

УДК: 621.313.322-82

**О.В. ТРЕТЯК¹, О.В. СЕНЕЦЬКИЙ², О.Ю. ШУТЬ¹, В.М. ДОЦЕНКО³,
Е.С. П'ЯТНИЦЬКА³**

¹ ДП «ЗАВОД «ЕЛЕКТРОВАЖМАШ», Україна

² Інститут проблем машинобудування НАН України, Україна

³ Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «ХАІ», Україна

СКЛАДНОНАПРУЖЕНИЙ СТАН ДЕТАЛЕЙ ГЕНЕРАТОРІВ ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ

Проведено аналіз випадків руйнування роторів генераторів, що мали місце у світовій практиці експлуатації енергетичного устаткування. Детально представлено стадії втомного руйнування роторів генераторів. Розрахована тривимірна модель найбільш напружених елементів конструкції – бандажного кільця ротору та приставного коробу. Вперше враховані теплові та механічні навантаження з метою оцінки складнонапруженого стану бандажних кілець ротору, які є найнавантаженишою частиною конструкції турбогенераторів. Проведено розрахунки складнонапруженого стану на прикладі ротору турбогенератора ТГВ-550-2МУЗ, для якого максимальне напруження становить 687 МПа, при цьому коефіцієнт запасу дорівнює одиниці.

Ключові слова: турбогенератор, бандажне кільце ротору, торсійний вал, втомне руйнування, складнонапружений стан, моделювання, субмікро- і мікротріщина, міцність.

Вступ

Запобігання небезпеки крихкого руйнування роторів турбогенераторів є однією з головних проблем забезпечення надійної експлуатації таких машин.

Сучасні уявлення про надійність конструкцій показують, що з чотирьох причин (втоми, повзучості, корозії під напругою і крихкості) найбільш відповідальною за руйнування є крихкість, оскільки з нею пов'язана раптовість завершення руйнування та найважчі наслідки [1].

Інші три причини сприяють поширенню зародкового дефекту, тобто визначають час прояву крихкості. Тому визначати руйнування в межах явища втоми, корозії під напругою або повзучості під напругою є менш значущим, ніж навчитися вимірювати й порівнювати відносний опір руху тріщин у названих випадках з використанням критеріїв механіки руйнування.

Існують наступні види руйнувань [2]:

- пластичне руйнування;
- крихке руйнування;
- втомне руйнування;
- руйнування при повзучості;
- корозійне руйнування.

Як правило, тріщини починають розвиватися задовго до повного руйнування, вони виникають і поширюються навіть до вичерпання своєю конструкцією несучої здатності. Тому знання законів поширення тріщин та їх використання дозволяє судити про несучу здатність деталей.

Досягнення в дослідженні руйнування дозволяють зробити наступні висновки:

– руйнування в загальному випадку є не критична подія, а фізичний процес зародження, об'єднання й зростання тріщин. Цей процес закінчується втратою стійкості однією з таких тріщин:

– субмікро- і мікротріщини – звичайний елемент дефектної структури, подібний дислокаціям та вакансіям, а не наслідок недостатньо гарної технології виготовлення матеріалу.

З метою недопущення аварійних ситуацій при експлуатації генераторів важливою задачею є аналіз причин та завчасне запобігання виникненню дефектів.

Останні дослідження з руйнування роторів генераторів

Відомо, що із збільшенням розмірів перерізу конструкції істотно збільшується небезпека крихкого руйнування. Тому оцінці схильності до крихкого руйнування має бути приділена належна увага.

У табл. 1 наведені випадки руйнування роторів генераторів і турбін, які мали місце в США починаючи з 50 років минулого століття. Всі представлені ротори були виготовлені з сталі 0,3С2,5Ni0,5МоСIV. Суцільноковані ротори турбогенераторів мали найбільший зовнішній діаметр 1050 мм і довжину центральної частини 4570 – 6100 мм [3].

Представлені у таблиці приклади говорять про руйнування роторів при номінальних режимах.

Турбінний ротор фірми Риджлен (Аризона, США) мав зовнішній діаметр 2230 мм і довжину центральної частини 1670 мм. Всі роторні сталі характеризуються високими значеннями перехідних температур, які визначалися за 50% в'язкої складової у зламі зразків Шарпі.

Величини K для матеріалу роторів перебували з використанням мінімальної кривої узагальненої діаграми в'язкості руйнування за надлишковою температурою, рівною різниці робочої температури T_p та перехідної температури крихкості $T_{50}^{пер}$.

