

УДК 621.165

К.Н. Боришанский

РАЗНОВИДНОСТИ АВТОКОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК ПАРОВЫХ ТУРБИН И МЕРЫ БОРЬБЫ С НИМИ

K.N. Borishanskii

DIFFERETS FORMS OF STEAM TURBINES BLADES FLUTTER AND METHODS OF FLUTTER PREVENTION

Рассмотрены возможные механизмы возникновения автоколебаний лопаток последних ступеней мощных паровых турбин. Выполнен анализ экспериментальных данных, полученных в процессе эксплуатации. Сформулированы рекомендации по уменьшению опасности возникновения автоколебаний.

ПАРОВАЯ ТУРБИНА. РАБОЧАЯ ЛОПАТКА. АВТОКОЛЕБАНИЯ. ДИСКРЕТНО-ФАЗОВЫЙ МЕТОД. ВИБРАЦИОННАЯ НАДЕЖНОСТЬ.

Different forms of last stages turbines blades flutter are observed. Analysis of experimental data, received in service, is realized. Recommendations concerning reduction of flutter danger are formulated.

STEAM TURBINE. BLADE. FLUTTER. DISCRETE-PHASE METHOD. VIBRATION RELIABILITY.

Одна из наиболее сложных задач, возникающих при создании новых мощных паровых турбин, — это обеспечение вибрационной надежности лопаток последних ступеней. Уровень динамических напряжений в лопатках не может быть определен расчетным путем, поэтому для обеспечения их безаварийной работы необходимо выполнение экспериментальных исследований. Одно из наиболее эффективных средств повышения надежности работы лопаток стационарных паровых турбин — вибрационная отстройка, заключающаяся в обеспечении достаточного отличия рабочих оборотов от оборотов, на которых возникают резонансы с наиболее возбудимыми собственными формами. Вибрационная отстройка выполняется в вакуумной камере (Кемпбелл-машина) и резко снижает опасность усталостных повреждений лопаток вследствие резонансных колебаний. Однако в процессе проведения вибрационной отстройки не удается получить сведений о возможной опасности срывных и автоколебаний. Опасность этих типов колебаний относительно возрастает для лопаток последних ступеней наиболее мощных турбин в связи с увеличением их гибкости и нагруженности. Для определения интенсив-

ности таких колебаний необходимо проведение испытаний в экспериментальных турбинах, объем которых, к сожалению, весьма ограничен. Кроме того, даже в экспериментальных турбинах не удастся выявить влияние на уровень динамических напряжений в лопатках некоторых режимов, имеющих место в условиях эксплуатации (синхронизация, сброс нагрузки, кинематическое возбуждение колебаний со стороны ротора, аварийные режимы). В связи с недостаточным объемом экспериментальных исследований в условиях эксплуатации в ряде случаев были зарегистрированы усталостные поломки лопаток, имеющих вполне удовлетворительные частотные характеристики, для которых вероятность повреждений вследствие резонансных колебаний была весьма мала.

Более ясное понимание особенностей вибрационного состояния лопаток в условиях эксплуатации, а также причин их усталостных повреждений появилось после внедрения систем контроля, основанных на так называемом дискретно-фазовом методе (ДФМ). Сущность метода заключается в измерениях амплитуд периферийных сечений с помощью неподвижных датчиков, расположенных против торцов вра-

щающихся лопаток [1]. Модернизированная методика, пригодная также и для контроля колебаний бандажированных лопаток, разработана на ЛМЗ [2]. Результаты, полученные с помощью модернизированной методики на ряде электростанций, а также анализ экспериментальных результатов представлены в [3].

Лопатки последних ступеней мощных паровых турбин, как правило, соединяются замкнутыми на круг связями (бандажные полки, демпферные проволоки). Подобные лопаточные венцы представляют собой частный случай циклически-симметричных систем, колебания которых подразделяются на синфазные и внутрипакетные. При синфазных колебаниях амплитуды всех лопаток равны, при внутрипакетных — изменяются по окружности по закону $\sin(m\varphi)$, где m — число узловых диаметров. Неравномерный по окружности, но стационарный во времени поток теоретически может возбудить только резонансные внутрипакетные колебания лопаточного венца с числом узловых диаметров m , совпадающим с кратностью колебаний k (число колебаний лопатки за оборот ротора). Для всех остальных собственных форм суммарная работа возмущающих сил равна нулю, т. е. равна нулю величина так называемого пакетного множителя [4]. С учетом этого факта нормы, действующие в стационарном турбостроении, требуют отстройки от рабочих оборотов только дисковых форм (первая, наиболее возбудимая форма внутрипакетных колебаний) при выполнении условия $m = k$.

