

Усталостное повреждение и разрушение роторов паровых турбин в результате крутильных колебаний

А. П. Бовсуновский^а, О. Ю. Черноусенко^б, Е. В. Штефан^в, Д. А. Башта^в

^а Институт проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина

^б Национальный технический университет Украины “Киевский политехнический институт”, Киев, Украина

^в Национальный университет пищевых технологий, Киев, Украина

Исследуется усталостное повреждение и разрушение роторов паровых турбин в результате крутильных колебаний. Обсуждаются возможные причины возникновения крутильных колебаний. Выполнено моделирование крутильных колебаний валопровода паровой турбины, возникающих при эксплуатационных режимах ее работы, и оценена циклическая прочность валопровода при этих колебаниях.

Ключевые слова: ротор, крутильные колебания, циклическое повреждение, конечноэлементное моделирование.

Мировой опыт длительной эксплуатации турбоагрегатов ТЭС и АЭС позволяет заключить, что одной из причин аварий и катастрофических разрушений роторов турбин является накопление усталостной поврежденности вследствие крутильных колебаний валопровода. Об этом, в частности, свидетельствуют аварии на тепловой электростанции в США (штат Теннесси, 1974 г.) [1], в России на Каширской ГРЭС-4 (октябрь 2002 г.) [2] и в Украине на одном из капитально отремонтированных энергоблоков Приднепровской ТЭС (2007 г.). В первом случае авария привела к разрушению ротора среднего–низкого давления (на рис. 1 показаны линии, по которым ротор разрушился), во втором – к полному разрушению энергоблока № 3 (турбина К-300-240-1) и к частичному разрушению двух соседних энергоблоков. Фрагменты роторов находили в радиусе нескольких сотен метров от станции. В последнем случае турбину из-за возникшей значительной вибрации пришлось аварийно останавливать, что предотвратило ее разрушение из-за, как впоследствии выяснилось, значительного усталостного повреждения ротора. По данным расследований этих аварий были сделаны выводы, что одной из основных причин была усталость металла ротора в результате циклического кручения.

Учитывая потенциальную опасность этого явления для всех паровых турбин, находящихся в эксплуатации, была поставлена задача: оценить степень усталостного повреждения валопроводов турбоагрегатов вследствие крутильных колебаний. Для ее решения необходимо установить причины возникновения крутильных колебаний валопроводов при эксплуатации, выполнить моделирование колебаний под действием эксплуатационной нагрузки и оценить усталостные свойства их материалов при эксплуатации.

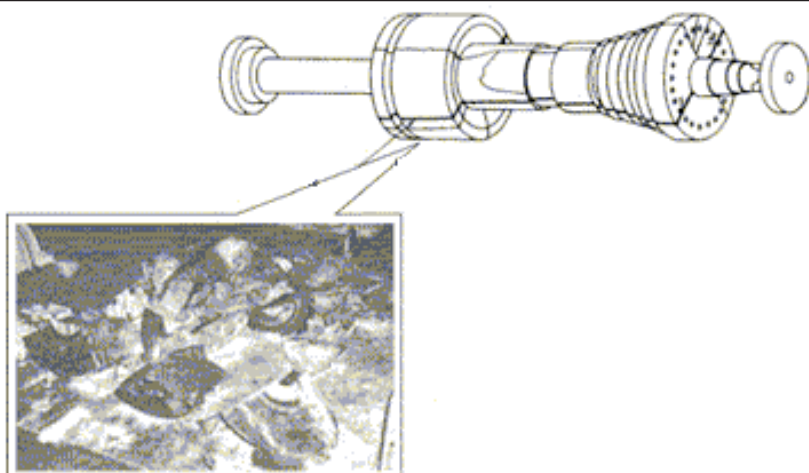


Рис. 1. Разрушение ротора среднего–низкого давления паровой турбины (Галлатин, штат Теннесси, США).

