

крутильные. Большая часть форм колебаний пакетов лопаток достаточно сложна и включает ряд особенностей, связанных с пространственной деформацией элементов системы как трехмерных тел. Отличие форм перемещений и особенно напряжений соседних лопаток объясняется их закруткой и несимметричностью. Из-за наличия полки максимальные напряжения даже для низших форм колебаний перемещаются от корневой зоны в среднюю и периферийную части лопаток. Соответственно полки испытывают сложные деформации и в них возникают вибрационные напряжения. На рис. 2 представлены формы полей интенсивностей напряжений пакета лопаток на замке с пятью зубьями. Видна существенная несимметричность этих форм напряжений. При этом элементы лабиринтного уплотнения играют роль ребер жесткости и в них возникают существенные вибрационные напряжения [3]. Поэтому необходим подбор геометрических размеров полок, при которых вибрационные напряжения в системе лопатки-полка были бы распределены сравнительно равномерно и не содержали бы зон резкого повышения напряжений.

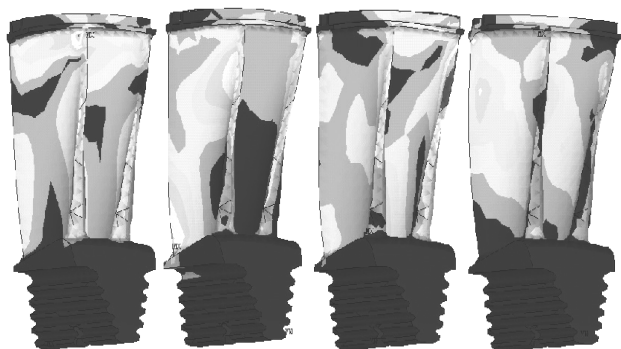


Рис. 2. Формы интенсивностей напряжений пакета лопаток

Изменение числа зубьев замка на колебания пакетов влияет слабо, так как вибрационные напряжения в замке весьма низки. В целом пакет парных лопаток может быть признан более предпочтительным, чем единичная лопатка.

При расчете напряженно-деформированного состояния лопаток под воздействием центробежных сил (25000 об/мин) закрепление моделировалось

контактом с соответствующими элементами диска по верхней части зубьев замка.

Для единичной лопатки наблюдается недопустимо высокий уровень напряжений ( $1,393 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$ ) в первых двух зубьях замка. Максимум напряжений возникает в ограниченной зоне на втором зубе вблизи выемки. Поля напряжений, наложенные на деформированную под действием центробежных сил лопатку, представлены в двух видах со стороны корыта и спинки на рис. 3.

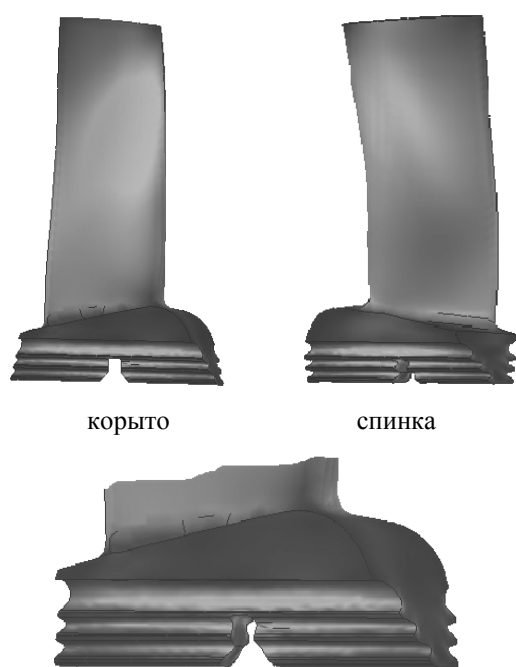


Рис. 3. Интенсивность напряжений в единичной лопатке от действия центробежных сил

Для пакетов лопаток (рис. 4) уровень напряжений в зубьях замка снижается на 19-20 %. Наибольшие напряжения возникают в замке с пятью зубьями в середине первого и второго зубьев. Более значительное снижение напряжений имеет место для замка с четырьмя зубьями, что объясняется перераспределением напряжений.

