

УДК 621.311

**І.В. АНТОНЕЦЬ**, канд. техн. наук, ст. наук. співроб., ORCID: 0000-0003-0110-0516  
Інститут загальної енергетики НАН України, вул. Антоновича, 172, м. Київ, 03150, Україна

## ДОЦІЛЬНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ТЕРМОХІМІЧНОЇ РЕГЕНЕРАЦІЇ ПРИ РЕКОНСТРУКЦІЇ ГАЗОВОЇ ТЕЦ

*Розглянуто можливість та доцільність впровадження технології термохімічної регенерації (ТХР) у поєднанні із парогазовою установкою (ПГУ) на існуючих газових ТЕЦ. Описано схеми для поєднання ПГУ та технології ТХР.*

*К л ю ч о в і с л о в а: теплова електроенергетика, термохімічна регенерація, парогазова установка.*

У зв'язку з інтеграцією економіки України у світові ринки енергії та їх лібералізацією, питання підвищення конкурентоздатності вітчизняної енергетики дедалі більше пов'язуються з проблемою впровадження інноваційних енергетичних технологій. Теплова енергетика України має нагальну потребу в модернізації та реконструкції основного енергетичного обладнання. Заміна морально та фізично зношеного енергетичного обладнання потребує достатніх коштів і тривалого часу з одночасним виведенням із експлуатації значних потужностей. При цьому заходи з модернізації та реконструкції існуючих енергоблоків набагато більш економічні порівняно з новим будівництвом. Для реконструкції діючого обладнання необхідно 3–5 років, а для будівництва нових енергоблоків 8–10 років. Реконструкція ліквідує виявлені недоліки в технологічних системах і обладнанні та дозволяє підвищити технічні та економічні показники роботи енергоблока. Тому розглянемо технології, які можливо застосувати для реконструкції газових ТЕЦ.

Термохімічна регенерація (ТХР) – це технологія утилізації тепла відпрацьованих газів, що полягає в конверсії палива за рахунок цього тепла, внаслідок чого утворюється нове паливо з істотно більш високою теплотворною здатністю [1]. Крім того, це паливо містить значну кількість водню, горіння якого супроводжується меншими викидами  $\text{NO}_x$  порівняно, наприклад, з метаном. Таким чином, ТХР дозволяє одночасно виконати і екологічні завдання (принаймні частково).

При визначенні можливостей ТХР треба, перш за все, розрахувати ступінь конверсії. На

основі аналізу існуючих методів такого розрахунку було зроблено висновок, що найбільш доцільно тут використати підхід Уайта та ін. [2], де розшукується мінімум сумарної вільної енергії суміші газів.

Впровадження технології ТХР на існуючій ТЕЦ можливо двома шляхами: 1) реконструкцією існуючого парового котла; 2) надбудовою над паротурбінною установкою, що вимагає наявності незадіяної корисної площі на ТЕЦ. Розглянемо перший шлях. Необхідно, перш за все, визначити, яка з конвективних поверхонь нагрівання котла може бути замінена на ТХР-реактор.

Було прийнято рішення для прикладу розглянути реальну газову ТЕЦ – Київську ТЕЦ-5. Згідно з технологічними даними, наданими керівництвом обраної ТЕЦ, на станції працюють чотири енергоблоки, укомплектовані такими котлоагрегатами: ТГМ-96А (2 шт.); ТГМП-314А (2 шт.); ПТВМ-180 (3 шт.); КВГМ-180 (2 шт.). Для аналізу достатньо взяти один із типів котла, наприклад ТГМП-314А, короткий опис якого наведено нижче.