Таблиця 1

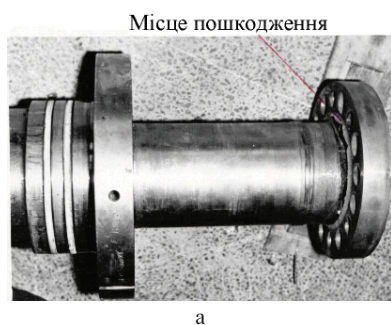
Руйнування роторів генераторів і турбін на електростанціях США

Елемент конструкції	Робоча швидкість обертання, об/хв.	Швидкість обертання при руйнуванні, об/хв.	Напруга при руйнуванні, кг/мм ²		Температура металу при руйнуванні, °С	Перехідна темпер. до 50 пар, °С	Межа текучості, кг/мм ²	K_{Ic} , кг/мм ^{3/2}	Місце початку руйнув. та його розмір	Характ. розм. фактич., мм	Характ. розм. розрах., мм	
			середні	у центр. отворі							Розрах. за середн. напруг.	Розрах. за максимальн. напруг.
Ротор генератору електростанції Аризони	3600	3400	17,1	35,6	27	+149	58,5	100	Водородні флокени діам. 26-38 мм, що не виходять на поверхню	Радіус 13 – 19	28	6
Ротор генератору електростанції Кромби	3600	3780	19,2	34,6	71	+110	63,0	160	Сегрегаційні полоси, що прилягають до ряду ремонтних отворів	–	–	–
Ротор генератору електростанції Литобургу	3600	3920	15,6	16,9	29	+102	52,0	130	Еліпсна зона рядів неметалевих включень розміром 51×127 мм, що не виходить на поверхню	Полувисота малої осі 25,4		

Руйнування у всіх випадках наступали раптово та призводили до подрібнення на велику кількість частин.

Вирішенням питання, як показує досвід Німеччини, США, Франції, може бути досягнуто шляхом створення комплексної системи контролю накопичення втомних впливів у валопроводів, що забезпечують реєстрацію як електричних так і механічних навантажень [4].

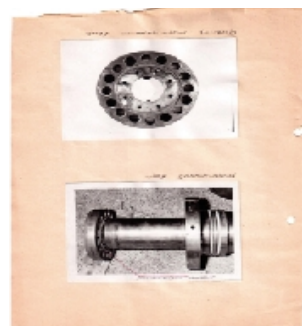
При експлуатації турбогенераторів серії ТГВ-500-2 та ТГВ-300 із збудником СТВ-12А(Б) пошкодження полягали у обриві болтів, що кріплять напівмуфту гнучкого валика муфти сполучення ротора до генератора (рис. 1).



а

У деяких випадках обрив болтів супроводжувався появою в з'єднувальних муфтах тріщин, що поширюються в периферійну зону і тіло гнучкого валу, це призвело до непридатності муфти спряження для подальшої експлуатації [5].

Глибокий аналіз показав, що причинами появи руйнувань є неправильне центрування, термообробка гнучкого валу, нерівномірне затягування кріпильних болтів напівмуфт з'єднання роторів.



б

Рис. 1. пошкодження напівмуфти гнучкого валу: а – торсійний вал; б – фланець торсійного валу

Постановка задачі

Зважаючи на вищезазначені проблеми світових фірм та великий досвід експлуатації турбогенераторів, необхідно провести детальні розрахунки та дослідити складнонапружений стан бандажних кілець ротору, що є найнавантаженою частиною конструкції турбогенераторів, та виробляється з найбільш міцної сталі.

Стадії втомного руйнування

Втомне руйнування роторів генераторів поділяється на п'ять стадій в залежності від ступеню пошкодження металу.

Перша стадія – зміцнення. У кінці першої стадії розвивається боротьба зміцнення з руйнуванням, коли число знову виникаючих субмікротріщин менше або дорівнює числу тріщин, що заліковуються.

Друга стадія – початок знеміцнення. Число знову виникаючих субмікротріщин починає переважати.

Перша і друга стадія частково добре виявляються при механічних методах вивчення перевантажень на кривих. Прямі досліди по виявленню стадії зміцнення в даний час дуже складні. Про зміцнення можна судити лише побічно, по виявленню лінії ковзання при спостереженні структури циклічно деформованого металу за допомогою оптичного та електронного мікроскопів.

Третя стадія – злиття субмікротріщин та мікротріщин.

Четверта стадія – поява макротріщин і зигзагоподібне їх поширення по площині ймовірного зсуву.

