

## СОБСТВЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ЦИКЛИЧЕСКИ-СИММЕТРИЧНЫХ СИСТЕМ С РАССТРОЙКОЙ

А. А. Ларин

(Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»)

*Проводится анализ влияния расстройки на собственные формы и колебания замкнутого на круг пакета лопаток третьей ступени паровой турбины.*

### *Паровая турбина, пакет лопаток, собственные колебания*

**Введение.** Лопаточный аппарат турбины представляет собой циклически симметричную модель, что определяет важную характеристику его спектра частот – наличие кратных и близких собственных частот. Однако, различные технологические несовершенства, связанные с монтажом лопаток на диске, ограниченной точностью формообразования, а также неоднородностью свойств материалов, из которых они изготовлены приводят к нарушению циклической симметрии (расстройке) [1, 2].

Очевидно, что такая асимметрия может быть блуждающей и способной совершать «дрейф» с изменением режимов работы и увеличением общего времени проработки. Отклонения реальных рабочих колес от строгой симметрии по причинам, отмеченным выше, чаще всего не стабильны, трудноуловимы и носят случайный характер. Расстройка симметрии приводит к расслоению спектра в области кратных частот и возникновению локальных колебаний конструктивных элементов лопаточного аппарата.

Изменение спектра частот приводит к перестановке форм колебаний в спектре. Эти явления могут привести к совпадению собственных частот возникновению резонансных режимов.

Появление локальных колебаний нескольких лопаток или их частей опасно с точки зрения много-циклового усталости и возникновения автоколебаний (срывной флаттер), вызванных срывом газового потока в области расстройки. Даже при кратковременных колебаниях происходит накопление повреждаемости, что способствует к появлению и росту трещин, поломке бандажного соединения. Эти явления приводят к возникновению дополнительных степеней свободы, потере жесткости соседних лопаток, что усиливает отклонение от циклической симметрии.

Поломка конструктивных элементов лопатки (бандажного соединения или лопатки в целом по корневому сечению) приводит к аварии.

**1. Анализ влияния расстройки на собственные формы и частоты колебаний лопаточного аппарата.** Объектом исследования служит рабочая лопатка 3-й ступени низкого давления паровой турбины, выпускаемой ОАО "Турбоатом". Данная лопатка имеет переменный профиль сечения и один тип связи: в виде цельно фрезерованной бандажной полки, расположенной на периферии лопатки. Рассматривается пакет из 112 лопаток имеющих бандажное соединение на кольцо. Задача о собственных колебаниях решалась в трехмерной постановке методом конечного элемента с использованием стандартных программных комплексов. При построении конечно-элементной (КЭ) модели использовался изопараметрический 20 узловый конечный элемент с 3 степенями свободы в узле. КЭ сетка лопаточного аппарата приведена на рис. 1.

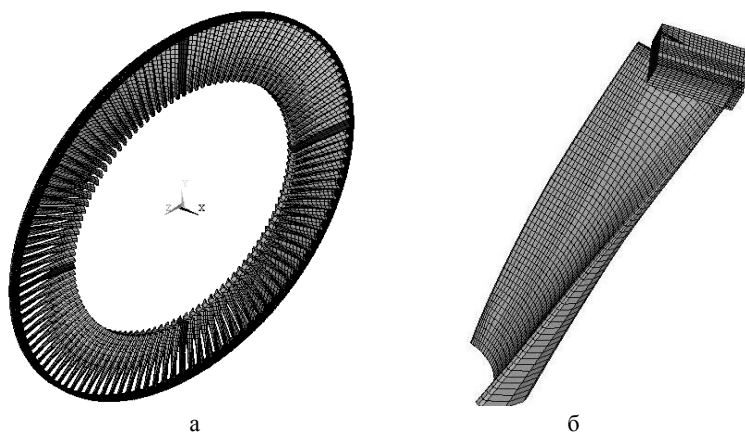


Рис. 1. Конечно-элементная модель:  
а – КЭ модель пакета из 112 лопаток;  
б – КЭ модель одной лопатки

