

УДК 621.313.5

В.Г. Данько, Є.В. Гончаров, І.Я. Черемісов, Г.І. Сайног

АНАЛІЗ ТЕПЛООВОГО СТАНУ ТУРБОГЕНЕРАТОРА ПОТУЖНІСТЮ 325 МВт З АКСІАЛЬНИМ ВОДНЕВИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ

Розглянуто можливість підвищення потужності турбогенератора базової моделі ТГВ-300. Запропоновано метод розрахунку теплового поля турбогенератора і проведено аналіз його теплового стану для різних режимів роботи.

Вступ. На ДП завод „Електроважмаш” (м. Харків) проводяться роботи, спрямовані на впровадження у серійне виробництво турбогенератора номінальної потужності 325 МВт на базі серійного дво полюсного турбогенератора ТГВ-300 потужністю 300 МВт, який був запущений у виробництво ще у 1961 р. За час, що минув відтоді, було виготовлено понад 80 таких турбогенераторів, які працюють на 13 теплових електростанціях і показують високу надійність роботи.

Все це дає підставу для збереження основних технічних рішень в новому турбогенераторі, у тому числі збереження системи охолодження (рис. 1, де 1 – газоохолоджувач; 2 – компресор). Збільшення потужності в рамках базової моделі стає можливим завдяки підвищенню класа ізоляції, використанню провідників стержнів обмотки статора більшого перерізу, заміни сталі осердя статора на нову, з меншими питомими втратами, екрануванню кінцевих частин осердя статора.

Але, як би там не було, збільшення потужності турбогенератора супроводжується збільшенням і перерозподілом втрат у його обмотках і осерді. Враховуючи те, що система вентиляції турбогенератора не змінюється, тобто зберігаються такі самі умови охолодження, збільшення втрат потужності може призвести до того, що в окремих місцях температура актив-