Разработанные модели и методы численного анализа колебаний пакетов лопаток с полочным бандажом позволяют варьировать параметрами системы [1-8]. Результаты проведенной работы представляют базу для дальнейшего развития исследований колебаний облопачивания с полочными связями. Выявление особенностей моделирования и

влияния параметров связи для реальных систем требует сочетания экспериментальных и численных исследований.

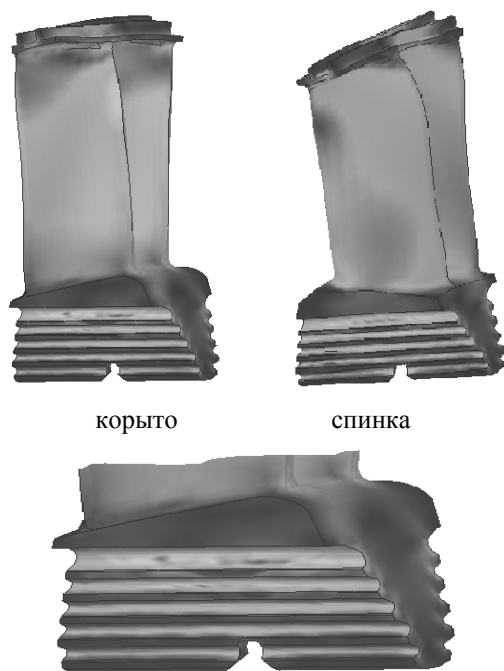


Рис. 4. Интенсивности напряжений в пакете от действия центробежных сил

Однако использование численного анализа колебаний пакетов существенно сокращает объем экспериментальных исследований и позволяет оценить влияние различных параметров на вид формы напряжений. Целенаправленные экспериментальные исследования могут проводиться после выбора рациональных параметров конструкции.

В результате проведенных исследований выявлены зоны локализации интенсивностей напряжений при колебаниях и нагружении центробежными силами для различных конструктивных исполнений лопаточного аппарата турбокомпрессора. Показаны возможности снижения уровня напряжений путем выбора наиболее удачной конструкции.

#### Литература

1. Воробьев Ю.С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин.– К.: Наук. думка, 1988.– 224 с.
2. Janecki S., Krawczuk M. Dynamics of steam turbine rotor blading.– Par. 1. Single blades and packets.–

Wroclaw – Warszawa – Krakow: Wyd. PAN, 1998.– 381 p.

3. Особенности моделирования колебаний пакетов турбинных лопаток с полочными связями / Ю.С. Воробьев, С. Янецки, Е.В. Тишковец, С.П. Канило // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць.*– Харків: ХАІ, 2001.– Вип. 26. Двигуни та енергоустановки.– С. 157-160.

4. Анализ колебаний парных лопаток турбокомпрессоров с полочной связью / Ю.С. Воробьев, В.А. Потанин, В.А. Касьянов, Е.В. Тишковец // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць.*– Харків: ХАІ.– 2002.– Вип. 31. Двигуни та енергоустановки.– С. 75-77.

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

6. Vorobev Yu.S., Kanilo S.P., Nikoulina E.I. Numerical investigation of blade packet vibrations // *Techn. Pap. ASME 97-AA-020*, Singapore ASME, New York, USA.– 6 p.

7. Воробьев Ю.С., Канило С.П., Янецки С. Колебания систем лопаток турбомашин с межлопаточными связями // *Динамика роторных систем: Сб. тр. 2 Междунар. конф.*– Каменец-Подольский, 1998.– С. 133-136.

8. Janecki S., Vorobev Yu.S., Kanilo S.P. The numerical analysis of turbomachine blade packet vibration // *Modelling and Design in Fluid– Flow Machinery.* Gdansk: Wyd. IPM PAN.– 1997.– P. 291-296.

*Поступила в редакцию 01.06.03*

**Рецензенты:** д-р техн. наук, проф. В.А. Жовтак, НТУ ХПИ, г. Харьков; канд. техн. наук, М.Б. Милешкин, ИП Маш НАНУ, г. Харьков.