Результаты приведенных в [3] вибрационных испытаний, выполненных на электростанциях с помощью модернизированной методики ДФМ, подтвердили теоретические соображения. Наибольшие по величине резонансные дисковые колебания (хотя и не представлявшие опасности для усталостной прочности лопаток) были зарегистрированы на проходных оборотах и соответствовали формам с $m = k$. Однако, помимо этих форм, были обнаружены незначительные по величине резонансные колебания, соответствовавшие другим собственным формам (с $m = 0$ и $m = 1$), вызванные кинематическим возбуждением со стороны ротора. Кроме того, были зарегистрированы срывные колебания при малых объемных расходах пара, уровень которых также был незначителен при условии соблюдения инструкции по эксплуатации турбины.

В нескольких случаях с относительно большими амплитудами были зарегистрированы автоколебания наиболее гибких и нагруженных бандажированных лопаток последних ступеней мощных паровых турбин. Оказалось, что автоколебания могли реализовываться с дисковыми формами, соответствующими относительно большому числу узловых диаметров m ($m = 9-14$). Во всех зарегистрированных случаях колебания носили характер «бегущей волны», направление распространения которой было противоположно направлению вращения ротора турбины. В [3] отмечается, что при автоколебаниях лопаток рассматривавшихся ступеней числа Струхалея, вычисляемые по формуле $Sh = bp/W$ (b — хорда, $p = 2\pi f$ — круговая частота автоколебаний, W — относительная скорость потока), составляли всего 0,2–0,25. Малость чисел Струхалея дает основание оценить (по крайней мере, качественно) причину возникновения автоколебаний в квазистационарной постановке.

Выполненный в [3] анализ экспериментальных данных в квазистационарной постановке показал, что одна из наиболее вероятных причин возникновения дисковых форм автоколебаний связана с наличием сдвига по фазе между деформациями изгиба и кручения. При зарегистрированных дисковых формах для лопаток, расположенных в пучностях по окружности колеса, колебания носили практически чисто аксиальный характер, а крутильная составляющая равнялась нулю. С другой стороны, для лопаток, расположенных в узлах, именно крутильная составляющая, вызванная закручиванием лопаток поясом бандажных полок, была преобладающей.

При колебаниях типа «бегущей волны», когда амплитуды всех лопаток на колесе теоретически равны, но достигаются в различные моменты времени, это означает, что между деформациями изгиба и кручения имеется сдвиг по фазе, равный 90° . В результате на колеблющиеся лопатки от потока действуют усилия, пропорциональные скорости колебаний. В случае, когда направление распространения «бегущей волны» противоположно направлению вращения ротора эти усилия, как показано в [3], оказываются в фазе со скоростью и, следовательно, поддерживают автоколебания. Если бы направление распространения «бегущей волны» совпадало с направлением вращения ротора турбины, то усилия

изменялись бы в противофазе со скоростью колебаний и вызывали появление аэродемпфирования. Таким образом, предложенное пояснение механизма взаимодействия колеблющихся лопаток с потоком качественно верно объясняло все экспериментально обнаруженные особенности автоколебаний. Результаты расчетов нестационарного воздействия потока на лопаточный венец, совершающий колебания с различными собственными формами, которые были получены в различных организациях в более общей постановке, без предположения о квазистационарности процесса, также подтвердили возможность подвода энергии от потока к лопаткам при колебаниях типа «бегущей волны». Для возникновения автоколебаний подводимая от потока энергия должна превышать энергию, рассеянную за счет механического демпфирования в лопаточном венце, а при установившихся колебаниях эти энергии должны быть равны. Поскольку величина механического демпфирования и его зависимость от амплитуды колебаний не могут быть определены расчетным путем, то знание величины энергии, подведенной от потока к лопаткам, еще не дает возможности вычислить границы возникновения автоколебаний и их интенсивность. Тем не менее понимание причин возникновения автоколебаний позволяет рекомендовать наиболее эффективные меры борьбы с ними.

В последнее время с помощью модернизированного варианта ДФМ в условиях эксплуатации были зарегистрированы автоколебания, механизм возбуждения которых качественно отличался от описанного выше. Анализ экспериментальных данных показал, что автоколебания реализовывались с синфазными собственными формами лопаточного венца. Кроме того, при наиболее интенсивных автоколебаниях процесс не ограничивался одной, а охватывал одновременно бандажированные лопатки четырех ступеней (последняя и предпоследняя ступени левого и правого потоков двухпоточного ротора низкого давления мощной паровой турбины). Между предпоследней и последней ступенями в обоих потоках был организован отбор пара к подогревателю низкого давления. Частоты автоколебаний были близки к первой частоте синфазных колебаний лопаток предпоследней ступени и второй частоте синфазных колебаний

лопаток последней ступени, по расчету незначительно отличавшихся друг от друга. Частота процесса во всех четырех ступенях была одинаковой (несмотря на то, что из-за технологических отклонений при изготовлении и сборке частоты даже разных комплектов лопаток, изготовленных по одному чертежу, должны немного отличаться). Были зарегистрированы три различных, хотя и близких, частоты автоколебаний. Формы, соответствующие различным частотам, отличались фазами колебаний четырех лопаточных венцов (лопатки различных ступеней колебались либо в фазе, либо в противофазе; промежуточных значений сдвига по фазе обнаружено не было).

