

# НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

УДК 621.165.65-192

## Оценка усталостной поврежденности валопровода паровой турбины в результате крутильных колебаний

**А. П. Бовсуновский**

Институт проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина  
apbovsunovsky@gmail.com

*Представлены методика и результаты оценки усталостной поврежденности материала валопровода паровой турбины при крутильных колебаниях, возникающих при нештатных режимах работы турбогенератора (короткое замыкание на генераторе, включение его в сеть с грубой синхронизацией и т.п.). Показаны сочетания параметров нагружения, при которых достигается предельное состояние валопровода.*

**Ключевые слова:** валопровод турбины, крутильные колебания, усталостная поврежденность, предельное состояние.

**Введение.** При анализе колебательных процессов, происходящих в паровой турбине, основное внимание обычно уделяют поперечным колебаниям вала. Действительно, значительные по амплитуде изгибные колебания роторов турбины возникают в процессе ее разгона и останова при критических скоростях вращения вала. В то же время не менее, а в ряде случаев более опасными являются крутильные колебания вала турбины, обусловленные некоторыми режимами работы турбогенератора.

Об опасности крутильных колебаний свидетельствует, в частности, катастрофическое разрушение ротора среднего давления паровой турбины на электростанции Галлатин (США) в 1974 г., вызванное ростом трещины в течение нескольких лет под действием циклического кручения [1], а также разрушение третьего энергоблока Каширской ГРЭС в 2002 г. [2]. Возможность возникновения значительных крутильных колебаний вала при внезапном коротком замыкании на генераторе показана в работе [3], выполненной на уменьшенной модели турбоагрегата.

По результатам расследования аварии на Каширской ГРЭС установлены основные причины возникновения крутильных колебаний вала турбины [2]:

режим короткого замыкания;

моменты включения турбогенератора в сеть с грубой синхронизацией;

динамическая неустойчивость системы турбогенератор–сеть;

неравномерность электрического поля генератора.

Однако, несмотря на большую потенциальную опасность крутильных колебаний валопровода, их регистрация на эксплуатирующихся паровых тур-

бинах не проводится. Следовательно, данные об уровне крутильных колебаний вала турбины при динамическом взаимодействии с генератором отсутствуют. Поэтому оценить уровень крутильных колебаний вала, а также соответствующий уровень усталостной поврежденности материала роторов при различном динамическом воздействии со стороны генератора на вал турбины в настоящее время можно лишь на основании моделирования такого воздействия.

Согласно сложившейся практике, оценка остаточного ресурса паровых турбин основывается, главным образом, на анализе термонапряженного состояния ротора и корпуса турбины и исследовании деградации механических свойств их материалов [4]. При этом усталостное повреждение вала турбины в результате его крутильных колебаний во внимание не принимается, что приводит к существенным ошибкам при оценке реальной поврежденности элементов паровых турбин.

С точки зрения механического нагружения короткое замыкание на генераторе или включение его в сеть с грубой синхронизацией приводит к кратковременному мощному всплеску реактивного крутящего момента, действующего со стороны генератора на валопровод турбины. Динамическое нагружение такого типа является сложным для анализа и требует использования тех или иных численных моделей [5]. Всплеск реактивного крутящего момента в общем случае может быть охарактеризован тремя параметрами: величиной, длительностью и формой. Амплитуды различных форм крутильных колебаний турбины, равно как и усталостная поврежденность материала роторов, в той или иной мере зависят от этих параметров.

В общем случае способность материалов сопротивляться переменным нагрузкам зависит от целого ряда факторов. Применительно к роторам турбин тепловых станций к их числу относятся асимметрия цикла нагружения [6], высокая температура [7], масштабный фактор [8, 9], концентрация напряжений [9], неоднородность механических свойств стали по объему ротора [10, 11] и др. Они должны учитываться для получения достоверной оценки циклической поврежденности валопровода турбины при колебаниях.

Цель данной работы заключается в исследовании различных возможных случаев динамического нагружения вала турбины при внезапном коротком замыкании на генераторе и включении его в сеть с грубой синхронизацией и оценке степени суммарного усталостного повреждения материала роторов при этих режимах нагружения за время эксплуатации турбины.

**Методика расчета циклической поврежденности валопровода при крутильных колебаниях.** Паровая турбина К-200-130 представляет собой сложную механическую систему, состоящую из роторов высокого давления (РВД), среднего (РСД) и низкого (РНД), а также генератора (на рис. 1 не показан). Вынужденные колебания такой механической системы, возникающие в результате короткого всплеска реактивного крутящего момента, исследовали численно с помощью модели валопровода турбины К-200-130 в виде колебательной системы с четырьмя степенями свободы (рис. 2). В модель закладывали инерционные и жесткостные свойства валопровода [5].

Номинальные крутящие моменты, возникающие на цилиндрах соответственно высокого, среднего и низкого давления, взяты из условий эксплуата-

ции турбины:  $M_B = 0,196 \text{ МН} \cdot \text{м}$ ;  $M_C = 0,291 \text{ МН} \cdot \text{м}$ ;  $M_H = 0,163 \text{ МН} \cdot \text{м}$  [5]. Номинальный крутящий момент, действующий между валопроводом турбины и генератором, равен сумме этих моментов  $M_{\text{сум}} = 0,65 \text{ МН} \cdot \text{м}$ . На рис. 2 и далее по тексту  $M_p$  обозначает амплитуду всплеска реактивного крутящего момента.