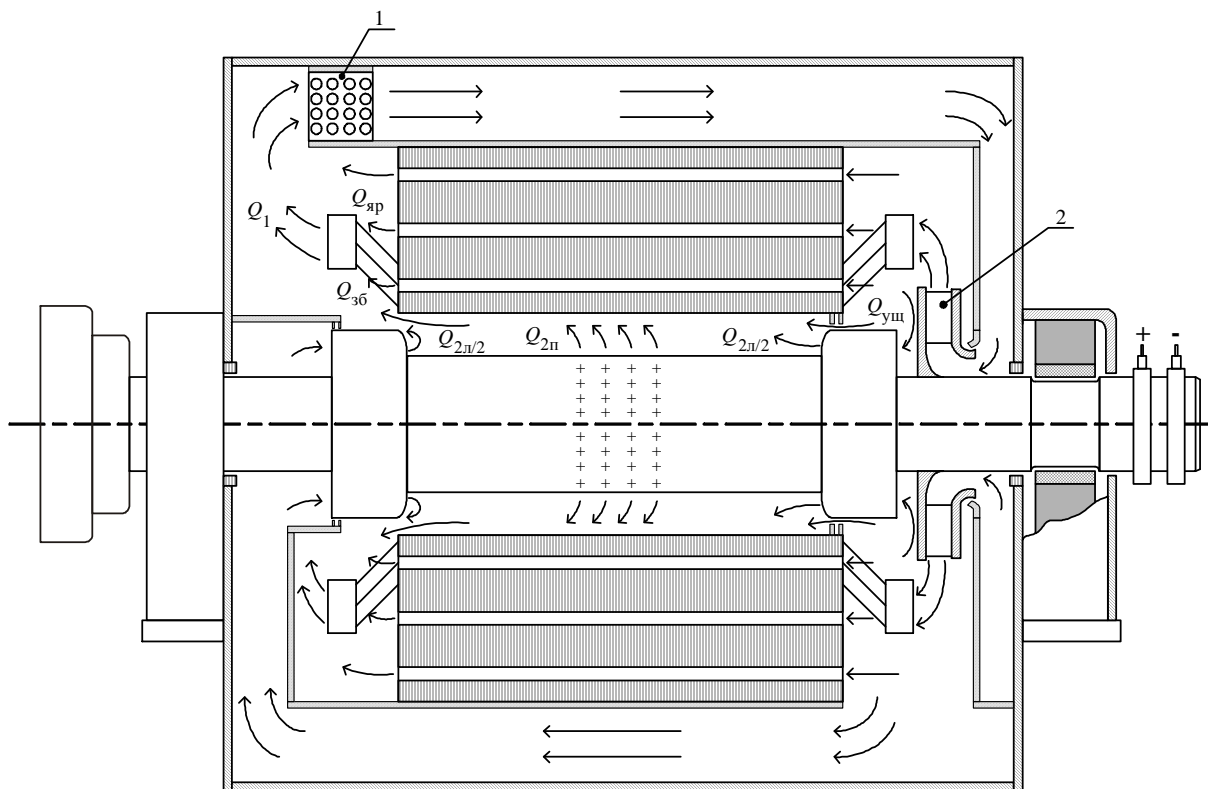


Рис. 1

них частин буде вищою за допустиму. Найбільш вірогідно таке підвищення в місцях концентрації втрат (коронки зубців осердя статора, торцеві зони) та в місцях виходу гарячого водню. Найбільш ефективна протидія цьому – підвищення тиску водню в корпусі турбогенератора, бо це призводить до пропорційного збільшення об'ємної теплоємності водню і, значною мірою, коефіцієнтів тепловіддачі.

Аналіз теплового стану турбогенератора. В основу аналізу теплового стану турбогенератора були покладені розрахунки температур його активних частин у номінальному режимі ($P = 325$ МВт, $p_в = 4$ ата). При цьому вважалось, що об'ємні втрати водню крізь ці активні частини залишаються такими ж, як і в турбогенераторі ТГВ-300, а змінюються тільки втрати потужності залежно від режиму роботи турбогенератора. Було прийнято також, що обмотка і осердя статора у тепловому відношенні не пов'язані між собою (теплопередача крізь корпусну ізоляцію стержнів статора практично відсутня). Таке припущення суттєво спрощує визначення температур.

Найбільш простим є розрахунок нагрівання обмотки статора, який зводиться до визначення розподілу температури в каналі, що охолоджується. На рис. 2 показано поперечний переріз стержня статора, в якому відбувається теплопередача від провідників обмотки крізь виткову ізоляцію до водню, що проходить по аксіальних вентиляційних трубках з немагнітної сталі з високим питомим опором.

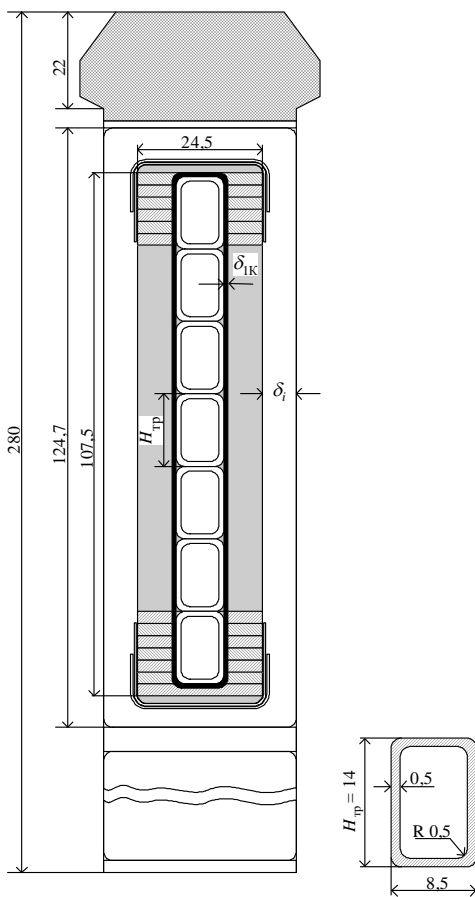


Рис. 2

Коефіцієнт теплопередачі від провідників до водню [1] $K_{oc} = \frac{1}{1/\alpha_k + \delta_i/\lambda_i}$, де α_k – коефіцієнт тепловіддачі від стінки трубки до водню; δ_i – товщина ізоляції між вентиляційними трубками і мідними провідниками; λ_i – коефіцієнт теплопровідності ізоляції.

Найбільша температура у верхніх стержнях, де до основних втрат додаються ще фільдові втрати [3]. У таблиці наведені значення максимальних температур в обмотці статора при роботі як у номінальному, так і максимально допустимому режимах, з урахуванням можливості зміни тиску водню в турбогенераторі.

Особливість розрахунку нагрівання обмотки ротора полягає в тому, що на виході з пазової частини обмотки відбувається зміна аксіального охолодження на радіальне (на рис. 3 показано пазову частину ротора: *а* – поперечний переріз по першому радіальному каналу; *б* – фрагмент центральної частини ротора), теплофізичні параметри якого помітно різняться. Якщо на аксіальних ділянках лобової і пазової частин обмотки тепловий розрахунок подібний до розрахунку нагрівання обмотки статора, то в центральній частині обмотки треба враховувати різнодовжинність радіальних каналів, а також можливість аксіального відтоку тепла внаслідок більш ефективного охолодження аксіальних каналів порівняно з радіальними.

