

УДК 621.165

К.Н. БОРИШАНСКИЙ

Филиал ОАО «Силловые машины» «ЛМЗ», Санкт-Петербург, Россия

МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ РЕГИСТРАЦИИ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВАЛОПРОВОДА ТУРБОАГРЕГАТА С ПОМОЩЬЮ ДИСКРЕТНО-ФАЗОВОГО МЕТОДА

Рассмотрены особенности регистрации крутильных колебаний валопровода мощной паровой турбины в процессе сброса нагрузки. Регистрация выполнена с помощью датчиков дискретно-фазового метода, используемых для контроля вибрационного состояния лопаток. Рекомендовано изменение методики измерений, позволяющее повысить их точность. Определена собственная частота, форма и интенсивность крутильных колебаний. Показано, что исследовавшийся сброс нагрузки не сопровождался появлением опасных динамических напряжений как в рабочих лопатках турбин, так и в элементах валопровода турбоагрегата.

Ключевые слова: колебания, турбина, лопатка, валопровод, датчик, дискретно-фазовый метод.

Введение

Постепенное внедрение передовыми турбостроительными фирмами систем контроля вибрационного состояния лопаток паровых турбин в эксплуатационных условиях позволяет не только повысить надёжность работы облопачивания, но и получить дополнительную информацию об общей вибрации турбоагрегата. В частности, в [1, 2] показано, как с помощью датчиков дискретно-фазового метода (ДФМ), установленных над бандажными полками лопаток, получить информацию о крутильных колебаниях валопровода, возникающих при переходных режимах работы турбоагрегата. Ценность подобной информации определяется тем, что стандартная аппаратура, регистрирующая вибрацию подшипников или ротора турбины, не измеряет крутильных колебаний, а вопрос о степени опасности этих колебаний для усталостной прочности валопровода ещё требует своего решения [3].

Основной материал

В настоящей статье рассмотрены методические особенности определения параметров крутильных колебаний валопровода (их частоты, собственной формы, интенсивности) с помощью датчиков ДФМ, установленных в трёх выхлопах многоцилиндровой паровой турбины. Датчики были закреплены в козырьках диафрагм над торцами вращающихся небандажированных лопаток, соединённых двумя рядами демпферных проволок. Дополнительно в районе полумуфты был установлен датчик, регистрирующий обороты турбины. Методика измерений

изложена в [2] и более подробно в [4].

Зависимость оборотов от времени в процессе сброса нагрузки представлена на рис. 1: а – в диапазоне 26...44 сек.; б – в диапазоне 36,7...37,3 сек. Как видно, в начальный момент времени имели место значительные угловые ускорения ε , сравнительно мало изменяющиеся за время между последующими замерами ($\sim 0,02$ сек) и «скрывающие» наличие колебаний валопровода (рис. 1, а).

