

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ УМОВ РЕАЛІЗАЦІЇ ПРОЦЕСУ ТЕРМОХІМІЧНОЇ РЕГЕНЕРАЦІЇ ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОТИ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ

На основі широких числових досліджень визначено оптимальну схему термохімічної регенерації для використання теплоти відпрацьованих газів газотурбінної установки, а також знайдено оптимальні умови її роботи. При цьому ККД схеми сягає майже 60 %, а її реалізація дозволяє знизити викиди шкідливих речовин в атмосферу.

Ключові слова: термохімічна регенерація, конвертоване паливо, відпрацьовані гази, газотурбінна установка, оптимальна схема.

Сучасні газотурбінні установки (зокрема, ті, що працюють на газоперекачувальних станціях) мають дуже низький ККД (25 – 30 %), так що пошук шляхів підвищення їх ефективності є актуальною задачею. Як показано в [1], найкращим способом використання теплоти відпрацьованих газів різних теплових установок і, отже, підвищення їх ККД є термохімічна регенерація (ТХР), що ґрунтується на ендотермічній реакції вихідного палива з продуктами згоряння (ПЗ). Необхідно зазначити, що ТХР не тільки призводить до економії палива, а і зменшує викиди шкідливих речовин за рахунок переходу до спалювання СО і Н₂.

При використанні технології ТХР для газотурбінних установок (ГТУ) виникають дві проблеми: низька температура відпрацьованих газів ГТУ знижує ступінь конверсії; крім того, традиційні ГТУ працюють із дуже великим коефіцієнтом надлишку повітря, а кисень у реагенті теж гальмує конверсію. Згідно з [2] ці труднощі можна подолати за рахунок розміщення реактора між циліндрами високого і низького тиску, а також заміни баласту-повітря певною кількістю продуктів згоряння.

У [2] розроблено метод термодинамічного розрахунку схем ТХР для ГТУ, а також наведено приклади числових результатів. Але до цього

часу не було проведено систематичні дослідження характеристик схем ТХР з метою їх оптимізації та пошуку оптимальних режимів роботи. Спробу розв'язати таку задачу описано у цій статті. Розглядаються тільки ГТУ на природному газі, і для спрощення вважається, що він складається із чистого метану.

Розглянемо спочатку найпростішу схему G1 термохімічної регенерації для ГТУ, зображену на рис. 1. Для розрахунку цієї схеми треба задати такі величини: тиски p_c і p_d та температури T_a, T_c, T_g, T_i, T_k (індекси відповідають цифрам у кружечках на рис. 1; величини T_b, T_d, T_e, T_f, T_h і T_m є результатом термодинамічного розрахунку). Але параметри робочого тіла перед турбіною (p_c, T_c), а також температури повітря перед компресором T_a та вихідного палива T_i слід вважати заданими, отже, не можна їх міняти довільно. Тоді, на перший погляд, із 7 величин, що задаються, міняти можна 3: p_d, T_g і T_k . Проте більш детальний аналіз свідчить про те, що на вибір цих величин слід накласти ще два обмеження, а саме, треба враховувати температурні напори на холодному і гарячому кінцях реактора-теплообмінника $\Delta T_1 = T_e - T_m$ та $\Delta T_2 = T_d - T_k$. Проведені розрахунки показали, що у широкому діапазоні режимів величина ΔT_1 порядку 300 К, і, отже, «критичним» є напір ΔT_2 . Звичайно, щоб коректно порівнювати різні режими, необхідно зафіксувати ΔT_2 на

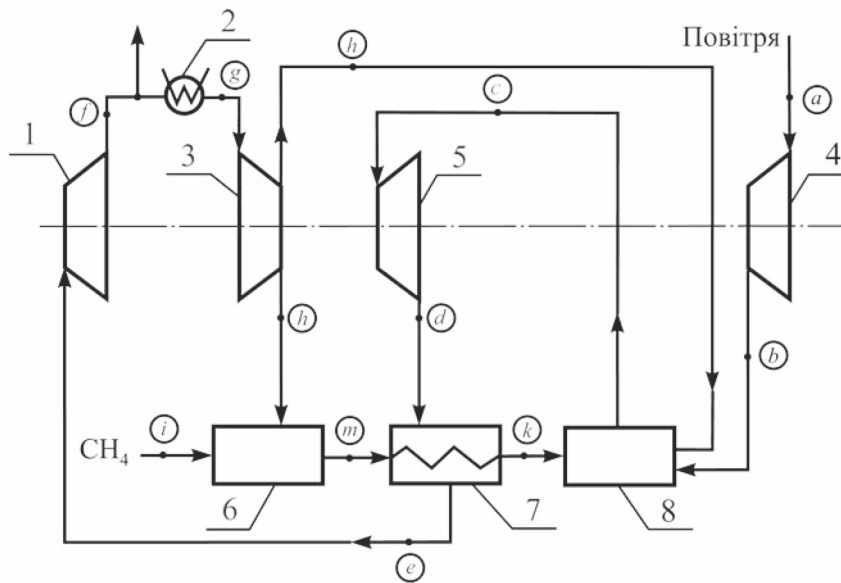


Рис. 1. Схема G1 газотурбінної установки з ТХР: 1 – циліндр низького тиску (ЦНТ); 2 – холодильник; 3 – компресор для ПЗ; 4 – повітряний компресор; 5 – циліндр високого тиску (ЦВТ); 6 – змішувач; 7 – реактор-теплообмінник; 8 – камера згоряння

певному рівні, наприклад, 20 К, тобто після визначення температури ПЗ за циліндром високого тиску треба прийняти $T_k = T_d - \Delta T_2$. Таким чином, залишилось дві величини: T_g і p_d . Зрозуміло, що температуру T_g слід вибирати якомога нижчою, щоб зменшити роботу компресора 3 (інші енергетичні характеристики

схеми від T_g залежать слабо). На рис. 2 наведено залежність енергетичних характеристик схеми від p_d при $p_c = 1,5$ МПа, $T_c = 1600$ К, $T_g = T_a = T_i = 300$ К (базовий варіант режиму). Для подальшого позначимо через A_p роботу елементів схеми (індекс p відповідає номеру лінії на рис. 2).

