

УДК 536.24

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕЛЕКТРОГЕНЕРУЮЧОЇ УСТАНОВКИ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ОСНОВІ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ БРАЙТОНА ТА РЕКУПЕРАЦІЇ ЕНЕРГІЇ

¹ **А. В. Русанов**, академік НАН України
rusanov@ipmach.kharkov.ua, ORCID: 0000-0002-9957-8974

² **В. С. Федорейко**, д-р техн. наук
kaf_mki@tntpu.edu.ua, ORCID: 0000-0001-5822-3002

³ **D. Kardaś**, д-р техн. наук
dariusz.kardas@imp.gda.pl, ORCID: 0000-0001-6995-1857

¹ **А. О. Костіков**, член-кор. НАН України
kostikov@ipmach.kharkov.ua, ORCID: 0000-0001-6076-1942

¹ **В. О. Тарасова**, д-р техн. наук
[vat523710@gmail.com](mailto:vaf523710@gmail.com), ORCID: 0000-0003-3252-7619

¹ **Р. А. Русанов**, д-р філос.
roman_rusanov@ipmach.kharkov.ua, ORCID: 0000-0003-2930-2574

¹ **М. О. Чугай**, канд. техн. наук
mchugay@ipmach.kharkov.ua, ORCID: 0000-0002-0696-4527

¹ **М. І. Суханов**, канд. техн. наук
ORCID: 0000-0002-3029-7111

¹ **С. П. Третяк**
s.tretyak@ipmach.kharkov.ua, ORCID: 0009-0008-1265-4227

¹ Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного
НАН України, 61046, Україна, м. Харків, вул. Пожарського, 2/10

² Тернопільський національний педагогічний університет
ім. В. Гнатюка, 46027, Україна, м. Тернопіль, вул. М. Кривоноса, 2

³ Інститут проточних машин ім. Р. Шевальського Польскої
академії наук, 80-231, Польща, м. Гданськ, вул. Фішера, 14

Вступ

На сьогодні світовий тренд так званого «зеленого» переходу й декарбонізації енергетики є надзвичайно актуальним [1–3]. Під зеленою енергетикою перш за все маються на увазі вітрова й сонячна генерації, потенціал яких, зокрема для України, є значним [3, 4]. Основним недоліком вітрової та сонячної енергетик вважається їх нестабільність, пов'язана зі змінами погоди, пори року і навіть добовими змінами. Для забезпечення їх функціонування зокрема й об'єднаної енергетичної системи в цілому необхідно мати додаткові маневрові й резервні потужності або високоефективні системи акумулювання енергії [5, 6]. Гідроенергетика, безумовно, також є «зеленою», але при всьому тому вона є більш тради-

Розглянуто теплову схему електрогенеруючої установки з виносним теплообмінником, що працює за циклом Брайтона з рекуперацією енергії. Передбачається, що установка працюватиме на несертифікованому (дешевому) біопаливі. Показано, що на відміну від звичайного циклу Брайтона у циклі з рекуперацією енергії найбільший вплив на термічний ККД має температура нагріву робочого тіла і внутрішній ККД основних складових установки, таких, як компресор і турбіна. Також на відміну від звичайного циклу Брайтона більш висока ефективність установки досягається при менших ступенях зниження (підвищення) тиску в турбіні (компресорі). Встановлено, що навіть при відносно низькій температурі нагріву робочого тіла (500 °C), за умови високої ефективності компресора і турбіни, можна досягти гарних характеристик енергетичної установки в цілому. При температурі до 850 °C досягається термічний ККД на рівні 40%, але у цьому випадку збільшується вартість матеріалів і виробництва. Для остаточно висновку про можливість застосування запропонованої установки й її ефективність необхідно провести додаткові дослідження, зокрема, таких її основних елементів, як компресор, турбіна, теплообмінник та інші.

Ключові слова: *теплова схема, електрогенеруюча установка, цикл Брайтона, рекуперація енергії, термічний ККД, турбіна, компресор, ефективність.*

Статтю ліцензовано на умовах Ліцензії Creative Commons «Attribution» («Атрибуція») 4.0 Міжнародна.

© А. В. Русанов, В. С. Федорейко, D. Kardaś, А. О. Костіков, В. О. Тарасова, Р. А. Русанов, М. О. Чугай, М. І. Суханов, С. П. Третяк, 2023

ційною й значною мірою освоєною, тому потенціал її нарощування, у тому числі за рахунок малих річок, суттєво обмежений [6, 7]. За сучасними класифікаціями до «зеленої» відносять також і ядерну енергетику, яка, враховуючи розвиток технологій малих модульних реакторів й орієнтацію на перехід в майбутньому до термоядерного синтезу, є найбільш ефективною й перспективною [8, 9].