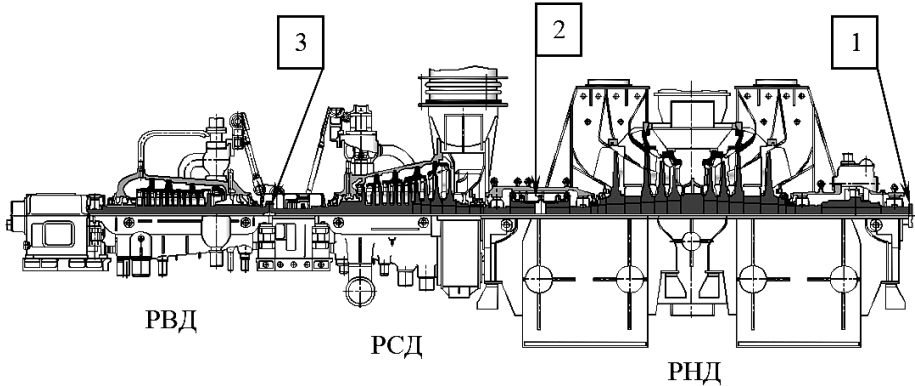


Рис. 1. Паровая турбина К-200-130.

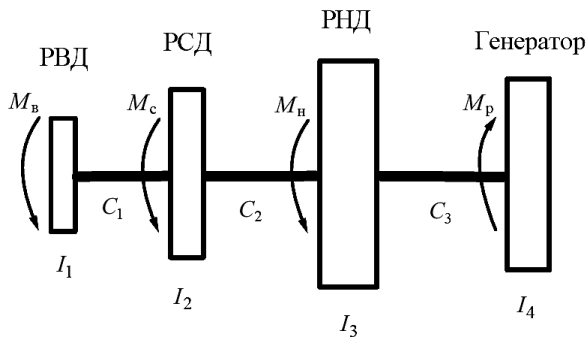


Рис. 2. Модель валопровода паровой турбины.

Крутильные колебания такой механической системы описываются системой четырех дифференциальных уравнений, матричная форма которых имеет вид

$$[I]\{\ddot{\varphi}\} + [D]\{\dot{\varphi}\} + [K]\{\varphi\} = \{M\}F(t), \quad (1)$$

где  $[I]$  – матрица моментов инерции масс дисков;  $[D]$  – матрица демпфирования;  $[K]$  – матрица жесткости;  $\{M\}$  – вектор моментов;  $F(t)$  – временная функция момента;  $\{\varphi\}$  – вектор углов поворотов дисков.

Метод решения системы (1) для случая кратковременно приложенной нагрузки описан ранее [6]. При этом основное внимание уделялось исследованию колебаний в наиболее опасных местах валопровода: между ротором низкого давления и генератором (на рис. 1 сечение 1), между роторами среднего и низкого давления (сечение 2) и между роторами высокого и среднего давления (сечение 3).

Величина всплеска была принята равной трем и шести номинальным моментам. Шестикратный всплеск реактивного крутящего момента модели-

ровал режим короткого замыкания на генераторе, трехкратный – режим включения генератора в сеть с грубой синхронизацией. Форму всплеска момента и его длительность задавали функцией  $F(t)$  в виде прямоугольника и бигармоники (рис. 3). Бигармоническая форма вынуждающей силы при внезапном трехфазном коротком замыкании на генераторе следует из работы [12] и имеет вид

$$F(t) = 0,046 + 0,627 \sin(\omega t) - 0,467 \sin(2\omega t), \quad (2)$$

где  $\omega = 314$  рад/с.

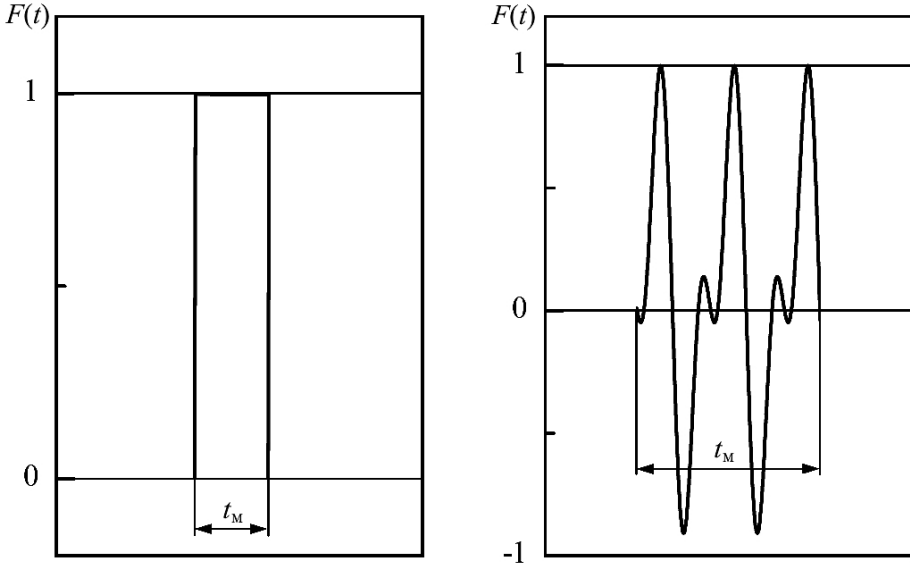


Рис. 3. Формы всплесков реактивных крутящих моментов.

Достоверность модели была подтверждена при сопоставлении результатов расчетов, выполненных на конечноэлементной модели турбины [5], состоящей из 50 тыс. элементов, и на модели валопровода с большим числом сосредоточенных масс и безынерционных жесткостей [13].

Следствием кратковременного воздействия всплеска реактивного крутящего момента на механическую систему является возникновение затухающего колебательного процесса. В расчетах принято линейное вязкое демпфирование, поэтому затухающий колебательный процесс описывается экспоненциальной функцией вида

$$\tau_{\max} = \tau_a e^{-\delta f t} \sin \omega t, \quad (3)$$

где  $\tau_a$  – начальная амплитуда напряжений затухающего процесса;  $\delta$  – логарифмический декремент колебаний, характеризующий темп затухания свободных колебаний;  $f$  и  $\omega$  – частота и круговая частота свободных колебаний валопровода соответственно;  $t$  – время.

