

УДК 621.165.65-192

**О.Ю. ЧЕРНОУСЕНКО**, д-р техн. наук; доц. НТУУ «КПИ», г. Киев  
**А.П. БОВСУНОВСКИЙ**, д-р техн. наук; в.н.с. Института проблем прочности  
им. Г.С. Писаренко НАН Украины, г. Киев  
**Е.В. ШТЕФАН**, канд. техн. наук; доц. Национального университета пищевых  
технологий, г. Киев  
**Р.И. ГУДОВ**, магистр НТУУ «КПИ», г. Киев

### **РАСЧЕТНОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МНОГОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ ВАЛА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ МОЩНОСТЬЮ 200 МВт ВСЛЕДСТВИЕ ЕГО КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ**

Проведено розрахункове та експериментальне дослідження циклічної міцності металу роторної сталі 25X1M1ФА при крутильних коливаннях для парових турбін енергоблоків потужністю 200 МВт, що відпрацювали у реальних умовах більше 275 тис. годин. Отримана крива багато циклової утомленості зразків зі сталі 25X1M1ФА при симетричному крученні при температурі 20 °С, ампліудна залежність логарифмічного декременту крутильних коливань сталі 25X1M1ФА при симетричному циклі навантаження і різних середніх напруженнях циклу. Визначено розрахунковий залишковий ресурс валу турбіни К-200-130 ТЕС з урахуванням сумарної дії багатоциклової утомленості від крутильних коливань та малоциклової утомленості від дії термічних навантажень.

It is spent settlement and an experimental research of cyclic durability rotor's steels 25Cr1MWA at torsion for steam turbines of power units by capacity 200 MWt, the 275 thousand which have fulfilled in actual practice more 275000 ours. Are received a curve of multi cyclic weariness of samples from a steel 25Cr1MWA at symmetric torsion at temperature 20 °C, peak dependence of logarithmic decrement torsion steel fluctuations 25Cr1MWA at a symmetric cycle stress and various average pressure of a cycle. The settlement residual resource of a shaft of turbine K-200-130 TES taking into account total influence of multi cyclic weariness from torsion fluctuations and little cyclic weariness from influence of thermal loadings is defined.

#### **Введение**

Мировой энергетикой зафиксирован ряд аварийных исходов по причине накопления крутильной усталостной повреждаемости валов паровых турбин. Анализ причин аварии Каширской ГРЭС в 2002 г. при разрушении турбоагрегата 300 МВт показал, что причиной разрушения вала стало его усталостное повреждение в результате крутильных колебаний [1, 2].

Одним из основных типов колебаний роторов турбомашин являются переходные колебания, возникающие от воздействия на ротор внезапной разбалансировки, короткого замыкания (КЗ) в электрической цепи за генератором и землетрясения. Крутильные колебания вала с большой амплитудой могут возникнуть вследствие короткого замыкания, грубого (несинфазного) включения, быстрого повторного включения генератора в сеть. Переходные колебания возникают также при аварийном отключении генератора системой защиты. Особенно серьезным является двухфазное короткое замыкание, при котором на ротор электрического генератора действует переменный электродинамический крутящий момент, превышающий в несколько раз значения максимального крутящего момента на валу. Мониторингу в настоящее время подвергаются поперечные колебания вала, контроль крутильных колебаний валов на работающих турбоагрегатах не проводится.

Целью работы было экспериментальное и расчетное исследование многоциклового усталости металла роторной стали от крутильных колебаний и определение остаточного ресурса вала паровой турбины К-210-130.

**Расчетное исследование напряженно-деформированного состояния вала паровой турбины К-200-130 от крутильных колебаний при различных режимах работы ТЭС**

Возникающий дисбаланс между электромагнитным моментом на роторе генератора и механическим крутящим моментом на валу турбины возбуждает крутильные колебания вала турбины. Амплитуда крутящего момента может в несколько раз превышать значения соответствующие номинальной мощности турбины [3, 4].