Ще одним джерелом «зеленої» енергії є біопалива [10, 11]. Зазвичай вони являють собою відносно низькоякісні й низькокалорійні (несертифіковані) палива. Застосування їх для виробництва електричної енергії за допомогою поршневих двигунів або газових турбін потребує впровадження дорогих технологій переробки на більш якісні (сертифіковані) палива (біометан, рідкі палива, газифікація піролізом та інші) [12, 13]. Для здешевлення використання несертифікованих біопалив інтенсивного розвитку набуло створення високоефективних теплових генераторів [14, 15]. Більшість із них призначена для вироблення тепла для опалення або інших технологічних процесів, наприклад, сушіння зернових культур на елеваторах [14]. Також ведуться дослідження з розробки технологій для перетворення цієї теплової енергії на електричну [16]. Найбільш придатними для цих цілей є паротурбінні установки, що працюють по термодинамічному циклу Ренкіна [16, 17]. До їх недоліків можливо віднести високу вартість теплофікаційного обладнання й експлуатаційних затрат, а також відносно велику одиничну електричну потужність. Економічно доцільні паротурбінні установки повинні мати електричну потужністю починаючи з 1 МВт, а краще 5–6 МВт та вище. Установки на низькокиплячих робочих тілах (ORC турбіни) можна проектувати на нижчу потужність, але при цьому вони менш ефективні у порівнянні зі звичайними паровими турбінами і мають більшу ціну одиницю встановленої потужності [18, 19]. Як вже відзначалося раніше, для поршневих двигунів і газових турбін необхідні сертифіковані палива.

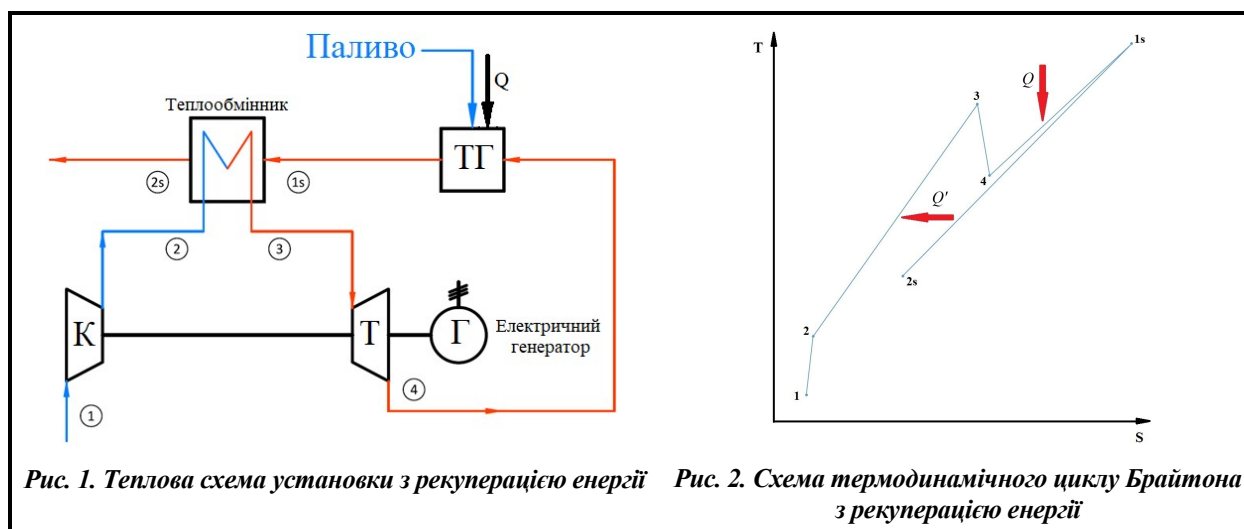
У роботі [20] запропоновано високоефективну енергетичну установку, що працює за термодинамічним циклом Брайтона та рекуперацією енергії. У статті розглянуто можливість її застосування і підлаштування до умов, які забезпечує тепловий генератор, паливом для якого слугує несертифіковане біопаливо. Ця установка має відносно просту конструкцію, що дає підстави сподіватися на невисоку вартість одиниці встановленої потужності.

