

УДК 621.313.322

**МЕХАНІЧНІ ПРОЦЕСИ ТА ЗАСОБИ ПОКРАЩЕННЯ ЇХ ХАРАКТЕРИСТИК
У ПОТУЖНИХ ТУРБОГЕНЕРАТОРАХ**

Г.Г. Счастливий, акад. НАН України, **О.І. Титко**, чл.-кор. НАН України, **К.А. Кучинський**, канд. техн. наук, **В.А. Крамарський**, канд. техн. наук
Інститут електродинаміки НАН України,
пр. Перемоги, 56, Київ-57, 03680, Україна

Методами математичного і фізичного моделювання досліджено механічні процеси в елементах системи кріплення шихтованого осердя статора та розроблено засоби підвищення їх механічної стійкості в динамічних режимах роботи турбогенераторів. Проведено аналіз впливу на тепловий і механічний стан ротора турбогенераторів термодфектів у вигляді закупорки каналів охолодження. Бібл. 10, рис. 7, табл. 4.

Ключові слова: турбогенератор, стяжні призми статора, ротор, механічні, термомеханічні і теплові процеси, нестационарний нагрів, термостабілізація, запас міцності.

Механічні характеристики елементів системи кріплення шихтованого осердя статора турбогенераторів, засоби підвищення їх стійкості в маневрених режимах. Відомо, що частота пошкоджень ТГ (турбогенераторів) в маневрених режимах збільшується за різними оцінками в 2–4 рази, і це збільшення з часом зростає.

Особливу увагу слід приділити елементам кріплення шихтованого магнітопроводу статора. Його окремі сегменти (це близько 200 тис. штук) стягуються плитами і призмами. В зубцевій зоні сегменти пресуються натискними пальцями. На торці виконується скошення осердя. У динамічних режимах вузли та окремі ділянки осердя статора нагріваються нерівномірно з різними постійними нагрівання, і тому взаємно переміщуються. Періодично тимчасово виникають розпресовування і перепресовування. Обидва ці явища небезпечні, оскільки підвищуються вібрації і механічні напруження, які руйнують кінцеві частини призм у зоні шийок і різьби.

За даними заводів-виготовлювачів [5] і дослідних інженерних центрів [1], основними причинами пошкоджень турбогенераторів, що визначають їх надійність і ресурс, є дефекти кріплення таких елементів статора: крайніх пакетів сталі; лобових і пазових частин обмотки; власне осердя; стяжних призм.

Руйнування сегментів крайніх пакетів сталі виникає через ослаблення їх пресування й призводить до руйнування з часом (викришування) зубців у процесі їхньої вібрації. Внаслідок пошкодження ізоляції обмотки уламками викришеної сталі відбувається пробій ізоляції, що супроводжується важкими аварійними пошкодженнями статора. Ослаблення кріплень лобової й пазової частин обмотки статора призводить до збільшення кількості ступенів свободи й підвищеної вібрації обмотки, супроводжується пошкодженням ізоляції обмотки. Через ослаблення кріплень осердя в корпусі статора відбуваються викришування активної сталі у вузлах кріплення, руйнування зварних швів, ослаблення затягувань гайок стяжних призм і їх руйнування.

Розглянемо дефекти, які найчастіше виникають у турбогенераторах, так чи інакше обумовлених станом осердя статора: розпресування і перепресування магнітопровода; ослаблення затягу гайок стяжних призм; обрив стержнів стяжних призм; викришування зубцевих зон; механічне пошкодження ізоляції обмотки статора; відгин нажимних пальців; стирання міжлистової ізоляції, підвищене нагрівання та “пожежа” в залізі; обриви кріплення статора до корпусу; порушення герметичності систем охолодження обмотки статора; підвищені вібрації. Про те, що це глобальна проблема, свідчать дані обстежень ТГ Росії, виготовлених на

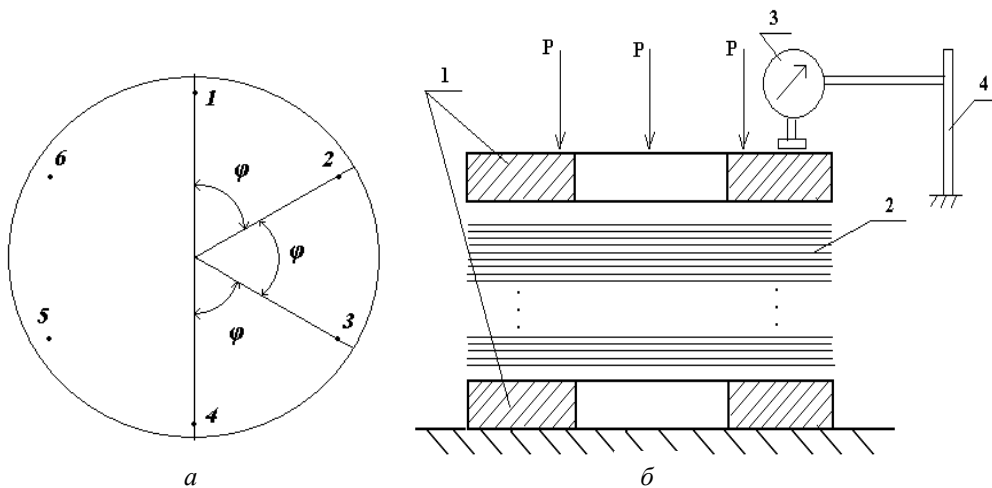


Рис. 1

з-ді «Силові машини» [3]. В обстежених генераторах ряд дефектів статора в базових режимах не спостерігається, хоча в маневрених вони мають місце.