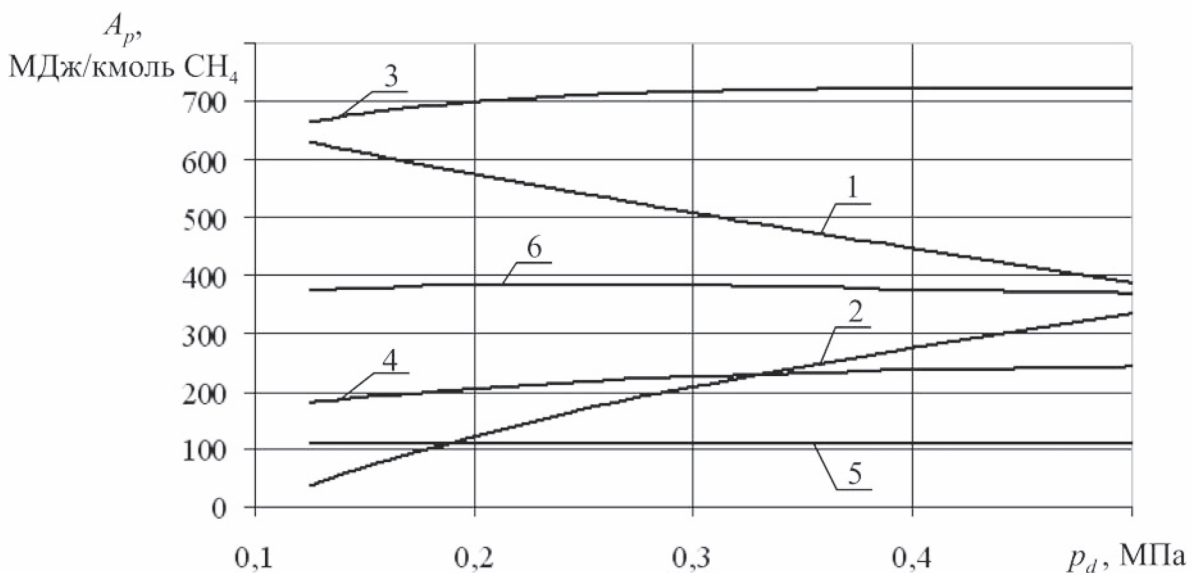


Рис. 2. Енергетичні характеристики схеми G1: 1, 2 – робота циліндрів високого і низького тиску; 3 – сума цих робіт; 4, 5 – робота компресорів для ПЗ і повітря; 6 – корисна робота схеми

Як видно, функція $A_6(p_d)$ має пологий, але виражений максимум, що відповідає оптимальному тиску p_d^{op} при заданих значеннях p_c , T_c , T_g , T_a та T_i . Немонотонний характер цієї залежності пояснюється таким. Зі збільшенням тиску p_d зменшується робота ЦВТ і зростає робота ЦНТ, а їх сума помітно збільшується при невеликих тисках і майже стала при $p_d > 0,3$ МПа. У той самий час робота, що витрачається на стиснення ПЗ, у правій частині інтервалу p_d продовжує зростати, що можна пояснити таким чином. Рівняння теплового балансу камери згоряння 8 (рис. 1) має вигляд

$$I_b + J_k + \beta^\circ \tilde{I}_h / 3 = (1 + (\beta + \beta^\circ) / 3) \tilde{I}_c, \quad (1)$$

де I – ентальпія; J – повна ентальпія ($J = I + Q$, Q – калорійність); величини з тильдою відповідають питомій ентальпії (віднесеній до «стандартного набору» ПЗ метану $\text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 7,52\text{N}_2$); β та β° – безрозмірна витрата реагенту і баласту ($\beta = 1$ відповідає стехіометричній реалізації процесу конверсії (спалювання тут і нижче теж вважається стехіометричним)). Якщо тиск p_d зростає, то збільшується і температура T_d , а також температура конвертованого палива та його повна ентальпія. Тоді, як впливає з рівняння (1), буде зростати β° і, відповідно, робота компресора (крива 4 на рис. 2). Для ілюстрації наведемо кілька значень β° :

p_d , МПа	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5
β°	3,84	4,21	4,72	5,03	5,23.

Ефективність схеми ТХР визначається її ККД, що можна обчислити за формулою

$$\eta = A_6 / J_i. \quad (2)$$

Як видно з рис. 2, у даному варіанті максимальна ефективність схеми G1 досягається при $p_d^{op} = 0,25$ МПа; тут $\eta^{op} = 48,7\%$. Наведемо ще дані для двох режимів: якщо $p_c = 1,5$ МПа, $T_c = 1400$ К, маємо $p_d^{op} = 0,3$ МПа, $\eta^{op} = 44,36\%$; при $p_c = 2,5$ МПа, $T_c = 1600$ К параметри оптимальної точки такі: $p_d^{op} = 0,4$ МПа, $\eta^{op} = 50,9\%$. Цікаво, що при інших рівних умовах ККД схеми зростає зі збільшенням початкового тиску p_c .

Отже, схема G1 характеризується гіршими показниками, ніж результати розрахунків у [2]. Тому розглянемо іншу схему (G2), зображену на рис. 3. Вона відрізняється від G1 тим, що в реакторі 7, поряд із реакцією конверсії, нагрівається повітря. Рівняння теплового балансу камери 8 тут відрізняється від (1) тільки тим, що I_b замінюється на I_l – ентальпію повітря після нагрівання в реакторі. При цьому, як і в [2], приймається, що обидві речовини нагріваються в реакторі до однакової температури –