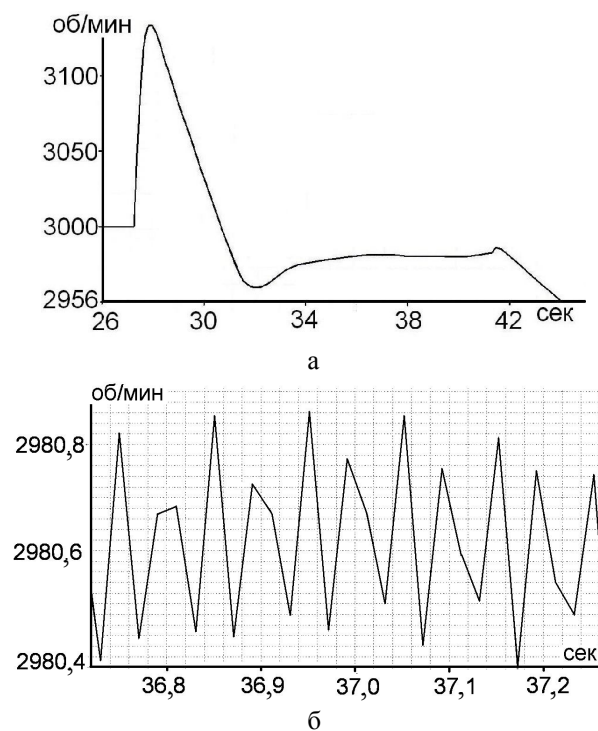


Рис. 1. Зависимость оборотов от времени в процессе сброса нагрузки

Затем, после стабилизации оборотов, отчётливо проявились колебания с «измеренной» частотой $f_{\text{изм.}}$, примерно равной 20 Гц (рис. 1, б). При анализе экспериментальных результатов следует учесть, что использовавшаяся аппаратура производства НПП «Мера» теоретически позволяет измерять обороты и частоты с весьма высокой точностью: например, обороты измеряются с точностью 0,00375 об/мин на номинальной частоте вращения и с ещё более высокой – при пусках и остановах. Однако, поскольку с помощью датчиков ДФМ регистрируется не весь колебательный процесс, а только его дискретные значения один раз за оборот, то между истинной частотой f и $f_{\text{изм}}$ существует соотношение [1]:

$$f = kn \pm f_{\text{изм}}, \quad (1)$$

где $k=0; 1; 2; \dots, n$ – число оборотов ротора в секунду, т.е. при $f_{\text{изм}} = 20$ Гц для f могли быть справедливы равенства $f = 20; 30; 70 \dots$ Гц.

Чтобы определить истинные значения f , выяснить природу колебаний и их интенсивность, необходимо воспользоваться результатами дополнительных измерений. В связи с тем, что замеры выполняются дискретно, в программе обработки результатов измерений используется естественное предположение о постоянстве угловой скорости вращения ротора на протяжении i -го оборота и её изменении на малую величину $\Delta\omega$ на протяжении $i+1$ оборота. В действительности угловая скорость после возникновения крутильных колебаний с частотой ω_1 изменяется по закону:

$$\omega(t) = \omega_0 + b \sin(\omega_1 t + \alpha), \quad (2)$$

где ω_0 – угловая скорость ротора при отсутствии колебаний;

b – амплитудное значение изменения угловой скорости ($b \ll \omega_0, \omega_1$);

α – начальный фазовый угол.

Т.к. фактический закон изменения угловой скорости во времени отличается от закона, используемого при обработке результатов измерений, то возникнет погрешность при определении расстояния S между j -й и k -й лопатками ($\delta S(j, k)$), которая формально будет восприниматься как величина, пропорциональная амплитуде колебаний лопаток. Величина $\delta S(j, k)$ при i -м замере зависит от начальной фазы α , но, поскольку частоты ω_0 и ω_1 не кратны друг другу, то уже через сравнительно небольшое число замеров будут найдены максимальные значения $S_{\text{max}}(jk)$, определяемые номерами лопаток и отношением ω_1/ω_0 . Распределение величин $\delta S_{\text{max}}(jk)$ по окружности колеса зависит только от отношения ω_1/ω_0 и поэтому, задаваясь различными

значениями ω_1/ω_0 из ряда, определяемого формулой (1), и сравнивая расчётные и экспериментальные зависимости, можно определить истинную частоту крутильных колебаний ω_1 [1].