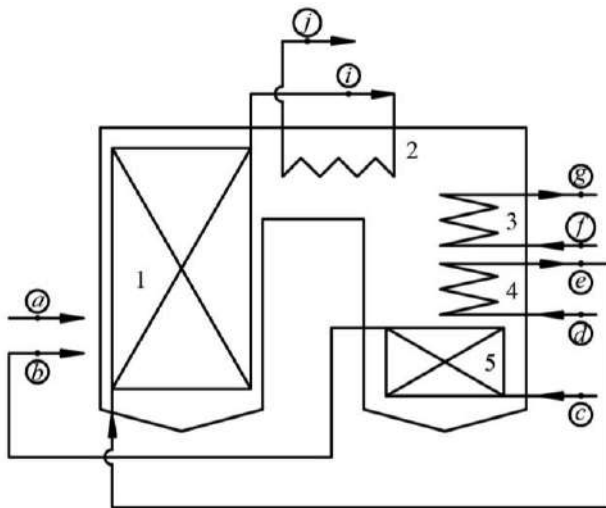
ТГМП-314-А – це прямотечійно-вихровий паровий котел, розрахований на спалювання рідкого та газоподібного палива. Котел має П-подібну компоновку. У підйомній шахті розташовується призматична топкова камера, в опускній – конвективні поверхні нагрівання. Перевага такої компоновки полягає в тому, що тягодутьові машини встановлюють на нульовій позначці, що виключає вібраційні навантаження на каркас котла. Але така компоновка має також істотні недоліки: у зв'язку з розворотом потоку продуктів згоряння (ПЗ) виникають нерівномірності омивання поверхонь нагрівання димовими газами

© І.В. АНТОНЕЦЬ, 2020

і концентрації золи по перетину конвективної шахти. Верх топки оснащений фронтним топковим екраном і панелями екранів бічних стінок. Пальники розташовані зустрічно у два яруси. Рух робочого тіла в екранах одноходовий. У горизонтальному газоході і на вході в конвективну шахту розташований пароперегрівач надкритичного тиску. Він складається з послідовно розташованих у газовому тракті дворядних ширм і пакета конвективного пароперегрівача. Тракт низького тиску пари складається з двох пакетів промпароперегрівача. В опускному газоході знаходиться водяний економайзер.

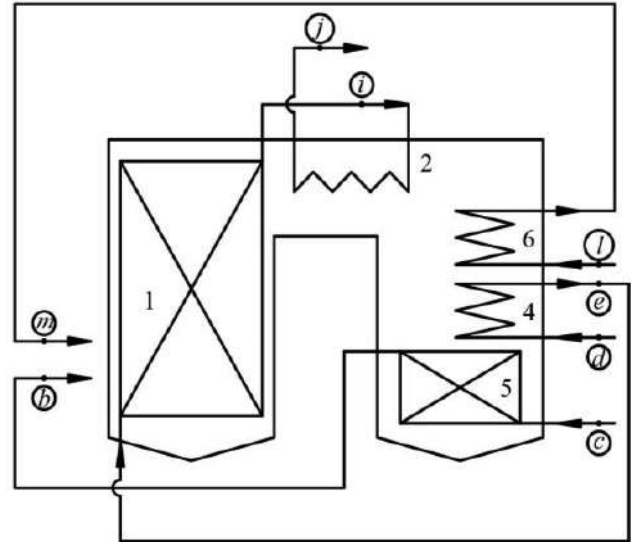
За котлом працюють два регенеративні повітропідігрівачі висотою 9,8 м. У паровому котлі (ПК) вода за допомогою живильного насоса подається в економайзер, звідки надходить у панелі, розташовані в топці. У вихідній частині панелей вода перетворюється в пару, і починається її перегрів. У ПК відсутні барабан і опускні труби, що знижує питому витрату металу, тобто здешевлює конструкцію котла. Але істотний недолік таких ПК полягає в тому, що в котел з живильною водою потрапляють солі, які або відкладаються на стінках змійовиків, або разом із паром надходять в парову турбіну, де осідають на лопатках робочого колеса і знижують ККД турбіни.

Нижче наведено традиційну схему котла (рис. 1) та схему із заміною промпароперегрівача (ППП) на термохімічний реактор (рис. 2).



