УДК 621.313

КЕНСИЦЬКИЙ О.Г., докт. техн. наук,
ХВАЛІН Д.І., інж,
Інститут проблем безпеки АЕС НАН України, м. Чорнобиль

КЕНСИЦЬКИЙ О.Г.

ОПТИМІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ТА ПІДВИЩЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ ГІДРОГЕНЕРАТОРА-ДВИГУНА ДНІСТРОВСЬКОЇ ГАЕС

Розроблена математична модель теплового стану гідрогенератора-двигуна Дністровської ГАЕС. Проведено розрахунки нагріву активних вузлів машини в різних режимах навантаження машини. Запропоновані шляхи підвищення надійності та навантажувальної здатності агрегату.

ХВАЛІН Д.І.

Із добудовую і введенням в експлуатацію всіх агрегатів Дністровської гідроакумулюючої електростанції (ГАЕС), як це передбачено Енергетичною стратегією України на період до 2030 р. [1], вперше в новітній історії Об'єднана енергосистема (ОЕС) країни вийде на оптимальну частку маневрених потужностей в загальному балансі генерації – приблизно 15 %. Що, безперечно, позитивно вливатиме на загальний стан енергетики, підвищить її конкурентоспроможність і надійність енергопостачання.

Проведені натурні дослідження електричних, теплових і вібраційних параметрів головного зразка гідрогенератора-двигуна Дністровської ГАЕС засвідчили їх відповідність діючим вимогам ГОСТ, Технічного завдання та Інструкції з експлуатації [2]. Встановлено, що машина має певний запас по нагріву активних елементів і вузлів.

Метою проведених досліджень на математичній моделі теплового стану гідрогенератора-двигуна було виходячи із максимальних нагрівів визначити припустимий рівень перенавантаження в двигунному режимі та перевірити технічні рішення, спрямовані на підвищення його надійності та навантажувальної здатності.

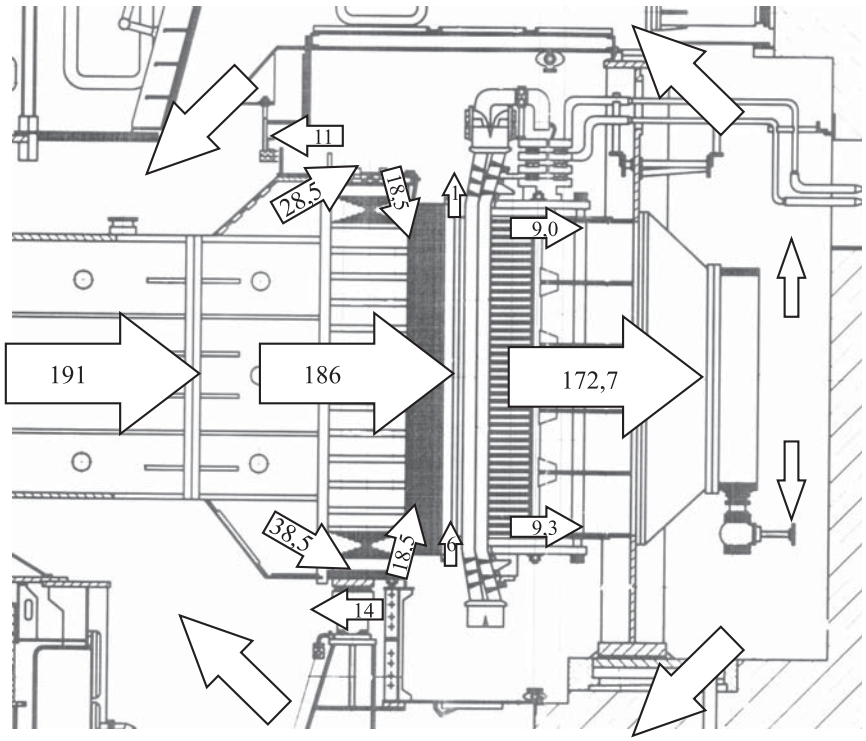

Рис. 1. **Схема вентиляції гідрогенератора-двигуна Дністровської ГАЕС (цифра всередині стрілки – розрахункові витрати повітря у м^3/с через відповідні зони).**

Математична модель описує процеси масопереносу та теплообміну в елементах і вузлах статора та ротора гідрогенератора-двигуна й дозволяє визначити не тільки середні по об'єму, а й максимальні температури, а також локалізувати їх розташування в машині. При цьому враховуються реальні схема та умови охолодження активних зон, підігрів охолоджуючого повітря при проходженні тракту охолодження (Рис. 1).