Установление причин возникновения колебаний валопроводов обеспечило возможность моделирования условий нагружения конструкции, приближенных к эксплуатационным. Поскольку в настоящее время мониторинг крутильных колебаний роторов турбин не проводится, о причинах их возникновения можно говорить лишь предположительно. Результаты ряда теоретических исследований [2, 3] свидетельствуют, что главная причина возникновения крутильных колебаний валопроводов – динамическая нагрузка, действующая на вал турбины со стороны турбогенератора, в основном при нештатных режимах его работы, в частности при режимах короткого замыкания (КЗ), в моменты включения в сеть с грубой синхронизацией, из-за динамической неустойчивости системы турбогенератор–сеть и неравномерности электрического поля генератора и т.п.

Единственная известная авторам экспериментальная работа [4] по данной проблеме, выполненная на уменьшенной модели турбоагрегата, подтверждает, что в результате КЗ на генераторе действительно возникают значительные по амплитуде крутильные колебания вала. Длительность КЗ в экспериментах составляет 0,03...0,26 с. Несмотря на непродолжительное нештатное воздействие на валопровод турбоагрегата со стороны генератора, это приводит к его крутильным колебаниям с амплитудой, которая в 2,8 раза выше номинального крутящего момента. В некоторых работах полагается, что в результате КЗ амплитуда крутящего момента может превышать номинальный крутящий момент до шести раз [3].

Второй момент – это моделирование и исследование колебаний валопровода турбины под действием эксплуатационной нагрузки и определение наиболее напряженных зон валопровода. Основная трудность здесь заключается в том, что валопровод паровой турбины (в частности, турбины К-200-130) представляет собой сложную механическую конструкцию, состоящую из трех роторов, соединенных муфтами. Каждый из роторов является составной частью ступени высокого, среднего и низкого давления, в каждой из которых условия силового и температурного воздействия существенно различаются.

Для исследования колебаний такой сложной механической системы использовали трехмерную конечноэлементную модель валопровода, состоящую из 50 тысяч конечных элементов (рис. 2). Основное внимание уделялось исследованию колебаний валопровода в результате КЗ, так как этот режим, как показали наши исследования, наиболее опасен. С точки зрения механического нагружения КЗ приводит к кратковременному мощному всплеску реактивного (действует в направлении, противоположном направлению вращения ротора) крутящего момента.

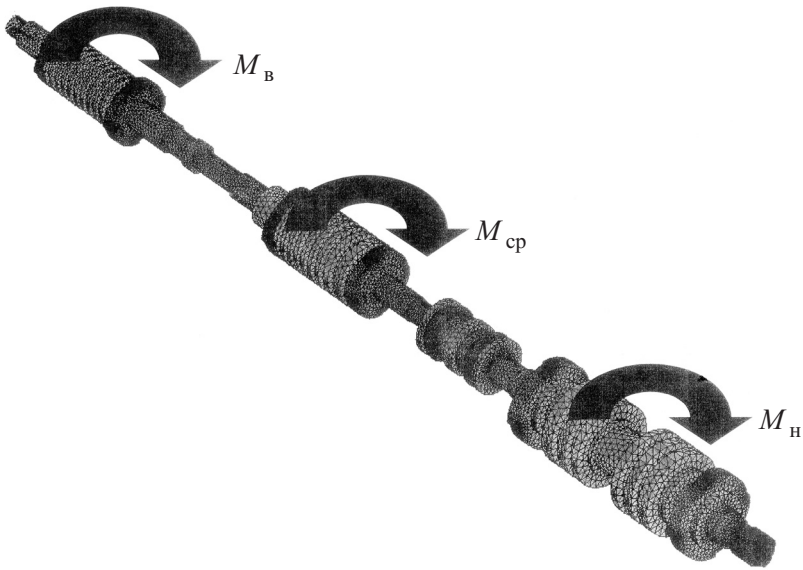


Рис. 2. Конечноэлементная модель валопровода паровой турбины К-200-130.