Амплитуду  $i$ -го цикла затухающего процесса определяли по формуле

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

Число повреждающих циклов нагружения в таком процессе определяется уровнем демпфирования колебаний механической системы. Рассеяние энергии колебаний валопровода в условиях эксплуатации обусловлено потерями энергии в материале, конструкционным рассеянием энергии и аэродемпфированием, связанным с взаимодействием колеблющихся элементов с паровоздушной средой. Учитывая сложность определения характеристики демпфирования крутильных колебаний реального валопровода турбины, при модельных расчетах ее значение варьировалось в диапазоне  $\delta = 2...30\%$  [13–15].

Расчет циклической прочности вала проводили по линейной теории суммирования повреждений (гипотеза Польшгрена–Майнера) [16, 17], в соответствии с которой условие разрушения при блочном нагружении имеет вид

$$\sum_{i=1}^s \frac{n_i}{N_{ip}} = 1, \quad (5)$$

где  $n_i$  – число циклов нагружения с амплитудой напряжений  $\tau_{i\max}$ ;  $N_{ip}$  – число циклов до разрушения при циклическом нагружении с амплитудой напряжений  $\tau_{i\max}$ ;  $s$  – количество уровней (блоков) нагружения. Строго говоря, скорость накопления повреждений несколько возрастает с увеличением числа циклов нагружения; при случайном нагружении этим эффектом пренебрегали как незначительным [18].

Возможности современной вычислительной техники позволяют просуммировать повреждение на каждом цикле нагружения, т.е. реализовать случай, когда количество блоков нагружения  $s$  равно числу циклов деформирования. При этом циклическая поврежденность материала оценивается параметром

$$\Pi = \sum_{i=1}^s \Pi_i, \quad (6)$$

где  $\Pi_i$  – поврежденность материала на  $i$ -м цикле колебаний.

Алгоритм определения поврежденности материала был следующим. Вначале по формуле (8) определяется амплитуда напряжений  $i$ -го (начиная с первого) цикла затухающих колебаний  $\tau_{i\max}$ . Затем для этой амплитуды по (5) определяется число циклов до разрушения  $N_{ip}$ . Поврежденность материала на  $i$ -м цикле колебаний вычисляется по выражению

$$\Pi_i = \frac{1}{N_{ip}}. \quad (7)$$

Этот процесс выполняется последовательно для каждого из  $i$  циклов затухающих колебаний. Вычисления прекращаются, если амплитуда напряжений  $i$ -го цикла колебаний  $\tau_{i\max}$  оказывается меньше предела выносливости роторной стали  $\tau_{-1}$ .

В работе использовали кривую усталости роторной стали 25X1M1ФА (применяется для изготовления ротора валопровода турбины К-200-130), которая была получена в условиях симметричного цикла кручения при температуре 20°С и аппроксимирована затухающей экспонентой вида [14]

$$\tau_{\max} = \eta_0 + \eta_p(N)^c + \eta_u(N)^b, \quad (8)$$

где  $\eta_0$ ,  $\eta_p$  и  $\eta_u$  – коэффициенты функции,  $\eta_0 = 208,3$ ,  $\eta_p = 3176,229$ ,  $\eta_u = 185966,681$ ;  $N$  – число циклов до разрушения образца;  $c$  и  $b$  – показатели степени,  $c = -0,3114$ ,  $b = -0,8348$ .

Влияние эксплуатационных факторов (температура, асимметрия цикла и масштабный фактор), характерных для паровых турбин, на циклическую прочность стали 25X1M1ФА учитывали с помощью поправочных коэффициентов:

$$\tau_{\max} = K_M K_a K_t (\eta_0 + \eta_p(N)^c + \eta_u(N)^b), \quad (9)$$

где  $K_M$  – коэффициент масштабного фактора;  $K_a$  – коэффициент влияния среднего напряжения цикла;  $K_t$  – температурный коэффициент.

На основании экспериментальных данных [9, 19] коэффициент масштабного фактора  $K_M$  принимали равным 0,58, а температурный коэффициент  $K_t$  – 0,78. Коэффициент влияния среднего напряжения цикла определяется по формуле

$$K_a = \frac{\sqrt{\tau_{-1}^2 - \kappa^2 \psi_\tau^2 \tau_m^2}}{\tau_{-1}}. \quad (10)$$

где  $\tau_{-1} = 230$  МПа;  $\kappa = 0,922$ ;  $\psi_\tau = 0,505$  [14];  $\tau_m$  – среднее напряжение цикла.

**Результаты расчета циклической поврежденности валопровода турбины К-200-130 при крутильных колебаниях.** В общем случае напряжение при крутильных колебаниях валопровода зависит от длительности, формы и амплитуды всплеска реактивного крутящего момента, а также уровня демпфирования колебаний системы. Рис. 4 иллюстрирует влияние длительности и формы всплеска на динамические напряжения, возникающие при свободных колебаниях валопровода, т.е. после прекращения действия реактивного крутящего момента  $M_p$ , который принимали равным шестикратному суммарному моменту,  $M_p = 6M_{\text{сум}}$ . При прямоугольном всплеске момента его длительность  $t_m$  варьировали с шагом 0,002 с, при бигармоническом – 0,001 с. При каждом значении  $t_m$  рассчитывали не менее 30 циклов свободных колебаний валопровода за период времени 1,5 с, из которых выбирали цикл с наибольшей амплитудой. На рис. 4 горизонтальными линиями показаны также уровни касательных напряжений, которые соответствуют пределу прочности и пределу выносливости роторной стали 25X1M1ФА при  $T = 20$  и  $500^\circ\text{C}$ :  $\tau_b = 500$  и  $390$  МПа и  $\tau_{-1} = 230$  и  $160$  МПа соответственно.

