

МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕАКТИВНОГО МОМЕНТА ДЛЯ РАСЧЕТА ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ В ВАЛОПРОВОДЕ ТУРБОГЕНЕРАТОРА

Статья является продолжением статьи «о регистрации крутильных колебаний». Представлены результаты численных исследований крутильных колебаний валопровода при нештатных режимах работы турбогенератора. Рассмотрены принципы построения моделирования и выполнен сравнительный анализ реакции системы на всплески реактивного момента.

Ключевые слова: крутильные колебания, валопровод, матрица переноса, многоцикловая усталость, напряжение цикла.

Первоочередными задачами, которые решались при проектировании измерительной системы крутильных колебаний был анализ источников возбуждения колебаний и диапазона частот этих возбуждений.

Основным источником крутильных колебаний обычно рассматривается генератор, а причины колебаний условно можно разделить на несколько групп:

- возмущения, связанные с возникновением нештатных режимов работы генератора.
- небалансной режимом работы энергосистемы, как установившимися так и неустановившимися.

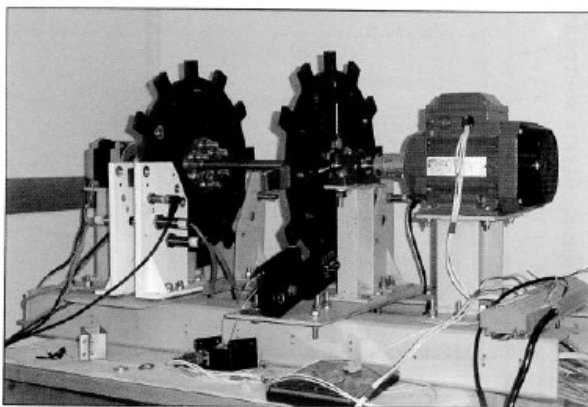


Рис. 1. Экспериментальный стенд

При изучении данной проблемы создавались экспериментальные стенды с целью моделирования и воспроизведения данного явления, были неоднократно задействованы системы измерения, встраиваемые в корпус турбины, которые позволили определить и зарегистрировать наличие этих возбуждений, но они не позволяют оценить параметры реактивного момента, действующего на валопровод.

Для расчета вынужденных колебаний вала при динамических всплесках реактивного момента возникающего при нештатных режимах работы и исследования напряженно-деформированного состояния вала от крутильных колебаний при различных режимах работы ТЭС использовался аналог паровой турбины К-200-130. Задачей моделирования является анализ свободных механических колебаний (модальный анализ — «Modal analysis», подсистема для расчета переходных процессов — «Transient Analysis») проводится с целью определения собственных частот и форм колебаний конструкции [1].

Несомненно, корректный расчет намного усложняет присутствие переменных, например собственные частоты могут изменяться в постоянной скоростью вращения из-за измененной нагрузки, дисбаланса, температуры или несоосность ротора. Для определения реакции системы на динамические всплески реактивного момента, применяли упрощенную модель (УМ) валопровода турбины в виде колебательной системы с четырьмя степенями свободы [2].

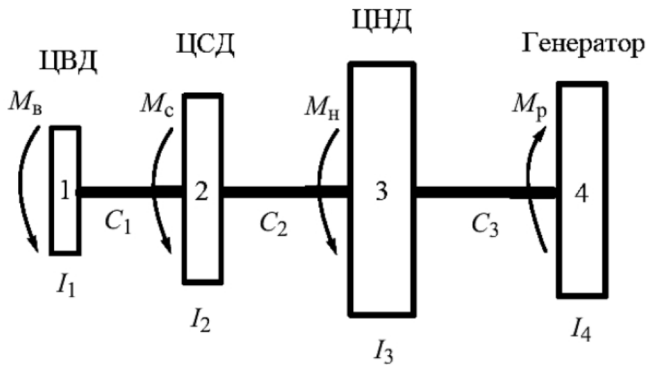


Рис. 2. Модель паротурбогенератора

Определение указанных свойств с возможно большей точностью валопровод достигалось через разделение на 117 участков, где диаметр вала или диска был постоянным. Момент инерции массы ротора определяли как сумму моментов инерции масс участков ротора с учетом дисков и лопаток от его начала до муфты, соединяющей ЦНД и генератор.

