

ISSN 0206-3131

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ ПРОБЛЕМ МІЦНОСТІ ім. Г. С. ПИСАРЕНКА

*Міжнародний
науково-технічний збірник*

**НАДІЙНІСТЬ
І ДОВГОВІЧНІСТЬ
МАШИН І СПОРУД**

*Международный
научно-технический сборник*

**НАДЕЖНОСТЬ
И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ
МАШИН И СООРУЖЕНИЙ**

*International
scientific & technical journal*

**RELIABILITY AND LIFE
OF MACHINES AND STRUCTURES**

36' 2012

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ ПРОБЛЕМ МІЦНОСТІ ім. Г. С. ПИСАРЕНКА

Міжнародний науково-технічний збірник

НАДІЙНІСТЬ І ДОВГОВІЧНІСТЬ МАШИН І СПОРУД

Заснований в 1982 р. Видання відновлене в 2004 р.

Випуск 36

Київ – 2012

Засновники: Національна академія наук України
Інститут проблем міцності ім. Г. С. Писаренка НАН України
Асоціація “Надійність машин і споруд”

Видавник Інститут проблем міцності ім. Г. С. Писаренка НАН України

Редакційна колегія:

В. Т. Трошенко (головний редактор), **В. А. Баженов**, **М. І. Бобир**,
Л. В. Кравчук, **В. В. Матвєєв**, **В. І. Махненко**, **М. В. Новіков**,
Л. С. Новогрудський, **І. В. Ориняк**, **С. В. Романов**, **М. П. Рудницький**
(відповідальний секретар), **В. П. Стрельников**, **В. В. Харченко** (заст.
головного редактора), **М. Г. Чаусов**, **П. В. Ясній**

*Адреса редакції: 01014, Київ-14, вул. Тимірязєвська, 2
Інститут проблем міцності ім. Г. С. Писаренка
Національної академії наук України*

Телефон: (044) 281 63 34

Факс: (044) 286 16 84

E-mail: <nadiynist@ipp.kiev.ua>

Реєстраційне свідоцтво серія КВ № 8773 від 24.05.2004 р.

Затверджено до друку вченою радою

Інституту проблем міцності ім. Г. С. Писаренка НАН України

Підп. до друку 25.04.12 р. Формат 70×108/16. Папір офс. Різогр. друк.

Ум. друк. арк. 16,01. Обл.-вид. арк. 9,04. Тираж 100 прим. Зам. № 8. Ціна договірна

Дільниця оперативного друку ПІМіцн. ім. Г. С. Писаренка НАН України
01014, Київ-14, вул. Тимірязєвська, 2

© Інститут проблем міцності ім. Г. С. Писаренка НАН України, 2012

НАКОПЛЕНИЕ УСТАЛОСТНОЙ ПОВРЕЖДЕННОСТИ ВАЛОПРОВОДА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ПРИ ЦИКЛИЧЕСКОМ СДВИГОВОМ ДЕФОРМИРОВАНИИ

Представлены методика и результаты оценки усталостного повреждения роторов паровых турбин, возникающего в результате нештатных режимов эксплуатации турбогенераторов. Получены сочетания параметров нагружения, приводящие к достижению предельного состояния ротора.

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

Введение. Анализ колебательных процессов, происходящих в паровой турбине, показывает, что наряду с поперечными колебаниям вала, возникающими в процессе его разгона и останова при прохождении через критические скорости вращения, не менее, а в ряде случаев гораздо более опасными являются крутильные колебания вала турбины, обусловленные динамическим взаимодействием генератора с турбиной при внезапном коротком замыкании на генераторе, при включении генератора в сеть с грубой синхронизацией, из-за динамической неустойчивости системы турбогенератор–сеть, а также из-за неравномерности электрического поля генератора [1].

Несмотря на большую потенциальную опасность крутильных колебаний валопровода на эксплуатирующихся паровых турбинах они не регистрируются, поэтому данные об уровне напряженности валопровода при таких колебаниях отсутствуют.

По сложившейся практике оценка остаточного ресурса паровых турбин основывается главным образом на анализе термонапряженного состояния ротора и корпуса турбины и на исследовании деградации механических свойств их материалов [2]. 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.