**Рис. 1.** Принципова схема існуючого котла: *a* –  $\text{CH}_4$ ; *b* – гаряче повітря; *c* – атмосферне повітря; *d, e* – вода на вході та на виході з економайзера; *f, g* – пара на вході та на виході із проміжного пароперегрівача; *i (j)* – вхід (вихід) основного пароперегрівача; 1 – екранні поверхні котла; 2 – пароперегрівач; 3 – проміжний пароперегрівач; 4 – водяний економайзер; 5 – повітропідігрівач

Тут слід зазначити, що для збереження паропродуктивності та теплового балансу котла ми змушені виключити якусь із поверхонь нагрівання, причому рівень температур ПЗ у районі її знаходження має бути достатнім для забезпечення задовільного ступеня конверсії. Ці вимоги задовольняє тільки промпароперегрівач.



**Рис. 2.** Принципова схема котла з ТХР:

*b* – гаряче повітря; *c* – атмосферне повітря; *d, e* – вода на вході та на виході з економайзера; *l* – реагуюча газова суміш; *m* – конвертоване паливо; *i (j)* – вхід (вихід) пароперегрівача; 1 – екранні поверхні котла; 2 – пароперегрівач; 4 – водяний економайзер; 5 – повітропідігрівач; 6 – термохімічний реактор

Розглянемо традиційну схему котла без ППП. Від т. 1 (рис. 3) пара температурою  $545\text{ }^\circ\text{C}$  та тиском 24,5 МПа (ентальпія в цій точці відповідає значенню  $i = 795$  ккал/кг) розширюється по адиабаті  $s = \text{const}$  до т. 2, тобто до конденсатора (цій точці відповідають такі характеристики: температура  $29\text{ }^\circ\text{C}$ , тиск 0,004 МПа, та ентальпія  $i = 443$  ккал/кг), ця пара виконує корисну роботу в турбіні  $\Delta i = 352$  ккал/кг (рис. 3).

Далі переходимо до схеми, де конвективна поверхня проміжного пароперегрівання замінена на термохімічний реактор. Згідно з інформацією, наданою співробітниками ТЕЦ-5, зараз на проміжне перегрівання направляється  $\varphi = 0,78$  від паропродуктивності котла.

Ця частина пари відбирається в т. 2' із тиском 3,9 МПа,  $i = 680$  ккал/кг (рис. 3) та нагрівається уздовж ізобари до тієї ж температури  $545\text{ }^\circ\text{C}$  без зміни тиску (т. 4). Ентальпія в цій точці буде дорівнювати 850 ккал/кг. Нагріта пара виконує роботу до т. 3, ентальпія в якій дорівнює 520 ккал/кг.