Для забезпечення надійності та живучості турбогенераторів у динамічних режимах запропонова-

но і досліджено ряд нових технічних рішень. З цією метою створено технічні засоби та проведено на фізичній моделі статора турбогенератора експериментальні дослідження розподілу механічних навантажень у стяжних призмах при наявності поломок однієї чи декількох із них. На рис. 1 *a* показано схему розташування й нумерацію шести шпильок моделі статора, на рис. 1 *б* – схему вимірювання переміщень натискної плити і активного заліза при закручуванні і відкручуванні шпильок, де 1 – натискні плити; 2 – активне залізо; 3 – індикатор тиску; 4 – нерухлива стійка кріплення індикатора; P – навантаження. У табл. 1 наведено результати досліджень розподілу зусиль P_i на шпильки статора фізичної моделі генератора при знятті навантаження з окремих шпильок при різних способах вимірювання; дані наведено у відсотковому відношенні до первісного навантаження P . Виявлено наступний характер перерозподілу навантажень на інші призми. Шпильки, які розташовані поблизу дефектних, суттєво перевантажуються. Зусилля на наступні шпильки навіть зменшуються (табл. 1). Досліджено та виявлено також особливості усадки шихтованого магнітопроводу та його механічної реакції на призми при закручуванні і розкручуванні гайок окремих шпильок (табл. 2).

Таблиця 1

№ датчиків, з яких знімалося навантаження	Способи вимірювання			
	1	2	3	4
2	+15,2	+15,8	+16	+20
3	-15,1	-13,9	-18,6	-20
4	+3	+2	0	0
2 і 3	+13,2	+14	+16	+25
3 і 4	-19,4	-16,7	-18	-20

Таблиця 2

Крутильний момент, кг·м	Навантаження, кг	Переміщення плити біля шпильки 1, мм
0	0	0
0,5	140	2,8
1,0	280	4,6
1,5	420	6,0
2,0	560	7,7
2,5	700	8,3
3,0	840	9,8
3,5	980	10,15
4,0	1120	10,55
4,5	1260	10,8
5,0	1400	11,05

Для досліджень механічних навантажень на призми статора ТГ при руйнуванні декількох із них розроблено методику розрахунку. Проведено розрахунки механічного стану стяжних призм ТГ потужністю 300 МВт при наявності дефектів у них. Особливості перерозподілу при цьому механічних напружень наведено в табл. 3. На рис. 2 зображено графік значень F_i/P для 30 шпильок статора ТГ. Видно, що розрахункові дані корелюють з експериментальними. Результати розрахункових досліджень використовуються при діагностуванні стану стяжних призм.

Таблиця 3

i	F_i/P	i	F_i/P	i	F_i/P	i	F_i/P	i	F_i/P
1	0,036983	7	0,034826	13	0,032312	19	0,032916	25	0,035803
2	0,036824	8	0,03431	14	0,032153	20	0,033334	26	0,03622
3	0,036565	9	0,033805	15	0,032099	21	0,033805	27	0,036565
4	0,03622	10	0,033333	16	0,032153	22	0,03431	28	0,036824
5	0,035802	11	0,032916	17	0,032312	23	0,034826	29	0,036983
6	0,035331	12	0,032571	18	0,032571	24	0,035331	30	0

Для статора турбогенератора ТГВ-300 через велику піддатливість осердя основні термомеханічні зусилля обумовлені різницею теплових

деформацій обмотки й призм.

Результати досліджень [7] показали, що вже при температурі призм 40 °С механічні впливи можуть становити серйозну небезпеку. Найменший запас міцності виявляється на болтах кріплення кронштейна й на шийках стяжних призм. Запас міцності для деяких типів потужних ТГ становить 1,2...1,5, що недостатньо, у зв'язку з можливими нерівномірностями навантажень по окремих болтах.

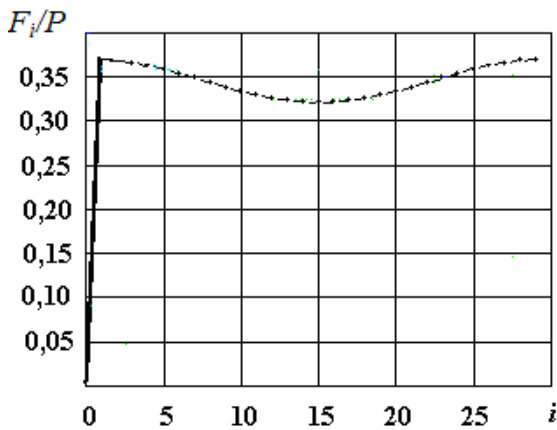


Рис. 2

Для забезпечення досить високого запасу міцності необхідно підвищити механічну стійкість даних вузлів не менш ніж у 2,0...2,5 разу, до того ж при змінних режимах виникають циклічні термомеханічні навантаження, які знижують міцність цих вузлів.

Зусилля, що виникають у шийці стяжних призм турбогенератора ТГВ-300 від зусилля пресування активного заліза в холодному стані, становить 900 т, у номінальному режимі роботи –

600 т, при перехідних режимах в умовах пусків і зупинок воно підвищується до 1200 т [9].