Крутящий момент создается на колесе каждой ступени турбомашин, суммируется и в конечном сечении передается генератору [1]. Максимальное значение крутящего момента достигается на участке вала между роторами низкого давления (РНД) и генератора (РГ). Расчет граничных условий для крутильных колебаний вала турбины К-200-130 произведен на переменных режимах работы согласно рекомендациям [1]. Максимальный крутящий момент на валу в зоне РНД-РГ составляет 0,65 МН·м.

Для создания трёхмерной модели вала паровой турбины К-200-130 использовалась система графического моделирования *AutoCAD*, позволяющая без искажений или потерь данных перенести геометрическую модель вала в программную систему *ANSYS*. В качестве исходных данных для построения модели вала использовалась конструкторская документация паровой турбины К-200-130. Вал представлялся из двух частей, которые соединены посредством муфты; первая часть – роторы высокого (РВД) и среднего (РСД) давления, вторая часть – ротор низкого давления (РНД). Диски ступеней давления приняты цилиндрической формы с гладкой поверхностью.

Для анализа собственных форм и частот колебаний геометрической модели [5] использовали подсистему *Modal analysis* программной системы *ANSYS*. Для расчета вынужденных колебаний вала К-200-130 при эксплуатационных режимах использована подсистема *Transient Analysis* программной системы *ANSYS*. На стационарном режиме работы паровой турбины К-200-130 распределение напряжений вала для характерных моментов времени представлено на рис. 1. Максимальные напряжения возникают в зоне соединительной муфты и в концевом сечении – зоне генератора и составляют 66–124 МПа. Максимальный размах напряжений от крутильных колебаний возникает в сечении между РСД и РНД и составляет порядка 25–28 МПа.

В работе выполнен расчет режима КЗ при изменении реактивного крутящего момента на валу турбины К-200-130 по закону: а) возрастание нагрузки  $M_p = M_{ном} + 2M_{ном} \cdot (t/0,2T)$ , при  $t$  от 0 до  $0,2T$ , где  $T$  – период при частоте 37,7 Гц; б) время действия нагрузки  $M_p = 3M_{ном}$  принято равным  $0,4T$ ; в) спад нагрузки  $M_p = 3M_{ном} - 2M_{ном} \cdot (t/0,1T)$ , при  $t$  от 0 до  $0,1T$ . Из анализа характера распределения напряжений видно, что максимальные напряжения при КЗ возникают в зоне соединительной муфты и в концевом сечении – зоне генератора и достигают 280–305 МПа (рис. 2).

Результаты расчетов напряжений вала паровой турбины К-200-130 для двух характерных сечений (1 – между РСД и РНД, а 2 – между РНД и РГ) показали, что максимальный размах напряжений от крутильных колебаний возникает в режиме КЗ в сечении РНД-РГ и составляет порядка 200–210 МПа.

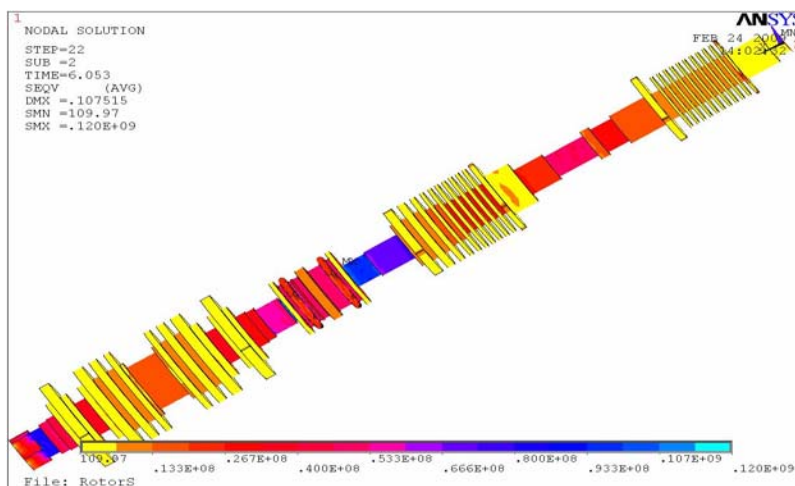


Рис. 1. Напряжения вала турбины К-200-130 в момент времени 6,053 с (стационарный режим)