Достоверность результатов расчетов, определенных с помощью системы с четырьмя степенями свободы по УМ, оценивали при сопоставлении с данными, полученными при использовании конечно-элементной модели валопровода (КЭМ), состоящей из 50 тыс. элементов, и модели валопровода (МВ) с большим числом сосредоточенных масс и безынерционных жесткостей.

С помощью УМ можно удовлетворительно предсказать как абсолютные значения собственных частот валопровода турбины (различие между результатами расчетов по УМ и КЭМ не превышает 22 %), так и соотношение между ними.

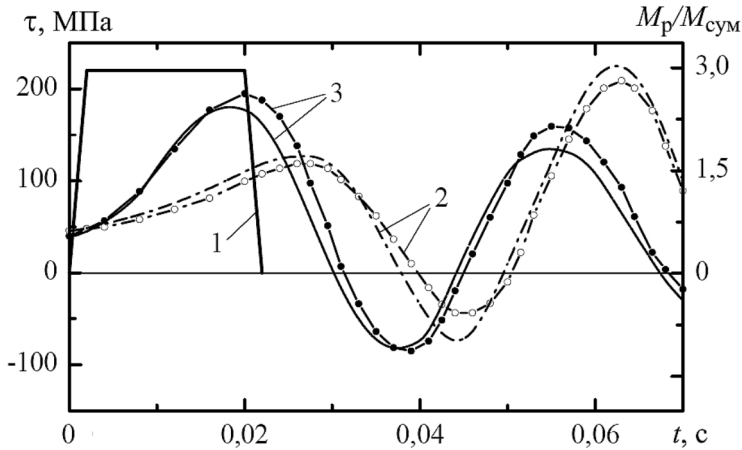


Рис. 3. Расчет с помощью КЭМ (кривые с точками) и УМ (кривые без точек) касательных напряжений в сечениях 2 и 3 (кривые 2 и 3) валопровода турбины при крутильных колебаниях в результате прямоугольного всплеска реактивного крутящего момента (кривая 1)

Практически при любой продолжительности всплеска крутящего момента сечение 2 (рис. 4а) является наиболее напряженным. При определенных длительностях всплеска момента с относительно большой величиной $M_p = 3M_{сум}$ в сечениях 2 и 3 (рис.) напряжения превышают предел выносливости роторной стали при температуре 500 °С, что неизбежно должно приводить к циклическому повреждению материала ротора. При величине всплеска момента $M_p = 6M_{сум}$ касательные напряжения в сечении 2.

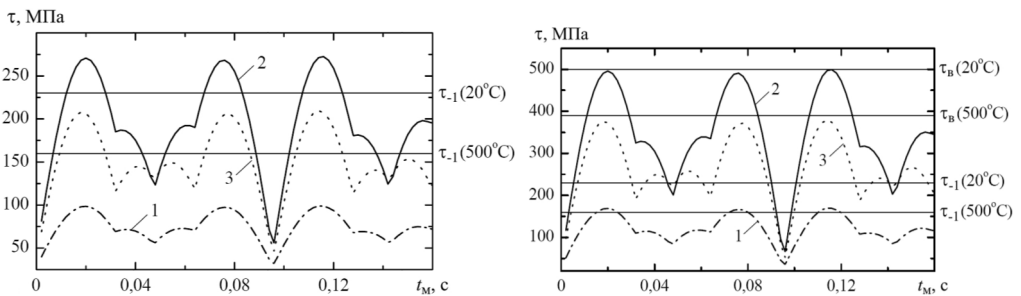


Рис. 4. Зависимость динамических касательных напряжений в сечениях валопровода турбины от длительности прямоугольного всплеска реактивного крутящего момента $M_p = 3M_{сум}$ (а) и $M_p = 6M_{сум}$ (б)

Развитие колебательных процессов в трех сечениях валопровода при двух длительностях прямоугольного всплеска реактивного крутящего момента $t_m = 0,02$ и $t_m = 0,096$ с. (при этих длительностях возникают соответственно наибольшие и наименьшие колебания валопровода — рис. 5). Принципиальное расхождение меж-

ду этими двумя колебательными процессами заключается в том, что при $t_m = 0,02$ с во время действия крутящего момента напряжения относительно невысокие, однако они существенно возрастают после прекращения его действия, при $t_m = 0,096$ с – значительные напряжения возникают именно во время действия момента и практически исчезают после прекращения силового воздействия на систему.

