

ЗАМЕР СКОРОСТЕЙ КОЛЕБАНИЙ КАК ЭФФЕКТИВНЫЙ СПОСОБ ОЦЕНКИ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРА

Боришанский К. Н., Григорьев Б.Е., Григорьев С.Ю.,
Груздев А.В., Наумов А.В.
АО ЛМЗ, г. Санкт-Петербург

В настоящее время единственным надёжным методом непрерывного контроля вибрационного состояния рабочих лопаток паровых турбин и компрессоров в условиях эксплуатации является дискретно-фазовый, при котором один неподвижный датчик (периферийный), чаще всего индукционного типа, устанавливается против торцов вращающихся лопаток, а второй датчик (корневой) - в сечении, где колебания отсутствуют [1]. При прохождении лопатки мимо датчика изменяется магнитный поток, что приводит к индуцированию в обмотке датчика э.д.с., пропорциональной скорости изменения магнитного потока. В использовавшейся при испытаниях измерительной аппаратуре в момент перехода через нуль сигнала корневого датчика начинается отчёт временных импульсов с частотой 10 МГц, в момент перехода через нуль сигнала периферийного датчика отсчёт заканчивается. При возникновении колебаний изменяется момент прохождения лопатки мимо периферийного датчика, что даёт возможность вычислить амплитуду колебаний.

Опыт тензометрирования компрессорных лопаток мощных энергетических газотурбинных установок свидетельствует о том, что с измеримым уровнем напряжений могут возбуждаться как резонансные и срывные колебания, соответствующие низшим собственным формам (резонансные колебания типа $k\pi$, где k - целое число, π - число оборотов ротора), так и резонансные высокочастотные колебания, соответствующие высшим собственным формам лопатки (колебания типа pz , где z - число направляющих лопаток). При возникновении высокочастотных колебаний замер амплитуд с помощью ДФМ оказывается неэффективным, т.к. одинаковым динамическим напряжениям по мере усложнения собственных форм соответствуют всё меньшие амплитуды периферийного сечения. По этой причине для эффективной оценки вибрационного состояния лопаток в случае одновременного возбуждения низкочастотных и высокочастотных колебаний необходимо перейти от замера амплитуд к замеру скоростей колебаний, а «корневой» датчик разместить рядом с периферийным [1].

Известно, что при изгибных колебаниях консольного стержня постоянного сечения существует универсальная связь между максимальными динамическими напряжениями и скоростями колебаний периферийного сечения, не зависящая от удлинения стержня и номера собственной формы, что уже давно пытались использовать для оценки вибрационного состояния лопаток турбомашин [2]. Аналогичные соотношения сохраняются и для различных собственных форм крутильных колебаний консольного стержня. Например в [3] показано, что для жёстко заделанной лопатки постоянного сечения без связей при всех собственных формах изгибных и крутильных колебаний имеют место следующие соотношения между максимальной скоростью периферийного сечения в районе входной или выходной кромки ($V_{\max}$) и максимальными нормальными ($\sigma_{\max}$) или касательными ($\tau_{\max}$) напряжениями в лопатке:

$$\frac{\sigma_{\max}}{V_{\max}} = \frac{\sqrt{IF}}{W} E \sqrt{\frac{\rho}{E}}, \frac{\tau_{\max}}{V_{\max}} = \sqrt{\frac{I_p}{T}} G \frac{\delta}{mb} \sqrt{\frac{\rho}{G}}, \quad (1)$$

где I, F, W, I_p, T - момент инерции, площадь, момент сопротивления, полярный момент и жёсткость на кручение поперечного сечения, E, G - модули упругости I и II рода, ρ - плотность материала, δ, b - максимальная толщина и хорда профиля, m - безразмерное (отнесённое к хорде) расстояние от кромки до центра кручения периферийного сечения; величины ρ/E и ρ/G сохраняются практически неизменными для всех материалов, из которых изготавливаются рабочие лопатки.