Внаслідок того, що довжина радіальних каналів суттєво різняться (рис. 3), теоретичний напір кожного з них у складі корисного напору ротора буде становити:

– у першому каналі

$$H_{тк1} = \frac{\rho_в}{2} \omega_p^2 (r_2^2 - r_{21}^2) = \frac{0,312}{2} 314^2 (0,56^2 - 0,415^2) = 2185 \text{ Па};$$

– у сьомому каналі

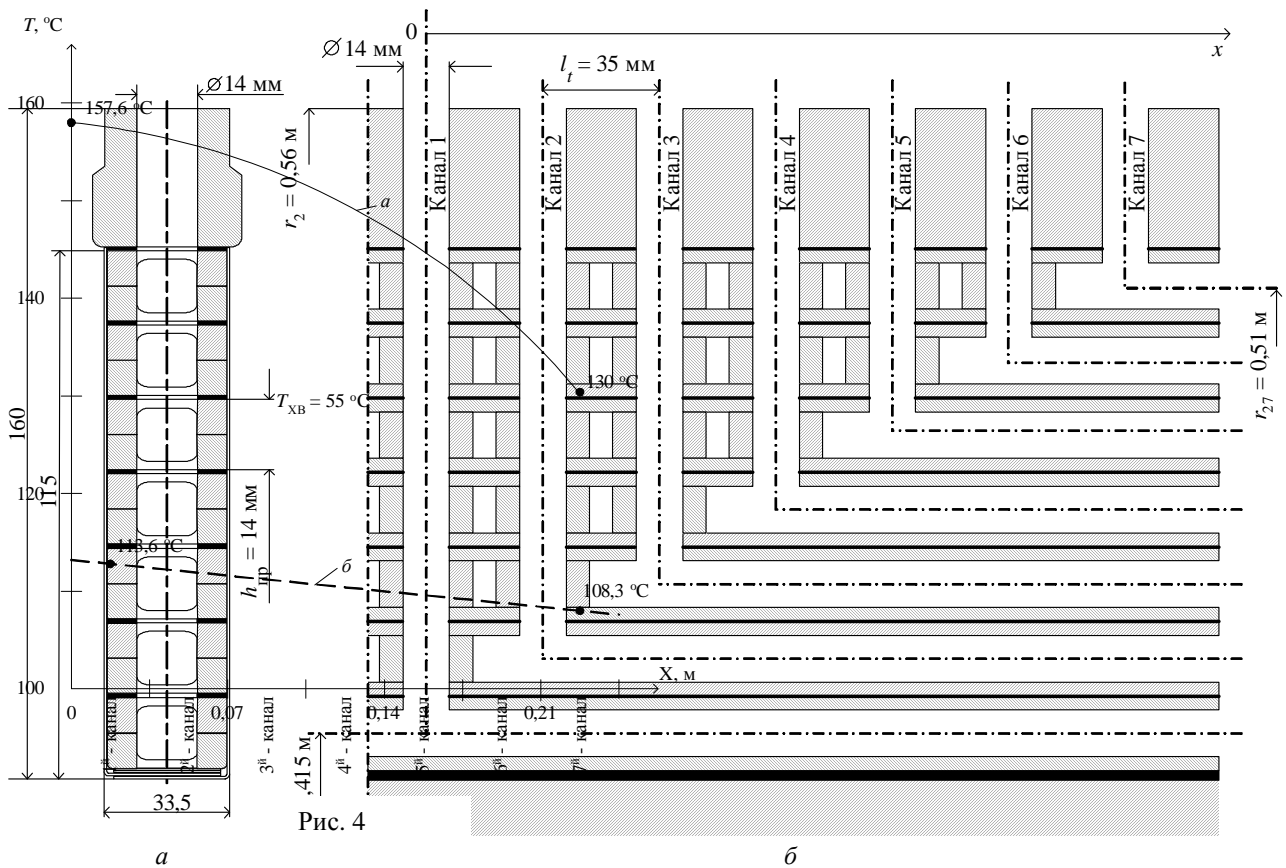


Рис. 3

$$H_{\text{тк7}} = \frac{\rho_{\text{в}}}{2} \omega_{\text{р}}^2 (r_2^2 - r_{27}^2) = \frac{0,312}{2} 314^2 (0,56^2 - 0,51^2) = 845 \text{ Па,}$$

де $\rho_{\text{в}}$ – питома густина водню при $p_{\text{в}} = 4$ ата; $\omega_{\text{р}}$ – кутова частота обертання ротора.