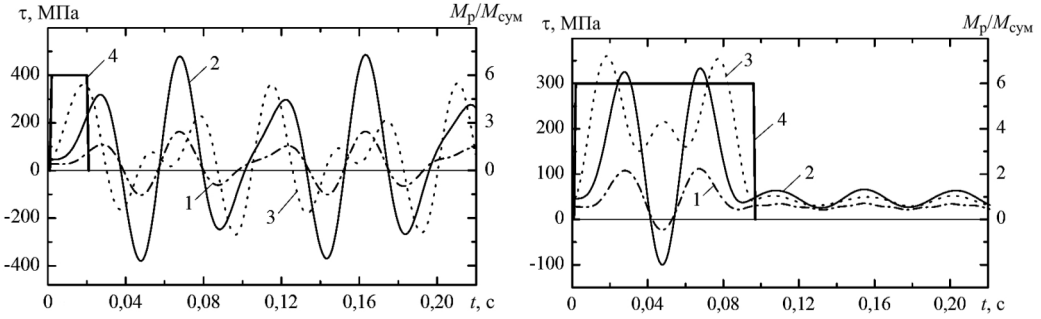


Рис. 5. Изменение касательных напряжений в сечениях валопровода турбины при прямоугольном всплеске реактивного крутящего момента, длительностью $t_m = 0,02$ с. (а) и $t_m = 0,096$ с. (б)

Оригинальный метод расчета крутильных колебаний был представлен в работе [3] китайского ученого Кинга Хе (Qing He), как новый метод математического расчета напряжений в валу турбогенератора, включающий метод возрастающей матрицы перехода (ИТМ) сочетающую в себе метод переноса Риккати («increment transfer matrix method») с пошаговым интегральным методом Ньюмарк – β .

По этому способу возможен расчет переходных характеристик крутильных колебаний турбогенератора, особенно в опасных сечениях и оценки крутильных колебаний, используя систему моделирования «EMTDC». Система рассчитывает реакцию системы на крутильные колебания.

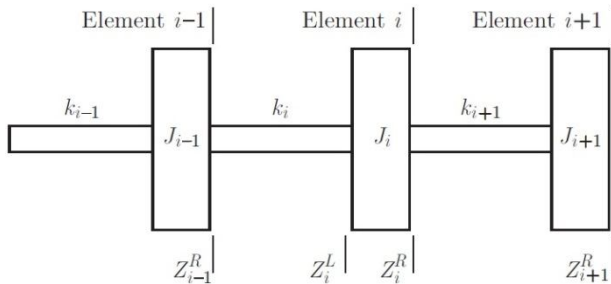


Рис. 6. Оптимизация модели валопровода для расчета методом Ньюмарк – β

Многомассовая сосредоточенная модель (MLM) делится на некоторое количество элементов, каждый элемент включает себя невесомый эластичный вал, диск, имеющий крутильную жесткость K и эквивалентный момент инерции J .

Рекурсивное уравнение Риккати представляет собой систему состоящую из уравнений переноса (Момент, векторов состояния) [3]

$$s_{i+1} = [u_{11}s + u_{22}]_i [u_{21}s + u_{22}]_i^{-1}$$

Ньюмарк-β позволяет рассчитывать известное смещение(q), скорость(\dot{q}), ускорение(\ddot{q}) в момент времени $t + \Delta t$, при условии что все эти значения уже известны в момент времени t :

$$\begin{cases} \Delta \ddot{q}_t = \ddot{q}_t(t + \Delta t) - \ddot{q}(t) = \frac{1}{\beta \Delta t^2} \Delta q(t) - \frac{1}{\beta \Delta t} \dot{q}(t) - \frac{1}{2\beta} \ddot{q}(t) \\ \Delta \dot{q}_t = \dot{q}(t + \Delta t) - \dot{q}(t) = \frac{\gamma}{\beta \Delta t} \Delta q(t) - \frac{\gamma}{\beta} \dot{q}(t) - \left(\frac{\gamma}{2\beta} - 1\right) \ddot{q}(t) \Delta t \end{cases}$$

На основе уже имеющихся уравнений для расчета отклика крутильных колебаний моделируется вал турбогенератора, который делится на 208 элементов, количество элементов на каждый ротор приведены в табл. 1

Первые пять собственных частот, вычисленных с помощью системы приведены в табл. 2. Несмотря на то, что данные не являются уникальным или авторитетным стандартом об оценке собственных частот крутильных колебаний валов турбогенераторов, считается, что собственная частота должна быть в диапазоне скоростей 47–53 Гц и в диапазоне скоростей 97–104 Гц [1].