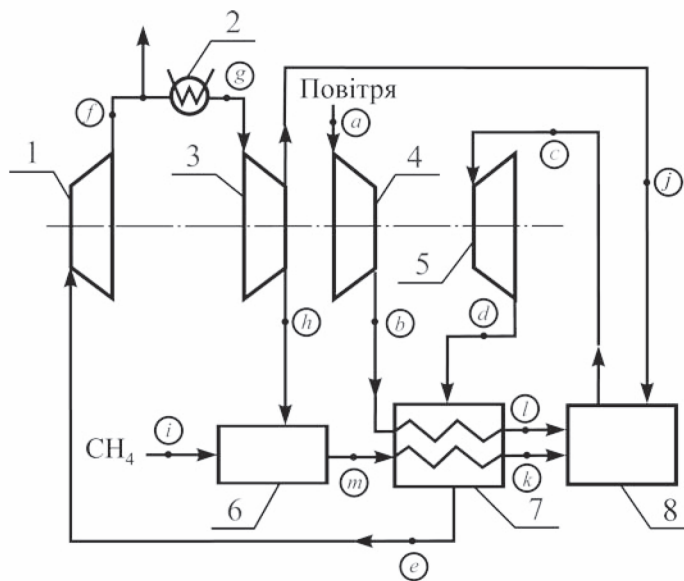


Рис. 3. Схема G2 (позначення за рис. 1)

Таблиця 1 – Параметри роботи схеми G2

p_d , МПа	0,125	0,15	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6
T_d , К	986,9	1022,7	1082,0	1130,2	1171,2	1238,8	1293,9	1340,5
T_k , К	966,9	1002,7	1062	1110,2	1151,2	1218,8	1273,9	1320,5
A_6 , МДж/кмоль CH_4	404,9	410,5	415,3	414,9	411,6	401,5	389,8	378,3
β°	4,33	4,64	5,16	5,57	5,90	6,38	6,73	7,00
η , %	50,48	51,16	51,77	51,71	51,31	50,05	48,59	47,15

$T_l = T_k$ (якщо $T_l \neq T_k$, але сума повних ентальпій цих речовин за реактором така сама, як і у випадку $T_l = T_k$, характеристики схеми відрізняються дуже мало). Контрольовані температурні напори на кінцях реактора тут такі самі, як і для попередньої схеми, і ΔT_2 є критичним. Взагалі метод розрахунку принципово не відрізняється від схеми G1. Приклад числових результатів для базового режиму наведено у табл. 1.

Як і раніше, залежність $\eta(p_d)$ має максимум. Порівняння цих даних із показниками схеми G1 свідчить про те, що додатковий підігрів повітря істотно збільшує ефективність схеми (майже на 4%). Якщо початковий тиск дорів-

нює 2,5 МПа, то параметри оптимальної точки становлять $p_d^{op} = 0,4$ МПа, $\eta^{op} = 53,23\%$, отже, і тут η зростає з p_c .

Далі розглянемо схему G3, де конверсія палива і підігрів повітря реалізуються у різних апаратах, розташованих послідовно (зрозуміло, що по ходу ПЗ термохімічний реактор повинен іти раніше). Схема зображена на рис. 4. На відміну від двох попередніх схем, тут можна довільно міняти не тільки p_d , а і температуру гарячого повітря ПІ. До контрольованих температурних напорів, крім ΔT_1 і ΔT_2 , тут належать також різниці температур на холодному $\Delta T_3 = T_n - T_b$ та гарячому $\Delta T_4 = T_e - T_l$ кінцях нагрівача 9. Розрахунки показали, що критичними є

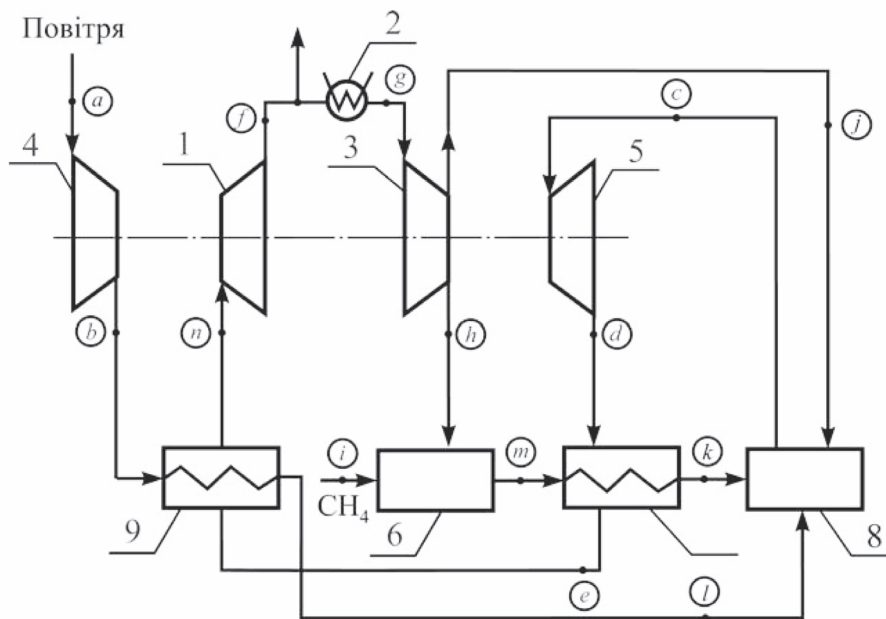


Рис. 4. Схема G3 (позначення 1 – 8 за рис. 1; 9 – нагрівач повітря)

напори ΔT_2 і ΔT_4 . Як і раніше, задаємо $T_k = T_d - 20$ і, крім того, підбираємо T_l так, щоб напір ΔT_4 також дорівнював 20 К (позначаємо цю температуру повітря через T_l°).

Наведемо дані розрахунку напору ΔT_4 для різних T_l при $p_c = 2,5$ МПа, $T_c = 1600$ К:

$T_l, \text{ К}$	800	850	900	950	1007,6
$\Delta T_4, \text{ К}$	214,3	167,6	120,8	74,0	20,0.

Зі збільшенням температури повітря ККД схеми зростає від 49,92 до 50,8%. У табл. 2 наведено залежність температури T_l° та ККД схеми від

p_d при $T_c = 1600$ К. Якісний характер поведінки характеристик цієї схеми не відрізняється від попередньої, але ефективність нижча на 1,3 – 2%.

Таким чином, аналіз трьох схем свідчить про те, що додатковий підігрів повітря покращує ефективність ТХР. Тому доцільно розглянути ще одну схему (G4), що відрізняється додатковим підігрівом баласту, який скидається у камеру згоряння. Із порівняння схем G2 і G3 випливає, що теплообмінні поверхні слід розташовувати паралельно; схему G4 наведено на рис. 5. Тут можна міняти тільки p_d , як у схемах G1, G2.