Анализ представленных на рис. 4 результатов расчетов свидетельствует о том, что влияние продолжительности прямоугольного и бигармонического

всплесков реактивного крутящего момента на касательные напряжения имеет сложный квазипериодический характер. Практически при любой продолжительности всплеска крутящего момента сечение 2 валопровода является наиболее напряженным, а в сечении 3 амплитуда напряжений не превышает предела выносливости роторной стали (рис. 4). При прямоугольном всплеске момента с рассматриваемой величиной и в некоторых узких интервалах его изменения в сечениях 1 и 2 (рис. 4) возникают напряжения, превышающие предел прочности роторной стали при высокой температуре. При других длительностях всплеска момента напряжения превышают предел выносливости роторной стали при кручении в рабочем диапазоне температур турбины. Таким образом, в зависимости от длительности всплеска момента возникающие в результате его действия колебания могут обусловить как циклическое повреждение материала ротора, так и мгновенное разрушение валопровода турбины. По всей видимости, этот случай имел место на Каширской ГРЭС, когда короткое замыкание на генераторе длительностью 0,7 с привело к разрушению валопровода турбины с катастрофическими последствиями.

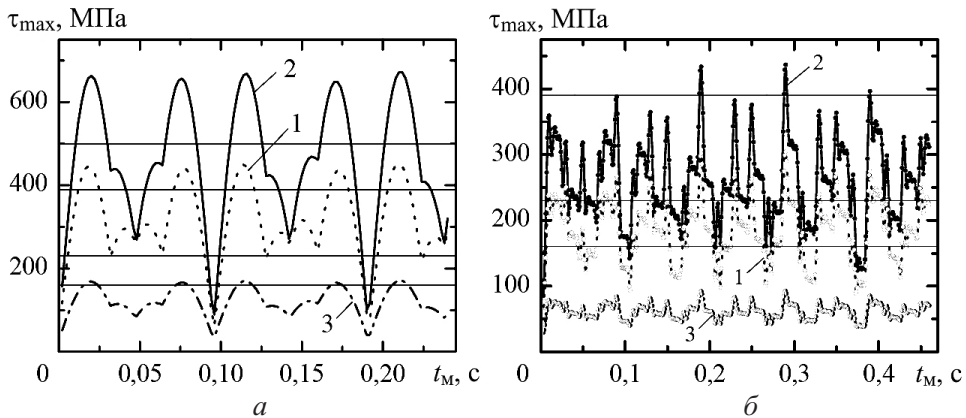


Рис. 4. Зависимость динамических касательных напряжений в сечениях 1, 2 и 3 валопровода турбины от длительности прямоугольного (а) и бигармонического (б) всплесков реактивного крутящего момента.

При прочих равных условиях прямоугольный всплеск реактивного момента более опасен, чем бигармонический. Как видно из рис. 4, б, практически во всем диапазоне длительностей бигармонического всплеска реактивного момента напряжения не превышают предела прочности роторной стали при повышенной температуре.

Развитие колебательных процессов в исследуемых сечениях валопровода при длительности прямоугольного всплеска реактивного крутящего момента  $t_M = 0,02$  с (возникают наибольшие свободные колебания валопровода, рис. 4, а) и двух уровнях логарифмического декремента колебаний валопровода показано на рис. 5. Видно, что исследуемое силовое воздействие способно возбудить значительные крутильные колебания валопровода с некоторой асимметрией цикла. При этом число повреждающих циклов колебаний существенно зависит от уровня демпфирования колебаний в системе. Так, если логарифмический декремент колебаний валопровода  $\delta = 30\%$ , то в рассмат-



риваемом случае нагружения возникнут лишь несколько циклов колебаний с напряжениями в сечении 2, которые превышают предел выносливости роторной стали при кручении и температуре 500°C (рис. 5,б). Из рис. 5 видно, что в сечениях 1 и 3 циклического повреждения не наблюдается.

Аналогичные закономерности имеют место также при бигармоническом всплеске реактивного момента. При этом одним из наиболее опасных оказывается всплеск длительностью  $t_M = 0,190$  с. Динамические напряжения при свободных колебаниях в сечениях 2 и 3 превышают предел выносливости роторной стали лишь в отсутствие демпфирования (рис. 6,а). При высоком уровне демпфирования в системе только один цикл колебаний в сечении 2 является повреждающим.

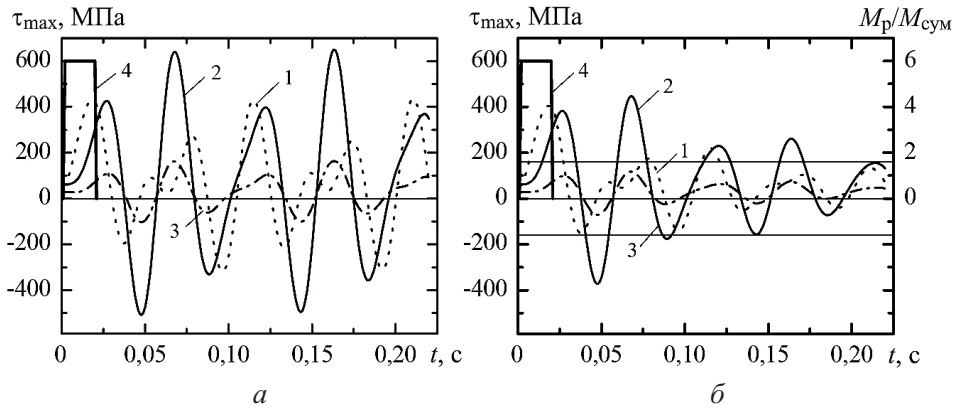


Рис. 5. Изменение касательных напряжений в сечениях 1, 2 и 3 валопровода турбины при прямоугольном всплеске реактивного крутящего момента длительностью  $t_M = 0,02$  с (кривая 4): а –  $\delta = 0$ ; б –  $\delta = 30\%$ .