Прежде чем привести экспериментальные данные, иллюстрирующие перечисленные выше особенности автоколебаний, кратко опишем методику измерений колебаний бандажированных лопаток с помощью модернизированного варианта ДФМ. Подробное описание методики приведено в [3].

Для возможности выполнения измерений в пределах бандажных полок лопаток устанавливаются магниты малого диаметра в немагнитных корпусах. Поперечные сечения сердечников неподвижных индукционных датчиков, регистрирующих колебания, имеют форму вытянутых прямоугольников, составляющих определенный угол β с осью турбины. Для регистрации преимущественно аксиальных колебаний составляется измерительная пара из двух датчиков, расположенных на небольшом расстоянии S друг от друга, причем поперечное сечение сердечника одного из датчиков составляет угол β с осью турбины, а второго — угол $(-\beta)$. Отсчет времени начинается в момент прохождения магнита мимо первого датчика, заканчивается — в момент прохождения мимо второго. Сравнение измеренного интервала времени с временем одного оборота ротора (определяемого с помощью дополнительного оборотного датчика) дает возможность с высокой точностью вычислить расстояние между сердечниками датчиков в плоскости вращения магнита. Если лопатка в момент прохождения мимо датчиков отклонится вследствие аксиальных колебаний на величину Δx , то расстояние между сердечниками датчиков в плоскости вращения магнита изменится на величину ΔS пропорциональную осевому сме-

щению. При автоколебаниях с частотой f и амплитудой x_0 отклонение периферийного сечения лопатки будет изменяться во времени по закону $x_0 \sin(2\pi ft)$, поэтому изменение показаний пары датчиков будет пропорционально этой величине в момент выполнения замеров. Поскольку частота автоколебаний f не кратна числу оборотов ротора в секунду n , то уже при выполнении замеров в течение небольшого промежутка времени будет измерена величина ΔS_{\max} , пропорциональная x_0 , т. е. будет иметь место соотношение

$$\Delta S_{\max} = \frac{1}{k_{\pi}} x_0, \quad (1)$$

где коэффициент пропорциональности k_{π} зависит от величины угла β , а также, к сожалению, от радиального зазора между магнитом и датчиком и осевого смещения магнита относительно центра датчика. В связи с этим экспериментальную зависимость k_{π} от радиального зазора и осевого смещения определяют на тарировочном стенде до проведения стационарных испытаний.

Если увеличивать расстояние S между датчиками (база пары датчиков), то никакого выигрыша в чувствительности измерительной схемы при регистрации аксиальных колебаний получить не удастся. Действительно, если расстояние S будет столь велико, что при его прохождении лопаткой необходимо учитывать изменение фазы колебаний, то связь между величинами ΔS_{\max} и x_0 окажется следующей:

$$\Delta S_{\max} = \frac{1}{k_{\pi}} x_0 \cos \frac{fS}{2nR}, \quad (2)$$

где R — радиус установки датчиков ДФМ, а n , как и ранее, число оборотов ротора в секунду. Как следует из сопоставления формул (1) и (2), увеличение базы пары датчиков S будет сопровождаться, как правило, уменьшением величины ΔS_{\max} при фиксированном значении x_0 .

Для надежной оценки уровня динамических напряжений в лопатках необходимо знать не только амплитуду колебаний, но и их частоту. Следует иметь в виду, что при использовании ДФМ регистрируется не весь колебательный процесс, а только его дискретные значения в момент прохождения лопатки мимо датчика. Поскольку частота опроса n , совпадающая с числом оборотов ротора, ниже частоты колебаний f , то по показаниям одной пары датчиков истинное значение частоты определить невозможно. Меж-

ду частотой $f_{\text{изм}}$, «измеренной» с помощью одной пары датчиков, и истинной частотой f имеет место соотношение

$$f = qn \pm f_{\text{изм}}, \quad (3)$$

где q — целое число.

Для нахождения истинной частоты колебаний необходимо выполнить измерения в нескольких точках по окружности, т. е. воспользоваться показаниями, по крайней мере, двух пар датчиков ДФМ [3].

С учетом сказанного выше стандартная схема измерений, включающая 2–3 пары датчиков с малыми базами, оптимальна при регистрации аксиальных колебаний.

