

УДК 621.313.322-81-251.004

УСЛОВИЯ ВОЗНИКНОВЕНИЯ И РОСТА ТРЕЩИН В РОТОРЕ ТУРБОГЕНЕРАТОРА ВСЛЕДСТВИЕ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ В АНОРМАЛЬНЫХ РЕЖИМАХ

А.И.Титко, чл.-корр. НАН Украины, **Ю.Н.Васьковский**, докт.техн.наук, **В.Л.Ахременко**, канд.техн.наук,
Институт электродинамики НАН Украины,
пр. Победы, 56, Киев-57, 03680, Украина.

Показано, что кратковременные аномальные режимы вызывают резкое увеличение механических напряжений в локальных зонах ротора турбогенератора, что может привести к возникновению в роторе трещин. При определенных параметрах начинается рост трещин при нормальных условиях эксплуатации. Скорость роста трещин зависит от характеристик металла ротора и среды охлаждения. На примере турбогенератора ТГВ-300-2 показано, что предельно допустимое время его эксплуатации после аномального режима не должно превышать 4000 ч., а для обеспечения его дальнейшей эксплуатации необходим тщательный контроль состояния материала ротора. Библ. 6, табл. 1, рис. 2.

Ключевые слова: ротор турбогенератора, механические напряжения, рост усталостной трещины.

В условиях эксплуатации турбогенераторов (ТГ) отмечены случаи разрушения роторов в результате возникновения и развития кольцевых трещин [6]. Такие разрушения сопровождалось аварийным выходом ТГ из строя с тяжелыми технико-экономическими последствиями. В связи с этим актуальным является анализ причин возникновения и условий роста трещин в массивных роторах, а также обоснование режимных ограничений и допустимых сроков дальнейшей эксплуатации ТГ при наличии трещин.

Трещины, появившиеся на стадии изготовления ротора, обычно хорошо выявляются методами технологического контроля и, в случае их наличия, проявляются уже на начальной стадии эксплуатации ТГ. Особую опасность представляют трещины, появившиеся в результате эксплуатации ТГ в динамических и аномальных режимах работы. К таким режимам относятся внезапное КЗ обмотки якоря, несинхронное включение ТГ на параллельную работу с сетью, несимметричный и асинхронный режимы работы. В этих режимах в металле массивного ротора возникают неоднородные электродинамические и термомеханические воздействия высокой интенсивности, способные вызвать появление начальных трещин на отдельных участках ротора.

После возникновения трещина при определенных условиях увеличивается в размерах и при достижении ею критических значений наступает разрушение ротора. По вибрационным параметрам представляется возможным обнаружить трещину, но существующие системы вибродиагностики не позволяют выявить трещину на начальном этапе ее развития, когда ее можно ликвидировать и продолжить эксплуатацию ротора. Кроме того, при хорошем состоянии турбогенератора, когда составляющие вибрации от других дефектов минимальны, составляющая вибрации, вызванная развивающейся трещиной, может даже при больших размерах трещины не превышать предельно допустимых нормативных значений, и разрушение ротора может произойти внезапно, так как период нестабильного развития трещины может быть очень коротким.

Исследование рассматриваемой проблемы выполним расчетным путем на примере турбогенератора ТГВ-300-2, на котором фиксировались случаи появления полуэллиптических трещин с большой глубиной проникновения по радиусу.

Основными исходными данными для расчетного анализа являются

1. Геометрические размеры ротора: наружный и внутренний диаметры ротора $D_1=1075$ мм и $D_3=130$ мм соответственно, диаметр по дну паза $D_2=775$ мм, длина бочки ротора $L=6100$ мм, масса ротора – 55000 кг.

2. Механические характеристики материала бочки ротора (сплав 35ХНЗМА): временное сопротивление $\sigma_b=750$ МПа; предел текучести $\sigma_{0,2}=600$ МПа; модуль упругости $E=2 \cdot 10^5$ МПа; коэффициент Пуассона $\mu=0,3$.