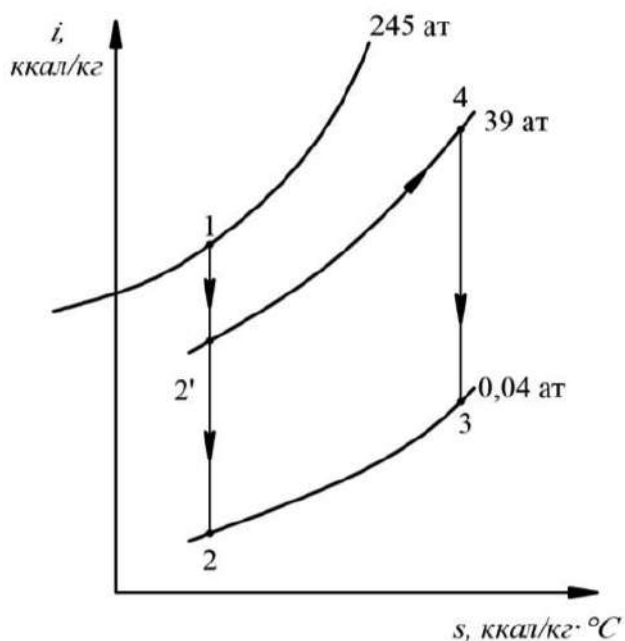


Рис. 3. Характерні точки на  $i$ - $s$  діаграмі

Таким чином, пара (що брала участь у проміжному перегріванні) виконала корисну роботу  $\Delta i = 330$  ккал/кг. Розглянемо вплив заміни ППП на термохімічний реактор. 100% пари від т. 1 до т. 2' виконали роботу  $\Delta i = 795 - 680 = 115$  ккал/кг, відібрана для проміжного перегрівання пара відпрацювала  $\Delta i = 850 - 520 = 330$  ккал/кг, а залишок пари  $(1 - \phi)$  від т. 2' до т. 2 виконав роботу  $\Delta i = 680 - 443 = 237$  ккал/кг. Тоді корисна робота схеми із ППП, згідно з рис. 3, буде дорівнювати  $\Delta i = 115 \times 1 + 330 \times 0,78 + 237 \times 0,22 = 425$  ккал/кг.

Отже, виграв в корисній роботі, пов'язаний із проміжним перегріванням основної маси пари, буде дорівнювати:  $\Delta i = 425 - 352 = 73$  ккал/кг. Тепер треба обчислити термічний ККД  $\eta$  наших схем. У першому наближенні будемо вважати, що

$$\eta = \Delta i / Q, \quad (1)$$

де  $Q$  – кількість тепла, потрібна для нагрівання робочого тіла (конденсату, а потім пари) до стану гострої пари (т. 1). Кількість тепла, що треба витратити на досягнення т. 1, становитиме  $\Delta i = 795 - 29 = 766$  ккал/кг, і тоді ККД для варіанта відсутності промперегрівання буде складати  $\eta = 352/766 = 0,455$ . З іншого боку, кількість тепла, що витрачається на нагрівання робочого тіла, згідно з рис. 3, буде  $Q = 766 + 0,78 \times (850 - 680) = 899$  ккал/кг. Тоді термічний ККД у цьому випадку буде  $\eta = 425/899 = 0,474$ .

Розрахунки свідчать, що заміна промпароперегрівача на термохімічний реактор знижує ККД установки в цілому. Тому проаналізуємо варіант газотурбінної надбудови на ТЕЦ.

Розглянемо більш детально особливості роботи ПГУ із використанням надлишку повітря для зниження температури робочого тіла перед газовою турбіною ( $\alpha > 1$ ). Інтерес до таких схем пов'язаний з тим, що їх реалізація набагато простіша, ніж схеми з баластом у вигляді продуктів згоряння. Розглядаємо спочатку варіант I (рис. 4).

Повітря після компресора 1 та конвертоване паливо із реактора 4 подаються до камери згоряння 2. Далі високотемпературні продукти зго-