При регистрации автоколебаний, происшедших с синфазными собственными формами, оказалось необходимым изменить методику измерений. Были составлены «дополнительные» измерительные пары за счет комбинации датчиков, принадлежащих к различным «обычным» парам. Если при колебаниях периферийное сечение лопатки отклоняется как в аксиальном (x_0), так и в тангенциальном (y_0) направлениях, то можно показать, что результаты измерений с помощью пары датчиков с большой базой будут следующими:

$$\Delta S_{\max} = \sqrt{\left(\frac{1}{k_{\pi}} x_0 \cos \frac{fS}{2nR}\right)^2 + \left(2y_0 \sin \frac{fS}{2nR}\right)^2}. \quad (4)$$

При малых S формула (4) естественно переходит в формулу (1).

Если составить дополнительную пару датчиков, поперечные сечения сердечников которых будут иметь одинаковые углы β с осью турбины ($+\beta$ или $-\beta$ для обоих датчиков), то будет справедливо соотношение

$$\Delta S_{\max} = \left(\pm \frac{1}{k_{\pi}} x_0 + 2y_0\right) \sin \frac{fS}{2nR}, \quad (5)$$

причем знак первого слагаемого определяется знаком угла β .

Наконец, можно определить взаимные смещения лопаток, расположенных на различных угловых расстояниях друг от друга, с помощью одного и того же датчика. Начало измерения процесса автоколебаний будет определяться прохождением мимо датчика первой лопатки, окончание — прохождением второй, расположенной на угловом расстоянии $\Delta\varphi$ от первой.

Если в момент измерений лопатки будут колебаться в противофазе, то будет найдена сумма амплитуд, если в фазе — то разность. Проведя измерения при различных значениях $\Delta\varphi$, можно найти распределение амплитуд по окружности колеса.

В частности, если бы автоколебания реализовывались в виде дисковых форм с m узловыми диаметрами и имели характер «бегущей волны», распространяющейся против направления вращения ротора, то максимальное изменение показаний было бы равно

$$\Delta S_{\max} = \left(\pm \frac{1}{k_{\Pi}} + 2y_0 \right) \sin \left(\frac{f - m}{2} \Delta\varphi \right). \quad (6)$$

Если бы автоколебания реализовывались с синфазными собственными формами, то была бы справедлива формула

$$\Delta S_{\max} = \left(\pm \frac{1}{k_{\Pi}} + 2y_0 \right) \sin \frac{f \Delta\varphi}{2n}. \quad (7)$$

С учетом приведенных соотношений проанализируем полученные в процессе эксплуатации экспериментальные результаты. На рис. 1 приведено сравнение амплитуд одной и той же лопатки предпоследней ступени, определенных парами датчиков с «малой» ($S = 58$ мм) и «большой» ($S = 734$ мм) базами.

Из представленных на рис. 1 данных следует, что «измеренная» частота автоколебаний составляла $\sim 2,2$ Гц. Анализ результатов измерений, полученных с помощью двух пар датчиков, позво-

лил установить, что истинная частота f равнялась 97,8 Гц, т. е. формула (3) удовлетворялась при условии $q = 2$. Кроме того, из представленных данных следует, что колебания носили преимущественно тангенциальный характер. Действительно, если бы колебания были чисто аксиальными, то в соответствии с формулой (2) по известным значениям S , R и f показания датчиков с большой базой должны быть примерно на 15 % меньше, чем с малой. Фактически же, как следует из рис. 1, показания возросли более чем в пять раз. Это свидетельствует о преимущественно тангенциальном характере колебаний и необходимости использования для определения амплитуд колебаний формулы (4), а не (2).

Наличие большой тангенциальной составляющей фактически уже свидетельствует о синфазности зарегистрированных автоколебаний, т. к. при дисковых формах тангенциальная составляющая прогиба периферийного сечения практически полностью ограничивается большой жесткостью «пояса бандажных полок» на растяжение — сжатие. Прямое подтверждение синфазности собственных форм было получено при сравнении расчетной и экспериментальной зависимостей величин взаимных смещений лопаток от углового расстояния между ними (рис. 2).

Расчетная зависимость на рис. 2 вычислялась по формуле (7) (при условии, что множитель в скобках равен 1), экспериментальная зависимость определялась при всех возможных угловых расстояниях между лопатками. Для повышения точности измерений подсчитывалось среднее