При виготовленні стяжних призм зі сталі Ст45 запас міцності в статичному режимі становить 3,1. Однак при змінних режимах експлуатації він знижується до 2,1. Це середнє значення по колу. Для деяких призм цей коефіцієнт знижується до 1,5. Крім того, на зону з'єднання стяжних призм із натяжною плитою діє вплив вібраційного навантаження, яке зростає при зниженні зусилля пресування активної сталі, нижче розрахованої.

У зв'язку з цим виникає завдання підвищення надійності кріплення стяжних призм шляхом її модернізації. Модернізація стяжної призми полягає у тому, що найбільш навантажена частина призми (різьбове об'єднання, переріз котрого значно менший перерізу призми) виготовляється з більш міцного матеріалу, який виключає його руйнування при експлуатації турбогенератора (рис. 3).

Ця різьбова частина виготовляється у вигляді шпильки і вкручується в основне тіло призми з двох сторін. Глибина вкручення шпильки в призму має бути не меншою, ніж товщина гайки, з допомогою якої шляхом затягування забезпечується необхідна щільність пресування активного заліза. Значення глибини розраховується в кожному конкретному випадку. Вкручення шпильки в тіло призми необхідно робити при нагрітій призмі для забезпечення допоміжної міцності з'єднань.

При використанні титанових наконачників (шпильок) стяжних призм (рис. 3) міцність стяжних призм із різьбовим

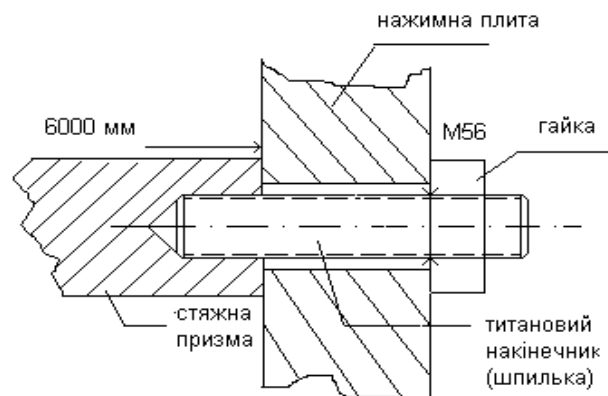


Рис. 3

сполученням М56 підвищиться в 2 рази [6]. Також при зменшенні діаметра шийки (різьблення) забезпечується збільшення запасу міцності в 1,5 разу в порівнянні з існуючими показниками, що цілком прийнятно.

Болти з титанових сплавів не чутливі до перекосу опорних пошкоджень і не схильні до уповільненого хрупчатого руйнування. При тих самих напруженнях пружне подовження (модуль пружності $E \approx 1,1 \cdot 10^5$ МПа у два рази нижчий, ніж у сталі) у 2 рази більше, що важливо для збереження первісного затягування. Болти (шпильки) з титанових сплавів мають також високу корозійну стійкість.

Установка наконечників (шпильок) з титанових сплавів на стяжні призми дасть змогу уникнути їхніх обривів і зменшить ослаблення пресування активного заліза під час експлуатації, особливо в змінних режимах, що позитивно позначається також на вібраційних характеристиках турбогенератора в цілому.

При роботі в маневрених режимах частих пусках і зупинках ТГ термомеханічні процеси в системі кріплення шихтованого осердя статора призводять до періодичних його розпресовувань і перепресовувань. Ці явища виникають внаслідок різних постійних часу нагрівання елементів цієї системи: стержня, призм, плит, осердя статора, обмотки.

Зменшити такі негативні явища при змінних графіках навантаження, частих пусках і зупинках можливо шляхом зближення постійних часу нагрівання і температури стяжних

призм і осердя статора. Це можна здійснити, якщо на поверхнях стяжних призм розмістити шар теплоізоляції по їхній довжині. Один із варіантів такого розміщення показано на рис. 4. Це різнотовщинне покриття по довжині окремої призми та для різних призм по колу.