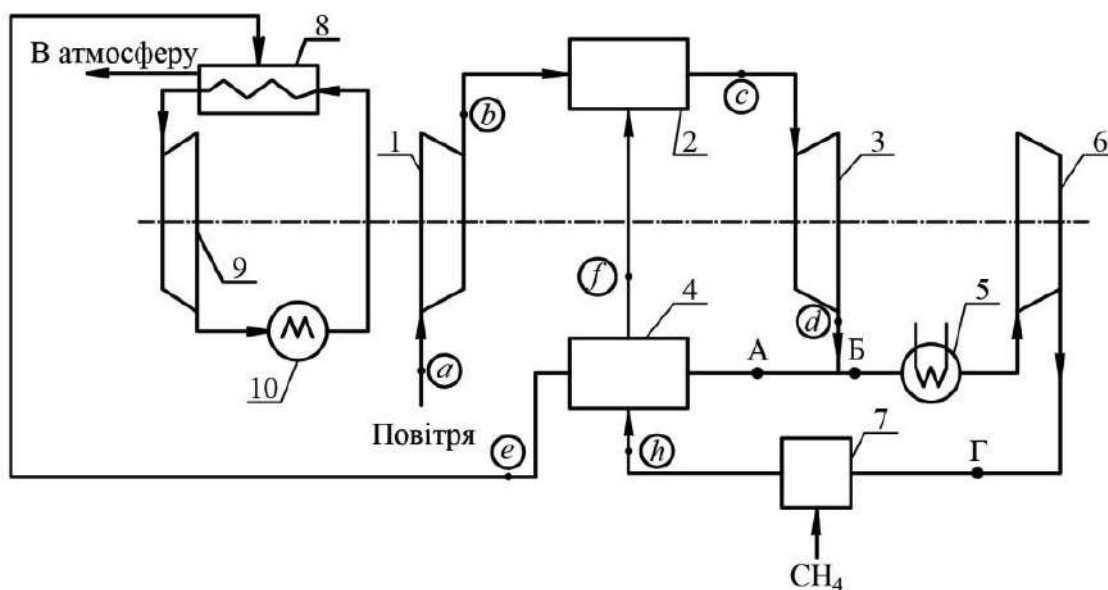


Рис. 4. Принципова схема ПГУ з ТХР (варіант I): 1 – повітряний компресор; 2 – камера згоряння; 3 – газова турбіна; 4 – реактор-теплообмінник; 5 – холодильник; 6 – компресор для ПЗ; 7 – змішувач; 8 – котел-утилізатор; 9 – парова турбіна; 10 – конденсатор

ряння розширюються в турбіні 3 і розділяються на два потоки: перший (А) надходить до реактора як джерело теплоти для конверсії, а другий (Б) після холодильника 5 стискується у компресорі 6 і як реагент для конверсії (Г) після змішувача 7 потрапляє в реактор-теплообмінник 4. Після котла-утилізатора 8 відпрацьовані гази з досить низькою температурою скидаються в атмосферу.

Для перевірки працездатності такої схеми слід побудувати залежність між коефіцієнтом  $\alpha$  та повною ентальпією конвертованого палива  $J_1$  на основі двох підходів: 1) визначення результатів процесу конверсії при відомих значеннях  $\alpha$ , температури та тиску продуктів конверсії (програма EQCO8, розроблена в ІЗЕ) та 2) визначення необхідного рівня  $\alpha$  для зниження температури робочого тіла перед турбіною до заданого значення  $T_c$ .

Для ідентифікації точок на рис. 4 введемо такі позначення: нижній індекс відповідає точці на рис. 4, а верхній – речовині, зокрема,  $a, d, f$  – це параметри повітря, продуктів стехіометричного згоряння та конвертованого палива відповідно. Тепло речовини на вході до камери згоряння 2 – це повна ентальпія конвертованого палива  $J_h^f$  та ентальпія повітря після відповідного компресора  $I_b^a$ . Речовина на виході з камери 2 – це «стандартний» набір продуктів згоряння метану  $I_c^d$ , помножений на  $4/3$ , та повітря  $I_c^a$ , помножене на  $(\alpha - 1)$ . Тоді необхідний рівень  $\alpha$  для зниження температури робочого тіла буде

$$\alpha_n = (J_h^f + I_c^a - (4/3) I_c^d) / (I_c^a - I_b^a). \quad (2)$$

Приклади результатів розрахунків згідно з підходом 1), тобто значення повної ентальпії конвертованого палива, МДж/кмоль  $\text{CH}_4$  наведено у таблиці та на рис. 5. Крім того, рис. 5 ілюструє подібну залежність на основі підходу 2) (крива 4).

**Таблиця.** Результати розрахунків, згідно з підходом 1), значень повної ентальпії конвертованого палива, МДж/кмоль  $\text{CH}_4$

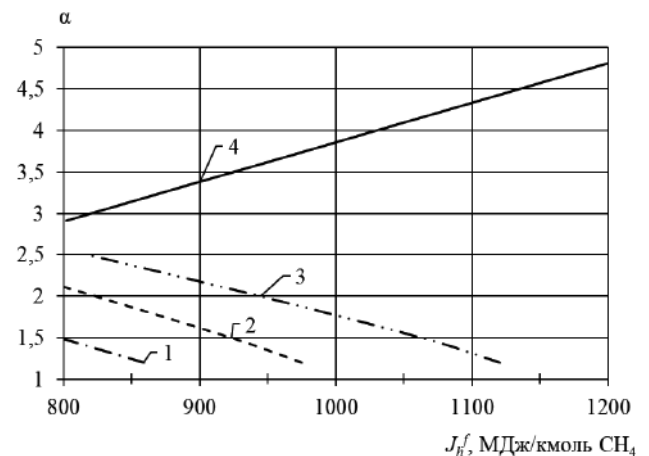
Варіант	$\alpha$	Температура конверсії $T_h$ , К				
		800	900	1000	1100	1200
1	1,2	859,1	906,5	975,2	1054,2	1120,8
2	1,5	795,8	848,5	923,3	1004,0	1063,1
3	2	–	749,8	823,7	900,1	944,9

