

УДК 625.165

**К.Н. Боришанский, Б.Е. Григорьев, С.Ю. Григорьев, Г.В. Мясникова,
А.В. Наумов, И.В. Резниченко**

Филиал ОАО «Силловые машины» «ЛМЗ» в Санкт-Петербурге, Россия

ОСОБЕННОСТИ КОЛЕБАНИЙ ОБЛОПАЧЕННЫХ ДИСКОВ С ОТКЛОНЕНИЯМИ ОТ ЦИКЛИЧЕСКОЙ СИММЕТРИИ

Рассмотрены особенности колебаний лопаток последних ступеней мощных паровых турбин, соединенных замкнутыми на круг связями, вызванные неизбежными на практике отклонениями облопаченных дисков от идеальных циклически-симметричных систем. Экспериментальные данные получены как на стенде при испытанных натуральных вращающихся облопаченных дисках, так и в эксплуатационных условиях. Исследования в эксплуатационных условиях выполнены с помощью модернизированного варианта дискретно-фазового метода (ДФМ). Показано, как полученные данные использовать для уточненного определения собственных частот и форм колебаний. Сформулированы рекомендации по выбору оптимального числа и мест расположения датчиков ДФМ, обеспечивающего получение наибольшего объема информации.

Паровая турбина, рабочая лопатка, ротор, датчик, дискретно-фазовый метод, вибрационное состояние

Введение

Обеспечение безаварийной работы лопаточного аппарата паровых турбин является одной из наиболее сложных задач, возникающих при создании турбинного оборудования. Т.к. уровень динамических напряжений в лопатках не может быть определен расчетным путем, то для обеспечения надежной работы лопаток широко используют экспериментальные методы. При проведении исследований следует учитывать, что наиболее напряженные лопатки последних ступеней, повреждения которых особенно опасны, в большинстве случаев соединены замкнутыми на круг связями (демпферными проволоками, бандажными полками), т.е. подобные лопаточные венцы представляют собой частный случай циклически-симметричной системы. Кроме того, необходимо иметь в виду, что реальные облопаченные диски обладают небольшими отклонениями от циклической симметрии, вызванными технологическими различиями при изготовлении и сборке лопаток и связей. Подобные особенности следует учитывать при анализе результатов измерений, выполняемых с помощью тензометрии на испытательных стендах или с помощью дискретно-фазового метода в эксплуатационных условиях.

В последние годы начинают получать распространение системы, контролирующие вибрационное состояние лопаток на электростанциях. Это

дает возможность выявлять и устранять режимы, сопровождающиеся повышенным уровнем динамических напряжений в лопатках и, тем самым, обеспечивать надежность их работы. Учитывая весьма малую длительность работы тензорезисторов, практически единственным методом, позволяющим осуществлять непрерывный контроль в течение всего срока эксплуатации, является так называемый дискретно-фазовый (ДФМ), при котором о колебаниях судят по показаниям неподвижных датчиков, расположенных против торцов вращающихся лопаток [1].

На ЛМЗ разработаны модернизированные методики ДФМ, различающиеся при проведении испытаний бандажированных лопаток, небандажированных лопаток с замкнутыми на круг связями и отдельных лопаток [2]. Установлено, что при контроле колебаний лопаток с замкнутыми на круг связями целесообразно измерять амплитуды или взаимные смещения, а при контроле отдельных лопаток без связей – скорости колебаний. Естественно, что при замере амплитуд необходимо знать также собственную частоту и форму с тем, чтобы обоснованно судить об уровне динамических напряжений в лопатках. Ниже будет показано, как при применении модернизированной методики ДФМ для определения собственных частот и форм могут быть использованы особенности колебаний лопаточных венцов с замкнутыми на круг связями, вызванные малыми отклонениями от циклической симметрии.

Влияние отклонений от циклической симметрии лопаточных венцов на результаты измерений с помощью тензометрии

Одним из наиболее эффективных способов ограничения уровня резонансных колебаний лопаток паровых турбин является вибрационная отстройка, заключающаяся в обеспечении достаточных запасов между рабочими оборотами и оборотами, на которых возникают резонансы с подлежащими отстройке «наиболее возбудимыми» формами колебаний лопаточного венца. При проведении вибрационной отстройки лопаток последних ступеней учитывается, что основным источником возбуждения резонансных колебаний в условиях эксплуатации является неизменная во времени неравномерность параметров потока (скоростей, давлений, углов) по окружности колеса.