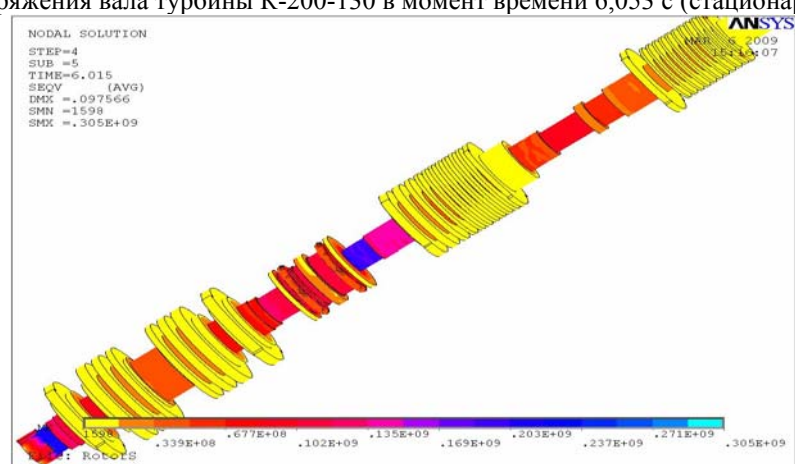


Рис. 2. Напряжения вала турбины К-200-130 в момент времени 6,015 с (режим КЗ)

### Экспериментальные исследования многоциклового усталости и демпфирующих свойств роторной стали 25Х1М1ФА при кручении

Экспериментальные исследования образцов из роторной стали 25Х1М1ФА выполнялись на созданной в ИПП НАН Украины универсальной испытательной установке КД-1М [6]. Установка предназначена для определения усталостных и демпфирующих свойств материалов при различных видах деформирования в широком диапазоне температур (20...800 °С) и асимметрии цикла деформирования. Испытывались цилиндрические образцы, вырезанные из РСД турбины К-200-130 с наработкой 275 тыс. ч эксплуатации. Образцы представляли собой цилиндр с диаметром рабочей части 10 мм, что соответствует типу II образцов для испытаний на усталость [7].

Для определения зависимости логарифмического декремента крутильных колебаний образца из стали 25Х1М1ФА от амплитуды касательных напряжений использована колебательная система в виде крутильного маятника с одной степенью свободы. После динамической тарировки системы измерения на заданный уровень напряжений система возбуждения выключалась, автоматически осуществлялась регистрация затухающего колебательного процесса и его обработка. Испытания проведены при трех начальных уровнях амплитуды напряжений  $\tau_{\max} = 50, 100$  и  $150$  МПа. Характеристика демпфирования крутильных колебаний стали 25Х1М1ФА существенно и слабо нелинейно зависит от амплитуды колебаний, изменяясь от

0,037 % до 2 % в исследованном диапазоне напряжений, т.е. более чем в 50 раз (рис. 3). Начальная амплитуда напряжений не влияет на амплитудную зависимость декремента.

Кривая усталости при симметричном кручении и нормальной температуре для стали 25Х1М1ФА получена по результатам испытаний пятнадцати образцов (рис. 4). База испытаний в соответствии с ГОСТ [7] была принята  $10 \cdot 10^6$  циклов. Предел выносливости материала при этих условиях оказался равным  $\tau_{-1} = 230$  МПа.

