

УДК 539.3:621

**Ю.С. ВОРОБЬЕВ<sup>1</sup>, К.Ю. ДЬЯКОНЕНКО<sup>2</sup>, В.Н. РОМАНЕНКО<sup>1</sup>, С.Б. КУЛИШОВ<sup>3</sup>,  
А.Н. СКРИЦКИЙ<sup>3</sup>**<sup>1</sup>*Институт проблем машиностроения им. А.Н.Подгорного НАНУ, Украина*<sup>2</sup>*Национальный технический университет «ХПИ», Украина*<sup>3</sup>*ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина*

## КОЛЕБАНИЯ БАНДАЖИРОВАННОГО РАБОЧЕГО КОЛЕСА ГТД

Рассмотрены собственные колебания рабочего колеса турбины ГТД. Предложена методика упрощенного моделирования разрезной бандажной связи. Показано влияние учета взаимного проскальзывания бандажных полок на динамические характеристики рабочего колеса. Расчеты выполнены при помощи метода конечных элементов, реализованного в программном комплексе ANSYS.

**рабочее колесо, лопатка, колебания, разрезная бандажная связь, метод конечных элементов**

### Введение

Несмотря на обширные исследования проблемы обеспечения вибрационной прочности рабочих колес, которые являются наиболее напряженными элементами конструкции турбомашин, она не теряет своей остроты. Развитие конструкций турбомашин сопровождается постоянным ростом интенсивности процессов, происходящих в них, при общем повышении требований к надежности и ресурсу. Проблема динамической прочности рабочих колес имеет множество аспектов, и одной из актуальных на сегодняшний день задач является изучение взаимодействия между бандажными полками лопаток при колебаниях. Характер взаимодействия соседних полок по их контактирующим поверхностям весьма подвержен изменениям, связанными со сменой режимов работы и возрастанием общего времени наработки данного экземпляра турбомашин, что существенно увеличивает нестабильность динамических свойств. От конкретно реализующегося характера взаимодействия полок сильно зависит спектр рабочего колеса [1, 2].

**Цель и объект исследования.** Целью данного исследования является определение влияния условий взаимодействия полок на динамические характеристики рабочего колеса, такие как собственные частоты,

формы перемещений и интенсивностей напряжений. Объектом исследования было взято рабочее колесо последней ступени турбины типа ГТД-60, выпускаемой ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект».

Рабочее колесо состоит из диска и 96 лопаток. Оно рассматривалось как единая деформируемая система, для которой решалась задача линейных колебаний в трехмерной постановке с учетом предварительного нагружения центробежными силами (скорость вращения 4320 об/мин). Исследовался частотный диапазон до 300 Гц.

Материал диска – сплав ЭП517-Ш, лопатки – ЧС88У-ВИ. Упругие характеристики этих сплавов задавались неоднородно, учитывая распределение полей температур по диску и лопатке.

На данном этапе исследований моделировались два идеализированных типа взаимодействия между полками, т.е. рассматривались два основных расчетных случая:

1. Сплошная связь, для которой полки представляют собой замкнутое кольцо;
2. Разрезная связь, допускающая взаимное проскальзывание полок, на данном этапе без учета сил трения и натяга.

Моделирование рабочего колеса осуществлялось преимущественно посредством трехмерных

конечных элементов SOLID45 реализованных в программном комплексе ANSYS [3]. Для снижения размерности задачи использовались свойства циклической симметрии с периодом симметрии равным  $3,75^\circ$ . Для случая сплошной связи выделение сектора (периода симметрии) осуществлялось по поверхностям раздела между лопатками, таким образом, что сектор содержал одну лопатку и сектор диска. Причем сектор диска был получен с помощью криволинейных поверхностей, учитывающих угол установки лопатки и заводки ее замка в паз (рис. 1).



Рис. 1. Конечноэлементная модель сектора рабочего колеса

## 1. Моделирование разрезной бандажной связи

Вдоль плоскости касания полки их относительные смещения предполагаются свободными, несвязанными для соседних лопаток. При перемещении полки по нормали к плоскости контакта полки, соседняя полка ограничивает только внедрение в нее данной полки и не препятствуют движению в обратном направлении. Такое ограничение принято называть неудерживающей связью, а аналитически оно выражается неравенством, что делает задачу нелинейной. Чтобы избавиться от нелинейности, вводится предположение о том, что при наличии натяга лопатки не расходятся и полки всегда находятся в соприкосновении, что подтверждается экспериментальными данными. Тогда неравенство мо-