Номинальные крутящие моменты соответственно на ступенях высокого, среднего и низкого давления взяты из условий эксплуатации турбины: $M_B = 0,196$ МН·м; $M_{cp} = 0,291$ МН·м; $M_H = 0,163$ МН·м. Реактивный крутящий момент M_p , действующий со стороны турбогенератора, принят равным 3 и 6 номинальным моментам ($M_{ном}$):

$$M_p = 3M_{ном}; \quad M_p = 6M_{ном}, \quad (1)$$

где $M_{ном} = M_B + M_{cp} + M_H$.

На рис. 3 приведены некоторые результаты расчетов первых циклов крутильных колебаний валопровода при КЗ. В данном случае амплитуда реактивного момента составляет $M_p = 3M_H$. Как видно, исследуемое силовое воздействие действительно способно возбудить значительные крутильные колебания валопровода с высокой асимметрией цикла. При этом возбуждаются главным образом колебания по первой крутильной форме, высшие формы колебаний проявляются незначительно (на рис. 3 видна небольшая по амплитуде вторая форма колебаний). Существенное влияние на колебания оказывает длительность КЗ. В нашем случае более длительное КЗ вызвало меньшие по амплитуде колебания валопровода.

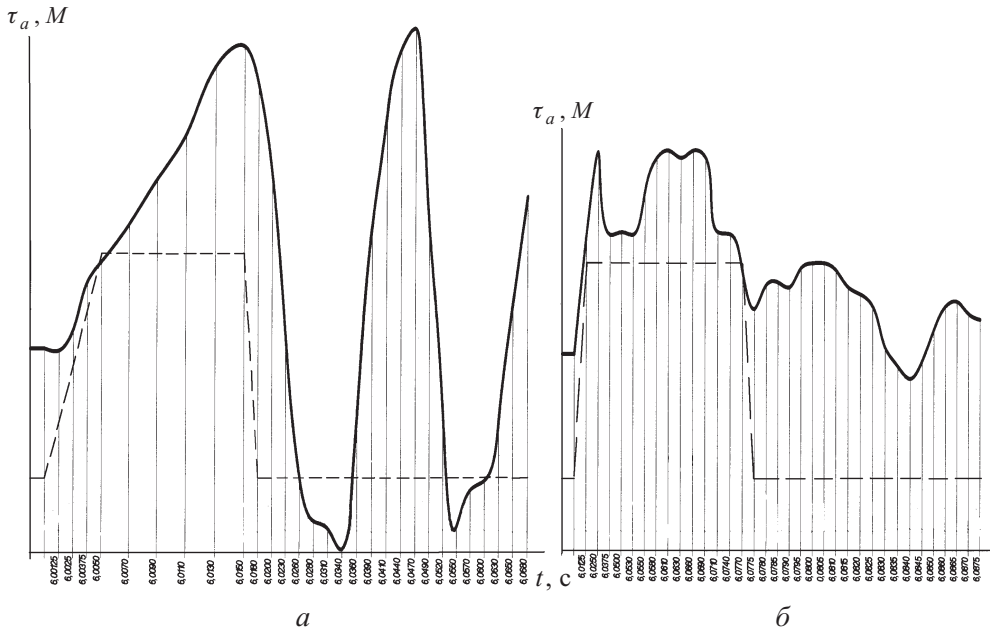


Рис. 3. Крутильные колебания (τ_a) валопровода паровой турбины К-200-130 при длительности КЗ $T_{КЗ} = 0,015$ (а) и $0,078$ с (б). (Штриховые линии – изменение крутящего момента M во времени.)