У той же час загальна довжина першого каналу, а відповідно і гідравлічний опір більші порівняно з сьомим каналом, і збільшення витрати водню крізь перший канал значно менше, ніж можна було очікувати, орієнтуючись на теоретичний напір. До того ж втрати потужності, що припадають на канал, пропорційні його загальній довжині (аксіальна плюс радіальна складові). Тому підігрівання водню в першому каналі буде найбільшим. На рис. 4 представлено розподіл температур у центральній частині обмотки ротора ($p_{\text{в}} = 4$ ата): *a* – температура верхнього витка; *б* – температура водню на виході з радіальних каналів.

При визначенні перевищення температури обмотки над температурою водню на виході з радіальних каналів треба враховувати тепловідтік в аксіальному напрямі до аксіальної частини каналів. Пояснюється це тим, що поверхня охолодження, віднесена до одного кроку l_t між радіальними каналами (рис. 3), майже втричі менша порівняно з аксіальним каналом. Таким чином, ефективність охолодження аксіальної частини каналу набагато вища і відтік тепла з зони радіальних каналів буде тим більшим, чим ближче до аксіальної частини розташований радіальний канал. Збільшення відстані зменшує тепловідтік, тому у верхньому витку, де найбільша кількість радіальних каналів, слід очікувати найбільше перевищення температури.

Знайти це перевищення температури (ΔT) можна, розв'язавши диференціальне рівняння теплопровідності для частини верхнього витка, пронизаної радіальними каналами

$$(0 \leq x \leq 6l_t; \text{рис. 3}): \frac{d^2 \Delta T}{dx^2} - K \Delta T + \frac{q}{\lambda_{\text{м}}} = 0, \text{ де } K = \frac{\alpha_{\text{рк}} \pi d_{\text{рк}} h_{\text{пр}}}{l_t \cdot S_{\text{пр}} \cdot \lambda_{\text{м}}} - \text{коефіцієнт, що пов'язує між}$$

собою тепловіддачу в радіальний канал ($\alpha_{\text{рк}}$), теплопровідність міді ($\lambda_{\text{м}}$) і геометричні пара-

метри провідника і радіального каналу ($h_{пр}$, $S_{пр}$, $d_{рк}$); q – питомі втрати в обмотці ротора ($q = 2,05 \cdot 10^6 \frac{Вт}{м^3}$ при $j_2 = 10 \text{ А/мм}^2$).

Граничні умови: при $x = 0 \quad \frac{d\Delta T}{dx} = 0$; при $x = 6l_t \quad -\lambda_m S_{пр} \frac{d\Delta T}{dx} = \alpha_{ак} l_t \Pi_{ак} \Delta T$, де $\alpha_{ак}$

– коефіцієнт тепловіддачі в аксіальному каналі, $\Pi_{ак}$ – периметр аксіального каналу.

Рішення має такий вигляд: $\Delta T = \frac{q}{\lambda_m K} - A ch\sqrt{K} \cdot x$, де

$$A = \frac{q \alpha_{ак} l_t \Pi_{ак}}{\lambda_m K [\lambda_m S_{пр} \sqrt{K} sh(6l_t \sqrt{K}) + \alpha_{ак} l_t \Pi_{ак} ch(6l_t \sqrt{K})]}$$

У номінальному режимі чисельно це дорівнює $\Delta T = 48,8 - 5,2 ch 10,94 x$.

Розподіл максимальних температур на виході з пазової частини обмотки ротора ($T_{2\Pi_{max}} = T_{ГВ} + \Delta T$), що відповідає цьому рішення, показаний на рис. 4.

Розташування і геометричні розміри вентиляційних каналів у осерді статора, а також місця, в яких визначаються вузлові температури охолоджуючого водню і осердя, показані на рис. 5: a – геометричні розміри, b – розрахункові температури в осерді статора.

Розглянемо якою мірою впливатиме діаметр каналу d_k в осерді статора на коефіцієнт тепловіддачі α_k з його поверхні. Враховуючи те, що в довгих каналах лівова частина гідравлічного опору пов'язана з тертям, можна вважати, що швидкість водню в каналах залежить тільки від діаметру каналу d_k . Дійсно, з урахуванням зазначеного, $V_k = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta H_k}{\rho_B} \frac{d_k}{\lambda_{тр} l_k}} = C_k d_k^{0,5}$, де $C_k = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta H_k}{\rho_B \lambda_{тр} l_k}} = const$ і однакове для всіх каналів, тому що однакові для всіх каналів: ΔH_k – напір компресора, l_k – довжина осердя статора, $\lambda_{тр}$ – коефіцієнт тертя.

Відповідно

$$Re_k = \frac{V_k d_k}{\nu_B} = \frac{C_k}{\nu_B} \cdot d_k^{1,5};$$

$$Nu_k = 0,018 Re_k^{0,8} = N_k d_k^{1,2},$$

$$\text{де } N_k = 0,018 \left(\frac{C_k}{\nu_B} \right)^{0,8} = const;$$

$$\alpha_k = \frac{Nu_k \lambda_B}{d_k} = A_k d_k^{0,2}, \text{ де}$$

$A_k = \lambda_B N_k = const$ і однакове для всіх каналів.