Следует учитывать, что для крупногабаритных деталей, к которым относится и ротор ТГ, величины $\sigma_{0,2}$ и σ_b , полученные на стандартных испытательных образцах материалов, снижаются с увеличением размера деталей [2]. Это снижение можно оценить по следующим соотношениям:

$$\sigma_{0,2\text{дет}} = \sigma_{0,2F_0} \cdot (F_0/F)^{m_{0,2}}, \quad \sigma_{b\text{дет}} = \sigma_{bF_0} \cdot (F_0/F)^{m_b}, \quad m_{0,2} \approx m_b \approx 0,013,$$

где $\sigma_{0,2\text{дет}}$ и $\sigma_{b\text{дет}}$ – фактические механические характеристики сплава ротора; $F_0 = \pi d_0^2/4$ – площадь сечения стандартного образца; d_0 – диаметр испытательного стандартного образца ($d_0=10$ мм); $F = \pi D_1^2/4$ – площадь сечения ротора; D_1 – наружный диаметр ротора. С учетом вышеуказанного фактические пределы прочности и пределы текучести сплава ротора будут равны $\sigma_{b\text{дет}} = 676$ МПа, $\sigma_{0,2\text{дет}} = 541$ МПа.

3. Характеристики трещиностойкости сплава 35ХНЗМА в водородной среде: пороговый и критический коэффициенты интенсивности напряжений $K_{th} = 3$ МПа м^{1/2}, $K_{Ic} = 60$ МПа м^{1/2} **соответственно.**

На рис. 1 показана кинетическая диаграмма усталостного разрушения сплава 35ХНЗМА [2], которая устанавливает взаимосвязь между скоростью роста V трещины за один цикл и коэффициентом интенсивности напряжения ΔK .

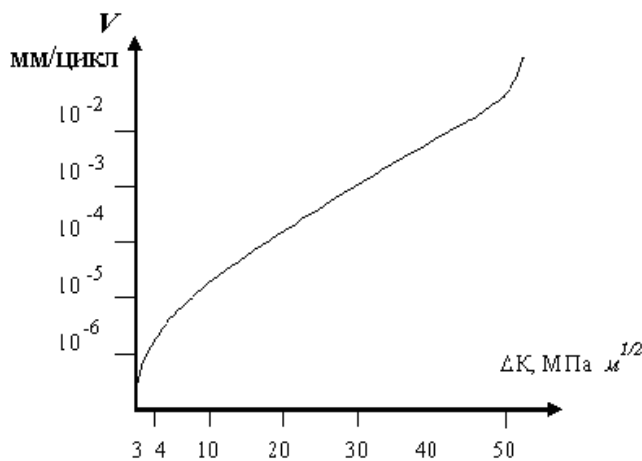


Рис. 1

Можно выделить две основные зоны, в которых существуют наибольшие концентрации напряжений и возникает наибольшая вероятность появления трещин – основания зубцов ротора (по дну пазов) и внутренняя поверхность (центральное отверстие) ротора.

Далее выполним оценки механических напряжений от всех составляющих сил, действующих в указанных зонах конструкции ротора.

Напряжения в роторе от центробежных сил при номинальной частоте вращения. Основной силой, действующей на любой конструктивный элемент ротора ТГ, является центробежная сила, которая определяется как

$$C = \omega^2 R_{цм} G,$$

где ω – угловая скорость ротора; $R_{цм}$ – расстояние от центра тяжести элемента до оси вращения; G – масса элемента.

Радиальная и тангенциальная составляющие напряжения в яре ротора оцениваются по формулам [1]

$$\sigma_r = \frac{3+\mu}{8g} \gamma \omega^2 (r_1^2 + r_2^2 - r^2 - \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2}), \quad \sigma_\theta = \frac{\gamma \omega^2}{8g} \left[(3+\mu)(r_1^2 + r_2^2 + \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2}) - (1+3\mu)r^2 \right],$$

где r_1, r_2 – радиусы ротора по дну паза и центрального отверстия, $r_2 < r < r_1$; γ – удельный вес материала ротора; g – ускорение свободного падения, μ – коэффициент Пуассона.