На первый взгляд этот результат кажется парадоксальным. Однако специальные исследования, выполненные на системе с одной степенью свободы с помощью разработанной ранее программы [5], свидетельствуют, что амплитуда колебаний механической системы в результате воздействия КЗ зависит не столько от его длительности, сколько от соотношения между длительностью КЗ ($T_{КЗ}$) и периодом собственных колебаний системы ($T_{СК}$). Максимум амплитуды колебаний достигается при

$$T_{КЗ}/T_{СК} = (0,5 + n), \quad (2)$$

минимум – при

$$T_{КЗ}/T_{СК} = n, \quad (3)$$

где n – целое число.

Как видно из рис. 3, в первом случае соотношение $T_{КЗ}/T_{СК} \approx 0,6$, т.е. близко к $0,5$, поэтому амплитуды крутильных колебаний валопровода близки к максимальному возможному значению, во втором случае $T_{КЗ}/T_{СК} \approx 2,9$, т.е. близко к трем, поэтому КЗ способно возбудить лишь относительно небольшие по амплитуде колебания.

Таким образом, имеет место дополнительный фактор неопределенности в задаче о крутильных колебаниях валопровода паровой турбины в результате КЗ. В реальных условиях длительность КЗ является величиной случайной и непредсказуемой. Следовательно, этот режим нагружения может как вызвать значительные и опасные колебания валопровода, так и не возбудить их вообще.

Третий момент – это оценка степени усталостного повреждения валопроводов в результате КЗ. Для такой оценки кроме результатов исследований их крутильных колебаний необходимы данные о циклической прочности роторной стали при кручении с учетом влияния эксплуатационных факторов: температуры, асимметрии цикла, масштабного фактора и вида напряженного состояния.

Поскольку в настоящее время такие данные отсутствуют, была выполнена их приближенная оценка на основании кривой усталости роторной стали 25Х1МФА при симметричном растяжении–сжатии [6]. Кривую аппроксимировали степенной функцией вида

$$\sigma_a = \eta_0 + \eta_p(N)^c + \eta_u(N)^b, \quad (4)$$

где η_0 , η_p и η_u – коэффициенты функции, $\eta_0 = 175,0$, $\eta_p = 2669,4162$, $\eta_u = 156274,5216$; c и b – показатели степени, $c = -0,3114$, $b = -0,8348$; N – число циклов до разрушения образца.

Учет влияния вида напряженного состояния на циклическую прочность углеродистой малолегированной стали 25Х1МФА выполнен на основании второй и четвертой теорий прочности, поскольку, как известно [7], для углеродистых сталей соотношение пределов выносливости при кручении и растяжении–сжатии ($\kappa = \tau_{-1}/\sigma_{-1}$) наилучшим образом описывается второй теорией прочности, для легированных сталей – четвертой:

$$\tau_a = K_m K_a \kappa_{II-IV} (\eta_0 + \eta_p(N)^c + \eta_u(N)^b). \quad (5)$$

Коэффициенты, учитывающие влияние вида напряженного состояния на циклическую прочность стали, принимали равными $\kappa_{II} = 0,794$ и $\kappa_{IV} = 0,577$. Влияние среднего напряжения цикла на циклическую прочность стали учитывали с помощью коэффициентов K_a , полученных по соответствующим диаграммам предельных амплитуд Гудмана и Герберга:

$$K_a = \frac{\tau_{-1} - \psi_\tau \tau_m}{\tau_{-1}}; \quad (6)$$

$$K_a = \frac{\sqrt{\tau_{-1}^2 - \kappa^2 \psi_\tau^2 \tau_m^2}}{\tau_{-1}}. \quad (7)$$

Влияние масштабного фактора оценивалось с помощью коэффициента влияния масштабного фактора K_m , который определялся по данным [8]. При расчете циклической прочности вала, диаметр которого превышает 300 мм, коэффициент K_m принимали равным 0,58.

Режим короткого замыкания моделировался всплеском реактивного момента различной длительности и амплитуды. Исследования колебаний, возникающих в результате такого нагружения, показывают, что наиболее высокий

уровень касательных напряжений на валопроводе турбины К-200-130 возникает в двух его сечениях: в зоне муфты между роторами среднего и низкого давления и в зоне сопряжения валопровода с турбогенератором. Средние напряжения цикла при крутильных колебаниях валопровода по первой форме составляют соответственно $\tau_m = 82$ и 59 МПа.