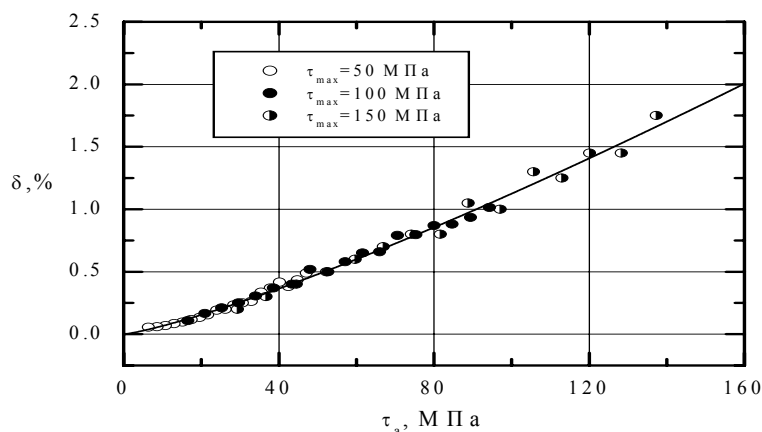


Рис. 3. Логарифмический декремент крутильных колебаний образцов из стали 25Х1М1ФА

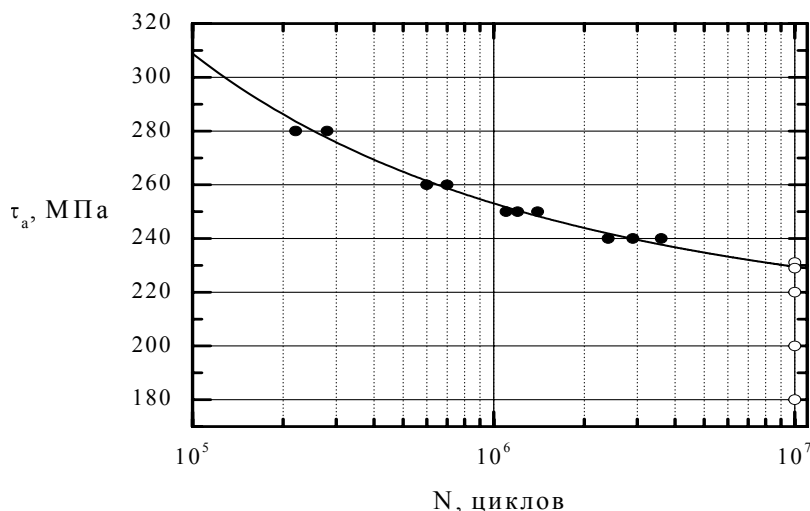


Рис. 4. Кривая усталости образцов из стали 25Х1М1ФА при симметричном кручении  $t = 20$  °С (темные точки соответствуют разрушенным образцам, светлые – простоявшим базу испытаний)

Для определения предела выносливости стали 25Х1М1ФА использовался метод, основанный на особенностях амплитудной зависимости характеристики демпфирования колебаний. Абсцисса перелома амплитудной зависимости указала на предел выносливости материала (для образца он составил  $\tau_{-1} = 226$  МПа). Следовательно, в результате кратковременного испытания одного образца можно достаточно точно оценить базовую характеристику циклической прочности материала. Для повышения точности такой оценки таким же способом были испытаны два образца. По результатам испытания предел выносливости образцов из стали 25Х1М1ФА составил  $\tau_{-1} = 235$  и  $232$  МПа. Среднее значение по результатам испытаний трех образцов составило  $\tau_{-1} = 231$  МПа, что практически совпадает с пределом выносливости данной стали, определенным традиционным способом ( $\tau_{-1} = 230$  МПа).