Полное напряжение по энергетической теории прочности равно [1]

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\sigma_\theta^2 + \sigma_r^2}.$$

Распределение напряжения вдоль радиуса ротора при $n=3000$ об/мин представлено в таблице.

r , мм	σ_{\max} , МПа
387,5 (основание зубца)	193,8
300	115,3
200	127,8
100	224,5
65	216,7

В районе основания зубца ротора оценивается коэффициент концентрации напряжений K_σ [1]. Этот коэффициент применяется для расчета напряжений в деталях, не имеющих резких переходов, выточек, шпоночных каналов и имеющих чисто обработанную поверхность.

Для ротора турбогенератора мощностью 300 МВт, изготовленного из сплава 35ХНЗМА,

$$K_{\sigma} = 1,2 + 0,2 \frac{\sigma_{b_{\text{ном}}} - 400}{1100} = 1,26.$$

Тогда напряжение в основании зубца равно $\sigma_{\text{max}} \cdot 1,26 = 244,2$ МПа.

Напряжения в роторе от номинальных электродинамических нагрузок. Вторая составляющая механических напряжений в роторе обусловлена действием номинального электромагнитного момента турбогенератора, который прикладывается, в основном, к сердечнику ротора и вызывает в нем дополнительное напряжение. Электромагнитный момент равен [4]

$$M_z = 975 N/n = 975000 \text{ нм},$$

где N – мощность турбогенератора. Полное усилие от номинального момента на ротор равно

$$F_z = 2M_z/D_1 = 1814000 \text{ н},$$

где усилие на один зубец ротора (количество зубцов в роторе – 52), равно

$$F_{z_1} = F_z/52 = 34884 \text{ н}.$$

При этом на одном сантиметре длины ротора удельное усилие составляет

$$F_{z_1, \text{уд}} = F_{z_1}/L = 5,72 \text{ н/мм}.$$

Напряжение в основании зубца от усилия, вызванного номинальным моментом вращения, определяется по формуле

$$\sigma_{z_{\text{уд}}} = F_{z_1, \text{уд}} \cdot h_z/W,$$

где $h_z = 150$ мм – высота зубца, $W = l_z b_z^2/6$ – момент сопротивления зубца длиной $l_z = 10$ мм; $b_z = 14$ мм – ширина зубца в основании. В результате имеем $\sigma_{z_{\text{уд}}} = 26,3$ МПа, которое существенно меньше напряжения от центробежного усилия.

Напряжения изгиба ротора от собственного веса. Максимальное напряжение от изгиба возникает на середине длины ротора. Изгибающий момент равен

$$M_{\text{изг}_{\text{max}}} = \frac{P}{2} \cdot \frac{L_1}{2} = 1402500 \text{ нм},$$

где P – масса ротора, $L_1 = 10,2$ м – расстояние между подшипниками (опорами вала ротора). Вдоль радиуса максимальное напряжение от изгиба возникает на наружной поверхности яра ротора (на диаметре по дну паза) [1]

$$\sigma_{\text{max}_{\text{изг}}} = \pm \frac{M_{\text{изг}_{\text{max}}} \cdot 32}{\pi(D_2^3 - D_3^3)}.$$

В результате расчета имеем $\sigma_{\text{max}_{\text{изг}}} = \pm 30,85$ МПа, что также существенно меньше, чем напряжения от центробежной силы.