Воздействие КЗ на механическую систему привело к возникновению затухающего колебательного процесса. В расчетах принято линейное вязкое демпфирование, поэтому затухающий колебательный процесс описывается экспоненциальной функцией вида

$$\tau = \tau_a e^{-\delta ft} \sin \omega t, \quad (8)$$

где τ_a – начальная амплитуда напряжений затухающего процесса; δ – логарифмический декремент колебаний, характеризующий темп затухания свободных колебаний; f и ω – частота и круговая частота свободных колебаний валопровода соответственно; t – время.

Амплитуда i -го цикла затухающего процесса определяется по формуле

$$\tau_{ai} = \tau_a e^{-\delta(1+4i)/4}. \quad (9)$$

При расчете циклической прочности вала использовали линейную теорию суммирования повреждений (гипотеза Пальмгрена–Майнера):

$$\sum_{i=1}^s \frac{n_i}{N_{pi}} = 1, \quad (10)$$

где n_i – число циклов нагружения с амплитудой напряжений τ_{ai} ; N_{pi} – число циклов до разрушения при циклическом нагружении с амплитудой напряжений τ_{ai} ; s – количество уровней (блоков) нагружения.

В данной работе было реализовано суммирование повреждений на каждом цикле деформирования, т.е. количество блоков нагружения s равно числу повреждающих циклов нагружения. Поврежденность материала оценивается параметром Π :

$$\Pi = \sum_{i=1}^s \Pi_i, \quad (11)$$

где Π_i – поврежденность материала за один цикл колебаний.

Очевидно, что уровень демпфирования колебаний механической системы оказывает существенное влияние на число повреждающих циклов нагружения. В общем случае для такой системы, как валопровод в условиях эксплуатации, рассеяние энергии колебаний обуславливается потерями энергии в материале, конструкционным рассеянием энергии и аэродемпфированием, связанным со взаимодействием колеблющихся элементов с паровоздушной средой.

Анализ демпфирующих свойств ряда углеродистых малолегированных сталей показывает, что логарифмический декремент крутильных колебаний стали 25Х1МФА вряд ли может быть ниже 0,8%. Поэтому при расчетах нижний предел характеристики демпфирования δ принимали равным 0,8, верхний предел этой величины, учитывающий также конструкционное рассеяние энергии и аэродемпфирование, – 1%.

Расчет уровня циклической поврежденности валопровода в результате КЗ выполняли при двух соотношениях между реактивным и номинальным крутящими моментами ($M_p = 3M_{ном}$ и $M_p = 6M_{ном}$), а также при двух длительностях КЗ ($T_{кз} = 0,015$ и $0,078$ с).

В таблице приведены результаты расчетов циклической поврежденности наиболее напряженной зоны валопровода, т.е. зоны между роторами среднего и низкого давления, при крутильных колебаниях по первой форме. Как видно, в большинстве рассмотренных случаев нагружения и параметров колебательной системы в материале валопровода имеет место циклическое повреждение, наиболее значительный уровень которого наблюдается в случае длительности КЗ $T_{кз} = 0,56T_{ск}$ с амплитудой реактивного момента, равной шести номинальным. В этом случае циклическая поврежденность роторной стали по разным теориям прочности находится в пределах $\Pi = 0,56...4,24\%$.

