

УДК 539.3:621

Ю.С. ВОРОБЬЕВ¹, К.Ю. ДЬЯКОНЕНКО²¹Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАНУ, Украина²Национальный технический университет «ХПИ», Украина**ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМЫ РОТОРА ВЕНТИЛЯТОРА ГТД**

Рассмотрены собственные колебания ротора вентилятора ГТД совместно со сложными дисковыми системами. Использована трехмерная конечноэлементная модель системы. Приведены формы колебаний частей системы, которые показывают взаимосвязь их колебаний.

ротор, диски, лопатки, совместные колебания, собственные частоты, собственные формы

Введение

В связи со стремлением к равнопрочности роторов с рабочими колесами возникает необходимость в исследованиях их колебаний как единых деформируемых систем [1 – 4].

Вследствие сложности задачи обычно рассматриваются колебания ротора с ограниченным числом дисков. Анализ более сложных систем облегчается постепенным наращиванием сложности системы.

Постановка задачи

В данной работе рассматривается система ротора вентилятора ГТД, включающая пустотелый вал, колесо вентилятора на одном конце и систему трех рабочих колес турбины на другом конце. Для снижения размерности задачи она рассматривается как система с поворотной симметрией. Период симметрии системы представляет собой ее сектор с углом 12°, который включает одну лопатку колеса вентилятора и четыре лопатки колес турбины (рис. 1).

Математическая модель системы строится с помощью трехмерных 20-ти узловых гексагональных конечных элементов сирендипова семейства, а также соответствующих им 10-ти узловых тетрагональных элементов. Такие элементы позволяют описать непрерывное изменение напряжений в системе при их резком изменении. Конечные элементы

выбираются в зависимости от геометрических особенностей частей системы с целью снижения размерности задачи. Данная работа посвящена этапу анализа колебаний ротора с дисковыми конструкциями.

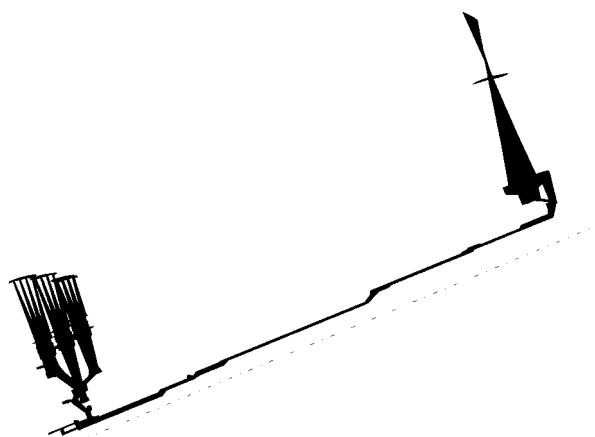


Рис. 1. Сектор ротора вентилятора ГТД

Результаты численного анализа

При анализе колебаний системы использовались результаты предыдущих исследований. Так, в работе [5] рассматривались колебания трехдисковой конструкции турбины. Была показана необходимость учета тонкостенных междисковых элементов с лабиринтными уплотнениями.

Дополнительно проведены исследования колебаний отдельных рабочих колес, которые показывают взаимосвязь различных видов колебаний за счет закрутки лопаток.

На рис. 2 видно, что при первой форме колебаний система совершает преимущественно крутильные колебания совместно с зонтичными. В работе [4] показано, что зонтичные колебания дисков происходят совместно с продольными колебаниями ротора. При более высоких собственных частотах наблюдаются преимущественно веерные формы колебаний с узловыми диаметрами (рис. 3 – 5).

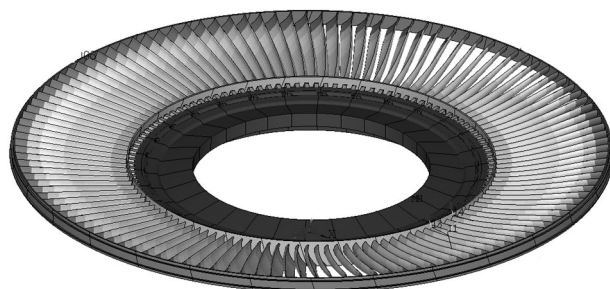


Рис. 2. Преимущественно крутильные колебания совместно с зонтичными, $f = 170$ Гц

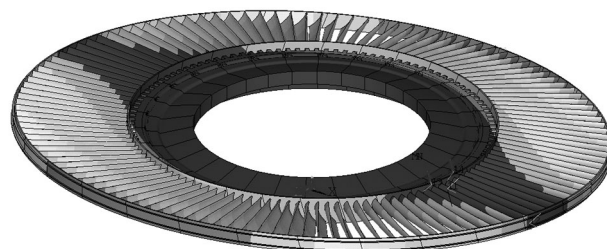


Рис. 3. Преимущественно изгибные колебания с одним узловым диаметром, $f = 188$ Гц

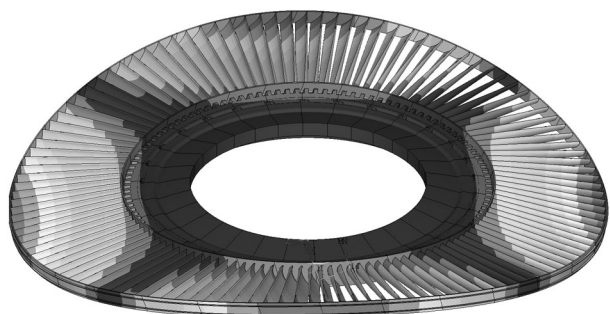


Рис. 4. Преимущественно веерные колебания с двумя узловыми диаметрами, $f = 196$ Гц