Термомеханические напряжения в роторе от неравномерного его нагрева. Распределение температуры вдоль радиуса ротора ТГ характеризуется существенной неоднородностью, что обусловлено неоднородным расположением источников тепловыделения и различием условий теплоотдачи с поверхностями охлаждения ротора [5]. Неоднородность распределения температуры усиливается в несимметричных и асинхронных режимах работы ТГ, в которых возникают дополнительные потери от вихревых токов в массивном роторе. При разности температур между более нагретыми внутренними участками (в зоне дна паза ротора) и участками на внутреннем диаметре ротора внутри стали ротора возникают напряжения: на поверхности – сжимающие, на внутренних волокнах – растягивающие. Если допустить, что все сечения ротора при нагревании не деформируются (т.е. остаются перпендикулярными продольной оси ротора), то удлинение ротора будет одинаковым на любом радиусе, и при этом наружные волокна на диаметре пазов окажутся в сжатом состоянии, а внутренние – в растянутом.

Общее удлинение ротора можно определить по формуле

$$\Delta l_1 = \frac{\alpha L}{SE} \cdot \sum_{i=1}^n F_i \Delta t_i,$$

где α – температурный коэффициент линейного расширения $11,7 \cdot 10^{-6}$ (1/град), S – площадь сечения яра ротора между диаметрами по дну пазов и внутренней расточкой, E – модуль упругости сплава, F_i , Δt_i – площадь i -го кольцевого сечения бочки ротора и разность температур между температурой i -

го сечения и температурой поверхности внутренней расточки, n – количество кольцевых сечений, на которое разбивается полное сечение ротора.

Для приближенной оценки разобьем ротор на 32 кольцевые сечения и примем линейный закон изменения температуры вдоль радиуса. Если максимальный перепад температуры между внутренними и наружными волокнами ротора достигает 100°C , что соответствует его нагреву в асинхронном режиме, то удлинение ротора равно $\Delta l_1=0,412$ см. При свободном закреплении длина наружных волокон должна была увеличиться на 0,71 см, а в действительности она увеличится на 0,412 см, в результате чего возникают сжимающие напряжения, равные 99 МПа.

С учетом найденных термомеханических напряжений суммарное (среднеквадратическое) фактическое значение напряжения на дне пазов будет равно

$$\sigma_{\max,\phi} = \sqrt{244,2^2 + 26,3^2 + 30,85^2 - 99^2} = 227 \text{ МПа} .$$

Если температурный перепад по радиусу ротора равен 30°C , что соответствует синхронному режиму работы ТГ [5], то имеем $\sigma_{\max,\phi} = 245$ МПа .

Соответственно на внутренней расточке ротора максимальные напряжения при температурном перепаде 100°C равны $\sigma_{\max,\phi} = 279$ МПа , а при 30°C – $\sigma_{\max,\phi} = 247$ МПа .

Найденные суммарные напряжения существенно меньше, чем временное сопротивление сплава ротора 676 МПа. Поэтому все выше перечисленные факторы даже с учетом их совместного действия не могут вызвать появление трещин в металле ротора как в зоне оснований зубцов, так и на внутренней расточке ротора. Этот вывод хорошо согласуется с опытом эксплуатации мощных турбогенераторов.

Появление трещин может быть объяснено дополнительными кратковременными нагрузками в роторе, которые возникают в аномальных переходных режимах.

Напряжения в роторе при аномальных переходных режимах. Рассмотрим механические напряжения в роторе, возникающие в результате несинхронного включения турбогенератора в сеть. Математическое моделирование переходного процесса показало, что при этом возникают ударные электромагнитные моменты с амплитудой 4...6 о.е. Например, в работе [2] показано, что при угле рассогласования между напряжениями сети и генератора в 120° ударный электромагнитный момент равен 4,9 о.е. В результате действия такого момента значительно возрастают напряжения в основании зубцов.

Прогиб зубца ротора от постоянно действующего момента, вызванного силой $F_{Z_{\text{уд}}}$, рассчитывается по следующему выражению [1]: $f_{cm} = F_{Z_{\text{уд}}} \cdot h_Z^3 / 3EI$, где I – момент инерции сечения зубца шириной 10 мм: $I = l_Z b_Z^3 / 12$. В результате получим $f_{cm} = 0,14$ мм.