У подальшому планується розробити високоефективні турбіну, компресор і теплообмінне обладнання для цієї установки за допомогою сучасних методологій проектування й досвіду авторів публікації [21, 22, 23].

Теплова схема, термодинамічний цикл, аналіз

На рис. 1 наведено теплову схему, а на рис. 2 термодинамічний цикл Брайтона енергетичної установки з рекуперацією енергії. Установка складається з наступних основних елементів: компресор (К), турбіна (Т), теплообмінник, тепловий генератор (ТГ) та електричний генератор (Г). Компресор і турбіна зазвичай знаходяться на одному валу (турбокомпресор), а електричний генератор може з'єднуватися з валом турбокомпресора або напряму, або через редуктор.

Відповідно до теплової схеми й термодинамічного циклу, зображених на рис. 1 і 2, принцип роботи установки є наступним.



Повітря засмоктується компресором з оточуючого середовища (точка 1), стискається в ньому і далі подається до внутрішньої частини теплообмінника (точка 2). На цьому етапі механічна енергія, підведена до компресора, передається повітрю. Реальний процес стискання відбувається з підвищенням ентропії (точки 1–2), при цьому газодинамічна ефективність компресора оцінюється відносно «ідеального» (ізоентропійного) процесу. Тоді ізоентропійний ККД компресора може розраховуватись згідно з формулою

$$\eta_k = \frac{h_{2iz} - h_1}{h_2 - h_1} \cdot 100\%, \quad (1)$$

де h – повна (загальмована) ентальпія; iz – ізоентропійний процес, інші індекси відповідають точкам на рис. 1 і 2.

У внутрішній частині теплообмінника за рахунок підведення теплоти Q' повітря нагрівається й подається на вхід турбіни (точка 3). У теплообміннику повітря через аеродинамічний опір втрачає повний тиск. Втрати повного тиску обчислюються за формулою

$$\bar{P}_{in}^{total} = \frac{P_2 - P_3}{P_2} \cdot 100\%, \quad (2)$$

де P – повний тиск, індекси відповідають точкам на рис. 1 і 2.

У процесі проходження турбіни (точки 3–4) повітря розширюється, а його енергія перетворюється на механічну на валу турбіни. Механічна енергія з турбіни використовується для обертання роторів компресора й електричного генератора. Так само як і в компресорі, реальний процес у турбіні є не ізоентропійним, його ККД визначається

$$\eta_r = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4iz}} \cdot 100\%, \quad (3)$$

де h – повна (загальмована) ентальпія; iz – ізоентропійний процес, інші індекси відповідають точкам на рис. 1 і 2.

Якщо після турбіни (точка 4) повітря буде викидатися у атмосферу, це буде установка, яка працює за класичним циклом Брайтона. Проте на відміну від інших енергоустановок (газові турбіни, авіаційні ГТД та інші) у ній енергія до робочого тіла після компресора підводиться не у внутрішню камеру згоряння, коли повітря з компресора безпосередньо використовується як окислювач при спалюванні палива, а у зовнішній теплообмінник. Така схема підводу енергії має як недоліки, так і переваги. Основним недоліком використання зовнішнього теплообмінника є необхідність додаткового теплофікаційного устаткування (теплообмінника й зовнішнього теплогенератора) та збільшення габаритів установки. Серед переваг найбільш вагомими є: можливість використання несертифікованих, у тому числі твердих та біопалив, а також організації ефективної рекуперації енергії. На рис. 1 і 2 наведено один зі способів організації ефективної рекуперації енергії.

Якщо після турбіни повітря (повністю або частково) спрямовується у тепловий генератор, де використовується як окислювач в процесі згоряння палива, тоді за рахунок того, що повітря за турбіною завжди має більшу внутрішню енергію у порівнянні з повітрям навколишнього середовища (виходячи з різниці температур між точками 4 та 1), ця енергія повертається в цикл, тобто для нагріву робочого тіла у тепловому генераторі потрібно використовувати менше палива (точки 4–1s). У тепловому генераторі до робочого тіла підводиться теплота Q . Втрати повного тиску у тепловому генераторі визначаються за формулою

$$\bar{P}_{tr}^{total} = \frac{P_4 - P_{1s}}{P_4} \cdot 100\%, \quad (4)$$

де P – повний тиск, індекси відповідають точкам на рис. 1 і 2.