Циклическая поврежденность валопровода турбины К-200-13-3 Кураховской ТЭС в зоне соединительной муфты между роторами среднего и низкого давления в результате одного КЗ

τ_a , МПа	δ , %	Поврежденность Π			
		Вторая теория (Гудман)	Четвертая теория (Гудман)	Вторая теория (Гербер)	Четвертая теория (Гербер)
$T_{кз} = 0,015$ с ($T_{кз} = 0,56 T_{ск}$)					
128	1,0	0,0010	0,0073	0,0002	0,0021
214	0,8	0,0123	0,0424	0,0056	0,0185
	1,0	0,0098	0,0339	0,0045	0,0148
$T_{кз} = 0,079$ с ($T_{кз} = 2,9 T_{ск}$)					
38	1,0	0	0	0	0
93	1,0	0,0001	0,0019	0	0,0003

Примечание. Все данные приведены для среднего напряжения цикла τ_m , равного 82 МПа.

Разброс значений циклической поврежденности, определенной по разным теориям, достигает одного порядка. Этот разброс можно существенно уменьшить и тем самым повысить точность прогноза за счет использования непосредственно данных об усталостных свойствах стали 25Х1МФА при кручении. При других рассмотренных случаях нагружения уровень циклического повреждения материала намного меньше, при $T_{кз} = 2,9T_{ск}$ с амплитудой реактивного момента, равной трем номинальным, оно не возникает.

Необходимо отметить, что расчеты циклической поврежденности валопровода выполнены для одного КЗ. Поврежденность за все время эксплуатации турбоагрегата определяется как сумма поврежденностей валопровода в результате всех КЗ на турбогенераторе.

Выводы

1. Анализ крутильных колебаний валопровода паровой турбины К-200-13-3, возникающих в результате КЗ на турбогенераторе, показывает, что в элементах валопровода может иметь место усталостное повреждение, уровень которого в общем случае определяется циклической прочностью материала валопровода при кручении, параметрами реактивного крутящего момента и уровнем демпфирования колебаний в механической системе.

2. Учитывая потенциальную опасность явления и значительную неопределенность параметров нагружения, в перспективе необходима организация непрерывного мониторинга изменения крутящего момента по валопроводу и создание на основе этого автоматизированной системы оценки циклической поврежденности последнего в результате действия эксплуатационных динамических крутильных нагрузок.

Резюме

Досліджено втомне пошкодження і руйнування роторів парових турбін у результаті крутильних коливань. Розглядаються можливі причини виникнення крутильних коливань. Виконано моделювання крутильних коливань валопровода парової турбіни, що виникають при експлуатаційних режимах її роботи, й оцінено циклічну міцність валопровода при цих коливаннях.

1. *Kramer L. D. and Randolph D. D.* Analysis of the Tennessee valley authority, Gallatin unit N2 turbine rotor burst // ASME-MPC Symp. on Creep-Fatigue Interaction. – 1976. – P. 1.
2. *Загретдинов И. Ш., Костюк А. Г., Трухний А. Д., Должанский П. Р.* Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы // Теплоэнергетика. – 2004. – № 5. – С. 5 – 15.
3. *Детинко Ф. М., Загородная Г. А., Фастовский В. М.* Прочность и колебания электрических машин. – Л.: Энергия, 1969. – 440 с.
4. *Глебов И. А., Казовский Е. Я., Остроумов Э. Е., Рубисов Г. Е.* Скручивающие моменты на валу турбоагрегата при отключении коротких замыканий // Электричество. – 1978. – № 2. – С. 22 – 26.
5. *Бовсуновский А. П.* Численное исследование колебаний нелинейной механической системы, моделирующей тело с трещиной // Пробл. прочности. – 1999. – № 6. – С. 65 – 80.
6. *РТМ 108.021.103-85.* Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость. – М.: НПО ЦКТИ, 1985. – 49 с.
7. *Троценко В. Т., Сосновский Л. А.* Сопротивление усталости металлов и сплавов. Справочник. – Киев: Наук. думка, 1987. – 1303 с.
8. *Кудрявцев И. В., Наумченков Н. Е.* Характеристики сопротивления усталости стали 25ХНЗМФА, обусловленные абсолютными размерами и концентрацией напряжений // Пробл. прочности. – 1978. – № 4. – С. 17 – 22.

Поступила 29. 07. 2009