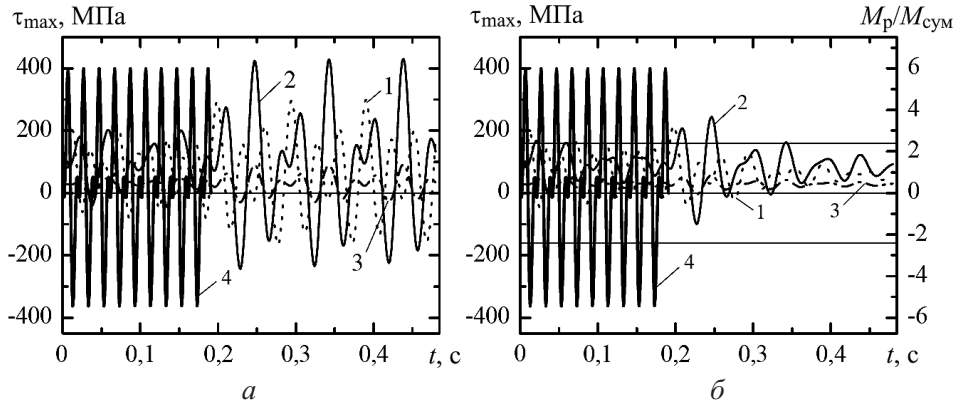


Рис. 6. Изменение касательных напряжений в сечениях 1, 2 и 3 валопровода турбины при бигармоническом всплеске реактивного крутящего момента длительностью  $t_M = 0,19$  с (кривая 4): а –  $\delta = 0$ ; б –  $\delta = 30\%$ .

Консервативная оценка циклической поврежденности роторов турбины в результате крутильных колебаний валопровода основывается на учете наиболее повреждающих случаев нагружения, каковыми являются всплески реактивного крутящего момента с длительностями, при которых амплитуда коле-



баний различных участков валопровода наибольшая. На практике длительность всплеска реактивного момента при коротком замыкании на генераторе или при включении его в сеть с грубой синхронизацией является величиной случайной. Таким образом, в результате динамического воздействия генератора на валопровод турбины в зависимости от его длительности могут возникнуть как опасные колебания, так и незначительные, как, например, при прямоугольном всплеске длительностью  $t_m = 0,96$  с (рис. 4,а).

Короткое замыкание на генераторе наблюдается весьма редко. В то же время количество пусков турбины ограничивается 2000, и при каждом пуске происходит как минимум одно включение генератора в сеть, приводящее к всплеску реактивного крутящего момента. Включить генератор в сеть не всегда удается с первой попытки, что зависит от квалификации оператора. По сведениям со станций иногда число попыток достигает семи. Следовательно, количество всплесков реактивного крутящего момента, приводящее к образованию крутильных колебаний, может превышать 2000. Если при каждом таком включении возникает хотя бы несколько десятков повреждающих циклов колебаний, то за 20 лет эксплуатации в роторе турбины зарождается существенное усталостное повреждение, уровень которого зависит от параметров реактивного крутящего момента и уровня демпфирования колебаний в системе.

Ниже рассматриваются различные случаи накопления усталостного повреждения валопровода турбины в процессе ее длительной эксплуатации, основанные на варьировании параметрами реактивного крутящего момента в реальных пределах.

При оценке реальной циклической поврежденности валопровода турбины за время эксплуатации исходили из предположения, что вероятность длительности всплеска реактивного крутящего момента в заданном временном диапазоне  $\Delta t_m$  одинакова. Диапазон изменения длительности всплеска момента при прямоугольном всплеске реактивного момента принят  $\Delta t_m = 0,192$  с, при бигармоническом – 0,5 с. Шаг изменения длительности всплеска момента в этих диапазонах  $t_h = 0,001$  с.

При каждом значении  $t_m$  с помощью модели вычисляли амплитуды максимальных начальных касательных напряжений  $\tau_a$  в сечениях 1 и 2 валопровода, число циклов затухающего колебательного процесса  $i$ , при которых имело место циклическое повреждение материала, и циклическую поврежденность материала роторов  $\Pi_{tm}$  при данной длительности всплеска. Усредненное значение поврежденности определяли по формуле

$$\Pi_{cp} = \Pi_{tm} / h, \quad (11)$$

где  $h$  – количество всплесков моментов в заданном временном диапазоне ( $h = \Delta t_m / t_h$ ), при которых вычисляли поврежденность.

В табл. 1–4 приведены результаты расчетов  $\Pi_{cp}$  при прямоугольном и бигармоническом всплесках реактивного крутящего момента, величину которого варьировали в диапазоне  $M_p = (2...12)M_{сум}$ , при четырех уровнях демпфирования. Там же представлена величина  $\Pi_{cp}^{-1}$ , которая обозначает количество включений генератора в сеть с грубой синхронизацией до наступления предельного состояния валопровода при заданных условиях.

Т а б л и ц а 1

Оценка поврежденности материала ротора в сечении 1 (рис. 1) валопровода при прямоугольном всплеске реактивного крутящего момента ( $\tau_m = 48$  МПа)

$M_p/M_{сум}$	$\delta = 2\%$		$\delta = 10\%$		$\delta = 20\%$		$\delta = 30\%$	
	$\Pi_{ср}$	$\Pi_{ср}^{-1}$	$\Pi_{ср}$	$\Pi_{ср}^{-1}$	$\Pi_{ср}$	$\Pi_{ср}^{-1}$	$\Pi_{ср}$	$\Pi_{ср}^{-1}$
2	0,000006	158894	0,000002	552115	0,000002	612183	0,000001	684698
3	0,000197	5081	0,000044	22562	0,000026	38647	0,000021	48204
4	(0,000876)	(1142)	0,000191	5244	0,000106	9478	0,000078	12742
6	(0,004087)	(245)	(0,000869)	(1150)	0,000467	2140	0,000334	2994
8	(0,009591)	(104)	(0,002020)	(2322)	(0,001074)	(931)	(0,000758)	(1319)
10	(0,016999)	(59)	(0,003562)	(281)	(0,001881)	(532)	(0,001321)	(757)
12	(0,025987)	(39)	(0,005426)	(184)	(0,002854)	(350)	(0,001996)	(501)

