

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.

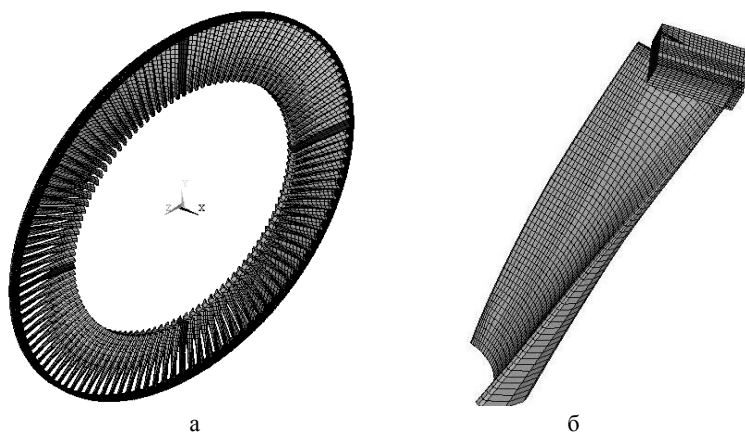


Рис. 1. Конечно-элементная модель:
а – КЭ модель пакета из 112 лопаток;
б – КЭ модель одной лопатки

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.

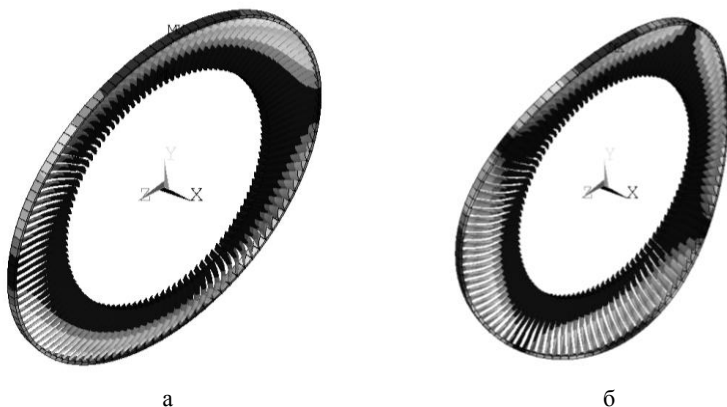


Рис. 2. Собственные формы колебаний сбалансированной системы:
а – с 1 узловым диаметром f_{01} ; б – с 2 узловыми диаметрами f_{02}

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

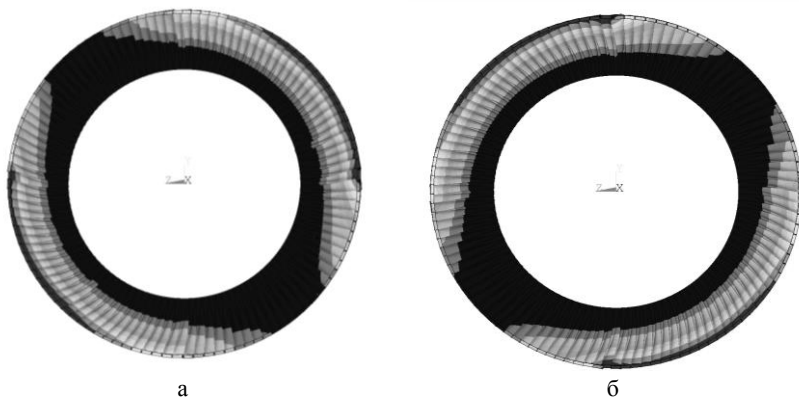


Рис. 3. Собственные формы колебаний расстроенной системы с одним узловым диаметром

На рис. 4 формы колебаний представляют характерный для расстроенных систем вид. На рис. 4, а пучности колебаний приходятся 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).

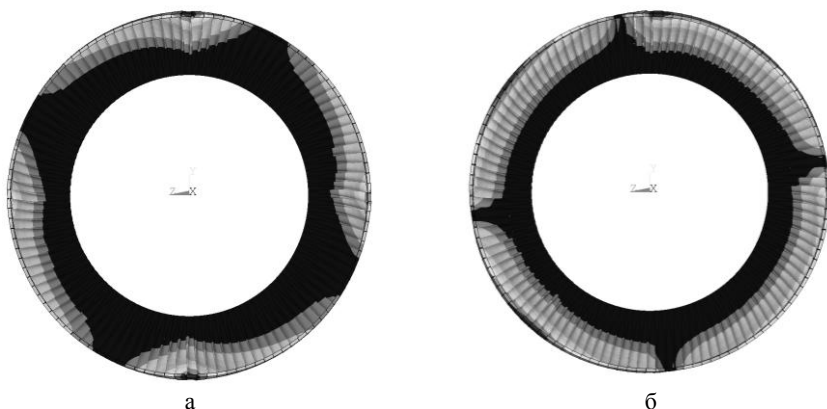


Рис. 4. Собственные формы колебаний расстроенной системы с двумя узловыми диаметрами

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.