Программой обработки результатов измерений предусмотрена возможность определения оборотов ротора не только с помощью «обычного оборотного», но и «лопаточного» датчика ДФМ, для чего при измерениях учитывается сигнал, поступающей только от одной лопатки. С помощью этого способа была одновременно определена интенсивность крутильных колебаний в 4 сечениях по длине валопровода (в месте установки оборотного датчика и в районе трёх последних ступеней низкого давления). Результаты измерений показали, что интенсивность колебаний в местах замеров существенно различается, постепенно уменьшаясь по направлению к генератору. Т.о., возможные погрешности измерений надо определять при условии, что угловые скорости в районе установки оборотного и лопаточного датчиков определяются выражениями:

$$\begin{aligned} \omega_1(t) &= \omega_0 + b_1 \sin(\omega_1 t + \alpha); \\ \omega_2(t) &= \omega_0 + b_2 \sin(\omega_1 t + \alpha). \end{aligned} \quad (3)$$

С помощью преобразований, аналогичных выполненным в [1], были получены выражения для величин $\delta S_{\text{max}}(jk)$ при условии, что угловые скорости определяются формулами (3). Выяснилось, что в этом случае распределения величин $\delta S_{\text{max}}(jk)$ по окружности колеса зависит не только от отношения ω_1/ω_0 , но и от b_1/b_2 , вследствие чего надёжное определение ω_1 на основании анализа экспериментальных данных оказывается невозможным.

Чтобы получить точное значение частоты крутильных колебаний, необходимо в качестве оборотного использовать лопаточный датчик. При условии $b_1 = b_2 = b$ формула для определения величин $\delta S_{\text{max}}(jk)$ примет следующий вид:

$$\delta S_{\text{max}}(jk) = A \sqrt{C_1^2 + C_2^2}, \quad (4)$$

где $A = \frac{Rb}{\omega}$ – амплитуда крутильных колебаний в

месте установки лопаточных датчиков ДФМ;

R – внутренний радиус козырька диафрагмы,

$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{2\pi} \sin \frac{2\pi\omega_1}{\omega_0} + \sin \frac{\varphi_1\omega_1}{\omega_0} - \sin \frac{\varphi_2\omega_1}{\omega_0}; \\ C_2 &= \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{\pi} \sin^2 \frac{\pi\omega_1}{\omega_0} + 2 \left(\sin^2 \frac{\varphi_1\omega_1}{2\omega_0} - \sin^2 \frac{\varphi_2\omega_1}{2\omega_0} \right); \end{aligned} \quad (5)$$

φ_1 и φ_2 – угловые расстояния j -й и k -й лопаток от первой лопатки, выполняющей одновременно роль оборотного датчика и определяющей начало отсчёта угловых координат.

При заданном значении $\varphi_2 - \varphi_1$, т.е. при вычислении по формуле (4) величин $\delta S_{\max}(jk)$ для лопаток, отстоящих друг от друга на одинаковые угловые расстояния, распределение величин $\delta S_{\max}(jk)$ будет зависеть только от отношения ω_1/ω_0 . Для истинной частоты ω_1 расчётное и экспериментальное распределения величин $\delta S_{\text{отн}}(jk) = \delta S_{\max}(jk) / \delta S_{\max}$ должны совпадать, т.к. интенсивность крутильных колебаний влияет только на абсолютную величину показаний, но не на закон их изменения по окружности (δS_{\max} – максимальная из величин $\delta S_{\max}(jk)$ для всех пар лопаток на колесе).

В качестве примера эффективного использования этого способа для определения частоты крутильных колебаний, на рис. 2 приведено сравнение расчётной и экспериментальной зависимостей $\delta S_{\text{отн}}$ по окружности колеса для случая $\varphi_2 - \varphi_1 \approx 2\pi$, $0 < \varphi_1 < 2\pi$ (экспериментальные результаты получены при измерении в течение 1 секунды).