Динамический прогиб зубца в момент несинхронного включения равен $f_{\text{дин}} = 4,9 \cdot f_{cm} = 0,686$ мм [2]. Ускорение от перемещения верхней кромки зубца на расстояние 0,686 мм за время нарастания первого ударного импульса момента $t = 0,007$ с равно $a = 2s/t^2 = 28 \text{ м/с}^2$. Коэффициент кратности увеличения нагрузки вследствие динамического нагружения равен

$$K_{\text{дин}} = 1 + a/g = 3,86 .$$

Для определения результирующих напряжений необходимо дополнительные напряжения, вызванные ударным электромагнитным моментом, прибавить к рассчитанным выше другим составляющим напряжений. В результате максимальные напряжения в зоне основания зубцов ротора при несинхронном включении ТГ в сеть с углом рассогласования 120°C и тепловом перепаде по радиусу ротора 30°C равны $\sigma_{\Sigma\max} = \sqrt{\sigma_{\max,\phi}^2 + (4,9 \cdot 3,86 \cdot 1,26 \cdot \sigma_{Z_{\text{уд}}})^2} = 671,4$ МПа .

Эти ударные напряжения близки к временному сопротивлению сплава ротора 676 МПа и могут стать причиной возникновения трещин в зубцах ротора в области дна паза. При этом результирующие напряжения на внутренней расточке ротора остаются значительно меньшими, чем предельно допустимые, что практически исключает возможность появления трещин в зоне внутренней расточки ротора. Таким образом, в роторе ТГ, испытывавшем ударные переходные процессы (несинхронное включение, внезапное КЗ), которые сопровождаются большими ударными электромагнитными моментами, возникают предпосылки появления и развития первичных трещин в основаниях зубцов ротора.

Оценка времени роста трещины. Оценим допустимое время дальнейшей эксплуатации ТГ после появления трещины в его роторе. Это время определяется допустимым количеством циклов вибраций, которые ведут к дальнейшему росту трещины.

Минимальная глубина полуэллиптической трещины, при достижении которой возможен ее дальнейший рост, определяется из формулы [3]

$$K_{th} = 1,12\sigma_{\max_{\text{игр}}} \sqrt{\pi l_T}.$$

Значение $l_T = K_{th}^2 / (1,12\sigma_{\max_{\text{игр}}})^2 \pi = 0,63$ мм [3], где $K_{th} = 3$ МПа·м^{1/2}, $\sigma_{\max_{\text{игр}}} = 30,85$ МПа – переменное напряжение, возникающее от изгиба ротора.

При наиболее характерной вибрации ротора с амплитудой 20 мкм максимальные напряжения, которые возникнут у основания зубцов, составят приблизительно 60 МПа. При этих условиях эксплуатации рост трещины начнется с первоначальной ее глубины 0,63 мм (при этом по окружности длина трещины будет иметь длину 3...5 мм), и в дальнейшем она будет распространяться в плоскости, перпендикулярной оси ротора, уменьшая неповрежденное сечение ротора.

На внутренней расточке ротора циклические напряжения от изгиба вала будут незначительны, и величина трещины, с которой начнется ее рост, должна быть около 20 мм, что в условиях эксплуатации представляется маловероятным. Наличие такой трещины возможно только при дефекте изготовления ротора.

Используя выражение коэффициента интенсивности напряжения и кинетическую диаграмму усталостного разрушения сплава 35ХНЗМФА, по методике, приведенной в работе [3], рассчитана скорость усталостного роста трещины в роторе ТГ, возникшая в основании зубца в результате переходного процесса.