Если воспользоваться приближёнными формулами для геометрических характеристик типичного лопаточного профиля [4], то окажется, что $\sigma_{\max}/V_{\max}$ в несколько раз больше $\tau_{\max}/V_{\max}$. Естественно, что это обстоятельство является существенным недостатком замера скоростей колебаний, если при измерениях не использовать дополнительные признаки, позволяющие отделить изгибные колебания от крутильных.

В подавляющем большинстве случаев лопатки турбомашин выполняются переменного сечения и закрученными, поэтому фактически колебания являются совместными изгибно-крутильными (хотя для некоторых форм преобладающим является изгиб, а для других - кручение). Систематические расчёты, выполненные для лопаток турбин и компрессоров, показали, что амплитуды, соответствующие одинаковым максимальным динамическим напряжениям при различных собственных формах, могут различаться в десятки раз, а отличия в скоростях колебаний оказываются меньшими, по крайней мере, на порядок.

Например, для лопатки последней ступени мощной паровой турбины, у которой отношение длины к хорде составляет около 8, были выполнены вибрационные расчёты с использованием теории тонкостенных естественно-закрученных стержней при учёте стеснённости кручения. Результаты расчётов, показали, что для 12 первых собственных форм величины $\sigma_{\max}/A_{\max}$ ($A_{\max}$ - наибольшая из амплитуд колебаний в районе входной или выходной кромки периферийного сечения) изменяются в 33,2 раза, а величины $\sigma_{\max}/V_{\max}$ - всего в 1,98 раза, причём для 4 собственных форм максимум скорости имеет место в районе входной кромки, а для остальных - в районе выходной. Если выбрать среднее для всех форм значение $\sigma_{\max}/V_{\max}$ таким образом, чтобы максимальные погрешности в сторону завышения или занижения показаний были одинаковыми, то уровень динамических напряжений в лопатках с помощью ДФМ может быть найден с точностью $\pm 33\%$. Ещё меньшими будут погрешности, если, анализируя показания различных индукционных датчиков, отделить преимущественно изгибные формы от преимущественно крутильных или рассмотреть отдельно формы, для которых максимум скоростей имеет место в районе входной или выходной кромок. Например, для всех рассмотренных форм, при которых максимум скоростей имеет место в районе выходной кромки, различие величин $\sigma_{\max}/V_{\max}$ составляет 1,43 раза, а напряжения (без идентификации форм) могут быть найдены с точностью $\pm 18\%$; для форм, при которых максимум скоростей имеет место в районе входной кромки, соответствующие величины равняются 1,24 и $\pm 11\%$.

Аналогичные расчёты были выполнены для лопатки промежуточной ступени компрессора мощной энергетической газотурбинной установки. Т.к. для этой лопатки отношение длины к хорде составляло всего 1,65, то вибрационные расчёты были выполнены с помощью МКЭ*.

Результаты расчётов показали, что для 6 первых собственных форм (от I тона до формы, частота которой превышала nz) отношение $\sigma_{\max}/A_{\max}$ изменялось в 7,05 раза, а $\sigma_{\max}/V_{\max}$ - в 1,85 раза. Для двух форм, при которых максимальные скорости достигались в районе входной кромки, величины $\sigma_{\max}/V_{\max}$ отличались в 1,18 раза (и, следовательно, без идентификации формы напряжения могли быть определены с точностью

* Расчёты выполнены к.т.н. Н.О.Симиным.

$\pm 8\%$); для 4 форм, при которых максимальные скорости достигались в районе выходной кромки, соответствующие величины равнялись 1,61 и $\pm 23\%$.