При зміні d_k від 14 до 23,5 мм коефіцієнти тепловіддачі α_k різняться всього у

$$\sqrt[5]{\frac{23,5}{14}} = 1,11 \text{ разу. Таким}$$

чином, α_k можна прийняти однаковим для всіх каналів, а розрахувати його за середніми пара-

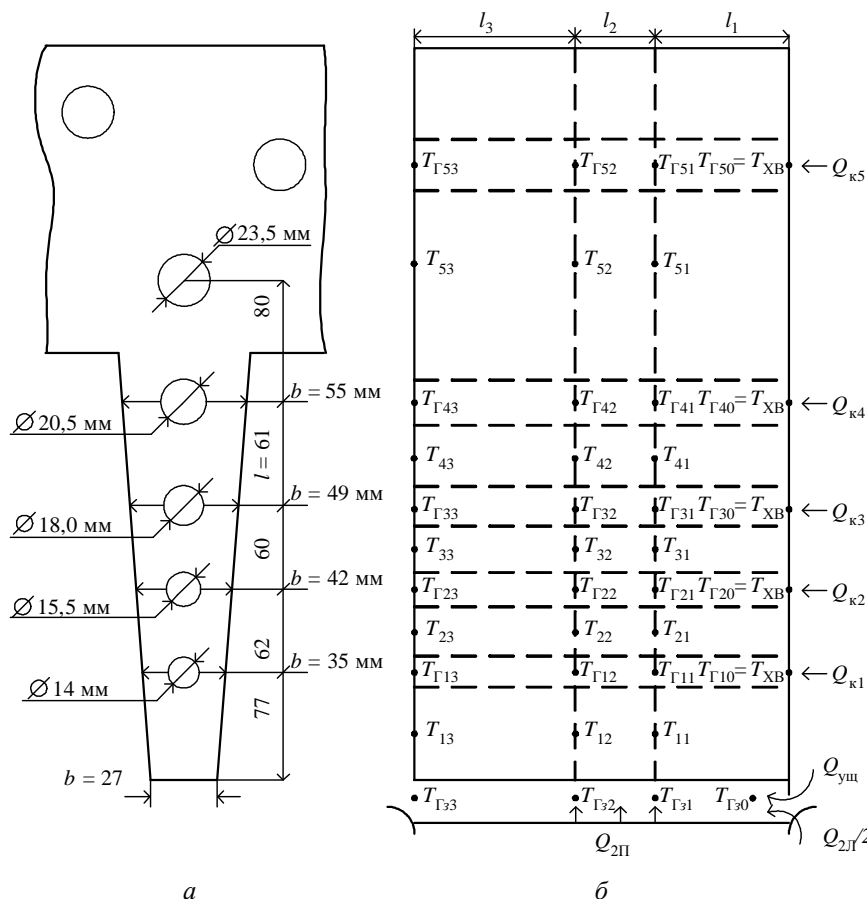


Рис. 5

метрами для каналу $\varnothing 18$ мм:

$$\text{Re}_k = \frac{V_{k3} d_{k3} \rho_B}{\nu_{B(1)}} = \frac{51,5 \cdot 0,018 \cdot 4}{12,56 \cdot 10^{-5}} = 2,93 \cdot 10^4;$$

$$\text{Nu}_k = 0,018 \text{Re}_k^{0,8} = 0,018 (2,93 \cdot 10^4)^{0,8} = 66,8;$$

$$\alpha_k = \frac{\text{Nu}_k \lambda_B}{d_k} = \frac{66,8 \cdot 0,19}{0,018} = 705 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}.$$

Можна також вважати, що теплопередача в аксіальному напрямі відсутня. Осердя за довжиною ділиться на три частини (рис. 5, б): $l_1 = 2,6$ м; $l_2 = 0,58$ м; $l_3 = 2,6$ м; з відповідною часткою втрат у кожній. Середня частина l_2 припадає на зону виходу гарячого водню з ротора. Для кожної частини записується система алгебраїчних рівнянь, які згідно з енергетичним балансом поєднують між собою позначені температури. При цьому вважається, що температурний перепад з поверхні каналу незмінний на кожній ділянці по її довжині.