П'ята стадія – зростання магістральної тріщини.

Різна відносна тривалість четвертої та п'ятої стадії встановлення показана в роботах при порівнянні росту тріщин в зразках з високоміцної сталі – в гладких і з концентраторами напруги.

Підтвердженням різної відносної тривалості окремих стадій встановлення є також досліді Клеспила по вивченню структури циклічно деформованої вуглецевої сталі (0,35 % вуглецю) у відпаленому і поліпшеному станах.

Відносна тривалість першої стадії втомі, коли більшість слабких зерен зміцнюється, у відпаленої сталі, мабуть, менше, ніж у покращеної, а ефективність зміцнення більше.

У відпаленої сталі ковзання охоплює весь обсяг слабких зерен фериту, мікротріщини в них виникають швидше. У феритній основі сорбіту ковзання починається в основному уздовж кордонів первинних голок мартенситу і зерен аустеніту, так як тонкі виділення цементити

всередині первинних голок і зерен перешкоджають розвитку ковзання. Тому відносна тривалість першої стадії повинна бути більше, а ефективність зміцнення слабкіша.

Алгоритм вирішення поставленої задачі

Допустимі напруження для роторів турбогенераторів повинні відповідати вимогам нормативних документів.

Як правило, застосування статистичної теорії міцності найбільш слабкої ланки до аналізу впливу концентрації напружень та масштабного фактора на опір втомі дозволило встановити, що параметри повних імовірнісних діаграм залежать від величини $\lg d/\phi$. Це означає, що зразки різних розмірів і рівнів концентрації напружень мають однакове співвідношення d/ϕ , тому повні імовірнісні діаграми втомі мають збігатися. У якості закону розподілу втомної довговічності краще взяти логарифмічно-нормальний закон. На підставі аналізу та зіставлення численних результатів випробувань приймають логнормальний закон – закон максимальних руйнівних напружень σ_{\max} , а параметри розподілу $\bar{\sigma}_{\max} \cdot S(\sigma_{\max})$ є чітко вираженими функціями [7]

$$\lg(\bar{\sigma}_{\max} - 26,3) = 1,65 - 0,41 \cdot \lg d/\phi,$$

$$\lg(S(\bar{\sigma}_{\max}) - 0,9) = 1,4 - \lg d/\phi.$$

Константи в цих рівняннях отримані для круглих гладких і з концентраторами напружень зразків зі сталі 45. Число 26,3 та 0,9 є значеннями σ_{\max} та $S(\sigma_{\max})$, до яких прагнуть ці величини при необмеженій напрузі.

Можлива побудова узагальнених рівнянь $\sigma_{\max} = f\left(P, \frac{d}{\phi}\right)$, що визначають функції розподілу максимальних руйнівних напружень для даного матеріалу залежно від параметра.

Енергетичні теорії пов'язують явище втомі металів з пружним гістерезисом та кількістю енергії, яку поглинає метал в процесі роботи при циклічному навантаженні. Залучення енергетичних уявлень для аналізу процесу втомного руйнування призвело до встановлення ряду теоретичних залежностей критеріїв втомі від деяких параметрів, що характеризують статичну або циклічну міцність.

Один з видів співвідношення між границею витривалості σ_{-1} при симетричному вигині і параметрами, що характеризують «асиметричний цикл», є

$$\sigma_{-1}^2 = \sigma_a (\sigma_m + \sigma_a) ,$$

$$\sigma \downarrow (-1) \uparrow 2 = \sigma \downarrow \max \uparrow 2 - \sigma \downarrow \max \times \sigma \downarrow m ,$$

$$\sigma \downarrow (-1) \uparrow 2 = \sigma \downarrow \min \uparrow 2 + \sigma \downarrow m - 3\sigma \downarrow \min \times \sigma \downarrow m$$

де σ_a – амплітудне значення напруги;

σ_m – середнє значення циклу.

Однак, даних залежностей дотримуються не завжди. Більш надійними є залежності Серенсена-Кінасовілі.

Лашко, базуючись на сталість роботи руйнування, отримав наступну залежність між напруженням та числом циклів до появи тріщини в умовах симетричності циклу навантаження.

$$\frac{\sigma_a - \sigma_e}{\sigma_a - \sigma_k} = \frac{N}{N_0} ,$$

де σ_e – напруження, що характеризує міцність металу;

σ_k – напруження, при якому виникає залишкова деформація, здатна привести до порушення в суцільному тілі;

N_0 – число циклів, при якому поточне напруження досягає максимальної величини.