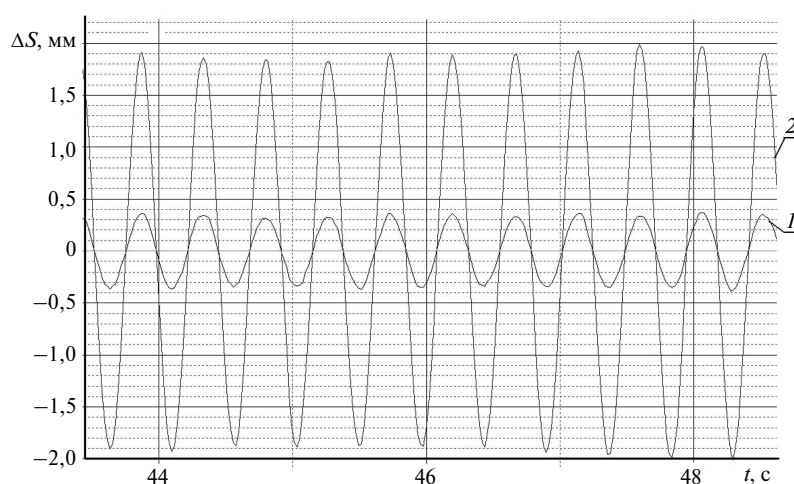


Рис. 1. Сравнение амплитуд колебаний, определенных парами датчиков с малой (1) и большой (2) базами

арифметическое по всем парам лопаток, оснащенных магнитами. За единичные экспериментальные значения принимались максимальные величины, полученные при любых угловых расстояниях между лопатками. Относительное угловое расстояние между лопатками вычислялось по формуле $\varphi_{\text{отн}} = \Delta\varphi/2\pi$. Как видно, для всех рассмотренных значений $\varphi_{\text{отн}}$ экспериментальные и расчетные величины практически в точности совпадают. Это служит дополнительным подтверждением того, что автоколебания реализовывались именно с синфазной собственной формой.

Вторая отличительная черта зарегистрированных автоколебаний — то, что они возникали не в одной, а (в большинстве случаев и с наибольшей интенсивностью) в нескольких ступенях турбины.

В качестве примера на рис. 3, а приведена зависимость от времени интенсивности автоколебаний лопаток предпоследних ступеней левого и правого потоков, на рис. 3, б — лопаток последних ступеней. Описан процесс ухудшения вакуума в конденсаторе при нагрузке, составляющей 70 % номинальной. Поскольку колебания лопаток предпоследней ступени носили преимущественно тангенциальный характер, а последней ступени — преимущественно аксиальный, то на рис. 3, а показаны взаимные смещения лопаток, расположенных на расстоянии S^* друг от друга и колеблющихся в момент измерения в противофазе, а на рис. 3, б — осевая составляющая прогиба лопаток (величина S на рис. 3, б — расстояние между датчиками, составляющими измерительную пару). Интенсивность автоколебаний пропорциональна величинам $\Delta S_i = S_i - S_{\text{ср}}$, где S_i и $S_{\text{ср}}$ — результат i -го замера и среднее значение за весь период измерений. На рис. 3, а, б переход к величинам ΔS_i программным путем не был выполнен для того, чтобы показания лопаток правого и левого потоков не накладывались друг на друга. Анализ результатов измерений позволил установить, что колебания лопаток всех ступеней происходили с единой частотой, примерно равной 115 Гц.

Выше отмечено, что согласно расчетам нестационарного воздействия потока на лопаточный венец, совершающий колебания с различными собственными формами, автоколебания возможны только для дисковых форм и при

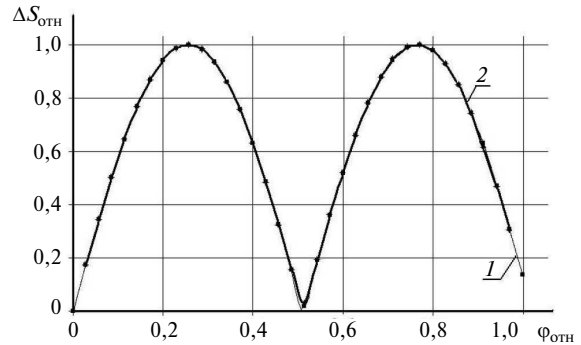


Рис. 2. Сравнение расчетной (1) и экспериментальной (2) зависимостей величин взаимных смещений лопаток от углового расстояния между ними

условию, что направление распространения «бегущей волны» противоположно направлению вращения ротора турбины. При синфазных колебаниях лопаточного венца воздействие потока сводится только к появлению аэродемпфирования (для тангенциальных синфазных колебаний подобный результат может быть получен и при рассмотрении задачи в квазистационарной постановке).

Приведенные выше экспериментальные результаты свидетельствуют о том, что необходимо рассмотреть более сложную автоколебательную систему, учитывающую взаимодействие лопаточного венца не только с обтекающим его потоком, но и, возможно, с потоком в камере отбора, а также вероятность одновременного возникновения автоколебаний нескольких лопаточных венцов. Естественно, что решение подобной задачи представляет очень большие вычислительные трудности, однако ее практическая важность несомненна, поскольку уже известны случаи, когда рассматриваемые автоколебания привели к усталостным повреждениям лопаток в условиях эксплуатации. Следует учитывать, что вероятность взаимодействия различных лопаточных венцов при автоколебаниях с синфазными собственными формами резко возрастает. Это связано с тем, что в этом случае суммарный момент и суммарный вектор усилий, передаваемый на ротор и поток от колеблющегося венца, не равен нулю (в отличие от дисковых форм). Кроме того, переход в новых турбинах к цельнокованым роторам вместо роторов с насадными дисками привел к увеличению взаимодействия синфазных колебаний различных лопаточных венцов через заделку.

