

ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОВИХ ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ МЕТОДОМ ТЕРМОХІМІЧНОЇ РЕГЕНЕРАЦІЇ. МЕТОД РОЗРАХУНКУ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ

Запропоновано перспективну схему газотурбінної установки з комбінованою системою повітряної і термохімічної регенерації, та розроблено метод її термодинамічного розрахунку. Показано, що схема забезпечує дуже високий (до 57,6%) ККД та дозволяє знизити викиди шкідливих речовин в атмосферу.

Ключові слова: газотурбінна установка, термохімічна регенерація, термодинамічний розрахунок, відпрацьовані гази, конвертоване паливо.

Як показано в [1], єдиним реальним способом використання фізичної теплоти відпрацьованих газів різноманітних теплоенергетичних і теплотехнологічних установок, що працюють на природному газі, є термохімічна регенерація (ТХР). Вона ґрунтується на ендотермічній реакції вихідного палива (вважаємо, що воно складається з чистого метану) з відповідним окислювачем (краще за все – з продуктами згоряння). Якщо ця реакція іде до кінця, то калорійність конвертованого палива перевищить калорійність метану на 27,4%, але це можливо лише за дуже високих температур. На практиці можна сподіватись на підвищення калорійності палива на 10–15%, що теж дасть значну економію природного газу. Необхідно відзначити, що ТХР, результатом якої є збагачення палива молекулярним воднем, приведе також до зниження обсягу викидів шкідливих речовин (зокрема, оксидів азоту) в атмосферу.

Для розробки ефективних схем використання ТХР для теплових установок та оптимізації відповідних параметрів необхідні методи їх термодинамічного розрахунку. Тут першим кроком є визначення рівноважного хімічного складу продуктів реакції. Ця задача була розглянута в [1], де розроблено алгоритм пошуку мінімальної вільної енергії суміші реагуючих речовин методом крутого спуску [2] та відповідні програми EQSO4 і EQSO6. Наступний крок – це побудова методів розрахунку схем ТХР для різних теплових установок; у цій роботі такий метод розробляється для газових турбін.

© О.А. ШРАЙБЕР, 2013

Перш за все необхідно вибрати схему газотурбінної установки (ГТУ) із ТХР. Тут виникають дві труднощі:

1) температура відпрацьованих газів ГТУ звичайно досить низька, що призведе до зменшення ступеня конверсії палива;

2) ГТУ працюють із дуже високим коефіцієнтом надлишку повітря ($\alpha \sim 3$ і більше), але ступінь конверсії значно знижується, якщо реагент містить значну кількість кисню. Як показано в [3], ці перешкоди можна подолати за рахунок таких заходів:

а) термохімічний реактор розташовується не за турбіною, а в розсічку, тобто між циліндрами високого і низького тиску (так звана проміжна регенерація);

б) приймаємо $\alpha = 1$, але для зниження температури продуктів згоряння (ПЗ) перед турбіною до прийнятного рівня певна частина охолоджених ПЗ подається у камеру згоряння. Далі, поряд із ТХР, використовуємо також традиційну повітряну регенерацію для більш повного використання теплоти відпрацьованих газів.

Один із варіантів схеми ГТУ із ТХР, що ґрунтується на вказаних технічних рішеннях, наведено на рис. 1. Основним елементом схеми є реактор-теплообмінник 7, де продукти згоряння після циліндра високого тиску 5 служать гарячим теплоносієм. Потім ПЗ надходять у циліндр 1 і після розширення розділяються на два потоки: речовина А викидається в атмосферу, а залишок (потік В) після охолодження в теплообміннику 2 стискується в компресорі 3 до початкового тиску p_c (тут і далі нижні індек-