Гальцев вказав, що для кожного матеріалу в даному його стані мається гранична площа петлі гістерезиса, що визначає величину межі втоми [8]. Якщо той чи інший напружений стан призводить до перевищення граничної площі петлі гістерезиса, то настає руйнування. Гранична площа гістерезиса залежить від умов випробувань.

Беняковський, ґрунтуючись на енергетичних уявленнях, вивів наступну залежність

$$\sigma_a = \sigma_{-1} - K \times \ln(1 - e^{\alpha_2 \cdot N}) ,$$

де σ_{-1} – межа витривалості;

α_2, K – коефіцієнти, що визначаються характерною міцністю обраного матеріалу.

Фрейденталь та Уейнер запропонували термічну теорію втоми, на основі якої утворення тріщин втоми пов'язується з виникненням «температурних сплесків», що виникають у смугах ковзання під дією циклічних напружень.

Іванова пропонує розрізнити в процесі втоми три періоди. У першому інкубаційний період, смуги ковзання в самому зерні ще не з'являються, у другому – в смугах ковзання з'являються субмікроскопічні тріщини, в третьому виникають макроскопічні тріщини, що призводять до руйнування зразка [9].

Як, правило відповідальні елементи конструкції мають кілька елементів кріплення, інколи дублюють функції один одного. При

огляді гідрогенератора-двигуна потужністю 215 МВт, були виявлені тріщини зварних швів кріплення упорів полюсів. У зв'язку з тим, що полюс розклинено в ободі ротора і утримується при статичному положенні силою тертя, однак при виході на робочий режим відбувається зменшення радіального натягу, після чого включається в роботу упор (рис. 2).



Рис. 2. Упор полюсів генератору

На підставі детального обстеження пошкоджень зварних швів було виявлено, що корінь шва не пошкоджений, а проведений втомний розрахунок показав, що використання вищевказаних упорів можливе протягом півроку без обмежень. Розвиток вищевказаних дефектів не торкнеться кореня шва.

Поведінку матеріалу під дією постійного навантаження не може характеризувати його опірності змінних навантажень. У цьому випадку спостерігається нове явище – втома металів. І щоб визначити опір матеріалів втомним руйнуванням, необхідно спеціальне випробування знакозмінним навантаженням.

Розрахункові дослідження

Провівши детальний теоретичний пошук властивостей вітчизняних роторів та їх світових аналогів було проведено розрахунки складнонапруженого стану ротору турбогенератору ТГВ-550-2МУ3.

Бандажне кільце ротору, що є самим навантаженим елементом конструкції згідно умов експлуатації. Навантаження в окремих точках на критичних режимах якого можуть сягати межі текучості, а аварія призводить до повного виходу з ладу всієї машини.

На рис. 3 наведено складнонапружений стан бандажного кільця ротору турбогенератору потужністю 550 МВт, в якості матеріалу обрано сталь Р900. На рис. 4 представлено

навантаження при складнонапруженому стані кінцевої частини ротору.

При розрахунку були враховані навантаження від дії відцентрових сил з боку мідних котушок, теплові навантаження та посадка бандажного кільця. Отримані навантаження відповідають нормам, що до них пред'являються розрахунково-технічними матеріалами.

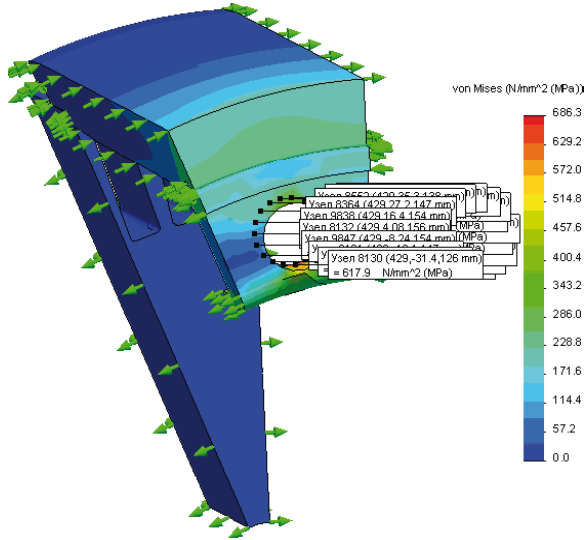


Рис. 3. Складнонапружений стан бандажного кільця ротору

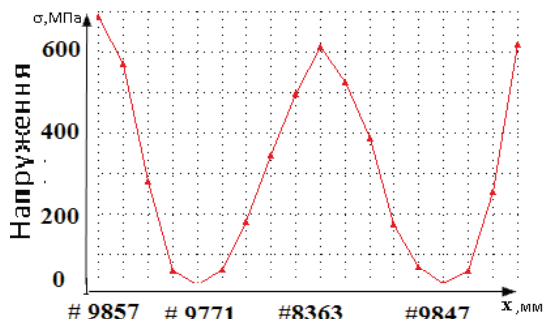


Рис. 4. Повузлові напруження турбогенератору

Максимальне напруження становить 687 МПа, при цьому коефіцієнт запасу складатиме $k = 686/687 = 1,0$.