Таблиця 2 – Характеристики схеми G3

P_c , МПа	Величина	p_d , МПа							
		0,15	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
1,5	$T_l^\circ, \text{ К}$	832,2	860,3	887,5	913,7	946,6	1011,3	1053,3	
	$\eta, \%$	49,1	49,72	49,78	49,52	48,58	47,41	46,23	
2,5	$T_l^\circ, \text{ К}$			863,8	885,8	919,1	950,1	979,7	1007,6
	$\eta, \%$			51,2	51,56	51,87	51,72	51,33	50,8

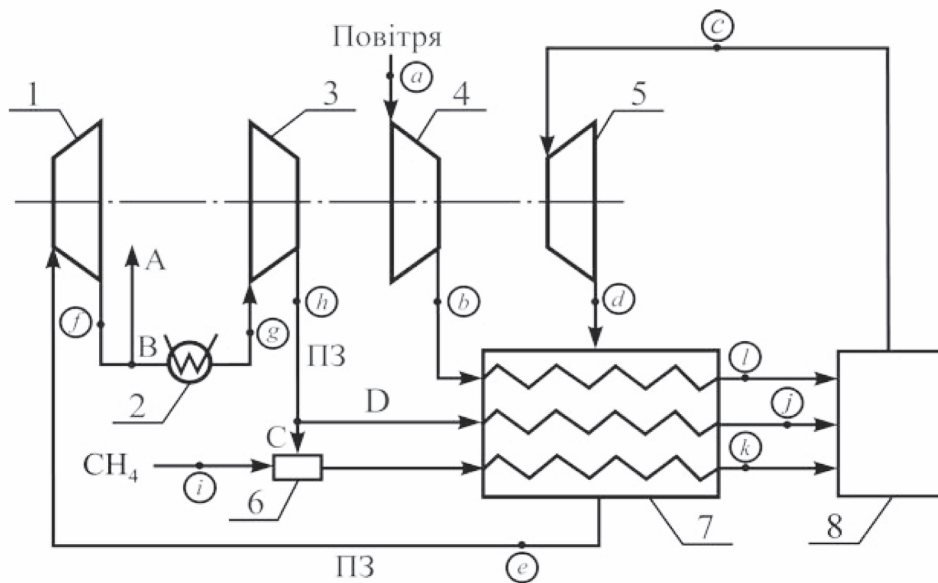


Рис. 5. Схема G4 (позначення за рис. 1)

Для базового варіанта розрахунків оптимальний тиск p_d^{op} дорівнює 0,38 МПа, а ефективність – $\eta^{op} = 58,48\%$; отже, схема G4 набагато краща за попередні. Тому було проведено більш детальне числове дослідження характеристик цієї схеми. Виявилось, що на всіх режимах залежність $\eta(p_d)$ має максимум. У табл. 3 наведено залежності $\eta(p_d)$ для широкого діапазону початкових тисків при $T_c = 1600$ К.

Зі збільшенням початкового тиску значення p_d^{op} зростає, а ККД схеми – навпаки, зменшується, на відміну від схем G1–G3. Цю закономірність можна пояснити таким чином. Взагалі залежність ККД від p_c визначається трьома

факторами:

1) як впливає з термодинамічних міркувань, ефективність будь-якої ГТУ зростає зі збільшенням початкового тиску;

2) ступінь конверсії помітно знижується при високих тисках;

3) у схемах G1–G4 різні режими відповідають різним витратам робочого тіла, які безпосередньо залежать від параметра β° , що визначається тепловим балансом реактора-теплообмінника (відповідне рівняння легко отримати з (1)). При $T_c = 1600$ К оптимальний режим для схеми G1 відповідає $\beta^\circ = 4,50$ і $4,95$ при $p_c = 1,5$ і $2,5$ МПа, у той час, як для схеми

Таблиця 3 – Характеристики схеми G4

P_c , МПа	Величина								
1	p_d , МПа	0,15	0,2	0,25	0,26	0,27	0,3	0,35	0,4
	β°	7,03	8,48	10,01	10,32	10,64	11,63	13,41	15,38
	η , %	58,43	59,50	59,94	59,95	59,96	59,88	59,48	58,76
1,5	p_d , МПа	0,2	0,25	0,3	0,35	0,38	0,4	0,45	0,5
	β°	6,39	7,32	8,27	9,24	9,84	10,25	11,31	12,42
	η , %	56,69	57,63	58,18	58,43	58,48	58,46	58,30	57,98
2	p_d , МПа	0,3	0,4	0,45	0,48	0,5	0,55	0,6	0,7
	β°	6,72	8,09	8,79	9,22	9,51	10,26	11,03	12,67
	η , %	56,36	57,24	57,41	57,45	57,45	57,36	57,18	56,57
2,5	p_d , МПа	0,3	0,4	0,5	0,55	0,6	0,7	0,8	0,9
	β°	5,80	6,87	7,95	8,50	9,05	10,22	11,43	12,74
	η , %	54,76	55,99	56,56	56,69	56,72	56,59	56,16	55,54
3	p_d , МПа	0,4	0,5	0,6	0,7	0,72	0,8	0,9	1
	β°	6,06	6,94	7,82	8,72	8,90	9,65	10,62	11,63
	η , %	54,80	55,60	56,02	56,15	56,15	56,05	55,76	55,30

G4 – $\beta^\circ = 9,84$ і $9,05$. Отже, при переході від тиску $p_c = 1,5$ до $2,5$ МПа для схеми G1 фактори 1 і 3 сприяють підвищенню її ефективності і переважають вплив фактора 2, у той час, як для схеми G4 вже фактори 2 і 3 призводять до зниження ККД.

Досліджено також вплив початкової температури T_c і «стандартного» температурного напору ΔT_2 на характеристики схеми. Виявлено, що зростання T_c і зниження ΔT_2 сприяють покращенню характеристик схеми. Розроблене програмне забезпечення дозволяє знайти оптимальну точку для будь-яких режимів роботи схеми.