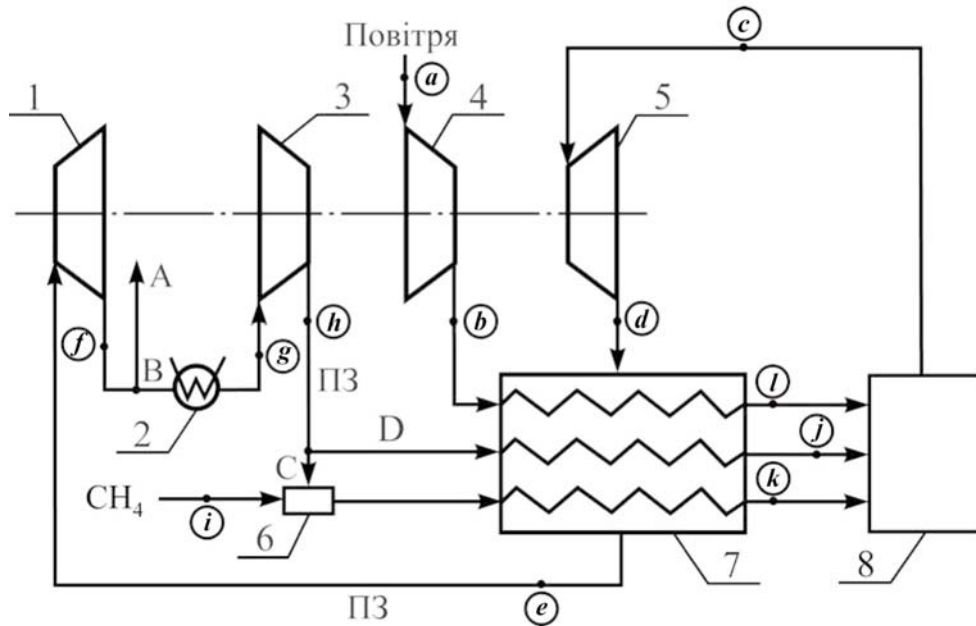


Рис. 1. Схема газотурбінної установки з ТХР: 1 – циліндр низького тиску; 2 – холодильник; 3 – компресор для ПЗ; 4 – повітряний компресор; 5 – циліндр високого тиску; 6 – змішувач; 7 – реактор-теплообмінник; 8 – камера згоряння; КП – конвертоване паливо

си відповідають позначенням точок на рис. 1). Продукти згоряння після компресора знову розділяються на два потоки, позначені літерами С і D. Потік С – це стехіометрична кількість реагенту (ПЗ) в реакції конверсії, тобто $(\text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 7,52\text{N}_2)/3$ [1]. Він змішується з метаном в апараті 6 і надходить у реактор-теплообмінник, де відбувається процес конверсії палива. Другий потік ПЗ (D, його склад – $\beta(\text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 7,52\text{N}_2)/3$), а також стехіометрична кількість повітря $(2\text{O}_2 + 7,52\text{N}_2)$ після компресора 4 теж надходять в апарат 7, де нагріваються за рахунок теплоти ПЗ у точці d. Далі ці три потоки подаються у камеру згоряння 8. Зрозуміло, що коефіцієнт β вибирається так, щоб температура ПЗ перед циліндром 5 дорівнювала заданій величині.

Під час розробки методу розрахунку схеми, наведеної на рис. 1, було прийнято такі спрощуючі передумови:

- втратами теплоти та тиску в усіх апаратах і трубопроводах можна нехтувати;
- температури трьох потоків на вході в камеру згоряння однакові ($T_j = T_k = T_l$);
- щоб більш коректно порівнювати варіанти розрахунків, для кожного з них тиск між циліндрами турбіни ($p_d = p_e$) вибирається так, щоб температура T_d була незмінною;

– тиск після циліндра 1 (див. рис. 1) дорівнює $p_f = 0,1\text{МПа} (=p_a)$.

Вводимо такі позначення: I – ентальпія; Q – калорійність; J – повна ентальпія (МДж/кмоль CH_4); $X = \{x^1, x^2, \dots, x^n, \dots, x^7\}$ – склад суміші газів у певній точці схеми (верхнім індексом 1 – 7 відповідають $\text{CH}_4, \text{N}_2, \text{H}_2, \text{CO}_2, \text{CO}, \text{H}_2\text{O}$ та O_2). Для кожного варіанта розрахунку вводяться такі вихідні дані: $p_c, T_a, T_c, T_g, T_i, \Delta T (= T_d - T_l)$, X_k, J_k . Задаються значення внутрішнього ККД циліндрів турбіни ϵ_1 та компресорів ϵ_2 . Крім того, вводяться коефіцієнти у тричленних формулах [4] для істинної теплоємності семи згаданих вище речовин:

$$q^1 = \phi^1 + \chi^1 T + \psi^1 T^2; \quad q^n = \phi^n + \chi^n T + \psi^n T^2 \quad (n=2-7).$$