Розрахункова схема охоплює половину зубцевого (пазового) ділення статора та половину полюсного ділення ротора. Верхній і нижній стрижні обмотки статора в

Таблиця 1. **. Втрати гідрогенератора-двигуна типу СВ 1255/255-40 УХЛ4 в номінальних режимах навантаження.**

Найменування втрат	Режим навантаження	
	Генератор	Двигун
Втрати холостого ходу, кВт	1125,3	1125,3
Втрати короткого замикання, кВт	1023,3	1419,6
Втрати на збудження, кВт	657,2	610,7
Втрати на вентиляцію, кВт	1588	1588
Механічні втрати, кВт	432	432
Сума втрат, кВт	4825,8	5157,6
Розрахунковий ККД, %	98,532	98,771

поперечному перерізі розбиті навпіл, що пов'язано із значною висотою стрижня у порівнянні з його шириною. Аналогічно навпіл розбита по висоті обмотка полюса ротора. Для пазової частини обмотки статора і котушки полюса ротора математично коректно описаний їх тепловий зв'язок з осердям (сталлю) статора і полюса ротора, температура яких у вигляді тривимірного поля. Аналогічно описаний тепловий зв'язок лобових частин обмотки статора з охолоджуючим повітрям та пазовою частиною обмотки. Уздовж машини розрахунок виконано для п'яти перетинів статора та для трьох ротора.

Повітря після охолоджувачів подається до центральної зони хрестовини, звідки через канали обода ротора та міжполюсні вікна потрапляє у повітряний зазор між статором і ротором. Частина охолодженого повітря із зони хрестовини за допомогою верхнього і нижнього вентиляторів спрямовується у зону верхніх та нижніх лобових частин обмотки статора.

Із зазору повітря проходить через канали осердя статора зубцевої зони та зони ярма і попадає у зону над спинкою ярма. Увесь обсяг холодоагенту із зони над спинкою ярма статора спрямовується до охолоджувачів.

Певна кількість повітря із зони лобових частин обмотки статора через повітророзподільні ущільнення повертається до центральної частини хрестовини, інша кількість потрапляє у міжполюсні вікна ротора. Враховується перетікання повітря із зони нижніх лобових частин обмотки статора у повітряний зазор між статором і ротором, і далі із повітряного зазору у зону верхніх лобових частин.

У Табл. 1 наведені розрахункові значення теплових втрат гідрогенератора-двигуна для номінальних генераторного та двигунного режимів навантаження.

Найбільш напруженим із точки зору максимальних теплових втрат для гідрогенератора-двигуна є двигунний режим. І саме для нього у подальшому будуть наведені всі розрахунки. Максимальні температури основних вузлів генератора-двигуна у генераторному режимі можуть бути отримані шляхом перерахунку втрат, що залежать від режиму навантаження (втрати у обмотках статора й ротора).

Теплові втрати розподілені по конструктивним вузлам машини відповідно до відомих співвідношень [3]. Теплофізичні параметри матеріалів і холодоагентів та інтенсивність теплообміну (коефіцієнт тепловіддачі) для основних теплообмінних поверхонь, які використовуються при проведенні розрахунків, визначаються виходячи із даних теоретичних та експериментальних досліджень потужних турбо- та гідрогенераторів [4, 5].

Адекватність розробленої моделі, прийнятих припущень та підходів була перевірена шляхом співставлення результатів розрахунків із температурами активних елементів машини, отриманих під час проведення досліджень теплового стану головного зразка генератора-двигуна [2]. Для порівняння було вибрано режим навантаження у 400 МВт ($\cos\varphi = 1{,}0$) у двигунному режимі, що становить майже 95 % від номінального при дещо завищеному коефіцієнті потужності (номінальний $\cos\varphi = 0{,}979$).

Отримані розрахункові та експериментальні значення нагрівів окремих зон машини зведено у Табл. 2.

Із викладеного можна зробити висновок, що розроблена математична модель в цілому адекватно відображає реальний теплообмін у корпусі турбогенератора-двигуна. Різниця між розрахунковими та експериментальними значеннями температур окремих елементів не перевищує 7 %, що для теплових розрахунків є цілком прийнятним.