Ці результати свідчать, що присутність кисню у реагенті конверсії істотно знижує її ступінь. Далі, співставлення даних показує, що при

$J_h^f > 800$  МДж/кмоль  $\text{CH}_4$  (порівняно з калорійністю метану 802 МДж/кмоль) крива 4 не перетинається із якоюсь із кривих 1–3, і, отже, схема I на рис. 4 неідеальна.

Наступним етапом є розгляд схеми II на рис. 6 з використанням продуктів згоряння як баласту для зниження температури робочого тіла перед турбіною. Для розрахунку в ІЗЕ було створено програму GTU2019, яка об'єднує термодинамічний розрахунок усіх елементів схеми II на рис. 6 у газотурбінній надбудові.

Повітря після компресора 1, конвертоване паливо із реактора 4 та баласт після компресора 6 подаються до камери згоряння 2. Далі високотемпературні продукти згоряння розширюються в турбіні 3 і розділяються на два потоки: перший (А) надходить до реактора як джерело теплоти для конверсії, а другий (Б) після холодильника 5 стискується у компресорі 6 і знов розділяється на два потоки: баласт (В) та реагент для конверсії (Г). Після котла-утилізатора гази, як і раніше, скидаються в атмосферу.



**Рис. 5.** Залежність коефіцієнта  $\alpha$  від повної ентальпії конвертованого палива згідно з підходами 1) (криві 1, 2, 3 при температурах конверсії 800, 1000 та 1200 К відповідно) та 2) (крива 4)

Для виконання розрахунків було використано характеристики газової турбіни UGT-25000 для газоперекачувальної станції [3]: тиск перед турбіною  $P_c = 2,1$  МПа, температура  $T_c = 1518$  К, температура конверсії  $T_h = 850$  К,  $J_h^f = 922,7$  МДж/кмоль  $\text{CH}_4$  (розраховано за програмою EQCO8). Вважаємо, що газотурбінна частина ПГУ складає  $\gamma = 0,25$ , а паросилова установка –  $\delta = 0,75$ . У результаті знайдено значення ККД ГТУ  $\eta_g = 0,462$  та ентальпії продуктів згоряння за реактором в т. е (рис. 6)  $I_c^d = 113,2$  МДж/кмоль  $\text{CH}_4$  (підкреслимо, що ця величина розрахована на 1 кмоль  $\text{CH}_4$ ).