Способность роторной стали сопротивляться переменным нагрузкам, зависит от целого ряда факторов. Применительно к роторам турбин тепловых станций к числу таких факторов относят асимметрию цикла нагружения [3], высокую температуру [4], масштабный фактор [5, 6], концентрацию напряжений [6], неоднородность механических свойств стали по объему ротора [7, 8]. Эти факторы необходимо учитывать при оценке циклической поврежденности валопровода турбины при колебаниях.

Основная идея данного исследования заключалась в разработке

методики оценки усталостного повреждения материала роторов при внезапном коротком замыкании на генераторе или при включении генератора в сеть с грубой синхронизацией, а также в оценке на ее основе повреждения валопровода в результате крутильных колебаний за установленное время эксплуатации турбины.

Методика расчета циклической поврежденности валопровода при крутильных колебаниях. Паровая турбина представляет собой сложную механическую систему, состоящую из роторов высокого, среднего и низкого давления, и генератора. Исследование вынужденных колебаний такой механической системы было выполнено численно с помощью модели валопровода турбины К-200-130 в виде колебательной системы с четырьмя степенями свободы (рис. 1) [9]. Номинальные крутящие моменты M_v , M_c и M_n , возникающие на цилиндрах высокого (ЦВД), среднего (ЦСД) и низкого (ЦНД) давления были взяты из условий эксплуатации турбины К-200-130. Номинальный крутящий момент, действующий между валопроводом турбины и генератором, равен сумме этих моментов $M_{сум}=0,65$ МН·м. Амплитуда всплеска реактивного крутящего момента, возникающего при включении генератора в сеть с грубой синхронизацией, обозначена M_p .

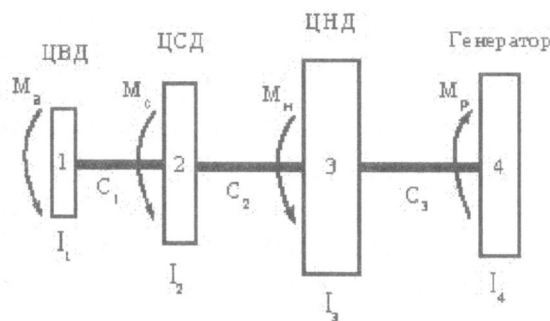


Рис. 1. Модель валопровода паровой турбины.

Крутильные колебания модели валопровода описывались системой четырех дифференциальных уравнений, матричная форма которых имеет вид

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

где $[I]$ — матрица моментов инерции масс дисков; $[D]$ — матрица демпфирования; $[C]$ — 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 в [10]. Величина всплеска была принята равной 3-м и 6-ти номинальным моментам. Форму всплеска момента и его длительность задавали функцией $F(t)$ в виде прямоугольника. Вследствие действия реактивного крутящего момента на механическую систему возникают

крутильные колебания валопровода по разным формам. В расчетах было принято линейное вязкое демпфирование. Учитывая сложность определения характеристики демпфирования крутильных колебаний реального валопровода турбины, при модельных расчетах она варьировалась в диапазоне $\delta = 2 \dots 30\%$ [11-13].

При расчете циклической прочности вала использовалась линейная теория суммирования повреждений (гипотеза Польшгрена-Майнера) [14, 15], в соответствии с которой условие разрушения при блочном нагружении имеет вид:

$$\sum_{i=1}^s (n_i / N_{ip}) = 1, \quad (2)$$

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

В программе вычисления повреждения количество блоков нагружения s было равно числу циклов деформирования, поэтому циклическая поврежденность материала оценивалась параметром

$$\Pi = \sum_{i=1}^s \Pi_i, \quad (3)$$

где Π_i – поврежденность материала на i -том цикле колебаний.

В работе использована кривая усталости роторной стали P2MA, из которой изготавливают ротора валопровода турбины K-200-130, которая была получена в условиях симметричного цикла кручения при температуре 20°C и аппроксимирована затухающей экспонентой вида [12]:

$$\tau_{imax} = \eta_0 + \eta_p (N)^c + \eta_u (N)^b, \quad (4)$$

где η_0 , η_p и η_u – коэффициенты функции, N – число циклов до разрушения образца, c и b – показатели степени. Параметры уравнения (4) следующие: $\eta_0 = 208,3$; $\eta_p = 3176,2$; $\eta_u = 185966,9$; $c = -0,3114$, $b = -0,8348$.