Таблица 1

Количество элементов для каждой части валопровода

Часть валопровода	Количество частей
ЦВД	69
ЦСД	35
ЦНД	30
Генератор	43
Возбудитель	31

Таблица 2

Значения собственной частоты для каждой части

Номер части	Частота, Гц
1	23.34
2	30.66
3	45.62
4	75.54
5	126.16

Для расчета переходных процессов создается электромеханическая модель, имеющая шесть частей: ЦВД, ЦСД, ЦНД, генератор и ротор возбудителя.

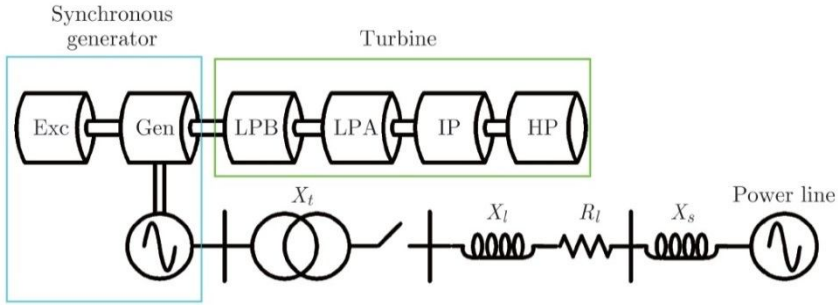


Рис. 7. Электромеханическая модель валопровода для моделирования в системе «EMTDC»

Спектры крутильных колебаний между первым и вторым диском ЦНД-ротора (IP и HP) показаны на рис. 8. Кроме 50 Гц и 100 Гц в, присутствуют частоты которых возникающие в следствии всплеска электромагнитного момента, являющиеся естественным для крутильных колебания вала. В рис. 8 основные пики приходятся на 23 Гц, 45,7 Гц, 50 Гц, 100 Гц, 120 Гц, 150 Гц и т. д. Частоты 50 Гц и 100 Гц, соответствуют частотам возбуждения. Частоты 23 Гц, 45,7 Гц и 120 Гц являются естественными.

При трехфазном коротком замыкании, происходит кратковременный всплеск электромагнитного момента со стороны генератора, который может быть причиной появления естественный крутильных колебаний на валу. Электромагнитный момент также включает гармонические составляющие 50 Гц и 100 Гц. Таким образом, собственные колебания, что частоты близки к 50 Гц и 100 Гц. Пики в пределах 45,7 Гц и 120 Гц указывает, что эти собственные частоты чувствительны к несимметричной работе генератора.