Система алгебраїчних рівнянь для m -ї частини осердя статора ($m = 1, 2, 3$) має такий вигляд:

- 1) $P_{1m} = \frac{K_T F_{k1m}}{2} (T_{1m} - T_{r1m}) + K_{T3} F_{3m} (T_{1m} - T_{r3m});$
- 2) $T_{r3m} - T_{r3,m-1} = \frac{P_{r6m} \cdot 10^{-3}}{1,1 \rho_B Q_{3m-1}} + \frac{K_{T3} F_{3m} \cdot 10^{-3}}{1,1 \rho_B Q_{3m-1}} (T_{1m} - T_{r3m}) + \frac{\Delta T_{\text{ВП2}} \cdot Q_{2\text{П}m}}{Q_{3,m-1}};$
- 3) $P_{2m} = \frac{K_T F_{k1m}}{2} (T_{2m} - T_{r1m}) + \frac{K_T F_{k2m}}{2} (T_{2m} - T_{r2m});$
- 4) $T_{r1m} - T_{r1,m-1} = \frac{K_T F_{k1m} \cdot 10^{-3}}{2,2 \rho_B Q_{k1}} (T_{1m} + T_{2m} - 2T_{r1m});$
- 5) $P_{3m} = \frac{K_T F_{k2m}}{2} (T_{3m} - T_{r2m}) + \frac{K_T F_{k3m}}{2} (T_{3m} - T_{r3m});$
- 6) $T_{r2m} - T_{r2,m-1} = \frac{K_T F_{k2m} \cdot 10^{-3}}{2,2 \rho_B Q_{k2}} (T_{2m} + T_{3m} - 2T_{r2m});$
- 7) $P_{4m} = \frac{K_T F_{k3m}}{2} (T_{4m} - T_{r3m}) + \frac{K_T F_{k4m}}{2} (T_{4m} - T_{r4m});$
- 8) $T_{r3m} - T_{r3,m-1} = \frac{K_T F_{k3m} \cdot 10^{-3}}{2,2 \rho_B Q_{k3}} (T_{3m} + T_{4m} - 2T_{r3m});$
- 9) $P_{5m} = \frac{K_T F_{k4m}}{2} (T_{5m} - T_{r4m}) + K_T F_{k5m} (T_{5m} - T_{r5m});$
- 10) $T_{r4m} - T_{r4,m-1} = \frac{K_T F_{k4m} \cdot 10^{-3}}{2,2 \rho_B Q_{k4}} (T_{4m} + T_{5m} - 2T_{r4m});$
- 11) $T_{r5m} - T_{r5,m-1} = \frac{K_T F_{k5m} \cdot 10^{-3}}{1,1 \rho_B Q_{k5}} (T_{5m} - T_{r5m}),$

де ΔT_{im} , ΔT_{rim} – температури осердя і водню на відповідних ділянках ($i = 1, 2, 3, 4, 5$; рис. 5); K_T , K_{T3} – коефіцієнти теплопередачі в каналах і зазори; P_{im} – втрати потужності на відповідних ділянках; F_{kim} – поверхні, що охолоджуються; Q_{ki} , Q_3 – витрати водню в каналах і зазори; ρ_B – тиск водню в ата; $\Delta T_{\text{ВП2}}$ – підігрівання водню у пазовій частині обмотки ротора.

Розподіл температур по довжині осердя статора: водню в проміжку між ротором і статором T_{r3} , в аксіальних каналах $\varnothing 14$ мм – T_{r1} , $\varnothing 15,5$ мм – T_{r2} , $\varnothing 18$ мм – T_{r3} , $\varnothing 20,5$ мм – T_{r4} , $\varnothing 23,5$ мм – T_{r5} ; сталі в коронках – T_1 і по висоті зубців T_2, T_3, T_4 , в ярмі – T_5 при роботі турбогенератора в номінальному режимі показаний на рис. 6. Там же наведені температури в торцевій зоні з боку виходу гарячого водню. Найбільші температури спостерігаються в коронках зубців.

Особливості теплопередачі в торцевих зонах можна розглядати окремо, бо додаткові втрати потужності в них відносно невеликі і не змінюють загального теплового стану турбогенератора, а мають локальний вплив [2]. Враховуючи те, що система охолодження осердя статора аксіальна, достатньо проаналізувати нагрівання елементів торцевої зони з боку виходу гарячого водню (рис. 7: 1 – орєблений натискний фланець; 2 – мідний екран; 3 – натискні пальці; 4 – осердя статора), де температури будуть свідомо вищими.

Зовні натискного фланця відбувається неорганізований турбулізований рух водню, тому коефіцієнт тепловіддачі з зовнішньої поверхні, не захищеної мідним екраном ($\alpha_{нф}$), можна прийняти на рівні 80...100 Вт/(м²·°C). Відповідно до формули

$$T_{нф} = T_{гв} + \frac{P_{нф}}{F_{нф} \cdot \alpha_{нф}}, \text{ де } T_{гв} - \text{температура гарячого водню; } P_{нф}, F_{нф} - \text{втрати потужності в натискному фланці і площа його поверхні.}$$

Температура натискного фланця $T_{нф}$ у номінальному режимі буде дорівнювати 125 °C.