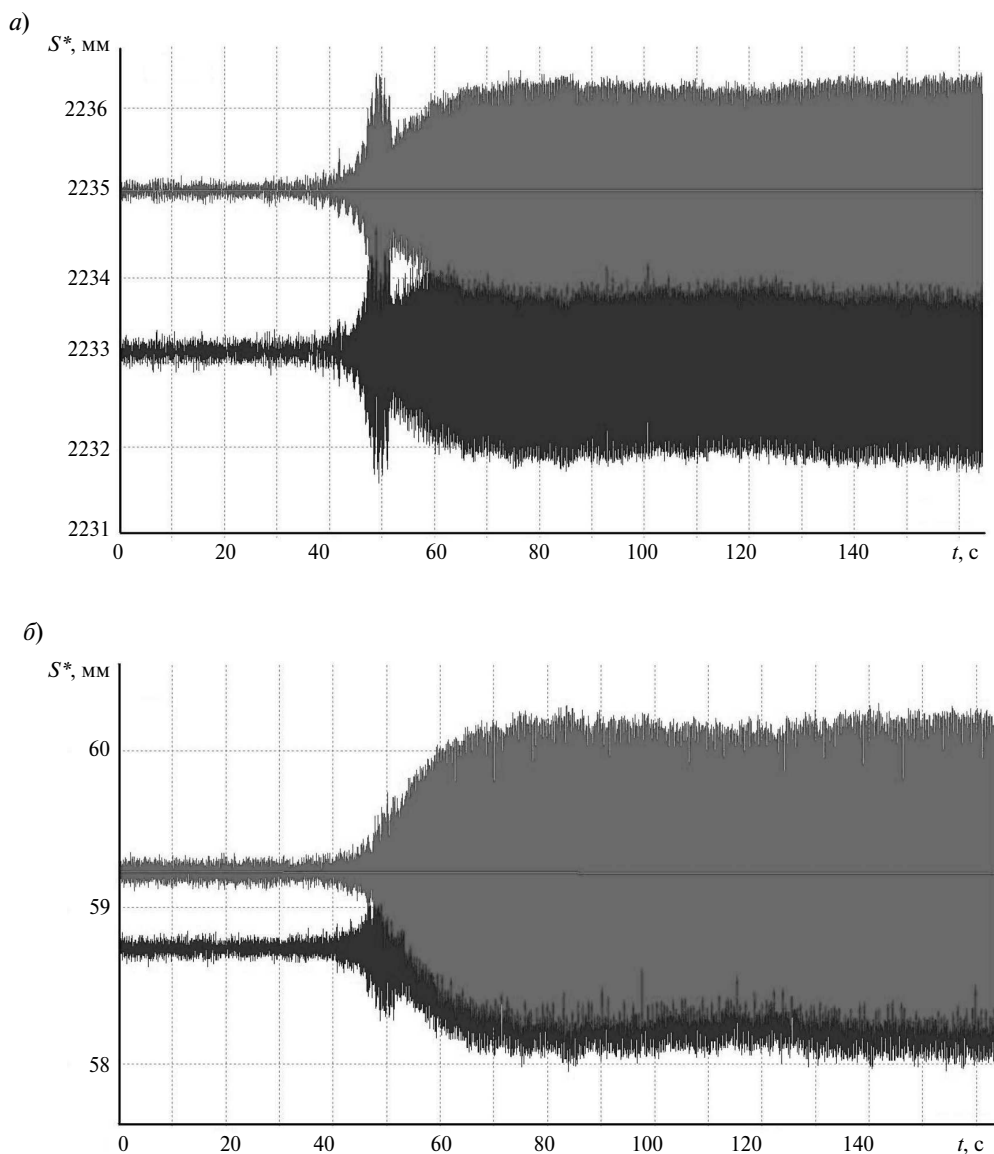


Рис. 3. Зависимость автоколебаний лопаток правого и левого потоков предпоследней (а) и последней ступени (б) от времени

Еще одна особенность рассматриваемых автоколебаний — это их возникновение или усиление интенсивности при переходных режимах работы турбины. В процессе эксплуатации выяснилось, что автоколебания могут возникнуть или их интенсивность существенно возрасти при переходных режимах работы турбоагрегата, несущего достаточно большую или номинальную нагрузку (улучшение или ухудшение вакуума в конденсаторе, отключение или включение подогревателя низкого давления, расположенного за предпоследней ступенью).