жет быть заменено равенством. Такие равенства были заданы в локальных системах координат, связанных с контактными площадками, посредством «связей» (coupling), задаваемых в ANSYS командой CP. Если рассматривать выделение сектора циклосимметрии как это было сделано при расчете рабочего колеса с неразрезным бандажом, то условия циклосимметрии и условия проскальзывания оказываются принадлежащими одной и той же площадке и соответственно, одним и тем же узлам. Во избежание проблем связанных с преобразованием этих уравнений, чтобы учесть проскальзывание, в данном варианте алгоритма сектор колеса (период симметрии) образовывается криволинейными поверхностями так, что поверхности контакта полки оказываются внутри сектора. При этом условия циклосимметрии задаются на границе сектора, а условия контакта полки внутри сектора (рис. 2). Тогда контактные поверхности будут лежать внутри сектора и условия проскальзывания могут легко быть заданы и варьироваться независимо от условий циклосимметрии.

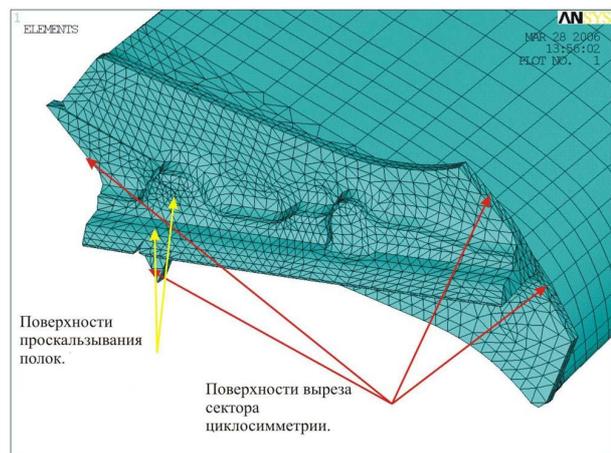


Рис. 2. Бандажная полка. Обеспечение условий циклосимметрии и проскальзывания.

## 2. Результаты численного анализа

Спектры собственных колебаний в исследуемом интервале 0-300 Гц для систем со сплошной и разрезной связью имеет идентичную структуру – преимущественно крутильно-зонтичные и зонтично-

крутильные колебаний (2 формы, как правило нижние), а также веерные колебания с узловыми диаметрами (у.д.) – от 1 до 48. В случае сплошной связи в исследуемый интервал попадают веерные формы только до 5 у.д., а в случае разрезной связи – все 48, причем их частоты расположены довольно плотно. Графическое сопоставление собственных частот для двух расчетных случаев для идентичных форм колебаний приведено на рис. 3. Видно, что при учете проскальзывания лопаток частоты крутильно-зонтчных и зонтчно-крутильных колебаний понижаются слабо. Тогда как частоты колебаний с у.д.

понижаются существенно, особенно это проявляется для колебаний с большим числом у.д. Таким образом, частоты колебаний лопаток с различным числом у.д. (от 1 до 48) становятся очень близкими и плотно заполняют интервал 180-260 Гц.

На рис. 5 – 7 представлены некоторые характерные формы перемещений и напряжений рабочего колеса, а рис. 4 и рис. 8 показывают напряженное состояние бандажных полок для двух расчетных случаев. Заметно значительное снижение напряжений при рассмотрении возможности проскальзывания полок.

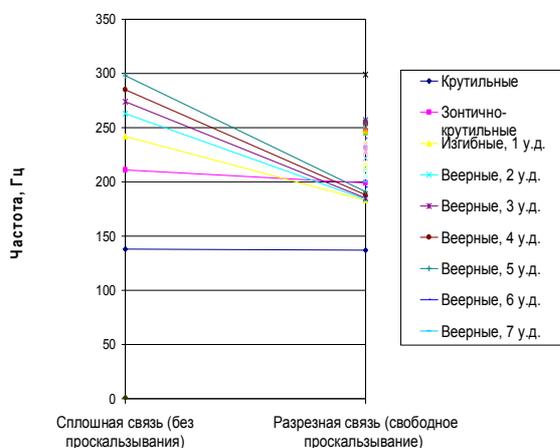


Рис. 3. Сравнение частот для двух расчетных случаев: сплошная связь и разрезная со свободным проскальзыванием