Лопатки соединены между собой в бандажном соединении и насажены на диск. Бандажное соединение осуществляется по следующей технологии. Соседние лопатки, насаженные на диск, подгоняются друг к другу по боковым поверхностям бандажной полки и соединяются путем вставления в имеющиеся пазы вставок смещенных друг относительно друга на некоторое расстояние, позволяет увеличить жесткость образованного соединения. Затем вставки закатывают – путем пластического деформирования кромок бандажной полки, что позволяет заклинить вставки между собой и относительно бандажной полки. Такая конструктивная операция приведет к достаточно жесткому соединению

между бандажной полкой и вставками, исключая их взаимные перемещения, хотя возможно наличие участков на поверхности вставки не контактирующих с поверхностью бандажа.

В данной статье рассматривается упрощенная модель соединения: вставка предполагается квадратного сечения и абсолютно жестко связанной с бандажной полкой, соседние лопатки соединены общей вставкой.

Каждая лопатка соединяется с диском с помощью хвостовика. Из-за его массивности и большой жесткости этого соединения предполагается, что лопатка защемлена по корневому сечению.

В качестве модели расстройки используется изменение жесткости лопаток путем задания разных значений модуля Юнга. Расстроенные таким образом лопатки на рис. 1, а выделены цветом.

Был проведен расчет собственных частот и форм колебаний систем с расстройкой и циклической симметрией. Результаты расчета собственных частот приведены в табл. 1, где параметр  $m$  показывает число узловых диаметров, а параметр  $n$  – число узловых окружностей. Сравнение полученных результатов для первой и второй модели показывает, что ослабление жесткости четырех лопаток приводит расслоению попарно кратных частот. Снижение меньшей соответствующих частот расстроенной системы в начале спектра составляет 2 – 5,6%.

Таблица 1

Собственные частоты для циклически симметричной модели лопаточного аппарата и модели с расстройкой

n	m	Циклически симметричная система	Система с расстройкой	
			$E=0,5 E_0$	$E=0,25 E_0$
0	1	256,88	225,78	221,32
0	1		226,23	221,73
0	2	267,36	252,77	242,81
0	2		257,39	250,82
0	3	270,44	260,69	251,08
0	3		261,71	252,19
0	4	273,58	262,34	254,31
0	4		270,19	269,31
0	5	277,80	272,17	270,89
0	5		273,54	271,91
0	6	283,60	275,61	273,77
0	6		278,69	277,64
1	0	286,82	192,86	191,25
0	7	291,46	281,19	279,24
0	7		282,17	280,17
0	8	301,76	284,89	283,34
0	8		288,79	287,90

Изменение частот системы привело к перестановке форм колебаний. Первая зонтичная форма ( $n = 1, m = 0$ ) сместилась в спектре и принимает наименьшее значение. Собственные формы ( $m = 2, 4, n = 0, 1$ ), соответствующие характерному распределению гармонического возмущения потоком газа качественно отражающие резонансную форму колебаний, циклически симметричной модели приведены на рис. 2, а – б.

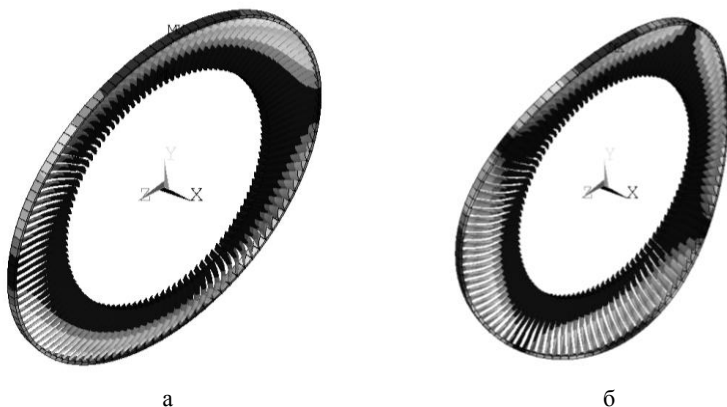


Рис. 2. Собственные формы колебаний сбалансированной системы:  
а – с 1 узловым диаметром  $f_{01}$ ; б – с 2 узловыми диаметрами  $f_{02}$

Расстройка системы привела к изменению форм колебаний. Узловые диаметры и окружности приобрели криволинейную форму (рис. 3).