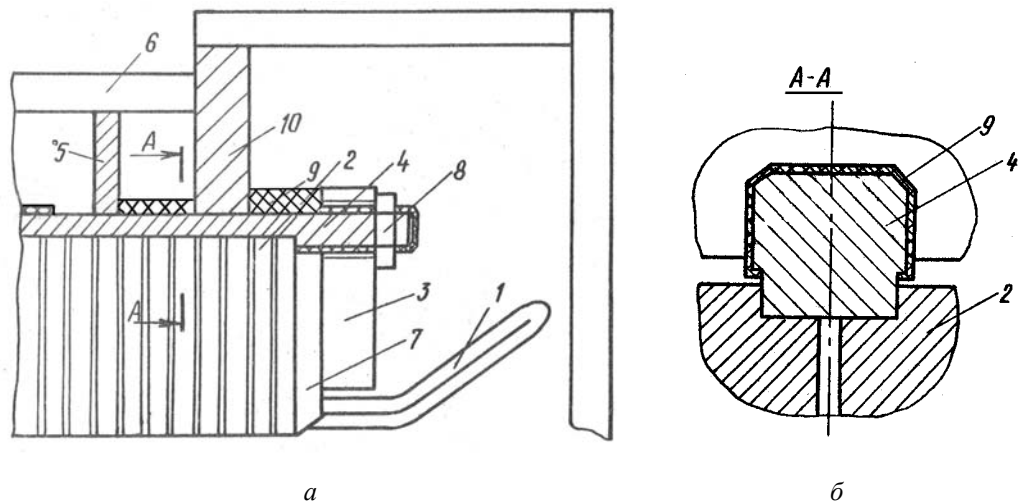


Рис. 4

Статор електричної машини містить обмотку 1, шихтований магнітопровід 2, натискні фланці 3 і стягуючі їх болти 4, які кріпляться ребрами жорсткості 5 до корпусу 6 (рис. 4 а). Для забезпечення твердості конструкції магнітопроводу 2 між його крайнім пакетом і фланцем 3 розташовані натискні пальці 7. Листи заліза шихтованого магнітопроводу 2 за допомогою натискних фланців 3 і пальців 7 стягуються болтами 4 і гайками 8 у єдине ціле. На поверхні стяжних болтів 4, що не контактує з листами заліза магнітопроводу 2 і ребрами жорсткості 5, розміщено шар теплоізоляції 9 (рис. 4 б). Для електричних машин, у яких нагрівання стяжних болтів в області активної частини машини до крайнього ребра жорсткості 10 (рис. 4 а) незначне і подовження болтів відбувається за рахунок температурного розширення в кінцевій зоні, шар теплоізоляції 9 на поверхні болтів розміщений від їх торців до ребра жорсткості. Отже, пропонується розвиток цієї технології, а саме – різнотовщинність покриття по довжині стяжної призми. Товщина h шару теплоізоляції 9 вибирається на основі розрахунку з умови узгодження постійних часу нагрівання й самих температур болтів і магнітопроводу. Наприклад, товщину h можна визначити з рівняння, яке виражає умову узгодження постійних часу нагрівання болтів і магнітопроводу:

$$\frac{1}{C\gamma} \int_s \frac{\lambda}{h + \frac{\lambda}{\alpha(S)}} \cdot \frac{dS}{V} = \frac{1}{T_M}, \quad (1)$$

де T_M – постійна часу нагрівання магнітопроводу статора, с; V – об’єм болта, м³; d – елемент поверхні болта, на якій розміщено шар теплоізоляції, м²; $d(S)$ – коефіцієнт тепловіддачі з поверхні теплоізоляції, Вт/м²·град; λ – коефіцієнт теплопровідності теплоізоляції, Вт/м·град; C – питома теплоємність матеріалу болта, Вт·с/кг·град; γ – питома вага матеріалу болта, кг/м³.

При роботі машин у навантажувальних режимах за рахунок виділення втрат на вихрові струми в стяжних болтах, магнітопроводі і фланцях відбувається нагрівання зазначених елементів. У процесі нагрівання машини (при накиданні навантаження) і її охолодження (при скиданні навантаження) внаслідок неоднакових постійних нагрівання болти, магнітопровід і фланці у відомому статорі будуть мати різні збільшення за часом подовжень або скорочень. Це призводить або до ослаблення гайок, розпушування листів магнітопроводу й збільшення контактних втрат і нагрівання в області контакту гайка – фланець (при нагріванні машин), або до небезпечних підвищених механічних напружень у місцях різьблення болтів (при охолодженні машини). При наявності ізоляційного шару буде досягнуто узгодження (наближена рівність) постійних нагрівання болтів, магнітопроводу і їх температур, і тим самим узгоджується збільшення за часом їхнього подовження або скорочення.

Це підтверджується наступним аналізом. У класичній теорії нагрівання постійна T_a нагрівання тіла знаходиться як

$$T_a = \frac{C}{\alpha \cdot S} = \frac{C}{k}, \quad (2)$$

де $k = \alpha \cdot S$; C – теплоємність тіла, Вт·с/град; S – поверхня тепловіддачі тіла, м²; α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м²·град.

Якщо покрити поверхню призми шаром ізоляції товщиною $h_{ш}$, то коефіцієнт теплопередачі K тепловіддаючої поверхні призми буде очікуватись як

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_{ш}} + \frac{h_{ш}}{\lambda_{ш}}. \quad (3)$$

При $h_{ш} = 2$ мм, $\alpha_{ш} = 100$ Вт/м²·град; $\lambda_{ш} = 0,2$ Вт/м·град, що співпадає з більшістю типів теплоізоляції, $K = 50$ Вт/м²·град. Коефіцієнт теплопередачі K зменшився у два рази, відповідно постійна часу $T_{пр}$ призми збільшиться в два рази: $T_{пр} = 300 \text{ с} \cdot 2 = 600 \text{ с}$. Це значення відповідає постійній часу шихтованого осердя, тобто різниця в тепловому розширенні між призмою і шихтованим осердем буде мінімальною.

В якості матеріалу для шару ізоляції можна запропонувати: герметик силіконовий з $\lambda = 0,29 \dots 0,30$ Вт/м·град; замазку № 7 ОТХ 902001 з $\lambda = 0,30$ Вт/м·град; лаки типу ЛАК КП-18 з $\lambda = 0,238$ Вт/м·град. Шар ізоляції може бути нанесений на відкриті поверхні стяжних призм при капітальному ремонті турбогенератора.

Нагрівання ротора потужного турбогенератора при несиметрії охолодження обмотки збудження. При експлуатації або ремонті ТГ можливе закупурювання витків обмотки ротора (ОР) внаслідок наступного:

- перекриття вихідного вентиляційного отвору в середній частині бочки ротора через зрушення (зсув) текстолітових прокладок між витками ОР або під пазовим клином при обертанні ротора в процесі пусків і зупинок;

- перекриття вхідного прямокутного вікна у лобовій частині або засмічення вентиляційного каналу витка ОР через випадкове потрапляння між катушками сторонніх предметів, напливів лаку і т. ін.