Учет влияния эксплуатационных факторов, актуальных для паровых турбин (температуры, асимметрии цикла и масштабного фактора), на усталостную прочность стали P2MA производился с помощью поправочных коэффициентов следующим образом:

$$\tau_{imax} = K_m K_a K_t (\eta_0 + \eta_p (N)^c + \eta_u (N)^b), \quad (5)$$

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

На основании экспериментальных данных, приведенных в [6, 16], коэффициент масштабного фактора был принят равным $K_m = 0,58$, а температурный коэффициент – $K_t = 0,78$. Коэффициент влияния среднего напряжения цикла определялся по формуле

$$K_a = \sqrt{1 - \kappa^2 \psi_\tau^2 (\tau_m / \tau_{-1})^2}, \quad (6)$$

где $\tau_{-1} = 230$ МПа; $\kappa = 0,922$; $\psi_\tau = 0,505$ [12].

Алгоритм определения поврежденности материала был следующим. Вначале в результате решения системы (1) определяли амплитуды колебаний τ_{imax} наиболее напряженных сечений валопровода. Затем для каждой такой амплитуды из уравнения (5) определялось число циклов до разрушения N_{ip} . Поврежденность материала на i -том цикле колебаний вычислялась по формуле

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

Вычисления прекращались, когда амплитуда напряжений i -го цикла колебаний оказывалась меньше предела выносливости роторной стали τ_{-1} .

Результаты расчета циклической поврежденности валопровода турбины К-200-130 при включении генератора в сеть с грубой синхронизацией. На рис. 2 иллюстрируется влияние длительности всплеска на динамические напряжения, возникающие при свободных колебаниях валопровода, то есть после прекращения действия реактивного момента. Горизонтальными линиями показаны уровни касательных напряжений, соответствующих пределу прочности и пределу выносливости роторной стали Р2МА при двух температурах: $\tau_\sigma(20^\circ\text{C})=500$ МПа; $\tau_\sigma(500^\circ\text{C})=390$ МПа; $\tau_{-1}(20^\circ\text{C})=230$ МПа; $\tau_{-1}(500^\circ\text{C})=160$ МПа. Как видно, влияние длительности всплеска реактивного крутящего момента на касательные напряжения имеет сложный квазипериодический характер. Практически при любой продолжительности всплеска участок валопровода между ЦСД и ЦНД валопровода является наиболее напряженным, а между ЦВД и ЦСД амплитуда напряжений не превышает предела выносливости роторной стали. Всплеск реактивного момента с рассматриваемой величиной в некоторых узких интервалах изменения t_m приводит к возникновению напряжений на участках валопровода между ЦСД и ЦНД и между ЦНД и генератором, превышающих предел прочности роторной стали при высокой температуре. При других длительностях всплеска моменты напряжения превышают предел выносливости роторной стали при кручении в рабочем диапазоне температур турбины. Таким образом, в зависимости от длительности всплеска моменты возникающие в результате его действия колебания могут обусловить как циклическое повреждение материала ротора, так и мгновенное разрушение валопровода турбины.

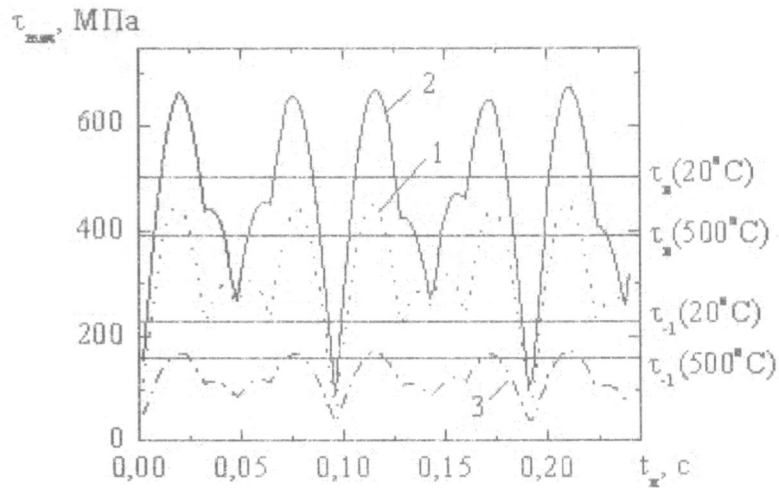


Рис. 2. Зависимость динамических касательных напряжений между ЦНД и генератором (1), ЦСД и ЦНД (2) и ЦВД и ЦСД (3) валопровода турбины от длительности всплеска реактивного крутящего момента $M_p = 6 \cdot M_{сум}$.