Температури мідного екрану $T_{ме}$ і ярма крайнього пакета осердя статора $T_{якп}$ визначає середній коефіцієнт тепловіддачі в проміжку між натискним фланцем і осердям статора $\alpha_T = 290$ Вт/(м²·°C), що відповідає середній швидкості водню в цьому проміжку $V_T = 22$ м/с.

Температура мідного екрана дорівнюватиме

$$T_{ме} = T_{г53} + \frac{(P_{ме} + P_{якп}) \cdot 10^{-3}}{1,1 \cdot p_v \cdot Q_{яр}} + \frac{P_{ме}}{F_{ме} \cdot \alpha_T} = 74,5 + \frac{(18730 + 19240) \cdot 10^{-3}}{1,1 \cdot 4 \cdot 4,33} + \frac{18730}{1,9 \cdot 290} = 110,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

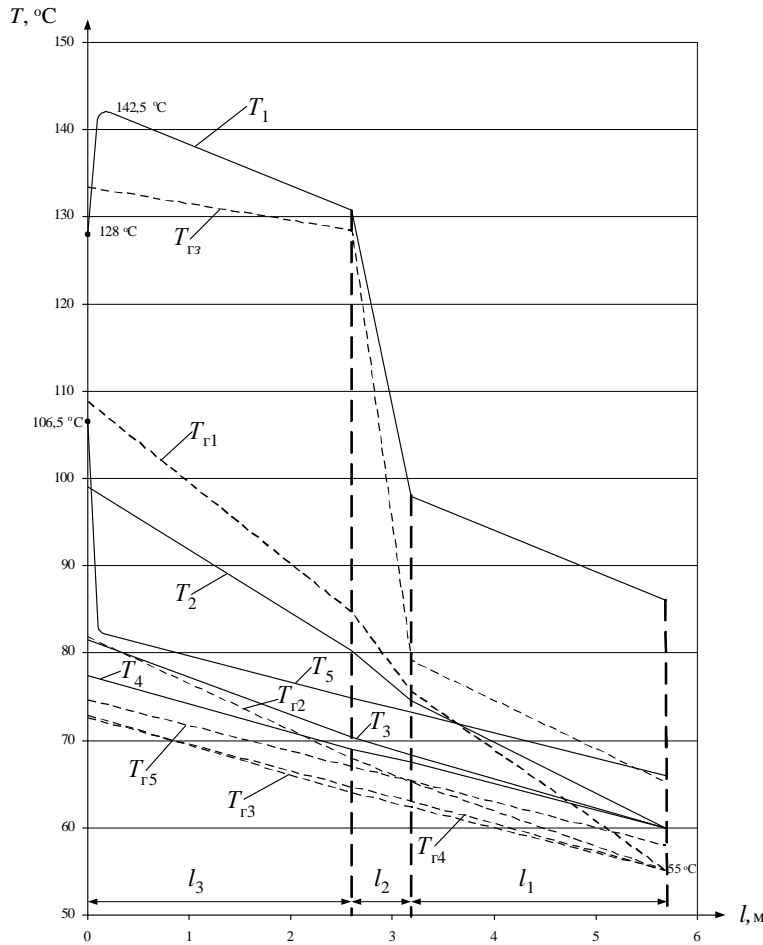


Рис. 6

$= 110,5 \text{ } ^\circ\text{C}$, де $T_{г53}$ – температура водню на виході з аксіальних каналів у ярмі осердя статора; $P_{ме}, P_{якп}$ – втрати потужності в мідному екрані та ярмі крайнього пакета; $F_{ме}$ – площа поверхні мідного екрана; $Q_{яр}$ – витрати водню крізь ярмо осердя статора (рис. 1).

Тепловіддача з ярма крайнього пакета здійснюється як в аксіальні вентиляційні канали, так і в проміжок між натискним фланцем і осердям статора. Коефіцієнт теплопередачі в ньому буде дорівнювати