Точность определения напряжений с помощью ДФМ может быть повышена, если раздельно рассматривать преимущественно изгибные и преимущественно крутильные колебания, а также иметь возможность отделять сравнительно низкочастотные колебания типа kn от высокочастотных колебаний типа nz . Схема расположения индукционных датчиков, позволяющая выполнить подобную идентификацию, изображена на рис.1, где введены следующие обозначения: k_1 и k_2 - "корневые" датчики соответственно у входной и выходной кромок, $p_1 - p_4$ - периферийные датчики. Для замера скоростей входной кромки может использоваться комбинация датчиков $k_1 - p_1$ или $k_1 - p_2$, для замера скоростей выходной кромки $k_2 - p_3$ или $k_2 - p_4$. Если расстояние между корневым и периферийным датчиками равняется s и скорость колебаний V за время прохождения этого расстояния можно считать постоянной, то изменение показаний пары датчиков Δs после возникновения колебаний может быть определено по следующей приближённой формуле:

$$\Delta s = s \frac{V}{U \cos \beta_{кр}}, \quad (2)$$

где U - окружная скорость периферийного сечения лопатки, $\beta_{кр}$ - угол между средней линией профиля в районе кромки и осью турбины.

При выводе формулы (2) учтено, что $U \gg V$, а направление колебаний примерно перпендикулярно средней линии профиля для той кромки, где скорость колебаний максимальна (расчёты показывают, что погрешность при вычислении напряжений, связанная с последним упрощающим предположением, для всех собственных форм не превосходит 10% - 12%). Из вида формулы (2) следует, что величина полезного сигнала Δs пропорциональна расстоянию s между датчиками, поэтому для получения более точных результатов измерений величину s целесообразно выбрать максимально возможной (но, естественно, меньшей шага лопаток в периферийном сечении - [1]).

Необходимо иметь в виду, что при увеличении расстояния s может оказаться несправедливым предположение о постоянстве скорости колебаний за время прохождения лопаткой расстояния между корневым и периферийным датчиками. Т.к. с помощью ДФМ регистрируется среднее значение скорости колебаний за время прохождения расстояния

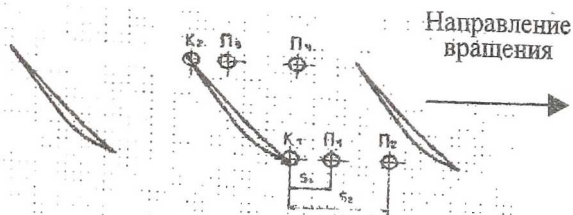
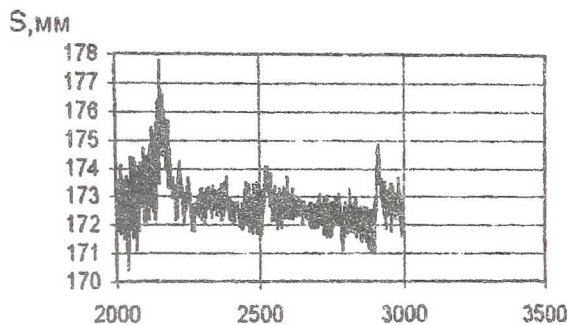
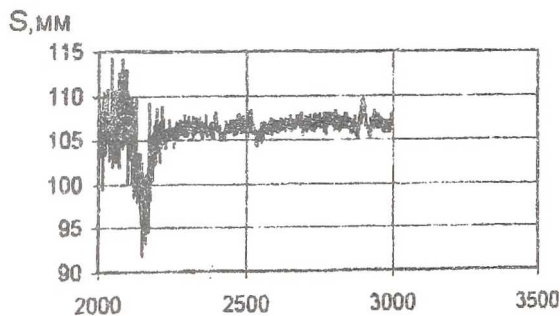


Рисунок 1 – Схема расположения индукционных датчиков



а)