Розбіжності, не стільки у рівнях температур, скільки у характеру їх розподілу, пов'язані перш

Таблиця 2. **Розрахункові (1) та експериментальні (2) [2] нагріви основних елементів гідрогенератора-двигуна для навантаження 400 МВт ($\cos\varphi = 1{,}0$) у двигунному режимі.**

№	Обмотка статора			Сталь осердя статора			Обмотка ротора	Гаряче повітря
	сторона турбіни	центральна частина	сторона виводів	сторона турбіни	центральна частина	сторона виводів		
1	68,7	69,6*	73,8	61,4	61,3	66,8	73,4	51,7
2	67,4	65,2	73,6	62,1	61,8	66,9	72,0	47,2

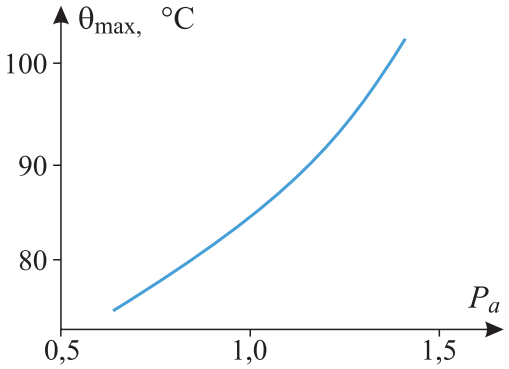

Рис. 2. **Максимальна температура міді стрижня обмотки статора в залежності від навантаження у двигунному режимі**

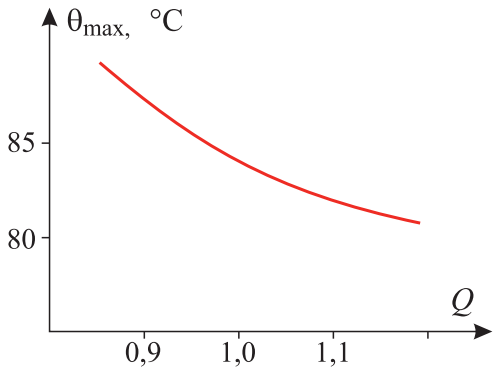

Рис. 3. **Температура міді стрижня обмотки статора в залежності від обсягу охолоджуючого повітря**

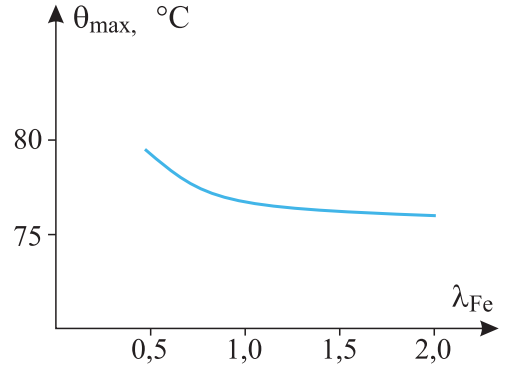

Рис. 4. **Залежність температури міді обмотки статора від теплопровідності поперечних листів сталі пакетів**

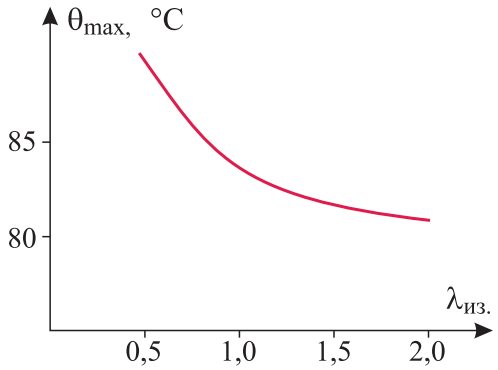

Рис. 5. **Температура міді обмотки статора в залежності від теплопровідності головної корпусної ізоляції**

за все із достовірністю вихідних даних — розподілу тепловиділень по активних елементах машини, реальної циркуляції холодоагенту, врахуванням витоків тепла через конструктивні елементи енергоблока, тощо.

Використання розробленої моделі дозволяє оцінити нагрів активних елементів статора і ротора у різних режимах навантаження, визначити ефективність застосування нових технічних рішень і конструктивних матеріалів. Особливо зазначене стосується ротора, температура якого в реальних умовах вимірюється опосередковано і по суті є середньою. В той же час необхідно знати максимальні температури і місце їх розташування у машині.