Для забезпечення надійності конструкції проведено дослідження з оцінки складнонапруженого стану коробу турбогенератору потужністю 550 МВт, який відповідає кращим світовим стандартам. Слід зазначити, що вперше було проведено оптимізацію системи охолодження, що потребувала зміни тиску зі звичних 3 до 5 аті.

На рис. 5 представлено головний зразок турбогенератору на стенді заводу. Короба, де розташовані лобові частини стрижнів, виводи та

конструктивні елементи системи охолодження в процесі експлуатації кріпляться диференційними шпильками-пружинами, та витримують навантаження понад 100 т, що викликано надмірним тиском в корпусі статора.

Детальний аналіз отриманих результатів дозволив розробити конструкцію короба та підшипникових вузлів приставного типу. Серед отриманих результатів слід зазначити, що така конструкція дозволяє у найкоротший термін проводити ремонтні роботи по заміні активних елементів, без розборки всього корпусу машини.

Великі переміщення в окремих точках, не визивають пошкоджень (рис.6 та 7).



Рис. 5. Випробувальний стенд турбогенератору на стенді заводу ДП «ЗАВОД «ЕЛЕКТРОВАЖМАШ»

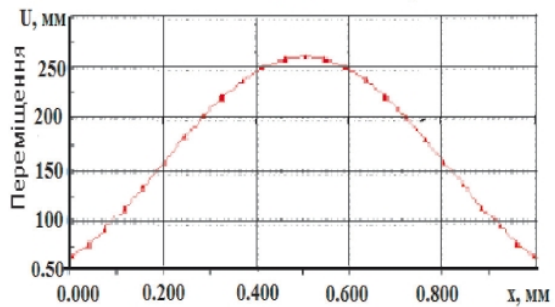
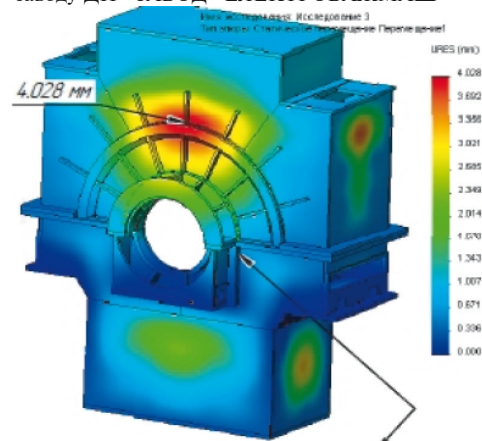


Рис. 6. Епюра переміщень

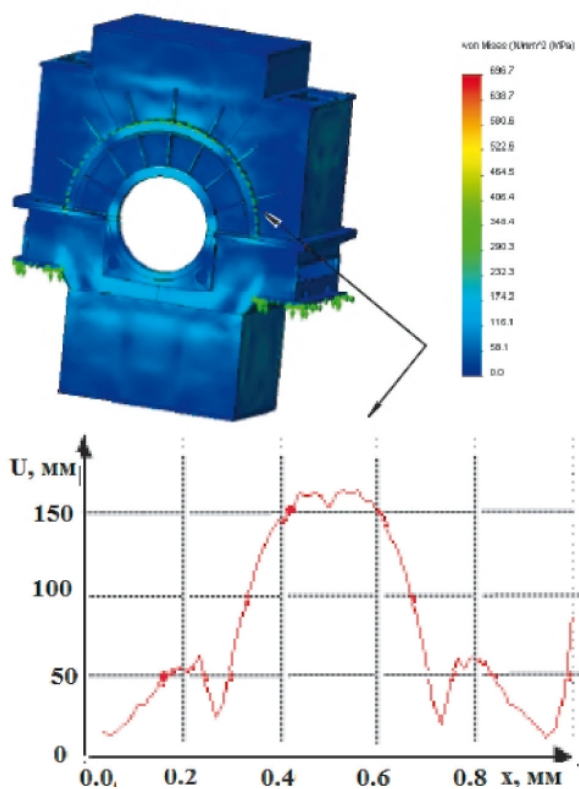


Рис. 7. Епюра напруженого стану

Висновки

Проведена робота з аналізу аварійних ситуацій та розрахунку складнонапруженого стану найбільш напружених елементів дозволила зробити наступні висновки:

При проектуванні турбогенераторів великої потужності необхідно виконувати механічні розрахунки, що будуть враховувати теплові, електричні, та механічні навантаження, викликані дією відцентрових сил.