Развитие колебательных процессов в исследуемых сечениях валопровода при длительности прямоугольного всплеска реактивного крутящего момента $t_m = 0,02$ с и при уровне демпфирования колебаний валопровода $\delta = 30\%$ показано на рис. 3. Как видно, исследуемое силовое воздействие способно возбудить значительные крутильные колебания валопровода с некоторой асимметрией цикла. Количество повреждающих циклов колебаний существенно зависит от уровня демпфирования колебаний в системе. В рассматриваемом случае высокого демпфирования возникают лишь несколько циклов колебаний с напряжениями в сечении 2, которые превышают предел выносливости роторной стали при кручении и температуре 500°C .

Консервативная оценка циклической поврежденности роторов турбины в результате крутильных колебаний валопровода основывается на учете наиболее повреждающих случаев нагружения. Таковыми являются всплески реактивного крутящего момента с длительностями, при которых амплитуда колебаний различных участков валопровода является наибольшей. В то же время на практике длительность всплеска реактивного момента при коротком замыкании на генераторе или при включении генератора в сеть с грубой синхронизацией является величиной случайной. Таким образом, в результате динамического воздействия со стороны генератора на валопровод турбины в зависимости от его длительности могут возникнуть как опасные колебания, так и незначительные.

Количество пусков турбины ограничивается двумя тысячами и при каждом пуске происходит как минимум одно включение генератора в сеть, приводящее к всплеску реактивного крутящего момента различной интенсивности. Если при каждом таком включении возникает хотя бы несколько десятков повреждающих циклов колебаний, то за двадцать лет службы в материале ротора турбины может возникнуть существенное усталостное повреждение.

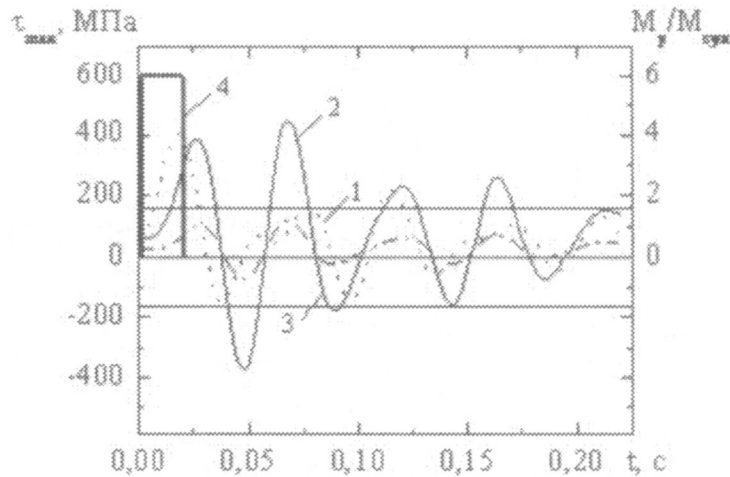


Рис. 3. Изменение касательных напряжений между ЦНД и генератором (1), ЦСД и ЦНД (2) и ЦВД и ЦСД (3) валопровода турбины при всплеске реактивного крутящего момента (кривая 4) длительностью $t_M = 0,02$ с.

Оценка реальной циклической поврежденности валопровода турбины за время эксплуатации основывалась на предположении, что вероятность длительности всплеска реактивного крутящего момента в заданном временном диапазоне Δt_M является одинаковой. Длительность всплеска t_M в диапазоне Δt_M изменялась с шагом $t_h = 0,001$ с. При каждом значении t_M с помощью модели вычисляли амплитуды максимальных начальных касательных напряжений и циклическую поврежденность материала ротора $P_{LM} = P_{LM}^{дин} + P_{LM}^{св}$ ($P_{LM}^{дин}$ – поврежденность материала во время действия реактивного момента; $P_{LM}^{св}$ – поврежденность материала при свободных колебаниях после прекращения действия реактивного момента). Усредненное значение поврежденности определяли по формуле

$$P_{cp} = P_{LM} / h = (P_{LM}^{дин} + P_{LM}^{св}) / h = P_{cp}^{дин} + P_{cp}^{св}, \quad (8)$$

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

Рис. 4 иллюстрирует поврежденность материала валопровода между ЦСД и ЦНД, возникающую при 2000 пусков турбины, при различных величинах всплеска реактивного крутящего момента и уровнях демпфирования колебаний в системе. Эту поврежденность определяли по формуле

$$P_{\Sigma} = 2000 \cdot P_{cp} = P_{дин} + P_{св}, \quad (9)$$

где $P_{дин} = 2000 \cdot P_{cp}^{дин}$; $P_{св} = 2000 \cdot P_{cp}^{св}$.