Після теплового генератора робоче тіло спрямовується у зовнішню частину теплообмінника (точка 1s), де віддає теплоту Q' до повітря з компресора, а далі виходить назовні (точка 2s). За рахунок рекуперації енергії теплота Q' більша у порівнянні з теплотою Q (рис. 2). Втрати повного тиску у зовнішній частині теплообмінника визначаються за формулою

$$\bar{P}_{out}^{total} = \frac{P_{1s} - P_{2s}}{P_{1s}} \cdot 100\%, \quad (5)$$

де P – повний тиск, індекси відповідають точкам на рис. 1 і 2.

ККД енергетичної установки без врахування механічних втрат і ККД електричного генератора можна виразити

$$\eta = \frac{N_y}{Q} \cdot 100\%, \quad (6)$$

де Q – теплота, підведена до теплового генератора унаслідок згоряння палива; $N_y = N_T - N_K$ – корисна потужність турбокомпресора; N_T – потужність турбіни; N_K – потужність компресора.

Енергетичну установку можна вважати адіабатною, тобто такою, у якій відсутній теплообмін з оточуючим середовищем, тоді

$$N_K = (h_2 - h_1) \cdot G_K; \quad N_T = (h_3 - h_4) \cdot G_T; \quad Q = (h_4 - h_{1s}) \cdot G_{TT}; \quad Q' = (h_{1s} - h_{2s}) \cdot G_{TT} = (h_3 - h_2) \cdot G_K, \quad (7)$$

де G_K – масова витрата повітря у компресорі; G_T – масова витрата повітря у турбіні; G_{TT} – масова витрата робочого тіла на виході з теплового генератора.

Оскільки метою роботи є якісна оцінка ефективності енергетичної установки, для спрощення аналізу можна зробити деякі припущення, які суттєво не впливають на точність розрахунків:

1. Масові витрати повітря у компресорі, внутрішній частині теплообмінника й турбіні однакові.
2. Все повітря після турбіни спрямовується у теплогенератор. У разі, якщо $T_4 > T_2$, ця умова з теоретичної точки зору забезпечує найбільшу ефективність рекуперації. Якщо $T_4 < T_2$, тоді раціональніше у тепловий генератор направляти тільки частину повітря після турбіни.
3. Кількість палива, яке додається у тепловий генератор, вважається малою й не враховується, тому масові витрати робочого тіла у тепловому генераторі й зовнішній частині теплообмінника однакові.
4. Властивості робочого тіла у всьому тракці енергетичної установки відповідають рівнянню стану досконалого газу для повітря ($\gamma=1,4$; $R=287,3$ Дж/(кг·К)).

З урахуванням припущень маємо

$$G = G_K = G_T = G_{TT}; \quad Q = Q' - G(h_4 - h_{2s}); \quad h = c_p T, \quad (8)$$

де c_p – коефіцієнт питомої ізобарної теплоємності; T – температура.

Тоді рівняння (6) з урахуванням (7–8) можна записати у вигляді

$$\eta = \left(1 - \frac{T_{2s} - T_1}{T_{1s} - T_4} \right) \cdot 100\%. \quad (9)$$

При цьому виконання другого початку термодинаміки забезпечується за умов $T_{2s} \geq T_2$, $T_{1s} \leq T_3$. Цікаво розглянути ККД «ідеального» циклу Брайтона з рекуперацією. Для цього приймемо, що $T_{2s} = T_2$, $T_{1s} = T_3$, ККД компресора і турбіни рівні 100% (рівняння (1) і (3)), а втрати тиску дорівнюють 0 (рівняння (2), (4), (5)). Тоді (9) прийме вигляд [21]

$$\eta = \left(1 - \frac{T_1}{T_3} \pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \cdot 100\%. \quad (10)$$

де $\pi = \pi_K = \pi_T = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4}$ – ступень підвищення / зниження тиску у компресорі / турбіні. У разі, якщо

встановити граничний варіант $\pi=1$, який в реальності неможливий, то термічний ККД цього циклу (10) буде дорівнювати ККД ідеального циклу Карно [24].

ККД ідеального циклу Брайтона без рекуперації [25] має вигляд

$$\eta = \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \cdot 100\%. \quad (11)$$

З аналізу рівнянь (10) і (11) видно, що у циклі без рекуперації ККД не залежить від температур, а зростає тільки зі збільшенням π . Цикл із рекуперацією, навпаки, залежить від температур циклу й зменшується при збільшенні π .