Результаты расчетов показаны на рис. 2, где l – глубина трещины в зависимости от времени эксплуатации, выраженного в часах. Если за первые 1000 часов эксплуатации после ударного процесса глубина трещины возрастает всего до 0,81 мм (прирост трещины составляет 0,18 мм), то, например, при истечении 4000 часов работы трещина возрастает до 2,97 мм (прирост трещины за время эксплуатации от 3000 до 4000 часов составляет 1,8 мм).

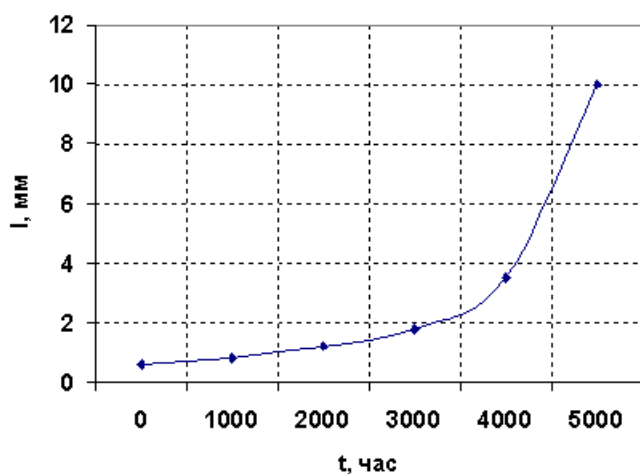


Рис. 2

щип в любых конструктивных зонах ротора.

2. Дополнительная интенсивность ударных электромагнитных моментов, возникающих в аномальных переходных процессах ТГВ-300-2, достаточна для возникновения первичных трещин в зубцах ротора в зоне дна паза. При этом трещины в зоне центрального отверстия ротора не возникают. Дальнейший усталостный рост трещины под действием вибраций начинается, если ее глубина составляет не менее 0,65 мм.

3. Длительность дальнейшей эксплуатации ротора ТГВ-300-2 после воздействия ударных электромагнитных моментов в аномальном переходном процессе не должна превышать 4000 часов при амплитуде вибраций ротора до 20 мкм. Для дальнейшей эксплуатации ТГ требуется тщательный контроль состояния материала ротора. В противном случае существует высокая вероятность аварийного разрушения ротора. При амплитуде вибраций более 20 мкм время допустимой эксплуатации ТГ после аварийного режима снижается.

Из рис. 2 видно, что в дальнейшем после 4000 часов эксплуатации скорость роста трещины резко ускоряется и после 5000 часов эксплуатации возможно лавинообразное аварийное разрушение ротора. В случае, если вибрации ротора превышают 20 мкм, то процесс разрушения может ускориться.

Выводы.

1. В рассмотренном примере турбогенератора типа ТГВ-300-2 совокупность постоянно действующих при нормальной эксплуатации механических напряжений в массиве ротора, которые обусловлены центробежными силами, изгибом ротора от собственного веса, номинальным электромагнитным моментом и неоднородным нагревом, не ведет к появлению трещин.

1. *Беляев Н.М.* Сопротивление материалов. М.: 1956. – 856 с.
2. *Лесник В.А., Мазуренко Л.И., Федоренко Г.М., Чередник В.И., Грубой А.П.* Исследование несинхронного включения генераторов в сеть // Технічна електродинаміка. – 2009. – № 1. – С. 32–34.
3. *Механика разрушения и прочность материалов.* Справочник. – К.: Наукова думка, 1988. – Т. 4. – 680 с.
4. *Турбогенераторы.* Расчет и конструкция / Под ред. В.В.Титова и др. – Л.: Энергия, 1967. – 896 с.
5. *Федоренко Г.М., Васьковський Ю.М., Саратов В.О., Кузьмін В.В.* Теплове навантаження ротора турбогенератора типу ТГВ-300, що модернізується на основі маловитратної $d-q$ технології // Новини енергетики. – 1998. – № 5. – С. 41–47.
6. *Циркуляр Ц-03-94 РАО “ЕС России”* О предотвращении поврежденных роторов турбогенераторов мощностью 200–500 МВт производства НПО “Электротязмаш”. – Москва, 1994. – 15 с.