ВИСНОВКИ

Розглянуто чотири схеми термохімічної регенерації для використання теплоти відпрацьованих газів ГТУ, розроблено методи їх термодинамічного розрахунку, та проведено числові дослідження їх ефективності у широкому діапазоні тисків і температур. Встановлено, що найкращі результати забезпечує схема G4, де у реакторі-теплообміннику реалізується процес конверсії палива та нагрівання повітря, що іде на спалювання, і баласту (ПЗ), який забезпечує охолодження робочого тіла після камери згоряння до прийнятної температури. Встановлено, що залежність ККД схеми від тиску p_d між ЦВТ і ЦНТ завжди має виражений максимум. Це пояснюється тим, що сумарна

робота обох циліндрів помітно збільшується при невисоких p_d і майже стала при високих, у той час, як робота на стиснення баласту зростає у всьому діапазоні значень p_d . Встановлено парадоксальну, на перший погляд, залежність ККД різних схем від початкового тиску p_c : якщо ККД схеми G4 зменшується зі зростанням p_c , то для інших схем він збільшується через складний характер залежності питомої витрати баласту від p_c . Знайдено оптимальні умови роботи схеми G4 ($p_c = 1$ МПа; $p_d = 0,27$ МПа; $T_c = 1600$ К), при яких її ККД сягає 60%. Крім істотної економії палива, схема дозволяє зменшити 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. Шрайбер О.А. Використання теплових вторинних енергоресурсів методом термохімічної регенерації. Метод розрахунку газотурбінної установки // Проблеми загальної енергетики. – 2013. – № 3(34). – С. 47 – 51.

Надійшла до редколегії 22.09.2015

DETERMINATION OF THE OPTIMAL CONDITIONS OF IMPLEMENTING THE PROCESS OF THERMOCHEMICAL RECUPERATION FOR USING THE HEAT OF EXHAUST GASES OF A GAS-TURBINE PLANT

Based on extensive numerical studies, we have determined the optimal scheme of thermochemical recuperation for using the heat of exhaust gases of a gas-turbine plant and its optimal operating conditions. In this case, the efficiency of the scheme reaches almost 60%, and its implementation enables one to reduce harmful emissions to the atmosphere.

Key words: thermochemical recuperation, reformed fuel, exhaust gases, gas-turbine plant, optimal scheme.

Modern gas-turbine plants (especially those operating at gas-pumping stations) have very low efficiency (25 – 30%), and, hence, finding the ways to improve their efficiency is a crucial task. As shown in [1], the best way to use the heat of exhaust gases of different heating plants and thus to improve their efficiency is thermochemical recuperation (TCR), based on the endothermic reaction of initial fuel with combustion products (CP). It should be noted that TCR gives not only fuel saving but also reduces harmful emissions owing to transition to the combustion of CO and H₂.

The use of TCR technology for gas-turbine plants (GTPs) is connected with two difficulties: the low temperature of GTP exhaust gases reduces the degree of reforming; in addition, conventional GTPs operate with very large excess-air coefficients, and oxygen in the reagent also inhibits reforming. According to [2], such difficulties can be overcome due to placing the reactor between high- and low-pressure cylinders as well as by the replacement of ballast-air with a certain amount of combustion products.

In [2], the method of thermodynamic calculation of TCR schemes was developed for GTPs, and some examples of numerical results were provided. But so far no systematic study of the characteristics of TCR schemes was made for their optimization

and search for the optimal modes of their work. This article describes an attempt to solve such problem. Only those GTPs are considered which work on natural gas, and it is assumed for simplicity that it consists of pure methane.

First, consider the simplest scheme G1 of thermochemical recuperation for GTPs, shown in Fig. 1.

To calculate this scheme, it is necessary to assign the following quantities: pressures p_c and p_d , temperatures T_a , T_c , T_g , T_i , and T_k (subscripts correspond to numbers in the circles in Fig. 1; the values of T_b , T_d , T_e , T_f , T_h , and T_m are the result of thermodynamic calculation). However, the parameters of the working medium before the turbine (p_c , T_c) and the temperatures of air before the compressor T_a and initial fuel T_i should be considered as given, therefore, they cannot be arbitrarily varied. Then, at first sight, 3 of 7 quantities to be given can be varied: p_d , T_g , and T_k . However, more detailed analysis shows that two additional constraints should be imposed on the choice of these variables, namely, it is necessary to take into account temperature differences at the cold and hot ends of the reactor-heat exchanger $\Delta T_1 = T_e - T_m$ and $\Delta T_2 = T_d - T_k$. Our calculations showed that, over a wide range of conditions, the value of ΔT_1 is about 300 K, so, the difference ΔT_2 is “critical”. Of course, to properly compare different modes, it is necessary to fix ΔT_2 at a certain level, for example, at 20 K, i.e., after determining CP temperature after the high-pres-