Т а б л и ц а 2

Оценка поврежденности материала ротора в сечении 2 (рис. 1) валопровода при прямоугольном всплеске реактивного крутящего момента ( $\tau_m = 61$  МПа)

$M_p/M_{сум}$	$\delta = 2\%$		$\delta = 10\%$		$\delta = 20\%$		$\delta = 30\%$	
	$\Pi_{ср}$	$\Pi_{ср}^{-1}$	$\Pi_{ср}$	$\Pi_{ср}^{-1}$	$\Pi_{ср}$	$\Pi_{ср}^{-1}$	$\Pi_{ср}$	$\Pi_{ср}^{-1}$
2	0,000245	4088	0,000055	18248	0,000032	31709	0,000025	40097
3	(0,001672)	(598)	0,000360	2777	0,000196	5093	0,000143	7014
4	(0,004564)	(219)	(0,000969)	(1032)	(0,000520)	(1924)	0,000371	2698
6	(0,014157)	(71)	(0,002970)	(337)	(0,001571)	(637)	(0,001104)	(905)
8	(0,027751)	(36)	(0,005790)	(173)	(0,003043)	(329)	(0,002126)	(470)
10	(0,044424)	(23)	(0,009239)	(108)	(0,004837)	(207)	(0,003369)	(297)
12	(0,063568)	(16)	(0,013191)	(76)	(0,00689)	145	(0,004788)	(209)

Т а б л и ц а 3

Оценка поврежденности материала ротора в сечении 1 (рис. 1) валопровода при бигармоническом всплеске реактивного крутящего момента ( $\tau_m = 48$  МПа)

$M_p/M_{сум}$	$\delta = 2\%$		$\delta = 10\%$		$\delta = 20\%$		$\delta = 30\%$	
	$\Pi_{ср}$	$\Pi_{ср}^{-1}$	$\Pi_{ср}$	$\Pi_{ср}^{-1}$	$\Pi_{ср}$	$\Pi_{ср}^{-1}$	$\Pi_{ср}$	$\Pi_{ср}^{-1}$
2	0	$\infty$	0	$\infty$	0	$\infty$	0	$\infty$
3	0	$\infty$	0	$\infty$	0	$\infty$	0	$\infty$
4	0,000001	1539526	0,000001	1987301	0,000001	1950678	0,0000004	2394297
6	0,000039	25491	0,000009	106233	0,000007	152217	0,000006	169522
8	0,000267	3752	0,000059	16833	0,000034	29287	0,000027	36805
10	(0,000812)	(1232)	0,000177	5657	0,000098	10200	0,000072	13818
12	(0,001722)	(581)	0,000370	2701	0,000202	4960	0,000146	6845

Т а б л и ц а 4

Оценка поврежденности материала ротора в сечении 2 (рис. 1) валопровода при бигармоническом всплеске реактивного крутящего момента ( $\tau_m = 61$  МПа)

$M_p/M_{сум}$	$\delta = 2\%$		$\delta = 10\%$		$\delta = 20\%$		$\delta = 30\%$	
	$\Pi_{ср}$	$\Pi_{ср}^{-1}$	$\Pi_{ср}$	$\Pi_{ср}^{-1}$	$\Pi_{ср}$	$\Pi_{ср}^{-1}$	$\Pi_{ср}$	$\Pi_{ср}^{-1}$
2	0	$\infty$	0	$\infty$	0	$\infty$	0	$\infty$
3	0,000001	1537301	0,000001	1971635	0,000001	1628788	0,0000004	2328363
4	0,000013	75442	0,000004	285339	0,000003	340038	0,000003	389297
6	0,000247	4053	0,000055	18157	0,000032	31528	0,000025	40263
8	(0,001003)	(997)	0,000218	4595	0,000120	8335	0,000088	11323
10	(0,002391)	(418)	(0,000512)	(1954)	0,000277	3608	0,000199	5014
12	(0,004402)	(227)	(0,000935)	(1070)	(0,000502)	(1994)	0,000358	2793

Сравнительный анализ данных, представленных в табл. 1–4, показывает, что прямоугольный всплеск реактивного крутящего момента более опасен, чем бигармонический, а степень циклического повреждения материала ротора прямо пропорциональна величине момента и обратно пропорциональна уровню демпфирования колебаний в системе. При этом согласно критерию циклической поврежденности материала валопровода количество возможных пусков турбины до наступления предельного состояния валопровода в большинстве рассмотренных случаев превышает допустимые 2000 пусков. Это означает, что за время эксплуатации турбины циклическое повреждение от крутильных колебаний не достигнет опасных величин. В табл. 1–4 в скобках приведены опасные уровни величины реактивного момента, без скобок – неопасные.

Как видно, при максимальном исследованном уровне демпфирования колебаний в системе ( $\delta = 30\%$ ) повреждающими оказываются лишь значительные по величине прямоугольные всплески момента, в то время как бигармонические ни при каких величинах не приводят к достижению предельного состояния.

При наименьшем исследованном уровне демпфирования ( $\delta = 2\%$ ) предельное состояние валопровода в сечении 1 достигается при величине прямоугольного всплеска  $M_p > 3M_{\text{сум}}$  и бигармонического  $M_p > 8M_{\text{сум}}$ , в сечении 2 – соответственно при  $M_p > 2M_{\text{сум}}$  и  $M_p > 6M_{\text{сум}}$ . И если величина всплеска реактивного момента, превышающая шесть суммарных номинальных, представляет собой маловероятный случай нагружения, то амплитуда всплеска, превышающая два-три номинальных момента, вполне реальна при эксплуатации турбины. Следовательно, реальными являются возможность возникновения усталостного повреждения материала валопровода турбины, зарождение трещины усталости и ее последующий рост, скорость которого зависит от условий эксплуатации турбины.