Как видно из рис. 4, во всех рассмотренных случаях имеет место усталостное повреждение материала ротора. Его уровень зависит от длительности и величины всплеска и уровня демпфирования в системе. Предельное состояние валопровода турбины может наступить при малом уровне демпфирования колебаний в системе и при значительном всплеске

момента, развивающегося за короткий промежуток времени (рис. 4,в). Доля повреждения во время действия реактивного момента по сравнению со свободными колебаниями ротора возрастает при высоком уровне демпфирования в системе. Наиболее опасные уровни повреждения возникают в диапазоне длительности всплеска момента $0,01 \leq \Delta t_m \leq 0,03$ с.

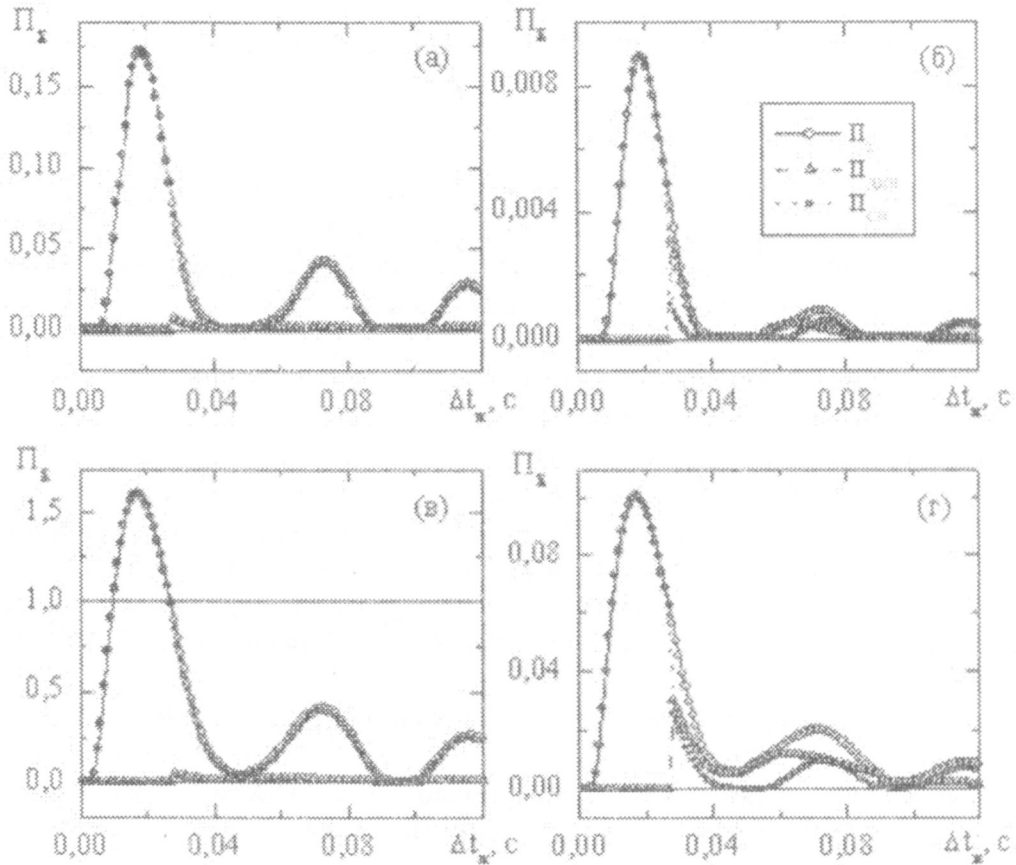


Рис. 4. Относительная поврежденность участка валопровода между ЦСД и ЦНД в зависимости от диапазона усреднения при всплеске реактивного крутящего момента $M_p = 3M_{сум}$ (а, б) и $M_p = 6M_{сум}$ (в, г) и демпфирования $\delta = 2\%$ (а, в) и $\delta = 30\%$ (б, г) (легенды всех кривых приведены на рисунке (б)).