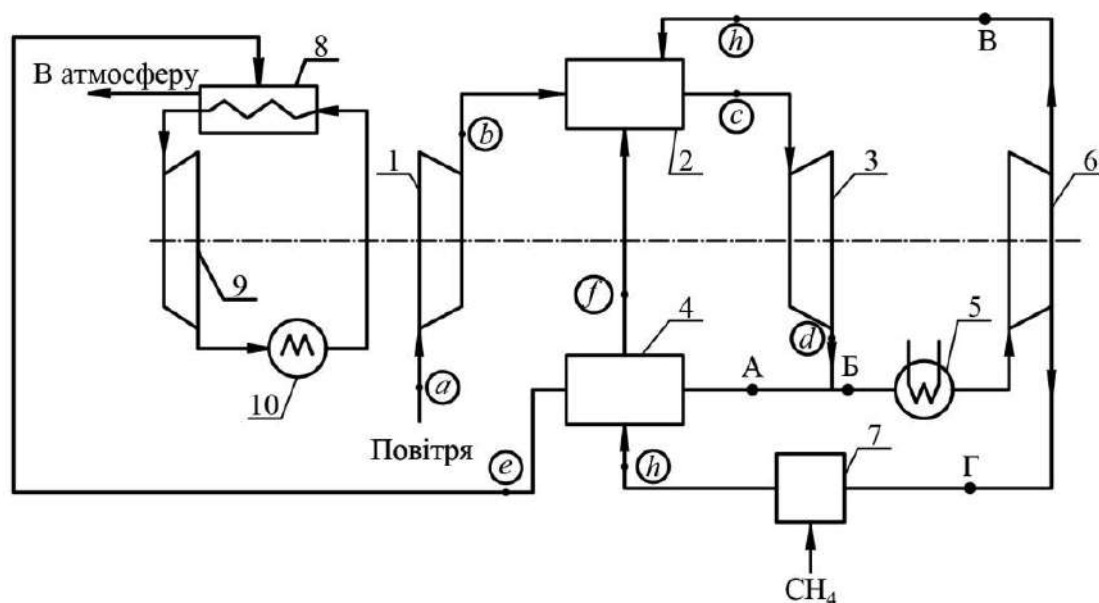


Рис. 6. Принципова схема ПГУ з ТХР (варіант II, позначення за рис. 4)

Далі, розрахунок характеристик паросилової установки (ПСУ) за  $i-s$  діаграмою водяної пари дає значення ККД установки  $\eta_s = 0,474$ . Враховуючи, що співвідношення між потужностями ГТУ та ПСУ становить  $\gamma / \delta = 1/3$ , маємо перераховану ентальпію  $I_e^d = 0,25 \times 113,2 = 28,4$  МДж/кмоль  $\text{CH}_4$  і вважаємо, що ця величина відповідає економії палива за рахунок газотурбінної надбудови та ТХР. Отже, робота на 1 кмоль витраченого палива буде  $A = 802,3 \times 0,25 \times 0,462 + 802,3 \times 0,75 \times 0,474 = 377,9$  МДж.

Таким чином, гіпотетичний варіант окремої роботи ГТУ та ПСУ відповідає сумарному ККД  $\eta_i = 377,9 / 802,3 = 0,471$ . З урахуванням ентальпії речовини, що скидається у котел-утилізатор, будемо мати ККД схеми  $\eta_j = 377,9 / (802,3 - 28,4) = 0,488$ , тобто більше на 3,6 % (відн.).

За даними КП «Київтеплоенерго» витрата палива ТЕЦ-5 становить  $77600 \text{ м}^3/\text{год}$ , тобто впровадження такої схеми дозволить економити  $2790 \text{ м}^3/\text{год}$  природного газу, що при його ціні  $8,981 \text{ грн}/\text{м}^3$  складе  $\sim 25000$  грн.

## ВИСНОВКИ

Проведені розрахунки підтверджують, що присутність кисню у реагенті конверсії істотно знижує її ступінь, що робить такі схеми недієздатними. Показано, що використання продуктів згоряння як баласту для зниження температури робочого тіла перед турбіною дає приріст ККД порівняно зі звичайною ПГУ, що складає 3,6 % (відн.). Впровадження такої схеми дозволить економити  $2790 \text{ м}^3/\text{год}$  природного газу, що при його ціні  $8,981 \text{ грн}/\text{м}^3$  складе  $\sim 25000$  грн.

1. Носач В.Г. *Енергія топлива*. К.: Наук. думка, 1989. 148 с.

2. White W.B., Johnson S.M., Dantzig G.B. Chemical equilibrium in complex mixture. *J. Chem. Phys.* 1958. Vol. 28, No. 5. P. 751—755.

3. Носач В.Г., Шрайбер О.А. Повышение КПД парогазовых установок за счет конверсии природного газа в продуктах сгорания. *Пром. теплотехника*. 2009. Т. 31, № 5. С. 29—33.

Надійшла до редколегії: 27.08.2020