Рис. 7 иллюстрирует поврежденность материала валопровода за назначенное время эксплуатации, т.е. в результате 2000 пусков турбины, при различных величинах прямоугольного и бигармонического всплеска реактивного крутящего момента и уровнях демпфирования колебаний в системе, определяемую по формуле

$$\Pi_{\Sigma} = 2000\Pi_{\text{ср}} \quad (12)$$

Таким образом, можно оценить возможный уровень усталостной поврежденности сечений 1 и 2 валопровода турбины при различных параметрах всплеска реактивного крутящего момента и уровнях демпфирования колебаний.

Из анализа представленных на рис. 7 зависимостей следует, что при прямоугольном всплеске момента предельное состояние валопровода турбины наступает при любом уровне демпфирования колебаний в системе и относительно небольших величинах всплеска момента (последнее, прежде всего, относится к сечению 2). При бигармоническом всплеске момента предельное состояние валопровода в сечении 1 наступает при наименьшем уровне демпфирования, а его усталостное повреждение в сечениях 1 и 2 имеет место при амплитудах реактивного момента  $M_p > 4M_{\text{сум}}$  и  $M_p > 3M_{\text{сум}}$  соответственно.

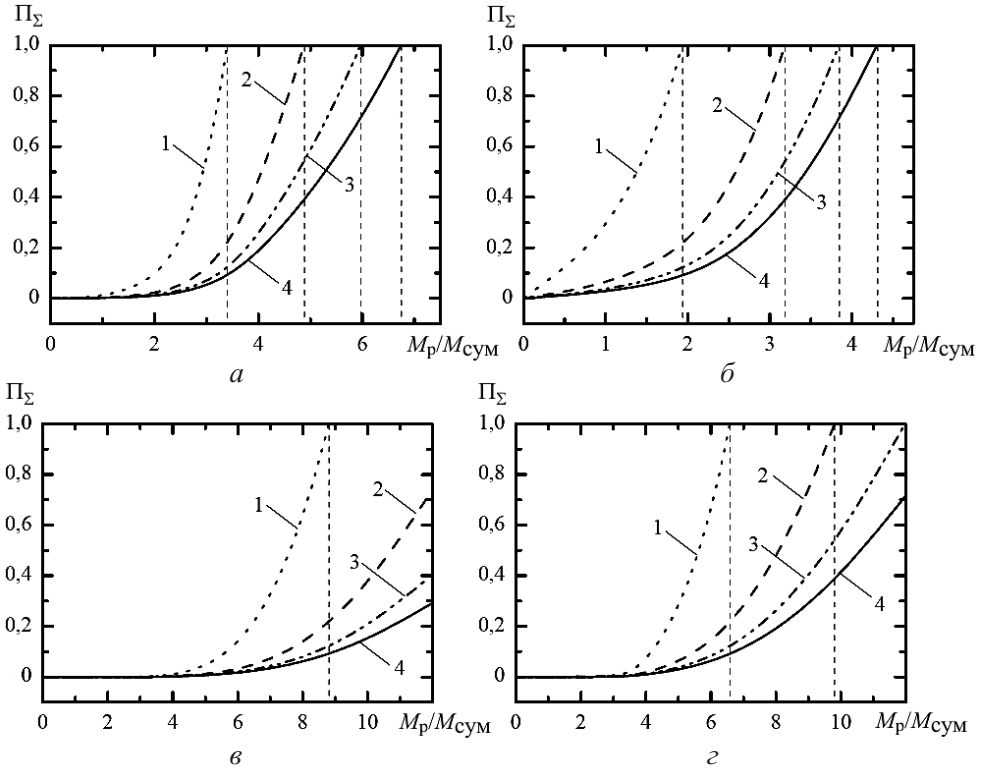


Рис. 7. Зависимость поврежденности валопровода турбины К-200-130 за время эксплуатации в сечениях 1 (а, в) и 2 (б, г) от величины прямоугольного (а, б) и бигармонического (в, г) всплесков реактивного крутящего момента при различном уровне демпфирования колебаний в системе: 1 –  $\delta = 2\%$ ; 2 –  $\delta = 10\%$ ; 3 –  $\delta = 20\%$ ; 4 –  $\delta = 30\%$ .

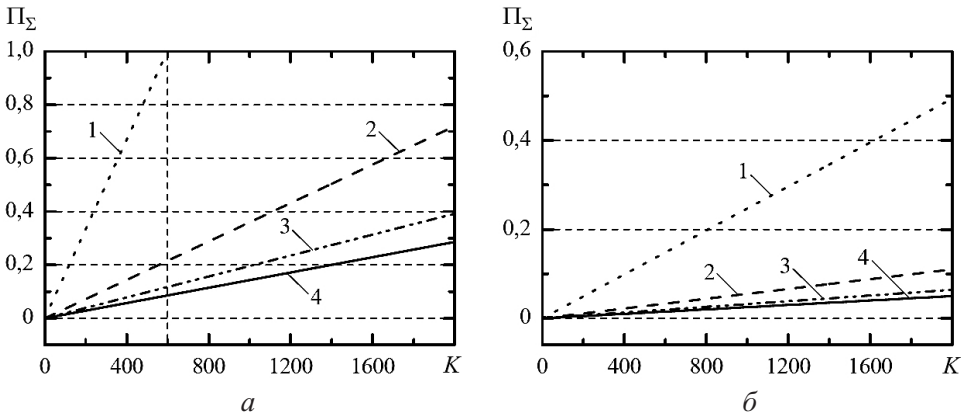


Рис. 8. Зависимость поврежденности валопровода турбины К-200-130 за время эксплуатации в сечении 2 от количества включений генератора в сеть в случае прямоугольного (а) и бигармонического (б) всплесков реактивного крутящего момента при различном уровне демпфирования колебаний в системе: 1 –  $\delta = 2\%$ ; 2 –  $\delta = 10\%$ ; 3 –  $\delta = 20\%$ ; 4 –  $\delta = 30\%$ .