Розрахунок складається із семи блоків. У першому з них обчислюються параметри компресора 4 (тут, очевидно, $x_a^2 = 7,52; x_a^7 = 2$; інші $x_a^n = 0$). Перш за все знаходимо ентальпію

$$I_a = (T_a - T_r) \sum_{n=1}^7 x_a^n c_a^n, \quad (1)$$

де $T_r = 298\text{ К}$ – відлікова температура; c_a^n – середня теплоємність речовини n в інтервалі температур $T_r - T_a$:

$$c_a^1 = \phi^1 + 0,5\chi^1 (T_a + T_r) + \psi^1 (T_a^2 + T_a T_r + T_r^2)/3;$$

$$c_a^n = \phi^n + 0,5\chi^n (T_a + T_r) + \psi^n / (T_a T_r) \quad (n = 2-7).$$

Далі, задаємо початкове значення температури повітря у точці b $T_b^{(1)}$ (наприклад, $2T_a$) і таким самим чином обчислюємо $I_b^{(1)}$ (верхній індекс у дужках – це номер ітерації). Тепер знаходимо середню теплоємність газової суміші (повітря у даному випадку) в інтервалі $T_a - T_b^{(1)}$ при сталому тиску:

$$C = \frac{I_b^{(1)} - I_a}{\bar{x}(T_b^{(1)} - T_a)}; \quad \bar{x} = \sum_{n=1}^7 x^n, \quad (2)$$

показник степеня

$$m = R/C \quad (3)$$

у відомому рівнянні для адіабатного процесу (гази вважаємо ідеальними)

$$T/T^* = (p/p^*)^m \quad (m = (\gamma - 1)/\gamma)$$

і, нарешті, друге наближення до T_b :

$$T_b^{(2)} = T_a (p_b/p_a)^m. \quad (4)$$

Тут R – універсальна газова стала; γ – показник адіабати. Якщо

$$|T_b^{(2)} - T_b^{(1)}| < \delta \quad (5)$$

(δ – задана похибка), то ітераційний процес закінчено. В іншому випадку повторюємо весь ланцюжок обчислень (2) – (5) із $T_b^{(2)}$ і т.д. В результаті знаходяться значення T_b та I_b , але у цьому розрахунку не враховується внутрішній ККД компресора ε_2 . Тому обчислюємо нове значення ентальпії I'_b з урахуванням цього фактора і роботу компресора I :

$$I'_b = I_a + (I_b - I_a)/\varepsilon_2;$$

$$A_4 = I'_b - I_a. \quad (6)$$

Звичайно, ентальпії I'_b буде відповідати нове значення температури повітря $T'_b \neq T_b$. Щоб знайти його, організуємо відповідний ітераційний процес: задаємо на першій ітерації $T'_b^{(1)}$, обчислюємо необхідні середні теплоємності для цієї температури, із формули

$$T'_b{}^{(2)} = T_r + I'_b / \sum_n x_a^n c_b^n, \quad (7)$$

що впливає із (1), знаходимо $T_b^{(2)}$ і т.д.

Другий блок присвячено розрахунку циліндра 5. Тут температура T_c відома, і треба знайти параметри робочого тіла в точці d . Вся послідовність обчислень подібна до (2) – (7) з тією тільки різницею, що витрата робочого тіла через циліндр 5 заздалегідь невідома. Тому для точок c і d обчислюємо питому ентальпію \tilde{I} , розраховану на «стандартний» набір продуктів згоряння метану ($\text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 7,52\text{N}_2$). Тоді замість (4) та (6) необхідно записати

$$T_d^{(2)} = T_c (p_c/p_d)^{-m}; \quad \tilde{I}'_d = \tilde{I}_c - (\tilde{I}_c - \tilde{I}_d) \varepsilon_1.$$

Компресор для ПЗ розраховується таким самим чином, як і попередній, що дає можливість знайти параметри в точці h . Наступний блок пов'язаний із розрахунком камери згоряння 8 (див. рис. 1). Тепловий баланс камери можна записати як (температура T_l вже відома – $T_l = T_d - \Delta T$)

$$I_l + J_k + \beta \tilde{I}_j / 3 = (1 + (1 + \beta)/3) \tilde{I}_c. \quad (8)$$

Із рівняння (8) легко знаходиться β і, отже, витрати суміші газів у точках j , c , d та відповідні ентальпії (наприклад, $I_j = \beta \tilde{I}_j$).