Розрахунок великих корпусних деталей та підшипникових вузлів має враховувати не тільки сили, що викликані електричними

чинниками та дію маси основних деталей на конструкцію, а й сили від збитково тиску у корпусі.

Всі проведені розрахунки мають враховувати криві втомлюваності, а використовувана сталь має витримувати навантаження протягом 30 років.

Література

1. Видеман Е. Конструкция электрических машин [Текст] / Е. Видеман, В. Келленбергер. – Л. : Энергия, 1972. – 520 с.
2. ГОСТ 183-74. Машины электрические. Общие технические требования [Текст]. – Взамен ГОСТ 183-66 ; введ. 01.01.76. – М. : Изд-во стандартов, 1974. – 27 с.
3. Специальные электрические машины [Текст] / А. И. Бертинов, Д. А. Бут, С. Р. Мизурин [и др.]. – М. : Энергоиздат, 1982. – 552 с.
4. Алексеев А. Е. Конструкция электрических машин [Текст] / А. Е. Алексеев. – М.-Л. : Госэнергоиздат, 1958. – 427 с.
5. Брускин Д. Э. Электрические машины и микромашины [Текст] / Д. Э. Брускин, А. Е. Зорохович, В. С. Хвостов. – М. : Высш. шк., 1990. – 528 с.
6. Важнов А. И. Электрические машины [Текст] / А. И. Важнов. – Л. : Энергия, 1974. – 840 с.
7. Вольдек А. И. Электрические машины [Текст] : учеб. / А. И. Вольдек. – Л. : Энергия, 1978. – 832 с.
8. Виноградов Н. В. Проектирование электрических машин [Текст] / Н. В. Виноградов, Ф. А. Горяинов, П. С. Сергеев. – М. : Энергия, 1969. – 632 с.
9. Гольдберг О. Д. Проектирование электрических машин [Текст] / О. Д. Гольдберг, Я. С. Гурин, И. С. Свириденко. – М. : Высш. шк., 1984. – 431 с.

Поступила в редакцию 31.05.2016

А. В. Третьяк, А. В. Сенецкий, А. Ю. Шуть, В. Н. Доценко, Е. С. Пятницкая. Сложнонапряженное состояние деталей генераторов большой мощности

Проведен анализ случаев разрушения роторов генераторов, имеющих место в мировой практике эксплуатации энергетического оборудования. Подробно представлены стадии усталостного разрушения роторов генераторов. Рассчитана трехмерная модель наиболее напряженных элементов конструкции – бандажного кольца ротора и приставного короба. Впервые учтены тепловые и механические нагрузки, в разрезе всей конструкции. Выполнены расчеты сложнонапряженного состояния на примере ротора турбогенератора ТГВ-550-2МУЗ, для которого максимальные напряжения составят 687 МПа.

Ключевые слова: турбогенератор, бандажное кольцо ротора, торсионный вал, усталостное разрушение, сложнонапряженное состояние, моделирование, субмикро- и микротрещина, прочность.

**Tretiak Oleksii, Senetskyi Oleksandr, Shut Olexandr, Dotsenko Vladimir, Pyatnitskaya Eugene.
Complicated stressed state of parts of high power generators**

The analysis of cases of the generator rotor destruction, which took place in the world practice of power equipment operation. In details the stages of wearing out destruction of the generator rotors are presented in this article. The three-dimensional model of the most stressed design elements namely the retaining ring of the rotor and auxiliary attachable box is calculated.

For the first time taken into consideration the thermal and mechanical loads, to assess the complicated stressed state of the rotor retaining rings, which are the most loaded part of the design of Turbogenerators. A calculation of the complicated stressed state at the example of the rotor of Turbogenerator TGV-550-2MU3, for which the maximum stress is 687 MPa, at that the safety factor equals to one.

Key words: *Turbogenerator, the rotor retaining ring, torsion shaft, wearing out destruction, complicated stressed state, modelling, sub-micro- and microcrack, strength.*