В качестве примера на рис. 4 показана зависимость интенсивности автоколебаний лопаток последней ступени в процессе отключения и включения подогревателя низкого давления.

В диапазоне от 0 до 130 секунд подогреватель был включен и происходили автоколебания небольшой интенсивности с $\Delta S \approx 0,3-0,4$ мм. В процессе отключения подогревателя интенсивность автоколебаний возросла до $\Delta S_{\max} \approx 1$ мм, а после отключения они полностью прекратились. При включении подогревателя автоколебания появились, возросли до $\Delta S_{\max} \approx 0,6$ мм при $t \approx 740$ с, а за-

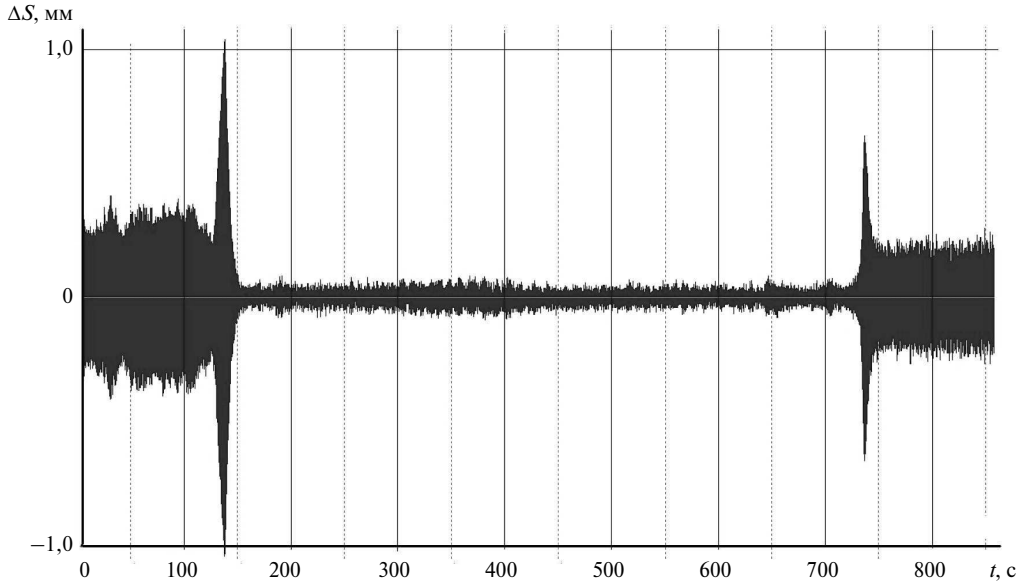


Рис. 4. Изменение интенсивности автоколебаний в процессе отключения и включения подогревателя низкого давления

тем уменьшились и стабилизировались на уровне $\Delta S \approx 0,25$ мм. Частота автоколебаний в течение всего процесса измерений оставалась неизменной и составляла около 115 Гц.

Подобная особенность, по всей вероятности, связана с тем, что система находится вблизи границы устойчивости, и поэтому даже небольшое увеличение сил, находящихся в фазе со скоростью, может привести к возникновению или увеличению интенсивности автоколебаний.

Зависимость распределенного усилия, действующего на элемент лопатки единичной высоты, при переходных режимах можно приближенно представить в виде

$$q(t) = q_0 + q_1 t, \quad (8)$$

где величина q_1 (положительная или отрицательная) сохраняет свое значение примерно постоянным в процессе переходного режима при $0 \leq t \leq \Delta T$ (например, при отключении или подключении подогревателя низкого давления можно приближенно считать, что $q_1 \Delta T \approx 0,05 q_0$). Если прогиб лопатки в процессе автоколебаний изменяется по закону $A(t) = A \sin(2\pi f t + \alpha)$, а скорость — по закону $v(t) = 2\pi A f \cos(2\pi f t + \alpha)$, то работа переменной части паровой нагрузки для элемента лопатки единичной высоты будет равна

$$R_1 = 2\pi \int_0^{\Delta T} q_1 t A f \cos(2\pi f t + \alpha) dt. \quad (9)$$

После интегрирования (9) получим

$$R_1 = q_1 A \Delta T \sin(2\pi f \Delta T + \alpha) + \frac{q_1 A}{2\pi f} [\cos(2\pi f \Delta T + \alpha) - \cos \alpha]. \quad (10)$$

Начальный фазовый угол α следует выбрать таким образом, чтобы подведенная к лопатке энергия была максимальной. За счет выбора угла α и небольшого изменения величины ΔT (в пределах периода колебаний $1/f$) можно найти максимально возможную работу $R_{1\max}$ линейно изменяющейся во времени паровой нагрузки $q_1 t$.

$$R_{1\max} = q_1 \Delta T A + \frac{q_1 A}{2\pi f}. \quad (11)$$

Поскольку выполняется неравенство $\Delta E \gg 1/2\pi f$, то можно считать справедливой приближенную формулу

$$R_{1\max} \approx q_1 \Delta T A. \quad (12)$$

Для вычисления суммарной работы переменной части паровой нагрузки необходимо величину $R_{1\max}$ проинтегрировать по высоте лопатки.