У п'ятому блоці розраховуються параметри реактора 7. Ентальпії речовин у точках j , k , l було обчислено при розрахунку камери згоряння. Відомі також ентальпії гарячого повітря (див. (6)) та потоків C і D . Тоді з очевидного рівняння теплового балансу реактора знаходяться I_e і подібно до (7) T_e . Далі, треба перевірити, чи задовольняють задані температури очевидні умови на холодному кінці реактора 7:

$$T_e - T_b \geq \Delta T_1; \quad T_e - T_h \geq \Delta T_2. \quad (9)$$

Тут ΔT_1 , ΔT_2 – задані мінімальні перепади температур. Якщо умови (9) не виконуються, необхідно змінити значення ΔT (отже, і T_l) і повторити розрахунки.

У шостому блоці розраховується циліндр низького тиску 1 (послідовність обчислень подібна до (2)–(7)). І, нарешті, ККД установки (сьомий блок) дорівнює

$$\eta = (A_1 + A_5 - A_3 - A_4)/Q_i,$$

де Q_i – калорійність метану; A_m – робота елемента схеми m .

Описаний метод розрахунку було реалізовано у програмі GTU4. З її допомогою було про-

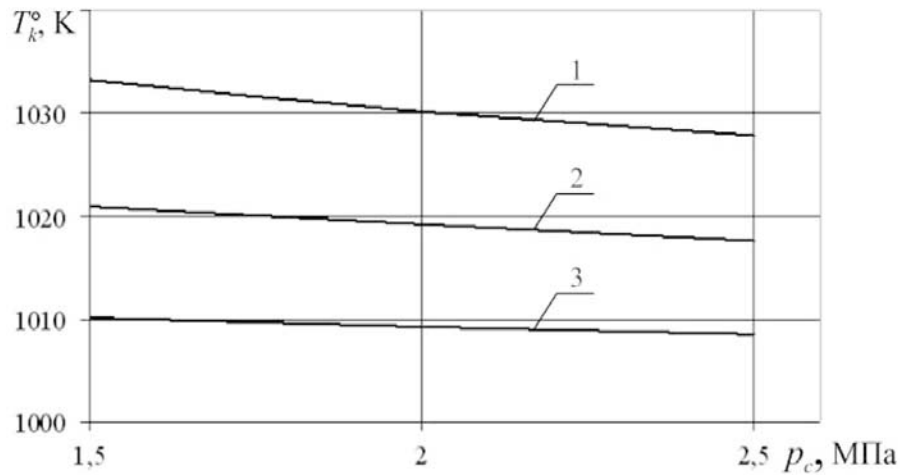


Рис. 2. Залежність $T_k(p_c)$: 1 – $T_c = 1400$ К; 2 – $T_c = 1500$ К; 3 – $T_c = 1600$ К

ведено широкі числові дослідження особливостей роботи схеми. Очевидно, її ККД повинен зростати зі збільшенням температури T_k (отже, і ступеня конверсії), але при цьому знизиться температура T_e після реактора-теплообмінника, що приведе до порушення нерівностей (9). Позначимо через T_k^o максимально можливе значення T_k , що відповідає рівності в якомусь із виразів (9). Залежність T_k^o від температури та тиску робочого тіла перед турбіною при $\Delta T_1 = \Delta T_2 = 20$ К наведено на рис. 2.

Деякі результати обчислення ККД установки наведено в таблиці (тут прийнято $T_d = 1130$ К; $T_i = T_g = 300$ К). Для порівняння було проведено аналогічні розрахунки ефективності повітряної регенерації; відповідний ККД позначено через η_{ar} , а різницю між η та η_{ar} (тобто внесок ТХР) через $\Delta\eta$. Із цих даних видно, що ефективність схеми на рис. 1 дійсно досить швидко зростає зі збільшенням температури конверсії – на 5–7% при зростанні T_k на 110 – 130 К. На величину η також позитивно впливає підвищення температури робочого тіла перед турбіною. Залежність ефективності запропонованої схеми від тиску p_c більш складна: при низькій температурі конверсії (900 К) η збільшується зі зростанням тиску, а при високій – спадає. Це можна пояснити впливом двох протилежних факторів: з одного боку, ККД газотурбінної установки, як відомо, збільшується з початковим тиском, а з іншого боку,

підвищення тиску призводить до зниження ступеня конверсії [1]. При низьких T_k домінує перший фактор, а при високих – другий. Ефективність повітряної регенерації зростає з p_c , за винятком випадку $T_c = 1400$ К, $T_k = T_k^o$, де «працює» більш сильна залежність T_k^o від p_c при низькій температурі T_c (див. рис. 2).