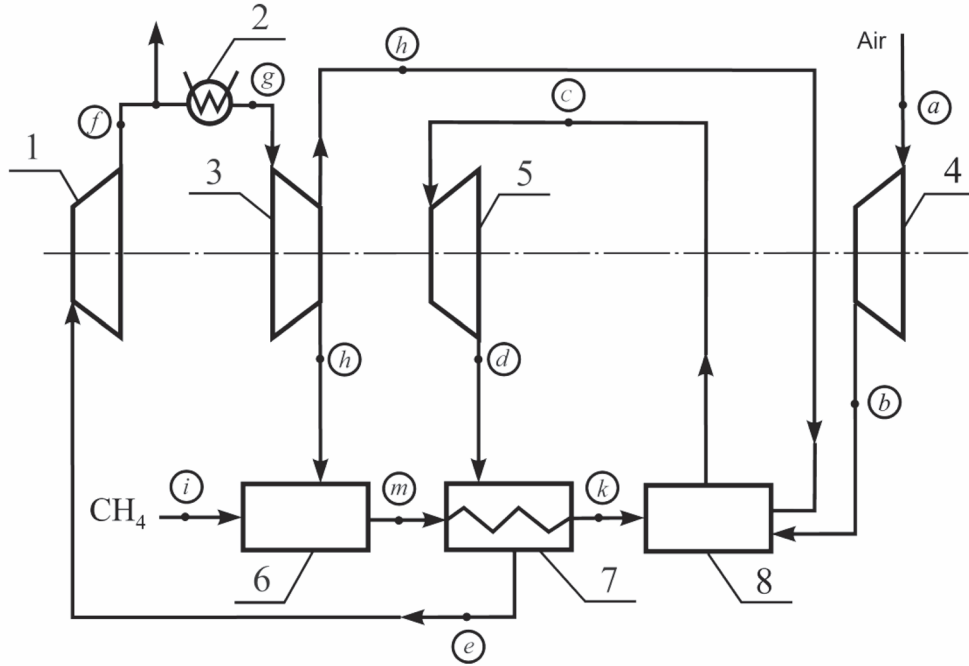


Figure 1. Scheme G1 of gas-turbine plant with TCR: 1 – low-pressure cylinder (LPC); 2 – cooler; 3 – CP compressor; 4 – air compressor; 5 – high-pressure cylinder (HPC); 6 – mixer; 7 – reactor-heat exchanger; 8 – combustion chamber

sure cylinder, it should be taken $T_k = T_f - \Delta T_2$. Thus, two values remain: T_g and p_d .

It is clear that the temperature T_g should be selected as low as possible to reduce the work of compressor 3 (other energy characteristics of the scheme have a weak dependence on T_g). Figure 2

shows the dependence of energy characteristics of the scheme on p_d at $p_c = 1.5$ MPa, $T_c = 1600$ K, $T_g = T_a = T_i = 300$ K (base variant of the mode). In what follows, we denote by A_p the work of elements of the scheme (subscript p corresponds to the number of line in Fig. 2).

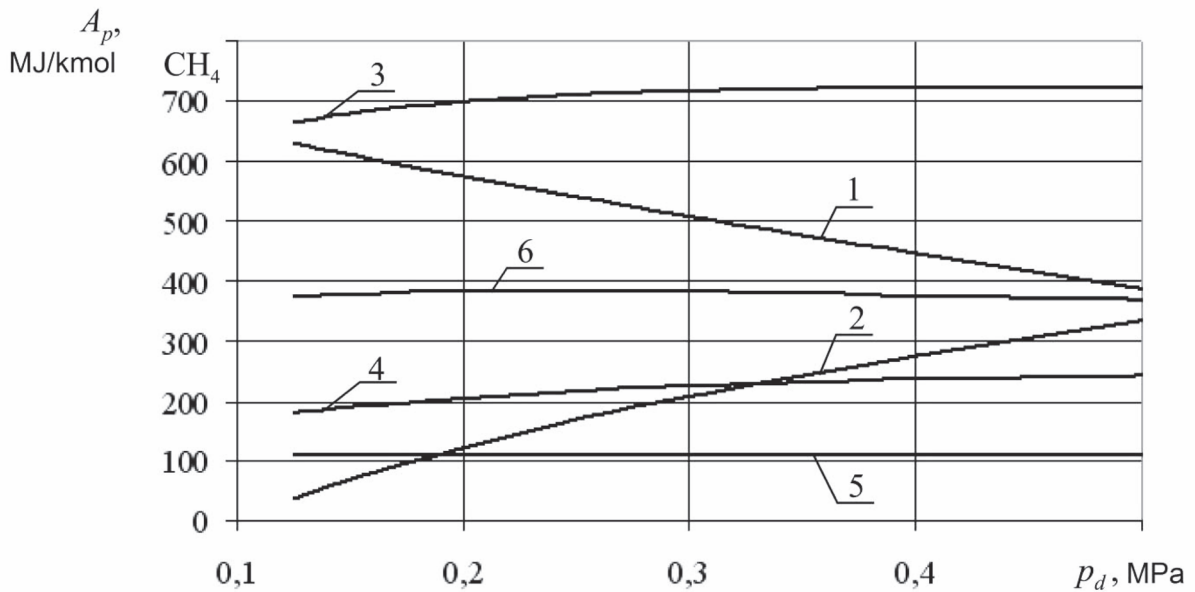


Figure 2. Energy characteristics of scheme G1: 1, 2 – work of high- and low-pressure cylinders; 3 – sum of these works; 4, 5 – work of compressors for CP and air; 6 – useful work of the scheme

As is obvious, the function $A_6(p_d)$ has a gently sloping but pronounced maximum corresponding to the optimal pressure p_d^{op} at given values of p_c, T_c, T_g, T_a and T_i . The nonmonotonic nature of this dependence is explained as follows. With increase in the pressure p_d , the work of HPC decreases, the work of LPC grows, and their sum considerably increases at low pressures but is almost constant if $p_d > 0.3$ MPa. At the same time, the work of CP compression in the right part of p_d range continues to grow that can be explained as follows. The heat balance equation of combustion chamber 8 (Fig. 1) is given by

$$I_b + J_k + \beta^\circ \tilde{I}_h / 3 = (1 + (\beta + \beta^\circ) / 3) \tilde{I}_c, \quad (1)$$

where I is the enthalpy; J is the total enthalpy ($J = I + Q$, Q is the calorific value); quantities with tilde correspond to the specific enthalpy (classified as the "standard set" of the CP of methane $\text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 7.52\text{N}_2$); β and β° are the dimensionless reagent and ballast consumptions, respectively ($\beta = 1$ corresponds to stoichiometric reforming process (combustion hereinafter should be deemed as stoichiometric)). If the pressure p_d grows, then the temperature T_d and also the temperature of reformed fuel and its total enthalpy increase as well. Then, according to Eq. (1), β° and, corresponding-

ly, the work of compressor will increase (curve 4 in Fig. 2). To illustrate it, we provide some values of β° :

p_d , MPa	0.15	0.2	0.3	0.4	0.5
β°	3.84	4.21	4.72	5.03	5.23.