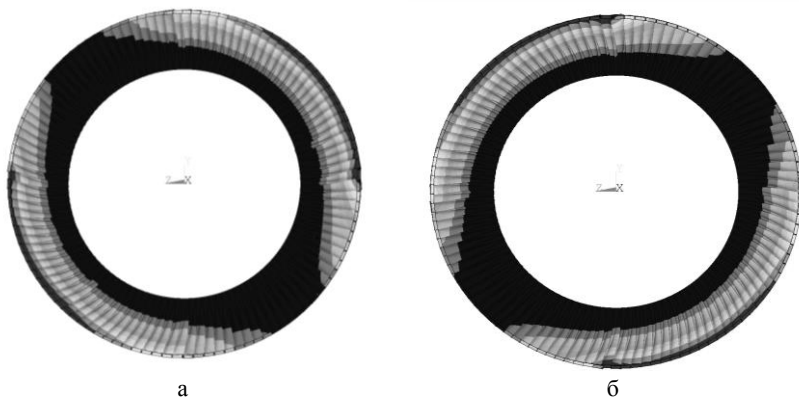


Рис. 3. Собственные формы колебаний расстроенной системы с одним узловым диаметром

На рис. 4 формы колебаний представляют характерный для расстроенных систем вид. На рис. 4, а пучности колебаний приходится на рас-

строенные лопатки. На рис. 4, б эти лопатки расположены на узловых диаметрах и не принимают участия в колебательном процессе, собственная частота этой форме незначительно отличается от соответствующей собственной частоты циклически симметричной системы (табл. 1).

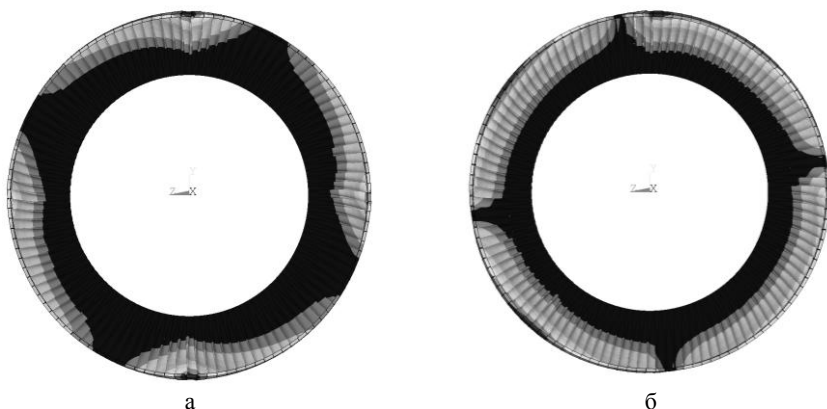


Рис. 4. Собственные формы колебаний расстроенной системы с двумя узловыми диаметрами

**Выводы.** Анализ влияния расстройки на собственные колебания замкнутого на круг пакета лопаток показал следующее:

- произошла перестановка формы колебаний для частот расстроенной системы.
- рассматриваемая система является слабо чувствительной к расстройке, о чем свидетельствует малое отклонение собственных частот системы с расстройкой относительно циклически симметричной (менее 6%).

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов В.П. Колебания рабочих колес турбомашин. – М.: Машиностроение, 1983. – 344 с.
2. Жовдак В.А., Левашов В.А., Смирнова Л.М. Анализ напряженно-деформированного состояния рабочих колес турбокомпрессоров с учетом технологической расстройки // Вибрации в технике и технологиях. – 2001. – № 4 (20). – С. 102 – 107.

Поступила 4.02.2005

**Рецензент:** кандидат технических наук, доцент А.В. Гелета,  
факультет военной подготовки Харьковского государственного  
технического университета строительства и архитектуры.