Зазначені явища призводять до підвищеного місцевого нагрівання обмотки з подальшим пошкодженням ізоляції. Негативним наслідком часткового закупурювання вентиляційних каналів стає також порушення симетрії розподілу витрат газу в пазах. Це може стати однією з причин теплової невірноваженості роторів ТГ з безпосереднім газовим охолодженням.

Встановлено [10], що нерівномірні температурні поля викликають несиметричні деформації як по колу, так і по довжині ротора. Це призводить до появи в ньому термомеханічних напружень, які створюють згинальні моменти. Зміна геометрії осьової лінії ротора в результаті впливу згинальних моментів впливає на його вібраційний стан.

У роботі [4] наведено результати розрахунків температурного поля ротора з самовентиляцією з підпазових каналів на прикладі ТГ потужністю 160 МВт заводу "Електросила" (Росія). Масштабним узагальненим параметром вентиляційної системи, що впливає на характерні надмірні температури, і в основних рисах керуючим процесом теплового статичного прогину валу заданої конфігурації було прийнято відносний дефіцит витрати (тобто відносна різниця значень повної витрати повітря в справній і дефектній половинах ротора). На основі розрахункової оцінки чутливості ротора до температурних збурень зроблено висновок, що інтегральному температурному перекосу в $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ відповідає статичний небаланс близько 8...10 кг. Тоді значущою для вібраційного стану ротора є температурна *нерівноважність* половин ротора в деякі одиниці градусів. У остаточному підсумку тепловий небаланс ротора внаслідок можливої асиметрії охолодження пазів газом призводить до несприятливих механічних наслідків таких відмінностей.

Мета цієї роботи – розрахункові дослідження нагрівання ротора ТГ типу ТГВ-300 при порушеннях симетрії безпосереднього водневого охолодження в каналах обмотки збудження.

Основні дані турбогенератора типу ТГВ-300: лінійне навантаження статора – 1500 А/см ; діаметр розточки статора – 1300 мм ; одностороння величина повітряного зазору – 90 мм ; струм збудження при номінальному навантаженні – 3050 А .

Конструкція обмотки статора – трифазна, двошарова, петльова, розміщена в 60-ти пазах. Обмотка ротора – концентрична, котушкова, покладена в 36-ти поздовжніх пазах бочки. Число пазових поділів на роторі – 52.

Заповнення паза ротора ТГВ-300 показано на рис. 5, де позначено: 1 – пазовий клин; 2 – дві склотекстолітові прокладки; 3 – корпусна ізоляція; 4, 6 – міжвиткова ізоляція в пазовій і лобовій частинах; 5 – виток обмотки, що складається з двох мідних провідників коритоподібного перетину $7,5\cdot 30\text{ мм}^2$; 7 – додаткові ізолюючі прокладки.

Витки виконано з П-подібних провідників, що утворюють провідник з внутрішнім каналом, через який проходить охолоджуючий водень. Застосування безпосереднього охолодження дало змогу створити в ОР при номінальному навантаженні щільність струму $9,5\text{ А/мм}^2$.

Варіантні розрахунки при частковому закупорюванні вентиляційних каналів витків ОР в пазу виконано для номінального електричного навантаження в синхронному режимі з застосуванням методу кінцевих елементів (МКЕ) [8]. Розраховувалося температурне поле на полюсному діленні в центральному перерізі – на виході гарячого газу з обмотки.

Питомі втрати в міді ОР у номінальному режимі складають $1,694\text{ Вт/см}^3$. Втрати на тертя ротора об водень становлять 244 кВт відповідно при довжині активної частини ротора 5800 мм , діаметрі бочки 1120 мм і числі вузлів на поверхні моделі полюсного поділу 105, втрати на тертя в кожному з цих вузлів становлять $1,717\text{ Вт/см}$.

Коефіцієнти теплопровідності [$\text{Вт}/(\text{м}\cdot^{\circ}\text{C})$] приймалися рівними 55; 0,34; 0,19; 385; 160 відповідно для сталі, ізоляції (склотекстоліт), водню, міді, дюралюмінієвого клина. Значення коефіцієнта тепловіддачі з зовнішньої поверхні бочки ротора прийнято $1410\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot^{\circ}\text{C})$, температура холодного газу $35\text{ }^{\circ}\text{C}$, перевищення температури газу в зазорі $43\text{ }^{\circ}\text{C}$, відповідно температура газу в зазорі $78\text{ }^{\circ}\text{C}$. При швидкості газу у вентиляційних каналах 48 м/с коефіцієнт

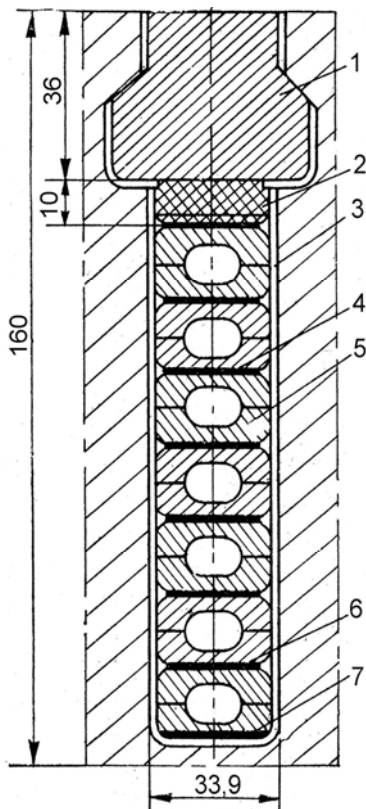


Рис. 5

тепловіддачі в них становить $880 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$, температура газу в каналі на виході з обмотки в номінальному режимі прийнята $85 \text{ }^\circ\text{С}$ [2].