Величина $q_1 \Delta T$ не зависит от длительности интервала изменения нагрузки ΔT , т. к. определяется суммарным изменением нагрузки за весь переходный период. В связи с этим при фиксированной амплитуде колебаний подведенная энергия не будет зависеть от длительности пере-

ходного периода ΔT . Рассеянная за цикл энергия пропорциональна декременту и потенциальной энергии колеблющейся лопатки. Поэтому при увеличении ΔT рассеянная энергия также увеличивается и, значит, в меньшей степени будет возрастать интенсивность автоколебаний под действием линейно изменяющейся во времени нагрузки. Качественно аналогичные выводы могут быть получены и при условии, что в течение переходного периода не только нагрузка, но и амплитуда колебаний изменяются по линейному закону.

Естественно, что линейно изменяющаяся во времени нагрузка может поддерживать (или усиливать) не только автоколебания, но и кратные оборотам резонансные колебания. Фактически, однако, в связи с проведением вибрационной отстройки резонансные колебания на номинальных оборотах в исследовавшихся турбинах отсутствовали, а автоколебания имели место при определенных режимах.

Приведенные в статье экспериментальные данные свидетельствуют о том, что автоколебания лопаток последних ступеней мощных паровых турбин могут реализовываться не только с дисковыми, но и с синфазными собственными формами лопаточных венцов. Учитывая вероятные механизмы возбуждения колебаний и распределения амплитуд по высоте лопатки при собственных формах, с которыми они реализуются, можно рекомендовать наиболее целесообразные конструктивные мероприятия по борьбе с автоколебаниями.

Для борьбы с автоколебаниями, реализуемыми в виде дисковых форм, как отмечалось

в [3], эффективны следующие мероприятия: увеличение жесткости лопаток (например, за счет подобного увеличения размеров поперечных сечений); относительное уменьшение расхода и перепада в периферийных сечениях лопаточных венцов, т. к. именно в этих сечениях происходит наиболее интенсивный энергообмен между колеблющимися лопатками и потоком; увеличение конструкционного демпфирования.

Эти же мероприятия могут быть рекомендованы и для борьбы с автоколебаниями, реализуемыми с синфазными собственными формами лопаточных венцов. В последнем случае дополнительный положительный эффект может быть достигнут за счет увеличения различий между частотами, соответствующими разным собственным формам лопаточных венцов соседних ступеней, и частотами высших собственных форм крутильных колебаний валопровода. Кроме того, достаточно эффективным может оказаться увеличение длительности рассмотренных выше переходных процессов. Необходимо выполнить аэродинамическую отработку камеры отбора, расположенной за предпоследней ступенью, и с целью повышения вибрационной надежности лопаток рассмотреть вопрос о целесообразности выполнения этого отбора перед предпоследней ступенью.

Все перечисленные выше конструктивные мероприятия желательно использовать уже при проектировании новых турбин, так как борьба с автоколебаниями, обнаруженными только в процессе пуско-наладочных работ на электростанциях, — достаточно сложная задача.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Заблоцкий, И.Е.** Бесконтактные измерения колебаний лопаток турбомашин [Текст] / И.Е. Заблоцкий, Ю.А. Коростелёв, Р.А. Шипов. — М.: Машиностроение, 1977. — 160 с.

2. **Патент РФ № 2063519.** Устройство для замера амплитуд колебаний рабочих лопаток турбомашин дискретно-фазовым методом [Текст] / К.Н. Боришанский, Б.Е. Григорьев, С.Ю. Григорьев [и др.]. —

БИ. — 1996. № 19.

3. **Боришанский, К.Н.** Колебания рабочих лопаток паровых турбин и меры борьбы с ними [Текст] / К.Н. Боришанский. — СПб.: Art-Xpress, 2011. — 324 с.

4. **Левин, А.В.** Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин [Текст] / А.В. Левин, К.Н. Боришанский, Е.Д. Консон. — Л.: Машиностроение, 1981. — 710 с.

БОРИШАНСКИЙ Константин Николаевич — доктор технических наук, профессор кафедры турбиностроения и средств автоматики института машиностроения Санкт-Петербургского государственного политехнического университета.

195269, Санкт-Петербург, Россия
тел. (812) 652-73-29
knb37@mail.ru

© Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, 2013