**Расчетная оценка поврежденности и остаточного ресурса вала паровой турбины К-200-130 вследствие крутильных колебаний**

При расчете колебаний вала режим КЗ моделировался прямоугольным импульсом, амплитуда которого определялась наперед заданным соотношением между реактивным и номинальным крутящими моментами ( $M_{КЗ} = 3M_{ном}$  и  $M_{КЗ} = 6M_{ном}$ ), а продолжительность КЗ была принята  $T_{КЗ} = 0,015$  и  $0,078$  с. Имело место максимальное циклическое повреждение в случае длительности КЗ  $T_{КЗ} = 0,56T_{СК}$  с амплитудой реактивного момента, равной 6-ти номинальным. Циклическая поврежденность роторной стали по разным теориям прочности находится в пределах  $\Pi = 0,56 \dots 4,24$  %.

Расчет стационарного (нерезонансного) режима нагружения вала был выполнен при амплитуде вынуждающей силы, равной 20 % номинального крутящего момента, и частоте 50 Гц. Амплитуда максимальных касательных напряжений в сечении РСД-РНД  $\tau_a$  равна 14 МПа при среднем напряжении цикла  $\tau_m = 82$  МПа. Расчет существенно упрощался за счет постоянства амплитуды напряжений при стационарных колебаниях. Амплитуды максимальных касательных напряжений, при превышении которых начинается циклическое повреждение материала, существенно зависят от среднего напряжения цикла деформирования. При номинальном крутящем моменте на валу, приводящем к возникновению касательных напряжений в сечении РСД-РНД  $\tau_m = 82$  МПа, допустимая амплитуда циклических напряжений  $\tau_a$  равна 92,0 МПа. Запас циклической прочности составляет 6,571 раза. Накопление усталостного повреждения при такой амплитуде напряжений может иметь место лишь при превышении величины среднего напряжения цикла  $\tau_m = 220$  МПа. Наиболее консервативный результат предсказывает четвертая теория прочности с кривой предельных амплитуд Гудмана, а именно количество циклов до разрушения составляет  $N_{разр} = 4,9 \cdot 10^{10}$  циклов, что соответствует 272 тыс. ч эксплуатации вала. Остальные теории предсказывают долговечность вала, превышающую 300 тыс. ч. Расчет был ограничен базой 300 тыс. ч или  $5,4 \cdot 10^{10}$  циклов.

Остаточный ресурс паровой турбины К-200-130 ТЭС, рассчитанный по наиболее консервативному подходу ( $\Pi = 4,24$  %) приведен в таблице 1. Нарботка энергоблоков ст. № 11, 13–15 ТЭС приведена по состоянию на 01.10.2009 года. Для сравнения поврежденности от температурных напряжений, давления и других нагрузок [8], исследованных ранее по методикам [9–11], в табл. 1 приведены данные по состоянию на 01.04.2008 год. Также необходимо учесть, что за весь период эксплуатации по данным станции было зафиксировано три КЗ. При этом измерение величины крутящего момента на валу не производили, т.е. отсутствуют точные данные по величине крутящего момента на валу в момент КЗ.

Таблица 1

Остаточный ресурс вала паровой турбины К-200-130 ТЭС

Номер блока	Нарботка, час	Год выпуска	Поврежденность		Остаточный ресурс
			температурные напряжения	крутильные колебания	
№ 11	287304	24.09.1963	0,6514	0,0424	30968
№ 13	254079	29.08.1968	0,4844	0,0424	52466
№ 14	247001	13.12.1968	0,4783	0,0424	52554
№ 15	255690	28.12.1969	0,4024	0,0424	74793

По состоянию на данный момент развитие повреждений валов под действием колебательных скручивающих нагрузок трудно предсказуемо. Турбостроительные

фирмы пришли к заключению о необходимости оснащения турбоагрегатов средствами контроля крутильных колебаний [12, 13].

#### **Выводы**

1. Получены экспериментальные данные о циклической прочности роторной стали 25X1M1ФА при кручении: кривая многоциклового усталости образцов из стали 25X1M1ФА при симметричном кручении при температуре 20 °С; амплитудная зависимость логарифмического декремента крутильных колебаний стали 25X1M1ФА при симметричном кручении и различных средних напряжениях цикла ( $\tau_m = 0$  МПа и  $\tau_m = 300$  МПа). Также получена диаграмма предельных амплитуд для стали 25X1M1ФА при циклическом кручении при температуре 20 °С.