Моделювання термодфектів здійснювалося послідовним "закупорюванням" каналів витків котушки, починаючи з верхнього, найближчого до пазових клинів. При цьому для різних варіантів додаткова зміна перевищення температури газу в незакупорених каналах "дефектних" пазів приймалася пропорційно зменшенню витрати газу в пазу (або збільшенню кількості закупорених каналів витків ОР).

На рис. 6 схематично показана умовна мінімальна розбивка області на кінцеві елементи.

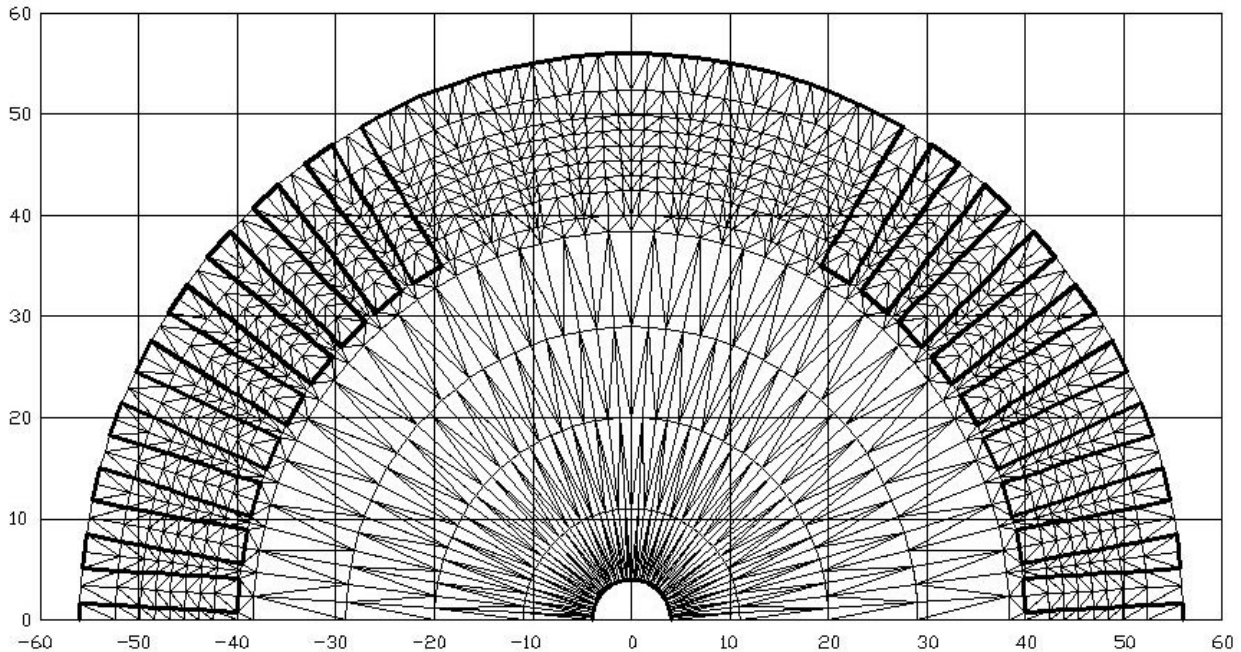


Рис. 6

Оскільки температура бочки ротора не є визначальною при оцінці допустимості нагрівань елементів ТГ, великий зубець моделювався однорідною структурою без урахування додаткових поздовжніх пазів. Для кращої візуалізації не представлено також докладну дискретизацію елементів заповнення кожного паза ротора (рис. 5), яка здійснюється автоматично відповідно до границь поділу середовищ. При цьому загальне число елементів досягало 10452, а температури визначалися у 5332 вузлах трикутної сітки. Числа на осях відповідають радіусам моделі в сантиметрах. Виникнення дефектів передбачалося в пазу ротора, розташованому між осями d і q машини.

На рис. 7 показано розподіл температур у двох симетрично розташованих відносно осі d зубцевих діленнях для крайнього можливого випадку дефекту охолодження в межах одного паза: 1 – по осі малого зубця, прилеглого до "дефектного" паза з усіма повністю закупореними каналами витків, тобто при непрямому охолодженні цієї ділянки ОР; 2 – те ж по осі "дефектного" паза; 3 – по осі "нормального" паза з номінальними умовами системи безпосереднього охолодження витків; 4 – те ж по осі малого зубця.

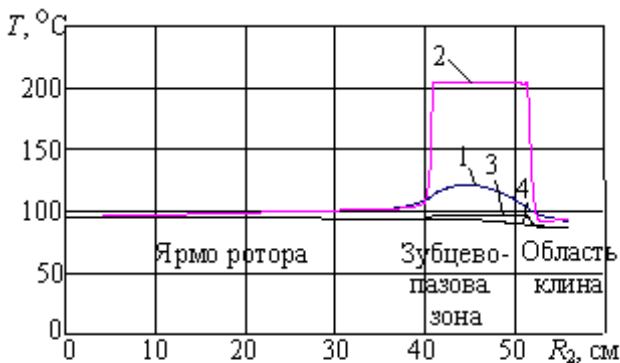


Рис. 7

Результати досліджень показали, що при номінальних умовах охолодження міди більша частина тепла від котушок відводиться газом, циркулюючим у вентиляційних каналах витків. При цьому зубці й тіло ротора не виконують функцію основного теплопроводу, перепади температур на ділянках бочки між середньою частиною і його поверх-

нею порівняно невеликі (до 10°C по осі полюсів d).