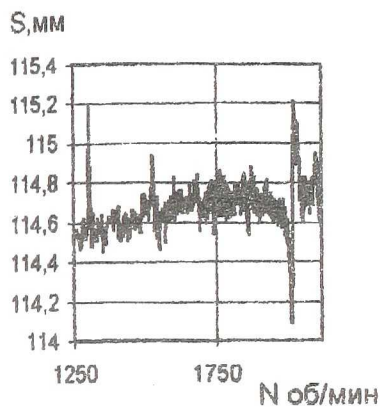


б)

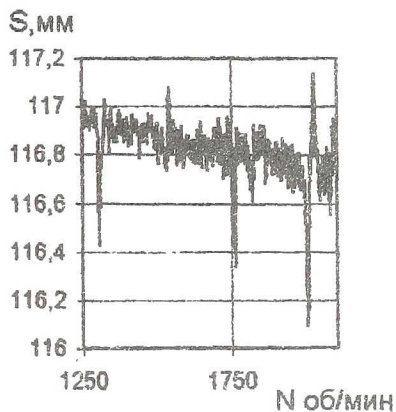
Рисунок 2 – зависимость показаний индукционных датчиков от частоты вращения ротора:

а – замер скоростей колебаний;

б – замер взаимных смещений соседних лопаток



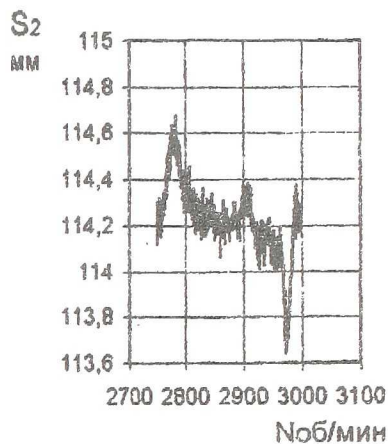
а)



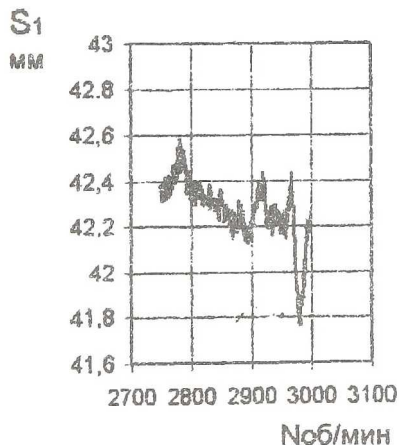
б)

Рисунок 3 - Зависимость показаний индукционных датчиков от частоты вращения ротора:

а – датчики в районе входной кромки;
б - датчики в районе выходной кромки



а)



б)

Рисунок 4 – Зависимость показаний индукционных датчиков от частоты вращения ротора при замере скоростей колебаний:

а – датчики с «большой» базой;
б – датчики с «малой» базой

с, то, сравнивая результаты замеров, полученные парами датчиков с "малой" базой s_1 и "большой" базой s_2 (рис.1), можно отделить низкочастотные колебания типа kn от высокочастотных колебаний типа nz . Действительно, выполнение условия $\Delta s_1/s_1 \approx \Delta s_2/s_2$ означает, что скорость колебаний мало изменяется как при прохождении расстояния s_1 , так и при прохождении расстояния s_2 , т.е. колебания являются относительно низкочастотными. С другой стороны, выполнение неравенства $\Delta s_1/s_1 \gg \Delta s_2/s_2$ означает, что время прохождения лопаткой расстояния s_2 соизмеримо с периодом колебаний и по величине $\Delta s_1 s_2 / s_1 \Delta s_2$ можно определить изменение фазы колебаний за время прохождения расстояния s_2 и, значит, кратность колебаний.

Для определения интенсивности срывных колебаний, а также амплитуд резонансных колебаний "на проходе" достаточно ограничиться установкой 6 индукционных датчиков, показанных на рис.1. Для оценки величины резонансных колебаний на постоянных оборотах число датчиков по окружности должно быть увеличено, т.к. месту расположения определенной пары датчиков случайно может соответствовать близкое к нулевому значению резонансной скорости колебаний.