У цілому можна зробити висновок, що в ідеальному циклі Брайтона з рекуперацією при відносно невеликих значеннях π і температури нагріву (T_3) термодинамічний ККД буде значно вищий у

порівнянні з ідеальним класичним циклом Брайтона. Для порівняння, при $\pi=2$, $T_3=500$ °C та $T_3=15$ °C, термічний ККД ідеальних циклів Брайтона без і з рекуперацією дорівнюватиме 18% та 54% відповідно. Для досягнення подібного значення ККД у звичайному ідеальному циклі Брайтона потрібно забезпечити $\pi \approx 15$, що є складною технічною задачею. Звичайно, для реальних енергетичних установок їх характеристики суттєво відрізнятимуться від ідеальних.

Результати та обговорення

Для оцінки ефективності реальної енергетичної установки, що працює за термодинамічним циклом Брайтона з рекуперацією енергії, було виконано декілька варіантів із різними технічними характеристиками складових обладнання. Розрахунки виконувалися за наближеними формулами (1)–(5), (9). Як вихідні дані розглядалися ККД компресора і турбіни, втрати тиску, а також температура нагріву повітря у внутрішній частині теплообмінника (T_3) й температура зовнішнього середовища (T_1). Для припущень, зроблених раніше, виконується умова

$$\Delta T = T_{1s} - T_3 = T_{2s} - T_2.$$

Величина ΔT задається для проведення розрахунків, вона показує різницю температур між робочим тілом у внутрішній та зовнішній частинах теплообмінника.

Розрахунки виконано за наступних умов:

1. $\Delta T=50$ °C. Така умова є досить важкою для технічної реалізації, перш за все теплообмінника, але при цьому цілком досяжною.

2. Втрати тиску у внутрішній частині теплообмінника, сумарні втрати тиску у тепловому генераторі (\bar{P}_{in}^{total}) та зовнішній частині теплообмінника (\bar{P}_{out}^{total}) 7%.

3. Два варіанти ККД компресора й турбіни $\eta_k=80\%$, $\eta_t=85\%$ та $\eta_k=85\%$, $\eta_t=90\%$.

4. Температура зовнішнього середовища $T_1=20$ °C, а температура нагріву T_3 робочого тіла у внутрішній частині теплообмінника розглядалася у діапазоні від 500 до 850 °C. Мінімальне значення діапазону температур обмежується прийнятним значенням мінімальної ефективності установки, а максимальне – вартістю матеріалу й виготовлення теплообмінника.

5. Ступінь зниження тиску у турбіні π_t розглянуто в діапазоні від 2 до 4, при цьому ступінь підвищення тиску у компресорі π_k розраховувався, виходячи з втрат тиску згідно з п. 2. Відносно невелике максимальне значення π_t бралось з урахуванням висновку про негативний вплив його зростання на термічний ККД відповідно до рівняння (10).

У таблиці і на рис. 3 наведено результати розрахунків енергетичної установки, що працює за термодинамічним циклом Брайтона з рекуперацією енергії, залежно від умов, описаних вище.

Таблиця. Енергетичні характеристики установки

$T, \text{ }^\circ\text{C}$	Параметр	$\eta_k=80\%, \eta_t=85\%$			$\eta_k=85\%, \eta_t=90\%$		
		2	3	4	2	3	4
500	$\eta, \%$	12,9	10,5	6,5	19,6	18,2	15,0
	$G, \text{ кг/с}$	4,58	4,17	5,77	2,90	2,30	2,40
600	$\eta, \%$	20,2	18,7	15,4	26,4	25,8	23,1
	$G, \text{ кг/с}$	2,69	2,13	2,21	1,97	1,47	1,40
700	$\eta, \%$	26,3	25,5	22,7	32,2	32,1	29,8
	$G, \text{ кг/с}$	1,90	1,43	1,37	1,49	1,08	0,99
800	$\eta, \%$	31,6	31,3	28,9	37,1	37,4	35,5
	$G, \text{ кг/с}$	1,47	1,07	0,99	1,20	0,86	0,77
850	$\eta, \%$	33,9	33,9	31,6	39,3	39,8	38,0
	$G, \text{ кг/с}$	1,32	0,96	0,87	1,09	0,78	0,69