УДК 621.313.322-81-251.004

УМОВИ ВИНИКНЕННЯ Й РОСТУ ТРІЩИН У РОТОРІ ТУРБОГЕНЕРАТОРА ВНАСЛІДОК ЕЛЕКТРОДИНАМІЧНИХ ВПЛИВІВ В АНОРМАЛЬНИХ РЕЖИМАХ

О.І. Титко, чл.-кор. НАН України, **Ю.М. Васьковський**, докт.техн.наук, **В.Л. Ахременко**, канд.техн.наук, **Інститут електродинаміки НАН України, пр. Перемоги, 56, Київ-57, 03680, Україна.**

Показано, що короточасні аномальні режими викликають різке збільшення механічних напруг у локальних зонах ротора турбогенератора, що може призвести до виникнення в роторі тріщин. За певних параметрів починається зростання тріщин при нормальних умовах експлуатації. Швидкість росту тріщин залежить від характеристик металу ротора й середовища охолодження. На прикладі турбогенератора ТГВ-300-2 показано, що гранично припустимий час його експлуатації після аномального режиму не повинен перевищувати 4000 годин, а для забезпечення його подальшої експлуатації необхідний ретельний контроль стану матеріалу ротора. Бібл. 6, табл. 1, рис. 2.

Ключові слова: ротор турбогенератора, механічні напруги, зростання усталосної тріщини.

CONDITIONS OF OCCURRENCE AND GROWTH OF CRACKS IN A ROTOR TURBOGENERATOR BECAUSE OF ELECTRODYNAMIC INFLUENCES IN ABNORMAL MODES

O.I.Tytko, Ju.M.Vaskovskyi, V.L.Akhremenko,
Institute of Electrodynamics National Academy of Ukraine,
Peremogy, 56, Kyiv-57, 03680, Ukraine.

It is shown, that short-term abnormal modes cause sharp increase in mechanical pressure in local zones of a rotor of a turbogenerator that can conduct to occurrence in a rotor of cracks. At the certain parameters growth of cracks under normal conditions operation begins. Growth rate of cracks depends on characteristics of metal of a rotor and the environment of cooling. By the example of turbogenerator ТГВ-300-2 it is shown, that maximum permissible time of his operation after an abnormal mode should not exceed 4000 hours, and the careful control of a condition of a material of a rotor is necessary for maintenance of his further operation. References 6, table 1, figures 2.

Key words: a rotor of a turbogenerator, mechanical pressure, growth of a fatigue crack.

1. *Beliaev N.M.* Resistance of materials. – Moskva, 1956. – 856 p. (Rus)
2. *Lesnik V.A., Mazurenko L.I., Fedorenko G.M., Cherednik V.I., Gruboi A.P.* Research of no synchronous inclusion of generators in power network // Tekhnichna elektrodynamika. – 2009. – №1. – Pp. 32–34. (Rus)
3. *Mechanics of destruction and durability of materials.* Reference book. Vol. 4. – Kyiv: Naukova dumka, 1988. – 680 p. (Rus)
4. *Turbogenerators.* Calculation and a design / V.V.Titov. – Leningrad: Energiia, 1967. – 896 p. (Rus)
5. *Fedorenko G.M., Vaskovskyi Ju.M., Saratov V.O., Kuzmin V.V.* Thermal loading of a rotor of a turbogenerator such as ТГВ-300 which is modernized on the basis of small account $d-q$ technologies // Novyny enerhetyky. – № 5. – 1998. – Pp. 41–47. (Ukr)
6. *Circular Ц-03-94 RAO “EU of Russia”* About prevention of damages of rotors of turbogenerators by capacity 200–500 MW manufactures NPO “Elektrotiazhmash”. – Moskva, 1994. – 15 p. (Rus)

Надійшла 07.07.2011

Received 07.07.2011