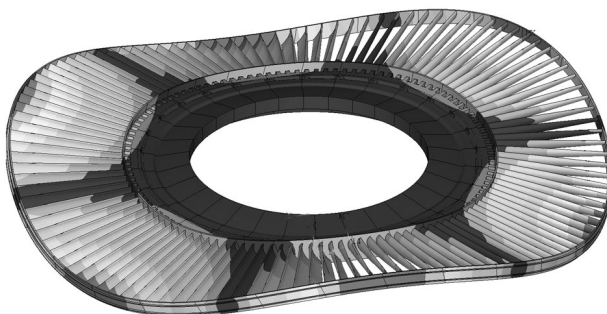


Рис. 5. Преимущественно веерные колебания с тремя узловыми диаметрами, $f = 231$ Гц

Большой интерес представляют совместные колебания вала с вентиляторным диском и трехдисковой конструкцией турбины, рассмотренной отдельно в работе [5]. Все формы колебаний являются взаимосвязанными, но можно выделить преимущественные формы, как, например, преимущественно крутильные колебания системы (рис. 6). Преимущественно зонтичные колебания дисковой системы связаны с преимущественно продольными колебаниями вала (рис. 7).

При дальнейших исследованиях с учетом облопачивания, из приведенных выше соображений, ожидается, что на эти две формы будут взаимосвя-

Заметно деформирование узловых линий вследствие закрутки лопаток. Только форма рабочего колеса с одним узловым диаметром наиболее заметно взаимодействует с изгибной формой колебаний вала.

Предварительные исследования позволяют выявить формы колебаний частей системы, взаимосвязь которых проявляется наиболее сильно.

Изгибные колебания вала, связанные с колебаниями дисков с одним узловым диаметром, могут быть синфазными (рис. 8) и противофазными (рис. 9).

Формы распределения интенсивности напряжений показывают, что зоны локализации вибрационных напряжений находятся, как правило, в основаниях дисков.

Эти исследования показывают необходимость учета взаимосвязи колебаний всех элементов системы, что является наиболее характерным для ротора вентилятора, содержащего наиболее податливые системы рабочих колес.



Рис. 6. Преимущественно крутильные колебания, $f = 86$ Гц



Рис. 7. Преимущественно зонтичные колебания дисковой системы, связанные с преимущественно продольными колебаниями вала, $f = 280$ Гц

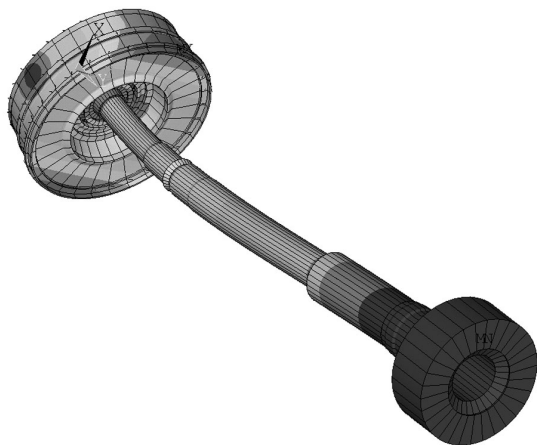


Рис. 8. Изгибные колебания вала, связанные с колебаниями дисков с одним узловым диаметром (синфазные), $f = 107$ Гц

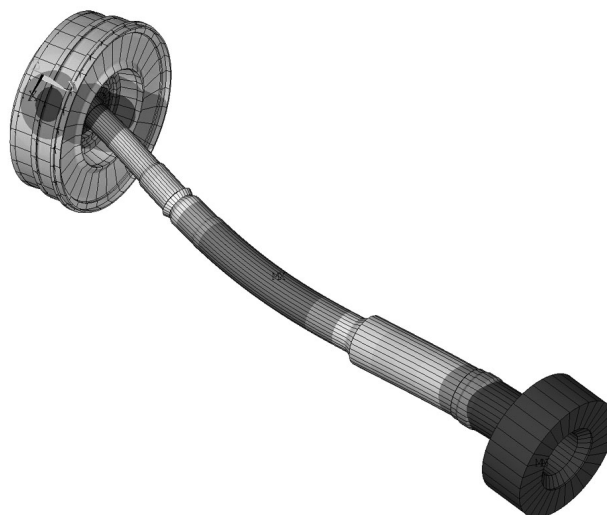


Рис. 9. Изгибные колебания вала, связанные с колебаниями дисков с одним узловым диаметром (в противофазе), $f = 193$ Гц

Литература

1. Воробьев Ю.С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин. – К.: Наук. думка, 1988. – 224 с.
2. Sokolowski Ja, Rzakowski R., Kwapisz L. Frequencies and modes of rotating flexible shrouded bladed disks-shaft assemblies // Task Quarterly 7. – 2003. – No 2. – P. 1001 – 1017.
3. Rzakowski R., Sokolowski Ja. Natural frequencies and modes shapes of two rigid bladed discs on the shaft // Task Quarterly 8. – 2004. – No 1. – P. 51 – 69.
4. Воробьев Ю.С., Дьяконенко К.Ю. Анализ колебаний ротора с дисками // Вестник Нац. техн. ун-

та «Харьковский политехн. ин-т». – 2003. – № 8, т. 2. – С. 25 – 28.

5. Воробьев Ю.С., Дьяконенко К.Ю. Колебания многодисковых элементов ротора ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: Нац. аэрокосмич. ун-т им. Н.Е. Жуковского "Харьковский авиационный институт". – 2004. – № 8 (16). – С. 74 – 76.

Поступила в редакцию 1.06.2005

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