В качестве примера эффективного использования описанной методики измерений рассмотрим результаты, полученные при вибрационных испытаниях в условиях эксплуатации лопаток первой и промежуточной ступеней компрессора мощной энергетической газотурбинной установки. На рис.2 представлена экспериментальная зависимость показаний индукционных датчиков от оборотов для первой ступени компрессора (на рис.2а индукционные датчики подключены для замера скоростей колебаний, на рис.2б корневой датчик использован в качестве периферийного, а периферийный в качестве корневого, что даёт возможность замерять взаимные смещения соседних лопаток [1]). С учётом геометрических размеров исследуемых лопаток можно определить, что максимальные значения замеренных скоростей колебаний, в соответствии с формулой (2), составляют почти 3 м/сек, что эквивалентно уровню динамических напряжений в лопатках около 90 МПа. На рис.2 отчётливо заметно наличие срывных колебаний, особенно интенсивных при оборотах менее 2200 об/мин. Сравнение амплитуд колебаний и их скоростей свидетельствует о том, что при оборотах $n \approx 2900$ об/мин были зарегистрированы более высокочастотные резонансные колебания, чем при $n \approx 2150$ об/мин. На рис.3 представлена зависимость от оборотов показаний пар датчиков, расположенных в районе входной (рис.3а) и выходной (рис.3б) кромок лопаток промежуточной ступени компрессора: сравнение резуль-

татов замеров позволяет утверждать, что при оборотах $n \approx 1300$ об/мин была зарегистрирована преимущественно крутильная собственная форма, а при оборотах $n \approx 2000$ об/мин - преимущественно изгибная (или пластичная, с двумя узлами вдоль хорды периферийного сечения). Наконец, на рис.4 приведено сравнение показаний датчиков с "большой" и "малой" базами, установленных над входными кромками лопаток промежуточной ступени компрессора: из анализа результатов замеров следует, что при оборотах $n \approx 2780$ об/мин были зарегистрированы относительно низкочастотные колебания ($\Delta s_1/s_1 \approx \Delta s_2/s_2$), а при оборотах $n \approx 2970$ об/мин - высокочастотные ($\Delta s_1/s_1 \gg \Delta s_2/s_2$). Сравнение величин $\Delta s_1/s_1$ и $\Delta s_2/s_2$ позволило установить, что при $n \approx 2975$ об/мин имели место резонансные колебания с частотой nz , где $z=40$ - число направляющих лопаток исследуемой ступени.

Представленные результаты позволяют сделать вывод о том, что замер скоростей колебаний с помощью ДФМ является эффективным средством оценки вибрационного состояния лопаток компрессора. Анализ результатов измерений позволяет не только определить уровень динамических напряжений в лопатках и характер колебаний (резонансные или срывные), но, во многих случаях, и частоту процесса, т.е. выявить источник возмущающих сил. Естественно, что после этого могут быть выполнены эффективные конструктивные мероприятия по снижению переменных аэродинамических сил и, следовательно, повышению надёжности работы лопаточного аппарата. Контроль за вибрационным состоянием лопаток с помощью ДФМ может осуществляться в течение всего срока эксплуатации, а данные по вибрации лопаток - являться важной составной частью информации, обеспечивающей функционирование общей системы вибродиагностики турбоагрегата.

Список литературы

1. Заблочкий И.Е., Коростелёв Ю.А., Шипов Р.А. Бесконтактные измерения колебаний лопаток турбомашин, М.: Машиностроение, 1977, 160с.
2. Армстронг Е.К. Современные методы исследования вибрации лопаток, "Энергетические машины и установки", т.89, серия А, 1967, N3.
3. Левин А.В., Боришанский К.Н., Консон Е.Д. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин, Л.: Машиностроение, 1981. 710 с.
4. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Шнейдерович Р.М. Расчёт на прочность деталей машин. М: Машиностроение, 1966, 616 с.