Збільшення числа закупорених каналів в окремих витках (зниження витрати газу в "дефектному" пазу) призводить до підвищення нагрівання практично тільки в зубцево-пазовому шарі: суттєво зростають нагрівання міді ОР і величини перепаду температур по товщині ізоляції. У той же час нагрів зовнішньої і внутрішньої зон ярма ротора змінюються мало.

Поверхня ротора, інтенсивно охолоджувана газом, циркулюючим у зазорі, також практично нечутлива до змін температур у його середній частині. Поверхня великого зубця, за даними розрахунків, є найбільш "холодною" зоною ротора.

Таким чином, перетік деякої частини тепла з "дефектної" області ротора (паза з частково закупореними каналами) у "бездефектну" (прилегли зубці й ярмо) практично не призводить до спотворень температурного поля останньої у порівнянні з вихідним режимом при номінальних умовах охолодження всієї пазової зони.

Різниця нагрівів симетрично розташованих відносно осі d "нормального" і "дефектного" зубцевих поділів при повній закупорці каналів у межах одного паза (рис. 7) перевищує 25°C по залізу малих зубців і 110°C по міді котушки.

Отже, на картину результуючого температурного поля всього ротора впливає місце розташування "дефектних" пазів з локальними перегрівками по відношенню до "бездефектних". Залежність від тангенціальної координати дії температурного збурення в прилеглому до осі d пазу значно більше позначається на нагріванні великого зубця, ніж при наявності джерела збурення посередині обмотаної частини ротора (по осі q). При повному припиненні циркуляції водню в окремих пазках (рис. 7) перегрів цієї зони призводить до максимального спотворення форми температурного поля на полюсному діленні в радіальному і тангенціальному напрямках у порівнянні з її картиною при вихідних номінальних умовах режиму.

Температурний небаланс, що виникає при наявності дефектів охолодження, може призвести до неприпустимого підвищення вібрацій ротора.

Вигин вала при підвищених температурах однотипних, симетричних щодо осі q , зубцево-пазових "дефектних" шарів на суміжних ділянках обох полюсних поділів ротора у порівнянні з нагріванням елементів протилежної (справної) його половини відбувається в площині, що проходить через вісь симетрії обмотаної частини бочки. Температурна асиметрія протилежних великих зубців викликає деформації, які обумовлюють прогин в ортогональній площині, тобто через вісь полюсів d . Результуючий вектор прогину вала ротора розташовується в деякій проміжній площині. При цьому розв'язок теплової задачі має проводитися вже для повного кругового перерізу ротора [4], що істотно ускладнює розрахунки.

Розрахункові максимальні температури ізоляції обмотки ротора ТГВ-300 у сталому номінальному режимі при різному числі закупорених каналів представлено в табл. 4.

Таблиця 4

Кількість закупорених каналів	0	1	2	3	4	5	6	7
Максимальна температура ізоляції обмотки при $P = P_{\text{ном}}$, $T_{\text{хол.газа}} = 35^{\circ}\text{C}$	96,6	106,7	116,9	127,4	138,7	150,7	166,3	205,0

Як видно, уже при закупорюванні трьох каналів максимальна температура ізоляції ОР є близькою до гранично допустимої (130°C). Тому при виявленні під час ремонту закупорювання навіть трьох або більше вентиляційних каналів в обмотці, подальша експлуатація такого ТГ стає небезпечною з точки зору теплового старіння ізоляції ОР. Крім того, сили тертя, обумовлені відцентровими зусиллями, перешкоджають відносному переміщенню обмотки і бочки ротора, викликаному різницею їх температур і коефіцієнтів лінійного розширення, і температурне подовження міді переходить у деформацію стискування.

У результаті викладеного можна зробити такі висновки:

1. Розроблено методику розрахунку механічних навантажень на призми статора ТГ при руйнуванні декількох із них.

2. Розкрито особливості перерозподілу зусиль у стяжних шпильках осердя статора потужних турбогенераторів при наявності дефектів у одній чи декількох з них.

3. Розроблено нову конструкцію стяжних призм з заміною слабкої, з точки зору механічної міцності, ланки призми на спеціальні наконечники, виготовлені з матеріалу з високими механічними характеристиками, наприклад титанові. Застосування такої конструкції є достатнім, для того щоб не було обривів призм і змінання різьби незалежно від режимів роботи.

4. Запропоновано технологію термомеханічної стабілізації стяжних призм і шихтованого магнітопроводу при перехідних процесах шляхом узгодження темпів їх нагрівання. Технологія включає в себе теплоізоляційне покриття поверхні призм, часткове та різнотовщинне за довжиною та різне для призм, розташованих по колу. Визначаючи товщину покриття на окремих ділянках, можна добитися, щоб у динамічних режимах при пусках і зупинках шихтований магнітопровід і призми мали однакові температурні розширення за часом, та позбавитись взаємних переміщень. У зв'язку з тим, що призми по колу механічно навантажені по-різному, можна добитись таких температурних розширень для окремих призм, які забезпечать рівномірні затягування призм по колу.

5. Ефективність запропонованих нових технічних рішень підтверджена в результаті цілого комплексу розрахункових і експериментальних досліджень. Впровадження їх у повному обсязі в турбогенераторах дасть змогу суттєво підвищити надійність енергоблоків як у динамічних, так і в базових режимах.