The perfection of a scheme of TCR is determined by its efficiency that can be calculated by the formula

$$\eta = A_6 / J_i \quad (2)$$

As shown in Fig. 2, the maximal efficiency of scheme G1 in this variant can be reached at $p_d^{op} = 0.25$ MPa; here, $\eta^{op} = 48.7\%$. We give also the data for two modes: if $p_c = 1.5$ MPa and $T_c = 1400$ K, then $p_d^{op} = 0.3$ MPa, $\eta^{op} = 44.36\%$; at $p_c = 2.5$ MPa and $T_c = 1600$ K, the parameters of the optimal point are: $p_d^{op} = 0.4$ MPa, $\eta^{op} = 50,9\%$. Interestingly, the scheme efficiency increases with increasing the initial pressure p_c , other conditions being equal.

Thus, scheme G1 is characterized by worse characteristics as compared with the results of calculations in [2]. Therefore, consider another scheme (G2) shown in Fig. 3. It differs from G1 only by the fact that air is heated in reactor 7 along with the reforming reaction. Here, the heat balance

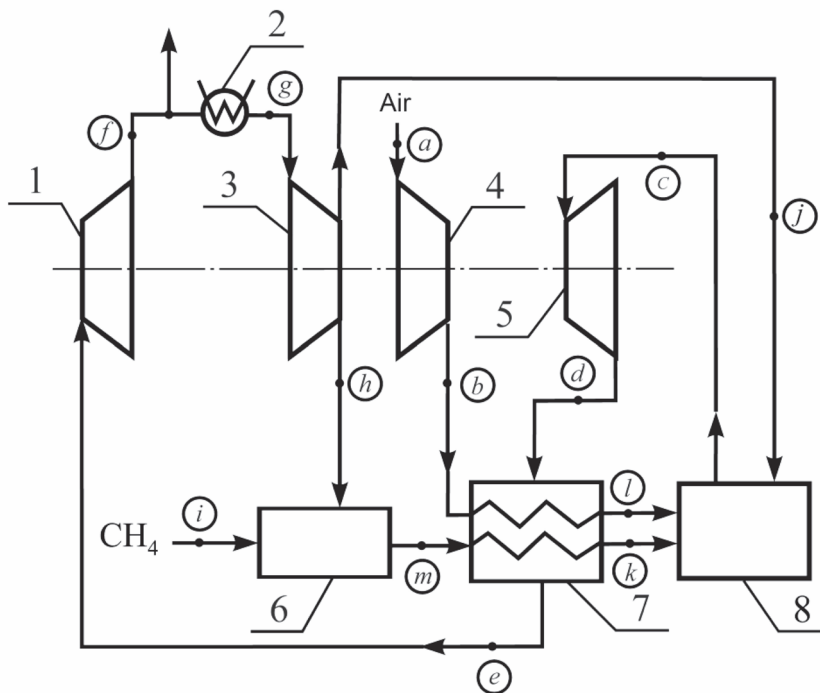


Figure 3. Scheme G2 (designations according to Fig. 1)

This scheme is shown in Fig. 4. Unlike two previous schemes, one can arbitrarily vary here not only p_d , but also the temperature of hot air T_l . Along with ΔT_1 and ΔT_2 , the temperature differences at the cold $\Delta T_3 = T_n - T_b$ and hot $\Delta T_4 = T_e - T_l$ ends of heater 9 belong to the controlled temperature differences. Calculations showed that the differences ΔT_2 and ΔT_4 are critical. As earlier, we take $T_k = T_d - 20$, and, in addition, select T_l so that the difference ΔT_4 be also 20 K (let the temperature of air be denoted by T_l°).

We now give some data of calculation of the difference ΔT_4 for different T_l at $p_c = 2.5$ MPa, $T_c = 1600$ K:

T_l, K	800	850	900	950	1007,6
$\Delta T_4, \text{K}$	214,3	167,6	120,8	74,0	20,0.

With increase in the air temperature, the efficiency of scheme increases from 49.92 to 50.8%. Table 2 shows the dependence of temperature T_l° and efficiency of the scheme on p_d at

Table 2 – Characteristics of scheme G3

P_c , MPa	Quantity	p_d , MPa							
		0.15	0.2	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
1.5	T_l°, K	832.2	860.3	887.5	913.7	946.6	1011.3	1053.3	
	$\eta, \%$	49.1	49.72	49.78	49.52	48.58	47.41	46.23	
2.5	T_l°, K			863.8	885.8	919.1	950.1	979.7	1007.6
	$\eta, \%$			51.2	51.56	51.87	51.72	51.33	50.8

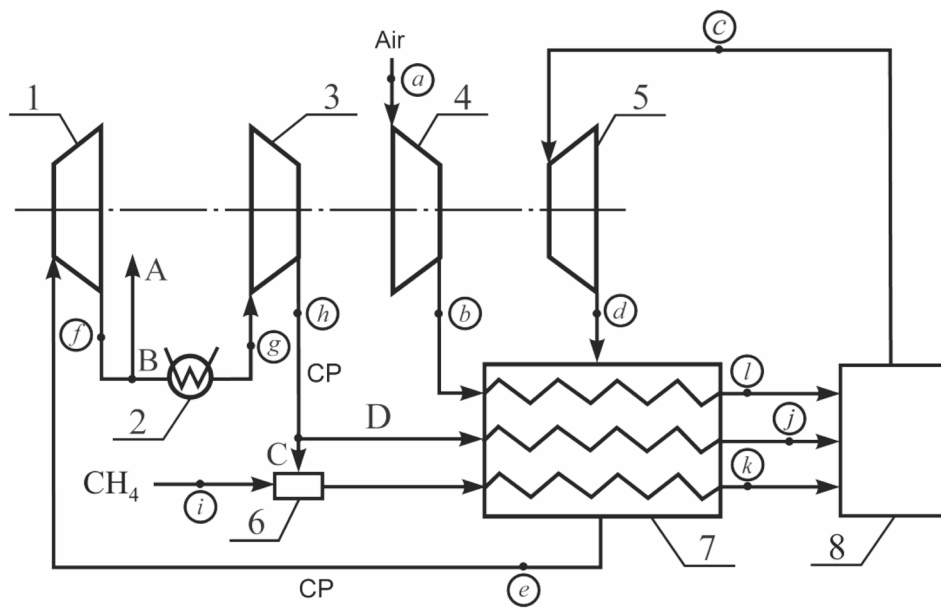


Figure 5. Scheme G4 (designations according to Fig. 1)

$T_c = 1600$ K. The qualitative behavior pattern of characteristics of this scheme does not differ from the previous one, but the efficiency is lower by 1.3 – 2%.