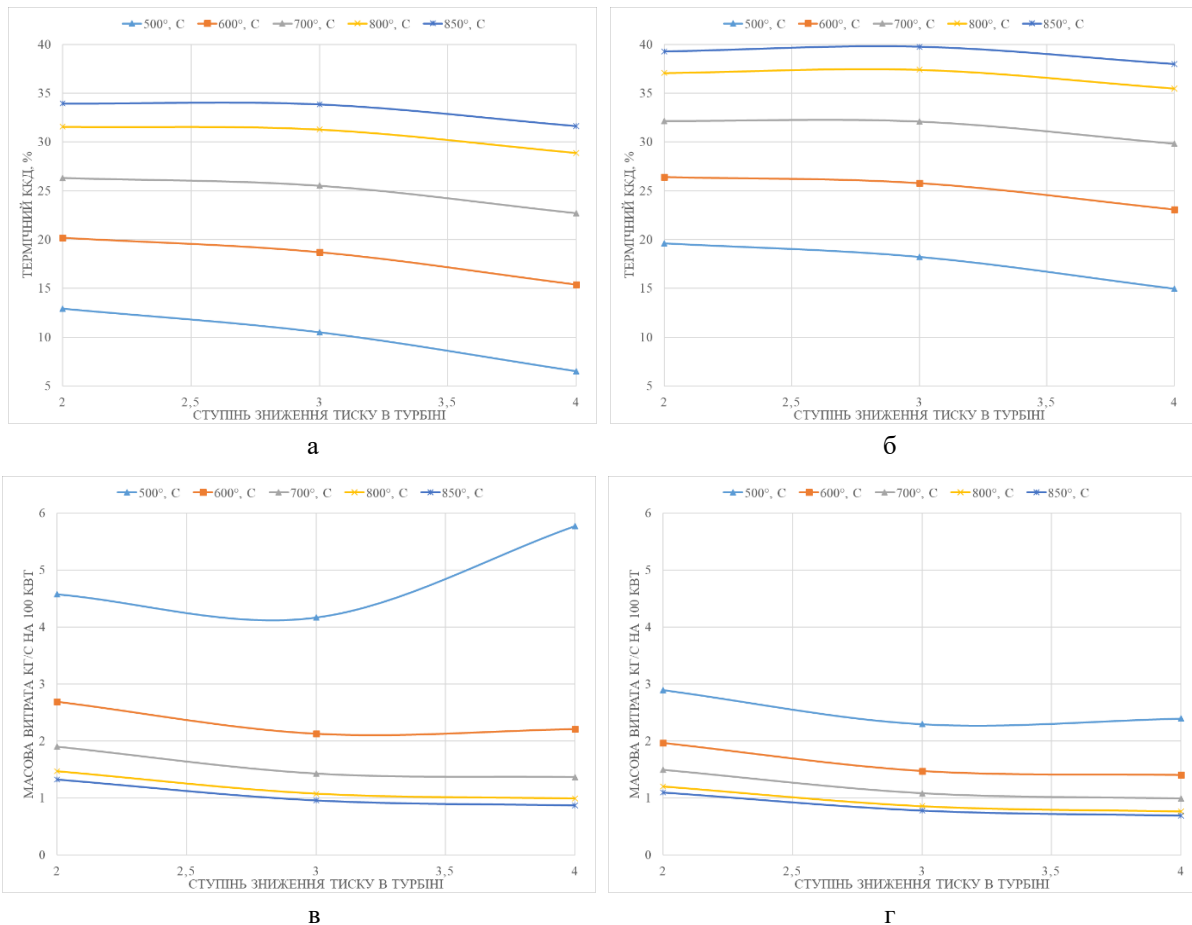


Рис. 3. Характеристики установки з рекуперацією енергії:

а, б – термодинамічний ККД; в, г – масова витрата робочого тіла на 100 кВт потужності;
а, в – $\eta_k=80\%$, $\eta_r=85\%$; б, г – $\eta_k=85\%$, $\eta_r=90\%$

Із наведених результатів видно, що найбільш суттєво на термічний ККД впливає максимальна температура робочого тіла T_3 . Внутрішні ККД компресора й турбіни також суттєво впливають на термічний ККД установки. Для збільшення термічного ККД необхідно прагнути підвищувати температуру T_3 і внутрішні ККД компресора й турбіни. Ступінь зниження/підвищення тиску в турбіні/компресорі менш суттєво впливає на термічний ККД, причому наведені залежності так само, як і для ідеального термічного ККД (10), показують, що ККД переважно збільшується при зменшенні ступенів зниження / підвищення тиску в турбіні / компресорі.

Питома масова витрата робочого тіла (відносно виробляємої потужності) впливає на масогабаритні характеристики енергетичної установки і, відповідно, на її вартість. На значення питомої масової витрати також найбільше впливає температура T_3 і внутрішні ККД турбіни й компресора. Причому цей вплив більше при нижчих температурах T_3 , що свідчить про неможливість її зменшення нижче 500 °С. Ступінь зниження (підвищення) тиску в турбіні (компресорі) менш суттєво впливає на питому витрату робочого тіла.