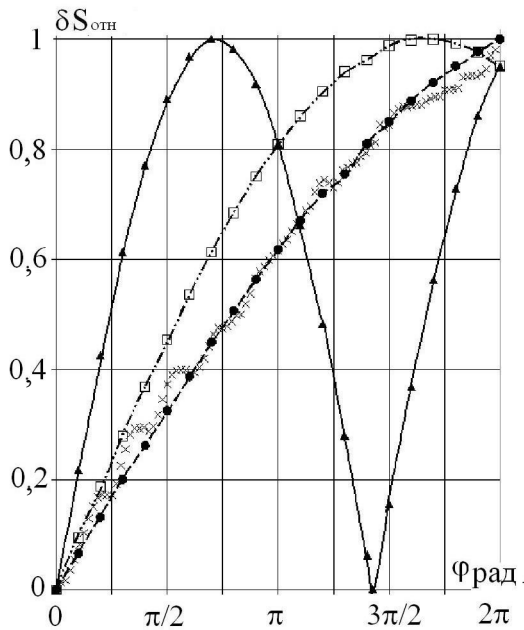


Рис. 2. Сравнение расчётной и экспериментальной зависимостей $\delta S_{\text{отн}}$ при $\varphi_2 - \varphi_1 \approx 2\pi$, $0 < \varphi_1 < 2\pi$:
 •, ▲, □ – расчёт при $\omega_1/\omega_0 = 0,4; 0,6; 1,4$ соответственно; x – эксперимент

Как видно, экспериментальная зависимость хорошо совпадает с расчётной для случая $\omega_1/\omega_0 = 0,4$ ($f = 20$ Гц), достаточно сильно отличается от расчётной для случая $\omega_1/\omega_0 = 0,6$ и не имеет ничего общего с расчётной для случая $\omega_1/\omega_0 = 1,4$.

То, что экспериментальные величины $\delta S_{\max}(jk)$ при сбросе нагрузки определяются нестабильностью угловой скорости ротора, а не связаны с колебаниями собственно лопаток, подтверждается данными рис. 3.

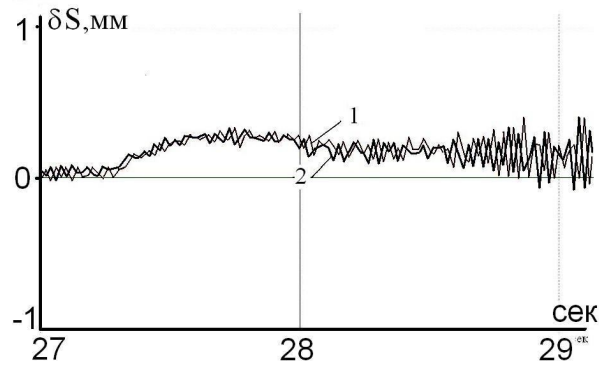


Рис. 3. Результаты измерения взаимных смещений лопаток в начальный момент сброса нагрузки:
 1 и 2 – первая и последняя по счёту пары лопаток

На рис. 3 представлены результаты измерения взаимных смещений лопаток, практически одновременно проходящих мимо двух датчиков измерительной пары, когда влияние нестабильности угловой скорости на показания отсутствует. Расстояние между датчиками было выбрано таким образом, чтобы при возникновении срывных или дисковых колебаний показания были близкими к максимальным. Как видно, в начальный момент сброса нагрузки несинфазные колебания лопаток практически полностью отсутствовали.

Для сравнения на рис.4 приведены показания этих же датчиков при условии, что начало и окончание процесса измерений определяются прохождением одной и той же лопатки мимо первого и второго датчиков пары.

Естественно, что за этот промежуток времени влияние нестабильности угловой скорости на показания датчиков должно проявиться.

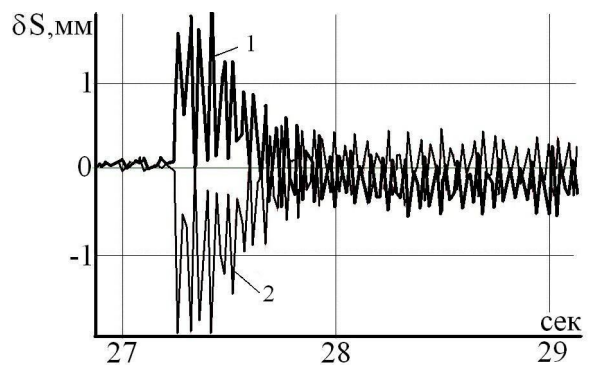


Рис. 4. Влияние нестабильности угловой скорости ротора на показания датчиков в начальный момент сброса нагрузки:
 1 и 2 – первая и последняя по счёту лопатки