Максимальне значення $\Delta\eta$ досягається при $T_c = 1600$ К, $p_c = 1,5$ МПа і $T_k^o = 1010,2$ К – тут $\Delta\eta = 5,5\%$, а $\eta = 57,6\%$. У той самий час низька початкова температура дає лише $\Delta\eta = 3,7\%$, а середня – 4,7%.

Тепер порівняємо параметри обох схем інакше: якій різниці початкових температур T_c відповідає рівність $\eta = \eta_{ar}$? Із таблиці видно, що при цьому значення T_c у схемі повітряної регенерації повинно бути на 150 – 200 К вище, ніж при комбінованій. Отже, при інших рівних умовах ТХР забезпечує високий ККД газотурбінної установки при помірній початковій температурі, і це важливо з точки зору вартості матеріалів для ГТУ. Необхідно відзначити, що розроблений метод дозволяє поставити задачу оптимізації режиму роботи схеми на рис. 1, а також (з певною доробкою) розраховувати подібні схеми.

ВИСНОВКИ

Розроблено ефективну схему газотурбінної установки з комбінованою системою регенерації (ТХР і підігрів повітря), а також метод її термодинамічного розрахунку і відповідну програ-

Таблиця — Результати розрахунків ефективності комбінованої та повітряної регенерації (%)

T_c, K	Величина	p_c, MPa											
		1,5				2,0				2,5			
		900	950	1000	T_k°	900	950	1000	T_k°	900	950	1000	T_k°
1400	η	46,0	48,0	50,6	52,7	46,6	48,1	50,1	51,5	47,0	48,2	49,6	50,6
	η_{ar}	45,2	46,4	47,8	49,0	46,1	46,9	48,0	48,8	46,7	47,3	48,0	48,5
	$\Delta\eta$	0,8	1,6	2,8	3,7	0,5	1,2	2,1	2,7	0,3	0,9	1,6	2,1
1500	η	48,4	51,0	54,3	55,9	48,9	51,1	53,7	54,9	49,3	51,1	53,2	54,1
	η_{ar}	46,9	48,5	50,3	51,2	47,8	49,1	50,6	51,2	48,4	49,5	50,7	51,2
	$\Delta\eta$	1,5	2,5	4,0	4,7	1,1	2,0	3,1	3,7	0,9	1,6	2,5	2,9
1600	η	50,0	53,0	56,8	57,6	50,4	53,0	56,1	56,8	50,8	52,9	55,6	56,1
	η_{ar}	47,8	49,6	51,6	52,1	48,8	50,3	52,0	52,4	49,4	50,7	52,2	52,5
	$\Delta\eta$	2,2	3,4	5,2	5,5	1,6	2,7	4,1	4,4	1,4	2,2	3,4	3,6

му. Проведено широкі числові дослідження залежності ефективності схеми від параметрів робочого тіла перед турбіною та температури конверсії. Показано, що схема забезпечує дуже високий (до 57,6%) ККД та дозволяє знизити викиди шкідливих речовин в атмосферу.

1. Шрайбер О.А. Використання теплових вторинних енергоресурсів методом термохімічної регенерації. Розрахунок конверсії палива / О.А. Шрайбер // Проблеми загальної енергетики. – 2013. – № 2(33). – С. 39–42.
2. White W.B. Chemical equilibrium in complex mixture / W.B. White, S.M. Johnson, G.B. Dantzig // J. Chem. Phys. – 1958. – V. 28, No. 5. – P. 751 – 755.
3. Носач В.Г. Повышение экономичности и экологических характеристик газотурбинных установок за счет термохимической регенерации / В.Г. Носач, А.А. Шрайбер // Промышленная теплотехника. – 2011. – Т. 33, № 1. – С. 46 – 50.
4. Равдель А.А. Краткий справочник физико-химических величин / А.А. Равдель, А.М. Пономарева. – Л.: Химия, 1974. – 200 с.

Надійшла до редколегії 09.09.2013

Рецензент

Зав. відділу прогнозування розвитку та управління функціонуванням електроенергетики ІЗЕ НАН України,
д-р техн. наук, ст. наук. співр.
С.В. Дубовський