На рис. 8 приведены примеры расчета усталостной поврежденности материала ротора в результате его крутильных колебаний, возникающих при включении генератора в сеть с грубой синхронизацией ( $K$  – количество вклю-

чений генератора в сеть). Как видно, при прямоугольном всплеске реактивного момента с относительно небольшой величиной в сечении 2 валопровода непрерывно накапливается усталостное повреждение, которое достигает предельного уровня при малом демпфировании (на рис. 8,а кривая 1). При бигармоническом всплеске реактивного момента с вдвое большей величиной ( $M_p = 6M_{\text{сум}}$ ) предельный уровень повреждения не может быть достигнут ни при каком рассмотренном уровне демпфирования, однако во всех случаях усталостное повреждение материала имеет место при  $\Pi_{\Sigma} = 0,5$  (на рис. 8,б кривая 1).

**Заключение.** Короткое замыкание на генераторе или включение его в сеть с грубой синхронизацией создают кратковременный всплеск реактивного крутящего момента, действующий со стороны генератора на вал турбины и возбуждающий крутильные колебания. Уровень этих колебаний зависит от параметров всплеска реактивного крутящего момента и уровня демпфирования колебаний в системе. По степени опасности параметры всплеска момента ранжируются в следующей последовательности: длительность, величина и форма.

При варьировании параметрами всплеска момента в реальных пределах возможны разные случаи нагружения турбины. При внезапном кратковременном силовом воздействии на турбину со стороны генератора в основном имеет место усталостное повреждение материала валопровода. Степень этого повреждения зависит от формы всплеска крутящего момента (прямоугольный более опасен с точки зрения циклического повреждения материала ротора, чем бигармонический), его величины (чем выше величина, тем значительнее усталостное повреждение материала) и уровня демпфирования колебаний в системе (чем он выше, тем ниже амплитуда крутильных колебаний и, следовательно, меньше циклическое повреждение материала).

Показаны возможность накопления усталостного повреждения вала турбины в течение длительного периода эксплуатации, достижение его предельного состояния и, как следствие, разрушение, как это имело место на электростанции Галлатин [1]. Вместе с тем вопрос о реальной оценке усталостного повреждения элементов турбины в результате нештатных режимов работы турбогенератора остается открытым. Ответ на него может быть получен на основании экспериментальных данных о параметрах всплеска реактивного момента и крутильных колебаний валопровода турбины, получаемых при вибродиагностике паровой турбины в реальных условиях эксплуатации.

## Резюме

Представлено методику і дані щодо оцінки втомної пошкодженості матеріалу валопроводу парової турбіни при крутильних коливаннях, що виникають у результаті позаштатних режимів роботи турбогенератора (коротке замикання на генераторі, включення його в мережу з грубою синхронізацією і т.п.). Показано поєднання параметрів навантаження, за яких досягається граничний стан валопроводу.

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 – 24.
2. *Загреддинов 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. *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.
4. *СО 153-34.17.440-2003.* Инструкция по продлению срока эксплуатации паровых турбин сверх паркового ресурса. – М.: ЦПТИ ОРГРЕС, 2003. – 79 с.
5. *Бовсуновский А. П., Черноусенко О. Ю., Штефан Е. В., Баишта Д. А.* Усталостное повреждение и разрушение роторов паровых турбин в результате крутильных колебаний // Пробл. прочности. – 2010. – № 1. – С. 144 – 151.
6. *Форрест П.* Усталость металлов. – М.: Машиностроение, 1968. – 352 с.
7. *Трухний А. Д., Мартынов Ю. Д., Гинзбург Э. С., Резинских В. Ф.* Исследование сопротивления малоциклового усталости металла ротора длительно работавшей турбины // Теплоэнергетика. – 1982. – № 6. – С. 57 – 60.
8. *Шоков Н. А., Кудрявцев И. В., Саввина Н. М.* Исследование сопротивления усталости роторов турбогенераторов на крупных моделях // Пробл. прочности. – 1982. – № 8. – С. 40 – 46.
9. *Кудрявцев И. В., Наумченков Н. Е.* Характеристики сопротивления усталости стали 25ХНЗМФА, обусловленные абсолютными размерами и концентрацией напряжений // Там же. – 1978. – № 4. – С. 17 – 22.
10. *Егоров С. Н., Рабинович В. П.* Повышение надежности работы роторов паровых турбин // Там же. – 1982. – № 8. – С. 67 – 70.
11. *Лебедев В. Н., Солнцев Ю. П., Колчин Г. Г., Крамаров М. А.* Исследование сопротивления разрушению ротора турбогенератора из стали 35ХНЗМФА при ударных нагрузках // Там же. – 1976. – № 1. – С. 89 – 91.
12. *Лютер Р. А.* Расчет моментов вращения синхронных машин при коротких замыканиях // Электросила. – 1950. – № 7. – С. 55 – 57.
13. *Косинов Ю. П., Филиппов А. П.* Колебания роторов турбоагрегатов при коротком замыкании генератора // Теплоэнергетика. – 1974. – № 6. – С. 70 – 73.
14. *Бовсуновский А. П.* Экспериментальное исследование многоциклового усталости и демпфирующих свойств роторной стали Р2МА при кручении // Пробл. прочности. – 2011. – № 4. – С. 124 – 135.
15. *Вибрации в технике.* Справочник. В 6 т. Т. 6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К. В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. – 456 с.



16. *Palmgren A.* Life of ball bearings // *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure.* – 1924. – **68.** – S. 339 – 341.
17. *Miner M. A.* Cumulative damage in fatigue // *J. Appl. Mech.* – 1945. – **12.** – P. 159 – 164.
18. *Хэйвуд Р. Б.* Проектирование с учетом усталости. – М.: Машиностроение, 1962. – 504 с.
19. *РТМ 108.021.103-85.* Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость. – М.: Минэнергомаш, 1985. – 49 с.

Поступила 14. 10. 2010