В лопаточном венце с замкнутыми на круг связями могут иметь место синфазные и внутривибрационные колебания, причем последние реализуются в виде форм с различными числами узловых диаметров и узловых окружностей. При внутривибрационных колебаниях идеального лопаточного венца каждому узловому диаметру m соответствуют по две равные собственные частоты, для которых распределение амплитуд по окружности изменяется по закону $\sin(m\varphi)$ или $\cos(m\varphi)$. Известно, что при указанном выше характере возбуждения колебаний работа возмущающих сил будет отлична от нуля только при одновременном выполнении условий: $p = k\omega$, $m = k$, где p – частота колебаний лопаточного венца, ω – угловая скорость вращения ротора турбины, k – целое, кратность колебаний, т.е. число колебаний, совершаемых лопатками за один оборот ротора. Для всех остальных собственных форм суммарная работа возмущающих сил окажется равной нулю из-за ортогональности тригонометрических функций различных целых аргументов на промежутке интегрирования от 0 до 2π , т.е. будет равна нулю величина так называемого пакетного множителя [3].

При учете отклонений от циклической симметрии закон распределения амплитуд по окружности колеса при внутривибрационных колебаниях будет отличен от синусоидального и для форм с различными числами узловых диаметров m (в том числе, и при $m \neq k$) можно вычислить k -е коэффициенты ряда Фурье, величины которых и будут определять работу возмущающих сил. Естественно, что при малых отклонениях от циклической симметрии максимального значения k -й коэффициент достигнет при условии $m = k$. Кроме того, при учете отклонений от циклической симметрии две прежде равные собственные частоты, соответствующие каждому числу узловых диаметров, станут реально различимыми, хотя и достаточно близкими друг к другу.

В результате подобных особенностей колебаний, при их возбуждении неизменным во времени, но неравномерным по окружности потоком (или сосредоточенной в пространстве силой, используемой для возбуждения колебаний при проведении вибрационной отстройки в Кемпбелл-машине) на каждой кратности k будет зарегистрирована одна или две близких «главных» резонансных кривых (соответствующих двум близким по частоте формам с $m = k$) и несколько «побочных» с существенно меньшими амплитудами (соответствующих формам с $m \neq k$).

В [3] показано, что относительные величины «побочных» резонансов определяются не только различием в парциальных частотах лопаток, составляющих комплект, но также конструкцией, числом и местом расположения лопаточных связей. Например, при установке достаточно жесткой («нерастяжимой») связи вблизи узла какой-либо собственной формы отдельной лопатки резко уменьшается величина реакции, действующей от лопатки на связь при внутривибрационных колебаниях, близких к этой частоте отдельной лопатки. В результате при данной форме внутривибрационных колебаний резко уменьшается их связанность [3], лопатки с несколько различными парциальными частотами смогут колебаться «почти независимо» друг от друга, а отклонения формы прогиба по окружности колеса от синусоидальной могут быть весьма велики. В этом случае величины «основного» и «побочных» резонансов могут оказаться соизмеримыми, и потребуются обеспечить достаточные запасы от рабочих оборотов для всей зоны «побочных» резонансов, что представляет достаточно сложную задачу.

Как правило, конечно, величины «побочных» резонансов оказываются значительно меньше «главного», что и учитывается действующими в стационарном турбостроении нормами, предусматривающими обязательную вибрационную отстройку только тех форм внутривибрационных колебаний, для которых выполняются условия: $p = k\omega$ ($k = 2-6$), $m = k$.

В качестве иллюстрации особенностей колебаний, вызванных отклонениями лопаточных венцов от идеальных циклически-симметричных систем, на рис. 1 приведены результаты вибрационных испытаний вращающихся натуральных облопаченных дисков, выполненных в Кемпбелл-машине в процессе проведения вибрационной отстройки. На рис. 1а приведены результаты испытаний небандажированных лопаток, соединенных двумя рядами демпферных проволок, на рис. 1б – бандажированных лопаток.

Как видно, особенности колебаний в обоих случаях оказываются примерно одинаковыми: имеется один «главный» и несколько «побочных»

резонансов (все колебания на каждом из рисунков происходят с одной и той же кратностью), причем форма кривой при «главном» резонансе свидетельствует о наличии двух близких собственных частот. Из представленных данных следует, что выбор конструкции, числа и места расположения связей оказался достаточно эффективным, поскольку величины «главных» резонансов существенно превышают величины «побочных».