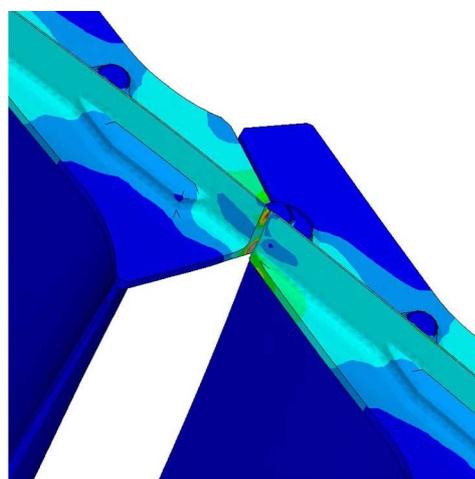


Рис. 4. Напряженное состояние в полке в случае интегральной связи (веерные колебания, 2 узловых диаметра)

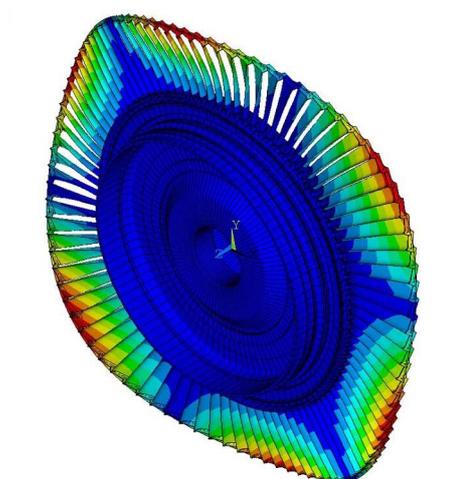


Рис. 5. Преимущественно веерные колебания рабочего колеса, 3 узловых диаметра,  $f = 274$  Гц

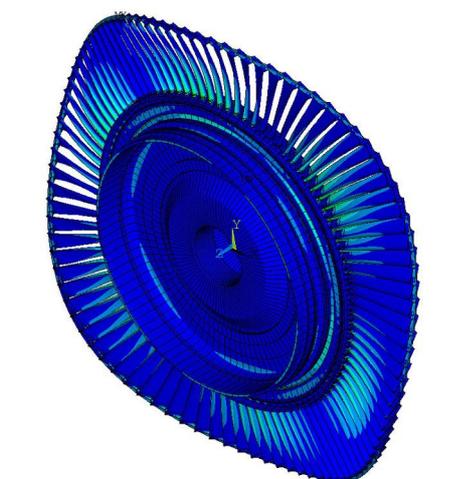


Рис. 6. Напряженное состояние колеса (веерные колебания рабочего колеса, 3 узловых диаметра)

### Выводы

Таким образом, в результате расчетов получено два граничных решения – бандажная связь цельная и бандажная связь со свободно скользящими полками. В действительности полки скользят, но с некоторым сопротивлением и решение должно лежать где-то между полученными двумя. Его предполагается искать при помощи упрощенного моделирова-

ния трения при натяге полок посредством введения специальных пружинных элементов, которые будут оказывать сопротивление при проскальзывании.

Результаты расчетов показывают, что за счет проскальзывания полок происходит изменение спектра частот, в основном за счет сближения частот колебаний с узловыми диаметрами, что следует учесть при отстройке.

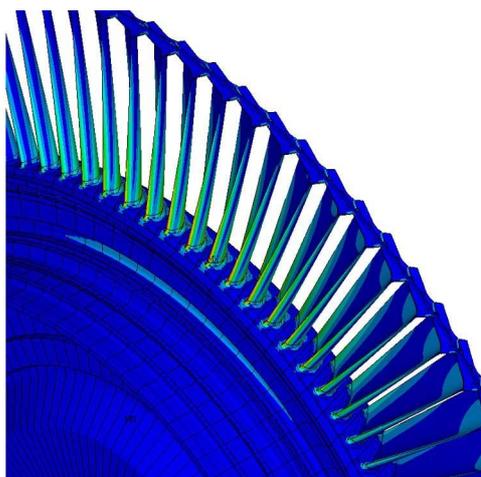


Рис. 7. Напряженное состояние колеса (верные колебания рабочего колеса, 2 узловых диаметра)



Рис. 8. Напряженное состояние в полке в случае разрезной связи (верные колебания, 2 узловых диаметра)

Перераспределение форм напряжений за счет проскальзывания происходит таким образом, что полочные связи и периферия лопаток разгружаются.

2. Воробьев Ю.С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин. – К.: Наук. думка, 1988. – 224 с.

3. Ansys 9.0 Documentation. – Houston: Swanson Analysis Systems, Inc. – 2004.

### Литература

1. Иванов В.П. Колебания рабочих колес турбомашин. – М.: Машиностроение, 1983. – 224 с.

*Поступила в редакцию 12.06.2006*

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.