Из представленных данных следует, что имели место как «статические» (слабо изменяющиеся за время между последующими замерами) изменения

показаний, вызванные влиянием углового ускорения ε (рис. 1, а), так и изменения показаний с $f_{\text{изм}} = 20$ Гц, вызванные крутильными колебаниями валопровода (рис. 1, б). Зарегистрированный сдвиг по фазе между показаниями датчиков для различных лопаток был использован для определения частоты крутильных колебаний, и также было получено значение $f = 20$ Гц.

Как следует из формулы (4), для более точного определения амплитуд крутильных колебаний A в местах установки лопаточных датчиков ДФМ, при обработке результатов измерений могут быть выбраны «оптимальные» величины φ_1 и $\varphi_2 - \varphi_1$, обеспечивающие при фиксированной амплитуде наибольшие значения $\delta S_{\text{max}}(jk)$ и, следовательно, минимальное относительное влияние погрешностей измерений. Например, для случая $\omega_1/\omega_0 = 0,4$ при $\varphi_1 \approx 2\pi$, $\varphi_2 - \varphi_1 \approx 2\pi$ множитель $\sqrt{C_1^2 + C_2^2}$, входящий в формулу (4) достигает величины 3,618, т.е. выполняется неравенство $\delta S_{\text{max}}(jk) \gg A$. В частности, при указанных выше значениях φ_1 и $\varphi_2 - \varphi_1$, величина δS_{max} , замеренная в начальный момент сброса нагрузки, достигала 17 мм, что соответствовало значению $A \approx 5$ мм и максимальной скорости колебаний $V \approx 0,6$ м/сек.

Чтобы связать найденную амплитуду колебаний с максимальными динамическими напряжениями, можно воспользоваться расчётной собственной формой, соответствующей первой частоте крутильных колебаний валопровода.

Предварительно было выполнено сравнение расчётных и экспериментальных собственных частот и форм.

Экспериментальное значение, как уже отмечалось, равнялось 20 Гц, а расчётное составляло 20,25 Гц, т.е. расхождение было всего 1%. Сопоставление расчётных и экспериментальных собственных форм представлено на рис.5, где на расчётную форму нанесены экспериментальные точки, полученные в 4 сечениях по длине валопровода (в точке, где зарегистрированы наиболее интенсивные колебания, расчётные и экспериментальные амплитуды приняты совпадающими).

При этом условии, как следует из рис. 5, расчётные и экспериментальные углы поворота в остальных сечениях оказываются весьма близкими.

Учитывая близость расчётных и экспериментальных собственных частот и форм, можно достаточно обоснованно судить о величине максимальных касательных напряжений в валопроводе по найденным экспериментально амплитудам колебаний.

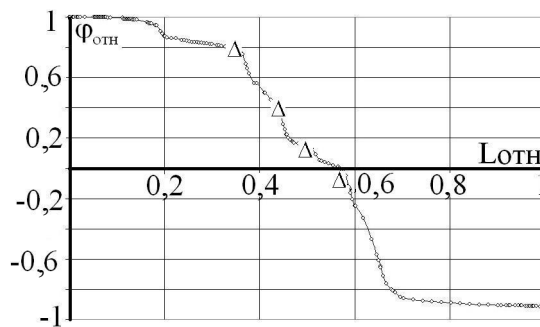


Рис. 5. Сопоставление расчётного (—) и экспериментального (Δ) распределения углов поворота по длине валопровода

Оказалось, что, несмотря на значительные величины амплитуд и скоростей колебаний в местах установки датчиков ДФМ, максимальные касательные напряжения в одной из шеек роторов при исследовавшемся сбросе нагрузки оказались равными всего примерно 25 МПа.