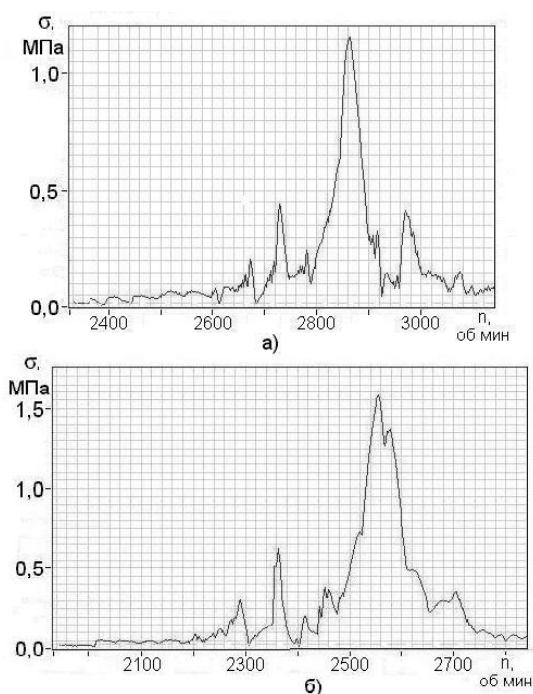


Рис. 1. Зависимость от оборотов напряжений в небандажированных (а) и бандажированных (б) лопатках

При проведении вибрационных тензометрических испытаний встает также вопрос о выборе минимального числа обследуемых лопаток, гарантирующего регистрацию максимального уровня напряжений в ступени. При указанном выше характере возбуждения, колебания в идеальной циклически-симметричной системе должны носить характер «бегущей волны», направление распространения которой противоположно направлению вращения ротора турбины, а скорости равны. При этом амплитуды всех лопаток одинаковы, хотя и достигаются в различные моменты времени, а фазы колебаний в определенной точке неподвижного пространства неизменны [3]. Для систем с отклонениями от циклической симметрии часть лопаток достигает максимума при первой из двух собственных форм с одинаковыми числами узловых диаметров, другая часть — при второй, напряжения в лопатках, соответствующие этим формам, суммируются геометрически, в результате чего амплитуды лопаток могут

существенно различаться по окружности. Ниже будет указан оптимальный способ выбора числа и места расположения обследуемых при тензометрировании лопаток.

Влияние отклонений от циклической симметрии лопаточных венцов на результаты измерений с помощью ДФМ.

Сущность ДФМ заключается в измерении с весьма высокой точностью интервала времени, за который лопатка пройдет расстояние S между двумя датчиками, составляющими одну измерительную пару. Временной интервал, с использованием показаний датчика, измеряющего число оборотов, преобразуется в линейный, который, после возникновения колебаний лопатки, изменяется на величину ΔS . Методики измерения колебаний бандажированных лопаток или небандажированных лопаток со связями существенно различаются [2], хотя особенности колебаний в обоих случаях весьма схожи.

При разработке методики регистрации внутрипакетных (дисковых) колебаний с различными числами узловых диаметров, но без узловых окружностей используется тот факт, что периферийные сечения лопаток перемещаются практически строго в осевом направлении. Это объясняется тем, что прогиб периферийного сечения в окружном направлении оказывается сильно ограниченным вследствие большой жесткости на растяжение-сжатие соединяющих лопатки связей (бандажные полки установлены непосредственно в периферийном сечении, проволоочные связи — вблизи него). База пары датчиков S при регистрации колебаний бандажированных лопаток выбирается достаточно малой, а при регистрации колебаний небандажированных лопаток — сравнительно большой для того, чтобы за время прохождения лопаткой расстояния S фаза колебаний изменилась на противоположную. В дальнейшем ограничимся рассмотрением особенностей измерения колебаний небандажированных лопаток.

Преимущества ДФМ заключаются в регистрации колебаний всех лопаток ступени и практически неограниченном времени контроля, недостатки — в регистрации не всего процесса, а только его дискретных значений один раз за оборот и определении амплитуд или взаимных смещений, а не деформаций (напряжений).