Таким чином, можна зробити висновок, що навіть при відносно низькій температурі T_3 (500 °С), за умов високої ефективності компресора і турбіни ($\eta_k=85\%$, $\eta_r=90\%$), можна досягти непоганих характеристик енергетичної установки в цілому (термічний ККД майже 20%). З урахуванням того, що ця установка призначається для роботи на некондиційному (дешевому) паливі, такий рівень її ефективності цілком прийнятний. При збільшенні температури T_3 до 850 °С, що не є надто високим значенням, досягається термічний ККД на рівні 40%, але у цьому випадку збільшується вартість матеріалів і виробництва.

Висновки

Розглянуто теплову схему електрогенеруючої установки з виносним теплообмінником, що працює за циклом Брайтона з рекуперацією енергії. Передбачається, що установка працюватиме на некондиційному (дешевому) біопаливі.

Показано, що на відміну від звичайного циклу Брайтона у циклі з рекуперацією енергії найбільший вплив на термічний ККД мають температура нагріву робочого тіла і внутрішній ККД таких основних складових установки, як компресор і турбіна. Також на відміну від звичайного циклу Брайтона більш висока ефективність установи досягається при менших ступенях зниження (підвищення) тиску в турбіні (компресорі).

Встановлено, що навіть при відносно низькій температурі нагріву робочого тіла (500 °С), за умови високої ефективності компресора і турбіни ($\eta_k=85\%$, $\eta_T=90\%$), можна досягти гарних характеристик енергетичної установки в цілому (термічний ККД майже 20%). При збільшенні температури нагріву робочого тіла до 850 °С, що не є надто високим значенням, досягається термічний ККД на рівні 40%, але у цьому випадку збільшується вартість матеріалів і виробництва.

Для остаточного висновку про можливість застосування запропонованої установки та її ефективність необхідно провести додаткові дослідження, зокрема, таких її основних елементів, як компресор, турбіна, теплообмінних та інші.

Література

1. Європейський зелений курс: можливості та загрози для України. Аналітичний документ. 2020. Ресурсно-аналітичний центр «Суспільство і довкілля», 74 с. <https://dixigroup.org/storage/files/2020-05-26/european-green-dealwebfinal.pdf>
2. Tian X., An C., Chen Z. The role of clean energy in achieving decarbonization of electricity generation, transportation, and heating sectors by 2050: A meta-analysis review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2023. Vol. 182. Article no. 113404. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2023.113404>.
3. Відновлювані джерела енергії / за заг. ред. С. О. Кудрі. Київ: Ін-т відновлюваної енергетики НАНУ, 2020 392 с.
4. Jones D. European Electricity Review 2023: Report. EMBER-climate: official site. 2023. <https://ember-climate.org/insights/research/european-electricity-review-2023/#supporting-material-downloads>.
5. Нараєвський С. В. Порівняльний аналіз ефективності роботи сонячної та вітрової енергетики на світовому ринку. *Економіка та держава*. 2019. № 5. С. 33–38. <https://doi.org/10.32702/2306-6806.2019.5.33>.
6. Renewable capacity statistics 2023: Report. International Renewable Energy Agency (IRENA): official site. 2023. 69 p. <https://www.irena.org/Publications/2023/Mar/Renewable-capacity-statistics-2023>.
7. Rahman F. Hydropower capacity should more than double by 2050 to meet climate goals, Irena says. *The National News*: E-paper. 2023. <https://www.thenationalnews.com/business/energy/2023/02/14/hydropower-capacity-should-more-than-double-by-2050-to-meet-climate-goals-irena-says/>.
8. Суходоля О. М., Харазішвілі Ю. М., Бобро Д. Г., Сменковський А. Ю., Рябцев Г. Л., Завгородня С. П. Енергетична безпека України: методологія системного аналізу та стратегічного планування: аналіт. доповідь / за заг. ред. О. М. Суходолі. Київ: НІСД, 2020. 178 с.
9. Fernández-Arias P., Vergara D., Antón-Sancho Á. Bibliometric review and technical summary of PWR small modular reactors. *Energies*. 2023. Vol. 16. Iss. 13. Paper 5168. <https://doi.org/10.3390/en16135168>.
10. Кудря С. О. Стан та перспективи розвитку відновлюваної енергетики в Україні. *Вісник Національної академії наук України*. 2015. № 12. Р. 19–26. <https://doi.org/10.15407/vism2015.12.100>.
11. Jayakumar M., Gebeyehu K. B., Deso Abo L., Wondimu Tadesse A., Vivekanandan B., Sundramurthy V. P., Bacha W., Ashokkumar V., Baskar G. A comprehensive outlook on topical processing methods for biofuel production and its thermal applications: Current advances, sustainability and challenges. *Fuel*. 2023. Vol. 349. Article no. 128690. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2023.128690>.
12. Гелетуха Г. Г., Кучерук П. П., Матвеев Ю. Б. Перспективи виробництва біометану в Україні. *Аналітична записка UABIO*. 2022. № 29. <https://uabio.org/wp-content/uploads/2022/09/UA-Position-paper-UABIO-29.pdf>.
13. Калетнік Г. М., Пришляк Н. В. Розвиток галузі біопалива як детермінанта сталого розвитку України. *Економіка АПК*. 2021. № 2. С. 71–81. <https://doi.org/10.32317/2221-1055.202102071>.
14. Федорейко В., Горбатюк Р., Іскерський І., Рутило М., Бурега Н., Загородній Р. Технології біоресурсної диверсифікації джерел енергії на базі генераторівутилізаторів: монографія; за заг. ред. В. Федорейка. Тернопіль: Підручники і посібники, 2022. 300 с.
15. Singh A. K., Pal P., Rathore S. S., Sahoo U. K., Sarangi P. K., Prus P., Dziekański P. Sustainable utilization of biowaste resources for biogas production to meet rural bioenergy requirements. *Energies*. 2023. Vol. 16. Iss. 14. Article no. 5409. <https://doi.org/10.3390/en16145409>.