Thus, the analysis of three schemes demonstrates that additional air heating improves the TCR efficiency. It is therefore a good reason to consider one more scheme (G4) that is characterized by the additional heating of ballast fed to the combustion chamber. It follows from the comparison of schemes G2 and G3 that the heat exchange surfaces should be placed in parallel; scheme G4 is given in Fig. 5. Here, only p_d can be varied as in

schemes G1 and G2.

For the base variant of calculations, the optimal pressure p_d^{op} is 0.38 MPa, and efficiency is $\eta^{op} = 58.48$ %; therefore, scheme G4 is much better than the previous ones. Hence, a more detailed numerical study of the characteristics of this scheme was carried out. It was found that, under all conditions, the dependence $\eta(p_d)$ has a maximum. Table 3 shows the dependence $\eta(p_d)$ for a wide range of initial pressures at $T_c = 1600$ K.

With increase in the initial pressure, the value of p_d^{op} grows, and the efficiency of this scheme, on the contrary, decreases unlike schemes G1–G3. This

Table 3 – Characteristics of scheme G4

P_c , MPa	Quantity								
1	p_d , MPa	0.15	0.2	0.25	0.26	0.27	0.3	0.35	0.4
	β°	7.03	8.48	10.01	10.32	10.64	11.63	13.41	15.38
	η , %	58.43	59.50	59.94	59.95	59.96	59.88	59.48	58.76
1.5	p_d , MPa	0.2	0.25	0.3	0.35	0.38	0.4	0.45	0.5
	β°	6.39	7.32	8.27	9.24	9.84	10.25	11.31	12.42
	η , %	56.69	57.63	58.18	58.43	58.48	58.46	58.30	57.98
2	p_d , MPa	0.3	0.4	0.45	0.48	0.5	0.55	0.6	0.7
	β°	6.72	8.09	8.79	9.22	9.51	10.26	11.03	12.67
	η , %	56.36	57.24	57.41	57.45	57.45	57.36	57.18	56.57
2.5	p_d , MPa	0.3	0.4	0.5	0.55	0.6	0.7	0.8	0.9
	β°	5.80	6.87	7.95	8.50	9.05	10.22	11.43	12.74
	η , %	54.76	55.99	56.56	56.69	56.72	56.59	56.16	55.54
3	p_d , MPa	0.4	0.5	0.6	0.7	0.72	0.8	0.9	1
	β°	6.06	6.94	7.82	8.72	8.90	9.65	10.62	11.63
	η , %	54.80	55.60	56.02	56.15	56.15	56.05	55.76	55.30

feature can be explained as follows. In general, the dependence efficiency vs. p_c is determined by three factors:

1) as follows from thermodynamic considerations, the efficiency of any GTU increases when the initial pressures grows;

2) the degree of reforming is considerably reduced at high pressures;

3) in schemes G1–G4, different modes correspond to different consumptions of the working medium, which are directly dependent on the parameter β° that is determined by the heat balance of the reactor-heat exchanger (the corresponding equation can be easily obtained from (1)). At $T_c = 1600$ K, the optimal mode for scheme G1 corresponds to $\beta^\circ = 4.50$ and 4.95 at $p_c = 1.5$ and 2.5 MPa, respectively, whereas we have $\beta^\circ = 9.84$ and 9.05 for scheme G4. Thus, in going from pressure $p_c = 1.5$ to 2.5 MPa, factors 1 and 3 enhance the perfection of scheme G1 and prevail over the influence of factor 2, whereas, for scheme G4, already factors 2 and 3 lead to a decrease in the efficiency.

The influence of initial temperature T_c and "standard" temperature difference ΔT_2 on the characteristics of scheme was also studied. It was found that an increase in T_c and a decrease in ΔT_2 improve the characteristics of scheme. The developed software enables one to determine the optimal point for any mode of the work of scheme.

CONCLUSIONS

We have considered four schemes of thermochemical recuperation for the use of heat of the exhaust gases of GTP, developed the methods of their thermodynamic calculation, and carried out numerical studies of their efficiency over a wide range of pressures and temperatures. It has been found that the best results are provided by scheme G4, where, in the reactor-heat exchanger, the fuel reforming is realized, and heating of the air intended for combustion and ballast (CP) that provides cooling of the working medium after combustion chamber to the acceptable temperature is carried out. It has been established that the dependence of

scheme efficiency on the pressure p_d between HPC and LPC always has a pronounced maximum. This is explained by the fact that the total work of both cylinders considerably increases at low p_d and is almost stable at its high values, whereas the work of ballast compression increases over the entire range of values of p_d . It was found a paradoxical, at first glance, dependence of the efficiency of different schemes on the initial pressure p_c : if the efficiency of scheme G4 decreases with increasing p_c , then, for the other schemes, it increases due to the complex nature of dependence of the specific consumption of the ballast on p_c . The optimal conditions of the work of scheme G4 ($p_c = 1$ MPa; $p_d = 0.27$ MPa; $T_c = 1600$ K), where its efficiency reaches 60 %, have been determined. In addition to significant fuel saving, this scheme enables one to reduce the emissions of harmful substances to the atmosphere.

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. (Shaiber O.A. Use of thermal secondary energy resources by the method of thermochemical recuperation. Computation of fuel conversion / O.A. Shraiber // The Problems of General Energy. – 2013. – No 2(33). – Pages 39–42).
2. Шрайбер О. А. Використання теплових вторинних енергоресурсів методом термохімічної регенерації. Метод розрахунку газотурбінної установки / О.А. Шрайбер // Проблеми загальної енергетики. – 2013. – № 3(34). – С. 47 – 51. (Shaiber O.A. Use of thermal secondary energy resources by the method of thermochemical recuperation. A method for the calculation of a gas-turbine plant / O.A. Shraiber // The Problems of General Energy. – 2013. – No. 3(34). – Pages 47 – 51).

Submitted to editorial board 22.09.2015