Естественно, что, кроме амплитуды, необходимо знать также собственную частоту и форму, т.к. только в этом случае можно надежно связать амплитуды и напряжения. При регистрации некратных дисковых колебаний (срывных или автоколебаний) их частоту и число узловых диаметров можно найти, проанализировав результаты измерений, выполненных с помощью не-

скольких пар датчиков ДФМ [4]. Более сложной является задача определения с помощью датчиков ДФМ частоты кратных (резонансных) колебаний при изменении частоты вращения ротора.

Для идеальной циклически-симметричной системы максимальное изменение показаний датчиков при прохождении резонансной кривой ΔS_{\max} будет определяться выражением:

$$\Delta S_{\max} = 2Atg\beta \sin(kS/2R), \quad (1)$$

где A – амплитуда колебаний (одинаковая для всех лопаток, т.к. колебания носят характер «бегающей волны»), β – угол между средней линией профиля периферийного сечения в плоскости установки датчиков ДФМ и осью турбины (при больших радиальных зазорах на величину угла необходимо вводить поправку, определяемую тарировкой), k – кратность колебаний ($k = m$), S – база датчиков, R – радиус установки датчиков ДФМ (внутренний радиус козырька дифрагмы, в котором закреплены датчики). Величина ΔS_{\max} не зависит от координат установки датчиков, хотя закон изменения величин ΔS от оборотов в процессе перехода через резонанс в зависимости от координат может быть совершенно различным [1]. Теоретически кратность колебаний можно определить, сравнивая результаты измерений, выполненных с помощью пар датчиков с разными базами. Необходимо учитывать, что практически всегда имеются отклонения от циклической симметрии, измерения выполняются хотя и с высокой, но ограниченной точностью, а тригонометрические функции не являются однозначными. Все это затрудняет надежное определение кратности колебаний при использовании формулы (1).

На практике, однако, именно отклонения от циклической симметрии могут быть использованы для определения частоты и кратности резонансных колебаний. В [2] показано, что при измерениях с помощью ДФМ интенсивность отклонений от циклической симметрии характеризуется величиной параметра $\Delta f/f\delta$, где Δf – различия в частотах двух форм с одинаковыми числами узловых диаметров m , f – среднее арифметическое значение двух частот, δ – декремент колебаний. Если выполняется соотношение $\Delta f/f\delta \rightarrow 0$, то систему можно рассматривать как циклически-симметричную, если величина параметра велика, то переход через резонанс для каждой из форм можно рассматривать независимо. В случае, когда взаимным влиянием двух форм пренебречь нельзя, величины ΔS_{\max} для разных лопаток будут отличаться друг от друга, т.е. будут зависеть от угловой координаты φ по окружности колеса. Можно показать, что будет справедливо следующее выражение:

$$\Delta S_{\max}(\varphi) = C_1 + C_2 \sin(2m\varphi + \alpha), \quad (2)$$

где при $\Delta f/f\delta \rightarrow 0$ выполняются приближенные соотношения: $C_1 \rightarrow 2Atg\beta \sin(kS/2R)$, $C_2 \rightarrow 0$.

Использование формулы (2) при анализе результатов измерений с помощью датчиков ДФМ позволяет определить число узловых диаметров m , а значит – и кратность колебаний $k = m$ (если бы выполнялось условие $k \neq m$, то вместо одного слагаемого $\sin(2m\varphi + \alpha)$ появилось бы два слагаемых, изменяющихся по закону $\sin[(m+k)\varphi + \alpha_1]$ и $\sin[(m-k)\varphi + \alpha_2]$. Формула типа (2) имеет место и при выполнении замеров на фиксированных оборотах в процессе прохождения резонансной кривой.

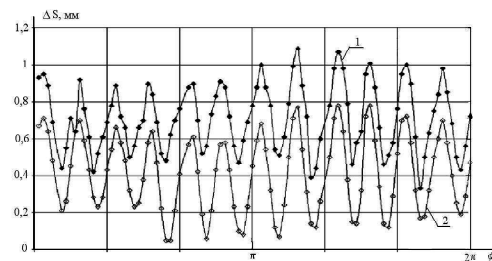


Рис. 2. Зависимость показаний датчиков ДФМ от угловой координаты:

1 – максимальное изменение показаний при прохождении всей резонансной кривой; 2 – изменение показаний на фиксированных оборотах

В качестве примера эффективного использования свойств системы с отклонениями от циклической симметрии, на рис. 2 представлены результаты измерений, выполненных с помощью датчиков ДФМ на электростанции в процессе останова мощной паровой турбины после сброса нагрузки.