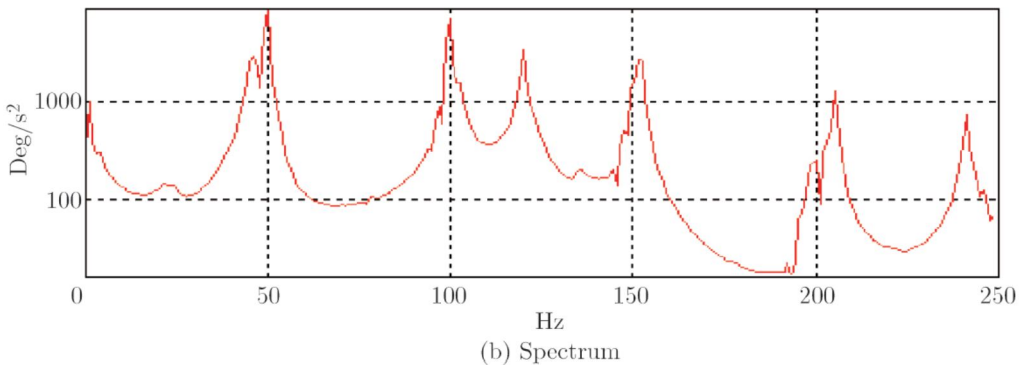


Рис. 8. Спектры крутильных колебаний между дисками ЦНД

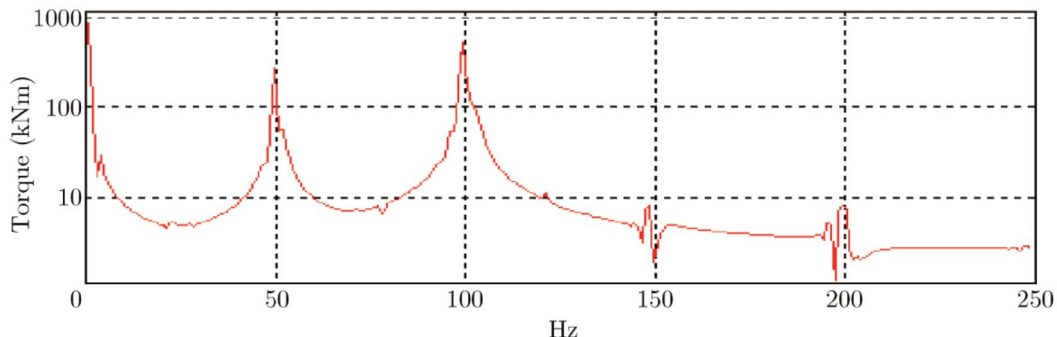


Рис. 9. Спектры крутильных колебаний валопровода в целом

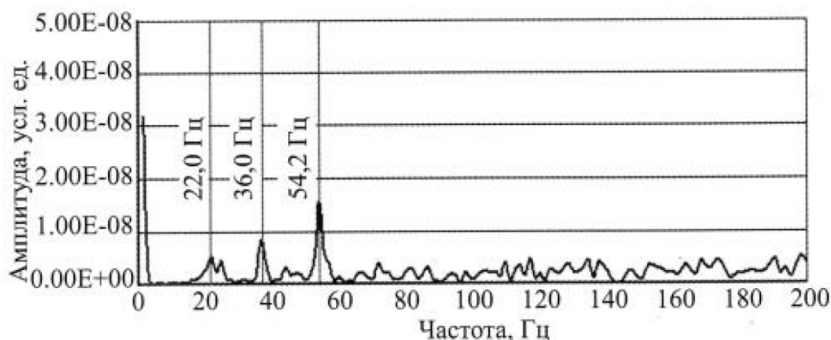


Рис. 10. Спектры некратных крутильных колебаний, полученный при исследовании на испытательном стенде

Распределение осевого крутящего момента и крутильного напряжения поперечного сечения вала под воздействием разницы моментов показано на рис. 11, чьи максимумы 2300 кНм и 200 МПа, в месте соединения ЦНД и ротора генератора, что подтверждается в ранее рассмотренных трудах [5–8].