Заклучение. Включение генератора в сеть с грубой синхронизацией создает кратковременный всплеск реактивного крутящего момента, действующий со стороны генератора на вал турбины и возбуждающий его крутильные колебания. Уровень этих колебаний зависит от параметров (величины и длительности) всплеска реактивного крутящего момента и уровня демпфирования колебаний в системе.

В результате численных исследований показана возможность усталостного повреждения вала турбины при включении генератора в сеть с грубой синхронизацией, а также накопления повреждения в течение длительного периода эксплуатации вплоть до достижения предельного состояния материала ротора.

Summary

The procedure and results of estimation of a steam turbine shaft material fatigue damage at torsional vibrations arising as a result of abnormal operational regimes of turbogenerator are presented. The combinations of load parameters leading to the achievement of a shaft's limiting state are demonstrated.

Keywords: turbine shafting, torsional vibrations, fatigue damage, limit state.

Резюме

Представлені методика і результати оцінки втомного пошкодження роторів парових турбін, яке виникає внаслідок нештатних режимів експлуатації турбогенераторів. Отримані поєднання параметрів навантаження, які спонукають досягненню граничного стану ротора.

Ключові слова: валопровід турбіни, крутильні коливання, втомна пошкодженість, граничний стан.

1. 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.
2. СО 153-34.17.440-2003. Инструкция по продлению срока эксплуатации паровых турбин сверх паркового ресурса. – Москва: ЦПТИ ОРГРЕС, 2003. – 79 с.
3. Форрест П. Усталость металлов. – М.: Машиностроение, 1968. – 352 с.
4. Трухний А. Д., Мартынов Ю. Д., Гинзбург Э. С., Резинских В. Ф. Исследование сопротивления малоцикловой усталости металла ротора длительно работавшей турбины // Теплоэнергетика. – 1982. – № 6. – С. 57 – 60.
5. Шоков Н. А., Кудрявцев И. В., Савина Н. М. Исследование сопротивления усталости роторов турбогенераторов на крупных моделях // Пробл. прочности. – 1982. – № 8. – С. 40 – 46.
6. Кудрявцев И. В., Наумченков Н. Е. Характеристики сопротивления усталости стали 25ХНЗМФА, обусловленные абсолютными размерами и концентрацией напряжений // Пробл. прочности. – 1978. – № 4. – С. 17 – 22.
7. Егоров С. Н., Рабинович В. П. Повышение надежности работы роторов паровых турбин // Пробл. прочности. – 1982. – № 8. – С. 67 – 70.
8. Лебедев В. Н., Солнцев Ю. П., Колчин Г. Г., Крамаров М. А. Исследование сопротивления разрушению ротора турбогенератора из стали 35ХНЗМФА при ударных нагрузках // Пробл. прочности. – 1976. – № 1. – С. 89 – 91.
9. Бовсуновский А. П., Черноусенко О. Ю., Штефан Е. В., Башта Д. А. Усталостное повреждение и разрушение роторов паровых турбин в результате крутильных колебаний // Пробл. прочности. – 2010. – № 1. – С. 144 – 151.

10. *Бовсуновский А. П.* Оценка усталостной поврежденности валопровода паровой турбины в результате крутильных колебаний // Пробл. прочности. – 2011. – № 5. – С. 5 – 20.
11. *Косинов Ю. П., Филиппов А. П.* Колебания роторов турбоагрегатов при коротком замыкании генератора // Теплоэнергетика. – 1974. – № 6. – С. 70 – 73.
12. *Бовсуновский А. П.* Экспериментальные исследования многоциклового усталости и демпфирующих свойств роторной стали Р2МА при кручении // Пробл. прочности. – 2011. – № 4. – С. 124 – 135.
13. *Вибрации в технике: Справочник.* В 6-ти т. – Москва: Машиностроение, 1981. – Т. 6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К. В. Фролова. – 1981. – 456 с.
14. *Palmgren A.* Life of ball bearings // Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieures. – 1924. – 68. – P. 339 – 341.
15. *Miner M. A.* Cumulative damage in fatigue // J. Appl. Mech. – 1945. – 12. – P. 159 – 164.
16. *РТМ 108.021.103-85.* Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталось. – М.: Минэнергомаш, 1985. – 49 с.

Поступила 02.06.2011