Кривая 1 на рис. 2 соответствует максимальному изменению показаний для каждой из 96 лопаток ступени в процессе прохождения всей резонансной зоны, кривая 2 – изменению показаний на фиксированных оборотах. С учетом сказанного выше, очевидно, что были зарегистрированы дисковые колебания с 6 узловыми диаметрами, происходившие с шестой кратностью. Знание амплитуды, частоты и собственной формы колебаний позволяет достаточно надежно оценить величину максимальных динамических напряжений в лопатках в процессе перехода через резонанс. Из приведенных результатов следует также, что представительные данные об уровне максимальных напряжений в лопатках ступени можно получить по результатам обследования сектора длиной π/m .

Выводы и рекомендации

1. Из приведенных данных, полученных как с помощью тензометрии, так и ДФМ, следует,

что обследованные диски последних ступеней мощных паровых турбин с лопатками, соединенными замкнутыми на круг связями, представляют собой типичные системы с отклонениями от циклической симметрии.

2. Использование модернизированной методики ДФМ позволяет получить в эксплуатационных условиях надежные данные о вибрационном состоянии лопаток.

3. Учет особенностей колебаний систем с отклонениями от циклической симметрии дает возможность провести более глубокий анализ результатов измерений, выполненных с помощью датчиков ДФМ: например, по распределению амплитуд колебаний по окружности колеса может быть определена собственная частота и форма кратных резонансных колебаний при использовании показаний только одной пары датчиков.

4. При проведении тензометрических испытаний, учитывая ограниченный объем измерений,

целесообразно подробно обследовать сектор лопаток длиной π/m .

Перечень ссылок

1. Заблочный И.Е., Коростелев Ю.А., Шипов Р.А. Бесконтактные измерения колебаний лопаток турбомашин. – М.: Машиностроение, 1977. – 160 с.

2. Боришанский К.Н. Методика контроля вибрационного состояния рабочих лопаток турбомашин. Учебное пособие. – Санкт-Петербургский институт машиностроения (ЛМЗ-ВТУЗ), 2003. – 111 с.

3. Левин А.В., Боришанский К.Н., Консон Е.Д. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин. – Л.: Машиностроение, 1981. – 710 с.

4. Боришанский К.Н. Автоколебания рабочих лопаток паровых турбин. Измерения, анализ, меры борьбы. – Санкт-Петербургский институт машиностроения (ЛМЗ-ВТУЗ), 2004. – 59 с.

Поступила в редакцию 01.06.2010 г.

Borishanskiy K.N., Grigoriev B.E., Grigoriev S.U., Miasnikova G.V., Naumov A.V., Reznichenko I.V.

PECULIARITIES OF VIBRATION OF BLADED DISKS WITH SMALL DEFLECTIONS FROM CYCLIC SYMMETRY

Розглянуто особливості коливань лопаток останніх ступенів потужних парових турбін, з'єднаних замкнутими на коло зв'язками, викликані неминучими на практиці відхиленнями облопачених дисків від ідеальних циклічно-симетричних систем. Експериментальні дані отримані як на стенді при випробуваннях натурних обертових облопачених дисків, так і в експлуатаційних умовах. Дослідження в експлуатаційних умовах виконані за допомогою модернізованого варіанту дискретно-фазового методу (ДФМ). Показано, як отримані дані будуть використані для уточненого визначення власних частот і форм коливань. Сформульовано рекомендації щодо вибору оптимального числа і місць розташування датчиків ДФМ, що забезпечує отримання найбільшого обсягу інформації.

Парова турбіна, робоча лопатка, ротор, датчик, дискретно-фазовий метод, вібраційний стан

Peculiarities of vibration of power steam turbine blades, caused deflections from circular symmetry, are observed. Experimental data are received during vibration investigations of blades in Campbell-machine and in service. Experimental data in service are received by means of modernization variant of discrete-phase method. It is shown, how experimental results may be used for more accurately definition of natural frequencies and modes of blades. Recommendations for optimal mounting of strain gauges and discrete-phase method gauges are formulated.

Steam turbine, blade, rotor, gauge, discrete phase method, vibration behavior