Основним фактором, що обмежує навантаження потужної електричної машини, зокрема гідрогенератора-двигуна, є максимальна температура активних елементів статора й ротора. Особливо це стосується обмотки статора, оскільки саме її ізоляція повинна бути розрахована на номінальну напругу на затискачах генератора. Підвищений нагрів останньої в робочих режимах призводить до її передчасного старіння і пошкодження зі всіма негативними наслідками.

На Рис. 2 наведено залежність максимальних температур елементарних провідників стрижня обмотки статора гідрогенератора-двигуна від навантаження у двигунному режимі. Звідки видно, що навантаження у двигунному режимі може бути підвищене щонайменше на 40 % із дотриманням граничних значень, обумовлених Керівництвом з експлуатації.

Максимальна температура обмотки статора визначається сумарним обсягом повітря, що циркулює через систему охолодження (рис. 3).

При опосередкованому охолодженні температура міді обмотки статора вища за температуру сталі й несуттєво залежить від теплопровідності упоперек листів сталі пакетів (Рис. 4).

При опосередкованому охолодженні обмотки статора всі теплові втрати в міді обмотки відводяться до холодоагенту (повітря) через головну корпусну ізоляцію. Увесь обсяг головної ізоляції обмотки статора є тепловим бар'єром, що погіршує ефективність системи охолодження й обмежує робочу потужність машини, погіршує її ККД. Підвищення інтегральної теплопровідності головної корпусної ізоляції може бути досягнуте двома шляхами:

- зменшенням товщини ізоляції;
- підвищенням її питомої теплопровідності.

Перший шлях передбачає наявність нових матеріалів із підвищеною діелектричною міцністю і в сучасних умовах неможливий. Другий — застосування ізоляції із підвищеної теплопровідністю — є більш доцільним і для нього існують необхідні умови.

На Рис. 5 наведено залежність максимальних температур елементарних провідників стрижня обмотки статора гідрогенератора-двигуна від коефіцієнта теплопровідності головної корпусної ізоляції обмотки.

Застосування ізоляції із підвищеною теплопровідністю дозволить знизити робочу температуру обмоток, підвищити навантажувальну здатність й подовжити ресурс гідрогенератора-двигуна.

Зниження робочої температури дозволяє подовжити ресурс ізоляції, покращити термомеханічні умови її експлуатації, підвищити навантажувальну здатність та маневрені можливості агрегату в цілому. В тому числі у режимах із споживанням реактивної потужності.

Висновки

1. Розроблена математична модель дозволяє визначати максимальні температури активних елементів та їх розташування у машині. Адекватність моделі підтверджена даними експериментальних досліджень на діючому агрегаті. Розбіжність між експериментальними та розрахунковими температурами не перевищує 7 %.

2. Машина має певний запас по нагріву основних активних елементів. Навантаження у двигунному режимі може бути збільшене щонайменше на 40 % із дотриманням граничних значень, обумовлених Керівництвом з експлуатації.

3. Шляхом застосування системи ізоляції із підвищеною теплопровідністю може бути досягнуте зниження робочої температури обмоток, що дозволяє подовжити ресурс ізоляції, покращити термомеханічні умови її експлуатації, підвищити навантажувальну здатність та маневрені можливості агрегату як в цілому, так і в режимах із споживанням реактивної потужності.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Енергетична* стратегія України на період до 2030 року // Відомості Міністерства палива та енергетики України. Спеціальний випуск. — Київ: Міністерство палива та енергетики, 2006. — 144 с.

2. *Тепловые* испытания гидрогенератора-двигателя типа СВО 1255/255-40 УХЛ4 ст. № 1 Днестровской ГАЭС / Заключительный отчет по НИР. ГР 0111U001474. — Харьков: Электротяжмаш, 2010. — 32 с.

3. *Титов В.В., Хуторецкий Г.М., Загородная Г.А., Вартаньян Г.П. и др.* Турбогенераторы. Расчет и конструкция. — Л.: Энергия, 1967. — 896 с.

4. *Абрамов А.И., Иванов-Смоленский А.В.* Расчет и конструкция гидрогенераторов. — М.: Высшая школа, 1964. — 260 с.

5. *Хуторецкий Г.М., Токов М.И., Толвинская Е.В.* Проектирование турбогенераторов. — Л.: Энергоатомиздат, Ленингр. отд-ние, 1987. — 256 с.

© Кенсицький О.Г., Хвалін Д.І., 2014