Выводы

Результаты, представленные в статье, позволяют сформулировать следующие выводы:

1. Датчики ДФМ, контролирующие вибрационное состояние лопаток, могут быть эффективно использованы для регистрации крутильных колебаний валопровода мощных паровых турбин, возникающих при переходных режимах работы турбоагрегата.

2. Процесс сброса нагрузки практически не сопровождается появлением динамических напряжений в лопатках последних ступеней, что объясняется его «медленностью» по сравнению с собственными частотами лопаточного венца.

3. Обследовавшийся сброс нагрузки, несмотря на сравнительно высокий уровень амплитуд и скоростей крутильных колебаний, не представляет опасности для усталостной прочности валопровода турбоагрегата.

Литература

1. *Боришанский К.Н. Особенности регистрации с помощью дискретно-фазового метода колебаний лопаток и валопровода при переходных режимах работы турбоагрегата / К.Н. Боришанский // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 10 (57). – С. 169-173.*

2. *Вибрационное состояние лопаток и валопровода мощной паровой турбины при сбросе нагрузки / К.Н. Боришанский, Б.Е. Григорьев, С.Ю. Григорьев.*

- горьев, А.В. Груздев, М.М. Ивахов, А.В. Наумов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2008. – № 9 (56). – С. 76-80.
3. Урьев Е.В. Точка зрения на проблему повреждения роторов низкого давления теплофикационных турбин / Е.В. Урьев // *Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций*. – М: ВТИ, 2005. – С. 8-10.
4. *Боришанский К.Н. Методика контроля вибрационного состояния рабочих лопаток турбомашин / К.Н. Боришанский*. – МО РФ, Санкт-Петербургский институт машиностроения, 2003. – 111 с.

Поступила в редакцию 29.05.2009

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.М. Вохмянин, Санкт-Петербургский институт машиностроения, Санкт-Петербург, Россия.

МЕТОДИЧНІ ОСОБЛИВОСТІ РЕЄСТРАЦІЇ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ВАЛОПРОВОДУ ТУРБОАГРЕГАТУ ЗА ДОПОМОГОЮ ДИСКРЕТНО-ФАЗОВОГО МЕТОДУ

К.М. Боришанський

Розглянуті особливості реєстрації крутильних коливань валопроводу потужної парової турбіни в процесі скидання навантаження. Реєстрація виконана за допомогою датчиків дискретно-фазового методу, використовуваних для контролю вібраційного стану лопаток. Рекомендовано зміну методики вимірів, що дозволяє підвищити їх точність. Визначено власну частоту, форму і інтенсивність крутильних коливань. Показано, що скидання навантаження, що досліджувалось, не супроводилося появою небезпечних динамічних напружень як в робочих лопатках турбін, так і в елементах валопроводу турбоагрегату.

Ключові слова: коливання, турбіна, лопатка, валопровід, датчик, дискретно-фазовий метод.

METHODICAL PECULIARITIES OF REGISTRATION OF STEAM TURBINE SHAFTING TORSION VIBRATION WITH HELP OF DISCRETE PHASE METHOD.

K.N. Borishanskiy

Peculiarities of registration of power steam turbine shafting torsion vibration during quick load reset are discussed. Registration is realized with help of discrete phase method gauges, used for control of vibration behavior of blades. Modifications of method are suggested increasing the accuracy of measurements. Natural frequency, natural mode and intensity of torsion vibration are determined. It is shown, that turbine load reset does not lead to danger vibration stresses of blades and elements of shafting.

Key words: vibration, turbine, blade, shafting, gauge, discrete phase method.

Боришанский Константин Николаевич – д-р техн. наук, начальник сектора СКБ «Турбина» филиала ОАО «Силовые машины» «Ленинградский металлический завод», Санкт-Петербург, Россия, e-mail: knb37@mail.ru.