16. Маляренко В. А., Шубенко О. Л., Андреев С. Ю., Бабак М. Ю., Сенецький О. В. Когенераційні технології в малій енергетиці. Харків: ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2018. 454 с.
17. Rusanov A., Shubenko A., Senetskyi O., Babenko O., Rusanov R. Heating modes and design optimization of cogeneration steam turbines of powerful units of combined heat and power plant. *Energetika*. 2019. Vol. 65. No. 1. P. 39–50. <https://doi.org/10.6001/energetika.v65i1.3974>.
18. Rusanov A., Rusanov R., Klonowicz P., Lampart P., Żywica G., Borsukiewicz A. Development and experimental validation of real fluid models for CFD calculation of ORC and steam turbine flow. *Materials*. 2021. Vol. 14. Iss. 22. Paper 6879. <https://doi.org/10.3390/ma14226879>.
19. Rusanov R., Szymaniak M., Rusanov A., Lampart P. Development of the 500 kW and 1 MW ORC turbine flow parts. *Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia*. 2017. Vol. 20. No. 3. P. 12–19. <https://doi.org/10.15407/pmach2017.03.012>.
20. Rusanov A. V., Kostikov A. O., Shubenko O. L., Kharlampidi D. Kh., Tarasova V. O., Senetskyi O. V. Highly efficient cogeneration power plant with deep regeneration based on air Brayton cycle impellers. *Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia*. 2019. Vol. 22. No. 4. P. 12–23. <https://doi.org/10.15407/pmach2019.04.012>.
21. Kostikov A., Tarasova V., Kuznetsov M., Satayev M., Kharlampidi D. Thermoeconomical optimization of a regenerative air turbine cogeneration system. *Journal of Thermal Engineering*. 2021. Vol. 7. Iss. 7. P. 1719–1730. <https://doi.org/10.18186/thermal.1025958>.
22. Rusanov A., Lampart P., Rusanov R., Bykuc S. Elaboration of the flow system for a cogeneration ORC turbine. Proceedings of 12th Conference on Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow – ES 2013, Czech Republic, Pilzen, 13–14 June 2013. University of West Bohemia, 2013. 10 p.
23. Rusanov A., Rusanov R., Lampart P. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*. 2015. Vol. 5. Iss. 1. P. 399–410. <https://doi.org/10.1515/eng-2015-0047>.
24. Швець І. Т., Кіраковський Н. Ф. Загальна теплотехніка та теплові двигуни. Київ: Вища школа, 1977. 269 с.
25. Cengel Y. A., Boles M. A. Thermodynamics: An engineering approach. Boston: McGraw-Hill, 2002. 452 p.

Надійшла до редакції 25.08.2023