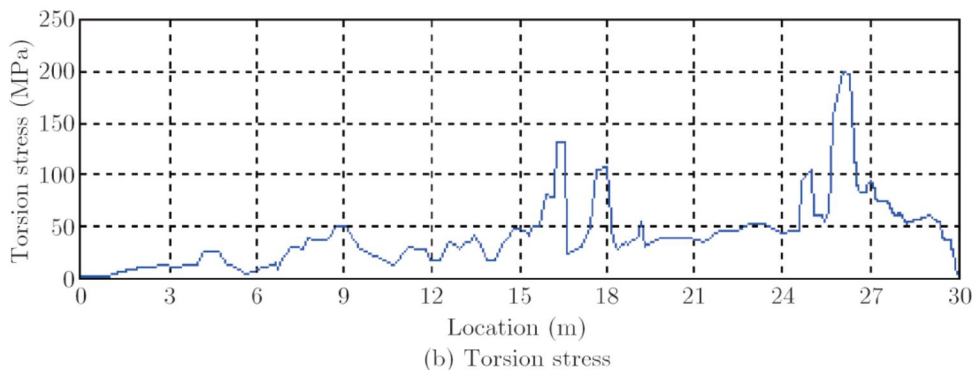


Рис. 11. Распределение крутильного напряжения по валопроводу

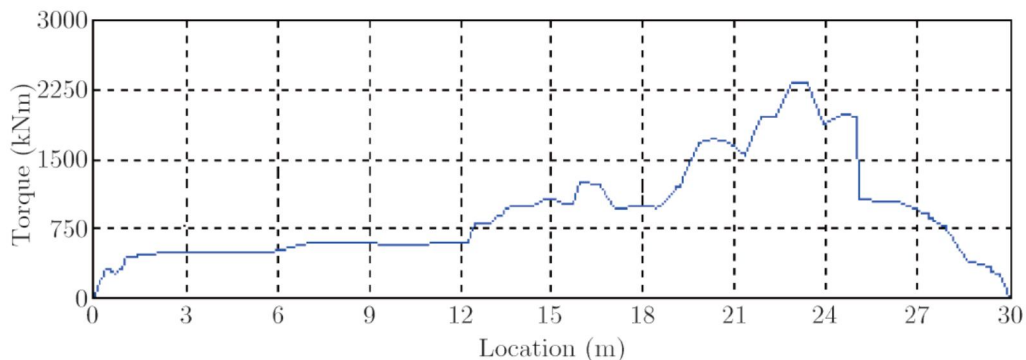


Рис. 12. Распределение крутильного момента по валопроводу

Вывод

Согласно результатам моделирования, доказано, что кратковременное динамическое воздействие со стороны генератора на валопровод паровой турбины приводит к крутильным колебаниям. Динамические напряжения при этом зависят от величины и длительности всплеска реактивного крутящего момента, его формы, а также уровня демпфирования колебаний в механической системе.

1. Прямоугольная форма всплеска реактивного крутящего момента является наиболее опасной из исследованных, поскольку при прочих равных условиях она обуславливает возникновение колебаний, амплитуда которых в 1,3 и 2,1 раза больше, чем при треугольном и бигармоническом всплесках соответственно.
2. Наиболее высокие уровни касательных напряжений возникают на валопровode турбины в местах между ЦСД и СНД а также между СНД и генератором. Причем уровень этих напряжений при исследовании может превышать предел выносливости роторной стали а при случае прямоугольного всплеска — предел выносливости при кручении.

Литература

1. Dorfman L. S. and Trubelja M. Torsional monitoring of turbine-generators for incipient failure detection // Proc. of the Sixth EPRI Steam Turbine/Generator Workshop (St. Louis, Missouri; Aug. 17–20). 1999. P. 1–6.
2. Stein J. and Fick H. The torsional stress analyzer for continuously monitoring turbine generators // IEEE Trans. 1980. PAS-99, Issue 2. P. 703–710.
3. Q. He, G. J. Tang, Y. Z. Du, et al, Experimental research on torsional vibration of 300MW simulated turbine-generator, Proceedings of the Chinese Society of Electrical Engineering, 8, 4 (1998) 241–245, 257.
4. A. Carlos, D. Francisco, Shaft torsional vibration due to non-linear loads in low capacity turbine units, Proceedings of the IEEE Power Engineering Society Transmission and Distribution Conference, 3, Summer (2001) 1403–1408
5. 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.
6. Вибрационное состояние лопаток и валопровода мощной паровой турбины при сбросе нагрузки / К. Н. Боришанский, Б. Е. Григорьев, С. Ю. Григорьев, А. В. Груздев, М. М. Ивахов, А. В. Наумов // Авиационно-космическая техника и технология. 2008. № 9 (56). С. 76–80.

7. Witos, M. Turbine engine health/Maintenance status monitoring with use of phase-discrete method of blade vibration monitoring / M. Witos, R. Szczepanik // Solid state phenomena. 2009. Vols. 147, Transtech publications, Switzerland. P. 530–541.
8. Киселев М. И., Пронякин В. И. Фазовый метод исследования циклических машин и механизмов на основе хронометрического подхода // Измерительная техника. 2001. № 9. С. 15–18.

Об авторе

Кодолич Денис Алексеевич — аспирант кафедры электропривода и автоматизации промышленных установок, электромеханический факультет, Псковский государственный университет, Россия.

E-mail: razelim@list.ru

D. A. Kodolich

MODELING REACTIVE MOMENT TO CALCULATE THE FORCED OSCILLATIONS IN THE TURBINE GENERATOR SHAFT LINES

This article is a continuation of registration of torsional vibrations. The results of numerical studies of shafting torsional vibration during abnormal operating conditions of turbine generator. Briefly discussed principles of modeling and comparative analysis of the system response to bursts of reactive torque.

Key words: *torsional Vibration, transfer matrix method, turbine generator shafts, cycle fatigue, torsion stress.*

About the author

Kodolich Denis Alexeevich, Postgraduate student of the Department of the electric drive and automation of plants, Faculty of Electromechanics, Pskov State University, Russia.

E-mail: razelim@list.ru