2. Наиболее высокий уровень касательных напряжений на валу турбины К-200-130 ТЭС получен при режиме КЗ. Максимальные касательные напряжения возникают в двух сечениях: в зоне РСД-РНД ( $\tau_{max} = 82$  МПа) и в зоне РНД-РГ ( $\tau_{max} = 59$  МПа). Уровень напряжений ниже предела прочности роторной стали 25X1M1ФА при кручении, что обеспечивает статическую прочность вала.

3. Экспериментальные и расчетные исследования циклической прочности стали 25X1M1ФА при кручении в результате одного КЗ показали, что реальная поврежденность вала паровой турбины К-200-130 равна 0,63 %.

При консервативном подходе к оценке поврежденности от крутильных колебаний ( $P_{кр} = 4,24$  %) расчетный остаточный ресурс вала турбины К-200-130 с учетом воздействия многоциклового усталости от крутильных колебаний и малоциклового усталости от термических нагрузок составляет 30968–74793 ч.

**Список литературы:** 1. Костюк А.Г. Паровые и газовые турбины для электростанций / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний. – М.: МЭИ, 2008. – 556 с. 2. Загретдинов И.Ш. Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы / И.Ш. Загретдинов, А.Г. Костюк, А.Д. Трухний, П.Р. Должанский // Теплоэнергетика. – 2004. – № 5. – С. 5-15. 3. Лейзерович А.Ш. Накопление усталостной повреждаемости металла роторов паровых турбин из-за колебательных крутильных нагрузок, вызванных взаимодействием с энергосистемой / А.Ш. Лейзерович // Энергохозяйство за рубежом. – 1982. – № 4. – С. 12-16. 4. Глебов И.А. Скручивающие моменты на валу турбоагрегата при отключении коротких замыканий / И.А. Глебов, Е.Я. Казовский, Э.Е. Остроумов, Г.Е. Рубисов // Электричество. – 1978. – № 2. – С. 22-26. 5. Штефан Є.В. Інформаційні технології дослідження вібраційних процесів у роторах турбомашин / Є.В. Штефан, А.П. Бовсуновский, О.Ю. Черноусенко, Д.А. Башта // Вибрації в техніці та технологіях. – 2009. – № 3 (55). – С. 48-50. 6. Матвеев В.В. Методика экспериментального исследования демпфирующей способности материалов при бигармоническом деформировании в условиях однородного напряженного состояния / В.В. Матвеев, А.П. Бовсуновский // Проблемы прочности. – 1986. – № 10. – С. 118-122. 7. ГОСТ 25.502-79. Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 32 с. 8. Черноусенко О.Ю. Обобщение и анализ результатов расчетного исследования индивидуального ресурса корпусов и роторов ЦВТ и ЦСТ турбины К-200-130 блока 200 МВт / О.Ю. Черноусенко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ». – 2008. – № 6. – С. 107-111. 9. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій: СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004. – Офіц. вид. – К.: ГРІФРЕ: М-во палива та енергетики України, 2005. – 76 с. 10. РТМ 108.021.103-85. Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость. – М., 1985. – № АЗ-002/7382. – 49 с. 11. РД 34.17.440-96. Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса. – М., 1996. – 153 с. 12. Патенты: N4051427, 4057714, 4255978, 4282756 (США), 2543587 (ФРГ), 52-56316 (Япония). 13. Решения Всероссийского совещания-семинара «Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций», 5-8 декабря 2005.

© Черноусенко О.Ю., Бовсуновский А.П., Штефан Е.В., Гудов Р.И., 2010  
Поступила в редколлегию 03.03.10