6. При порушеннях симетрії газопостачання вентиляційних каналів обмотки ротора її локальні максимальні температури можуть перевищувати гранично допустиме значення для відповідного класу нагрівостійкості матеріалу. Це знижує експлуатаційну надійність машини і зменшує залишковий ресурс за критерієм теплового старіння ізоляції.

7. Закупорювання вентиляційних каналів провідників обмотки при нагріванні на обертовому роторі призводить до появи у витках додаткових внутрішніх напружень стиснення. У результаті багаторазових циклів пусків і зупинок у процесі експлуатації це може призводити до виникнення залишкових температурних деформацій котушок і механічного руйнування корпусної та виткової ізоляції. Останні явища спостерігалися раніше більшою мірою для ТГ з непрямою системою охолодження і підвищеним значенням коефіцієнта нерівномірності нагрівання обмотки.

8. Отримані результати чисельних досліджень температурного поля на полюсному діленні геометрично несиметричної області з урахуванням теплопередачі до суміжних ділянок ротора при нерівномірності розподілу нагріву в локальних точках (дефектах охолодження) можуть бути основою для подальших уточнених термомеханічних розрахунків та аналізу вібраційного стану ТГ.

1. Алексеев Б.А., Мамиконянц Л.Г., Шакирян Ю.Г. Проблемы продления эксплуатации основного электрооборудования энергосистем, отработавшего определенными стандартами срок работы // Известия Российской академии наук. Энергетика. – 2001. – № 3.
2. Борисенко А.И., Данько В.Г., Яковлев А.И. Аэродинамика и теплопередача в электрических машинах. – М.: Энергия, 1974. – 560 с.
3. Бутов А.В., Мамиконянц Л.Г., Пикульский В.А., Поляков Ф.А., Шандыбин М.И., Шейко П.А. Повреждаемость и контроль зубцовых зон запеченных крайних пакетов стали сердечников статоров ТГ // Электрические станции. – 2001. – № 5. – С. 41–47.
4. Гуревич Э.И., Любимцев А.С. Температурное поле ротора турбогенератора при нарушениях симметрии газоснабжения пазовой зоны // Электросила. – 2001. – № 40. – С. 108–116.
5. Данилевич Я.Б., Кади-Оглы И.А., Попов В.В. Современная диагностика и модернизация оборудования на ее основе – первоочередная задача отечественного турбогенеростроения // Труды международного симпозиума "ЭЛМАШ – 2006". Т. 1.- М.: МА "Интерэлектромаш", октябрь 2006.
6. Детали машин. Расчет и конструирование (резьбовые соединения): Справочник. – М., 1968. – Т.1. – 440 с.
7. Пикульский В.А., Рябов Е.В., Цветков В.А., Чистяков А.А. Тепломеханические исследования статора турбогенератора ТГВ-300 // Электрические станции. – 1983. – № 10. – С. 33–38.
8. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. – М.: Мир. – 1979. – 392 с.

9. *Счастливым Г.Г., Титко А.И.* Расчет нагрева и температурных напряжений стержневых призм турбогенераторов. Конструкция и охлаждение специальных электрических машин безотходной технологии // Темат. сб. науч. тр. – Х.: ХАИ, 1982. – С. 37–47.
10. *Титко А.И., Кучинский К.А., Ахременко В.Л., Осадчий Е.П.* Влияние несимметричных температурных полей на вибрационное состояние ротора электрических машин // Пр. Ин-ту электродинамики НАН Украины: Зб. наук. пр. – К.: ІЕД НАН України, 2006. – № 3 (15). – С. 33–40.

УДК.621.313.322

Г.Г. Счастливый, акад. НАН Украины, **А.И. Титко**, чл.-корр. НАН Украины, **К.А. Кучинский**, канд. техн. наук, **В.А. Крамарский**, канд. техн. наук
Институт электродинамики НАН Украины,
пр. Победы, 56, Киев-57, 03680, Украина

Механические процессы и способы улучшения их характеристик в мощных турбогенераторах

Методами математического и физического моделирования исследованы механические процессы в элементах системы крепления шихтованного сердечника статора и разработаны способы повышения их механической стойкости в динамических режимах работы турбогенераторов. Проведен анализ влияния на тепловое и механическое состояние ротора турбогенераторов термодфектов в виде закупорки каналов охлаждения. Библ. 10, рис. 7, табл. 4.

Ключевые слова: турбогенератор, стержневые призмы статора, ротор, механические, термомеханические и тепловые процессы, нестационарный нагрев, термостабилизация, запас прочности.

G.G. Schastliviy, O.I. Tytko, K.A. Kuchynskiy, V.A. Kramarskiy

Institute of Electrodynamics National Academy of Ukraine,
Peremogy, 56, Kiev-57, 03680, Ukraine

Mechanical processes and means of reducing their performance in high-power turbo generators

Using mathematical and physical have been studying the mechanical processes in the elements of the fixing system of the laminated stator core and have been developed a means to improve their mechanical strength under dynamic operation conditions of the turbogenerators. Fulfilled analysis of the thermal and mechanical condition it the a corking of the cooling channels. References 10, figures 7, tables 4.

Key words: turbogenerator, coupling prism, rotor, mechanical, thermomechanical and thermals processes, transient heat, thermostabilization, margin of safety.

Надійшла 3.04.2013
Received 3.04.2013