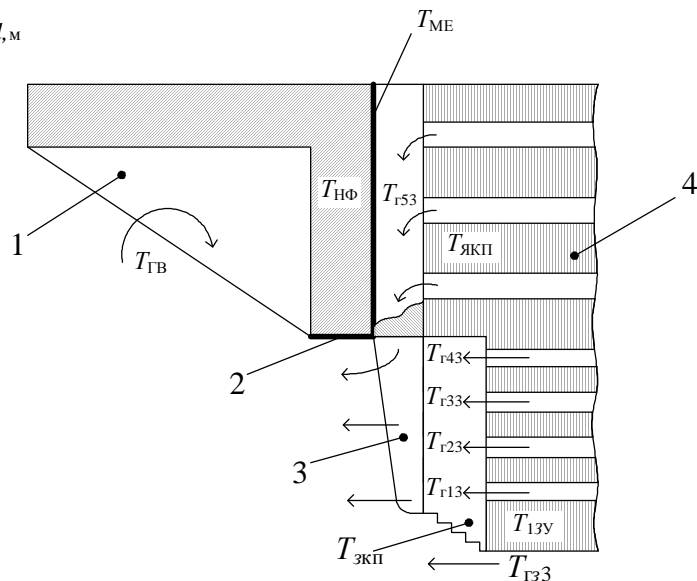


Рис. 7

$$K_{\text{тп}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{т}}} + \frac{\delta_{\text{кп}}}{6\lambda_{\text{зш}}}} = \frac{1}{\frac{1}{290} + \frac{0,057}{6 \cdot 2}} = 126 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}},$$

де $\delta_{\text{кп}}$ – товщина крайнього пакета; $\lambda_{\text{зш}}$ – коефіцієнт теплопровідності шихтованого осердя.

Температура ярма крайнього пакета в номінальному режимі

$$T_{\text{якп}} = T_{\text{т53}} + \frac{P_{\text{якп}}}{F_{\text{якп}} \cdot K_{\text{тп}} + F_{\text{скк}} \cdot K_{\text{т}}} = 74,5 + \frac{19240}{1,6 \cdot 126 + 0,755 \cdot 528} = 106,5 \text{ °C}.$$

Завдяки просіканню в зубцях крайнього пакета значно підвищується ефективність їх охолодження. Середня швидкість водню в просіканні сягає величини 39 м/с, що забезпечує високий коефіцієнт тепловіддачі, а крім цього вдвічі збільшується поверхня тепловіддачі.

Тому температура в коронках зубців крайнього пакета знижується в номінальному режимі до 128 °C, а в пакеті поруч з ним – до 134 °C.

Висновки. Слід зауважити, що зниження температури в коронках зубців двох крайніх пакетів локальне. Далі від торцевої зони (у масиві осердя) вона вища, і це показано на рис. 6. Локальним є і підвищення температури в ярмі крайнього пакета осердя статора, що також позначено на рис. 6.

З метою визначення впливу тиску водню на максимальні температури активних частин турбогенератора в режимах номінальному ($P = 325$ МВт) і максимально допустимому ($P = 339$ МВт) були проведені відповідні розрахунки при $p_{\text{в}} = 4,5$ ата. Результати розрахунків зведені в таблиці.

Режим роботи турбогенератора	P = 325 МВт		P = 339 МВт	
	$p_{\text{в}} = 4$ ата	$p_{\text{в}} = 4,5$ ата	$p_{\text{в}} = 4,5$ ата	$p_{\text{в}} = 5$ ата
Максимальна температура обмотки статора	104,5 °C	99,5 °C	104 °C	99 °C
Максимальна температура у пазовій частині обмотки ротора	157,5 °C	147,5 °C	154,5 °C	144,5 °C
Максимальна температура у лобовій частині обмотки ротора	143 °C	133 °C	139 °C	131 °C
Максимальна температура в осерді статора (коронки зубців)	142,5 °C	133 °C	139 °C	131 °C

Якщо уважно придивитися до таблиці, можна зазначити, що при роботі у максимально допустимому режимі ($P = 339$ МВт) тиск водню можна знизити до $p_{\text{в}} = 4,5$ ата. Всі максимальні температури при цьому не будуть перевищувати відповідні температури номінального режиму ($P = 325$ МВт).

Рассмотрена возможность повышения мощности турбогенератора базовой модели ТГВ-300. Предложен метод расчета теплового поля турбогенератора и проведен анализ его теплового состояния для различных режимов работы.

The possibility of capacity increasing of the turbogenerator base model ТГВ-300 in article is considered. The method of calculation of turbogenerator thermal field is offered and the analysis of its thermal condition for various operating modes is carried out.

1. Борисенко А.И., Данько В.Г., Яковлев А.И. Аэродинамика и теплопередача в электрических машинах. – М.: Энергия, 1974. – 559 с.
2. Постников И.М., Станиславский Л.Я., Счастливый Г.Г. и др. Электромагнитные и тепловые процессы в концевых частях мощных турбогенераторов. – К.: Наук. думка, 1971. – 360 с.
3. Титов В.В., Хуторецкий Г.М., Загородная Г.А. и др. Турбогенераторы. Расчет и конструкция. – Л.: Энергия, Ленинградское отделение, 1976. – 895 с.