

О. Л. ШУБЕНКО, О. В. СЕНЕЦЬКИЙ, М. Ю. БАБАК

БІНАРНА ЕЛЕКТРОГЕНЕРУЮЧА УСТАНОВКА ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ДИМОВИХ ГАЗІВ КОТЛІВ

Робота присвячена розробці сучасних теплових схем для виробництва електричної енергії при утилізації теплоти димових газів котлів енерговузлів. На прикладі типової районної котельні досліджено параметри та потенціал теплоти, яка скидається до атмосфери з димовими газами котлів, та визначено, що їх достатньо для генерації електричної енергії шляхом реалізації так званих органічних циклів Ренкіна. Для утилізації теплоти вихідних газів з температурою 280 °С при їх витраті 10 кг/с було досліджено триконтурну електрогенеруючу установку, яка подібна тим, що використовуються у геотермальній енергетиці. Проаналізовано ряд турбінних робочих тіл, що відповідають необхідним вимогам, та рекомендовано найбільш підходящі. Беручи до уваги характеристики джерела теплоти, з метою визначення раціональної конфігурації схеми виконано 50 розрахунків багатоконтурних теплових схем енергоустановок, що працюють на різних робочих тілах. Результати досліджень показали, що ефективність (електричний ККД) та потужність турбінного циклу визначається потенціалом скидної теплоти, термодинамічними властивостями робочого тіла, структурними та параметричними характеристиками схеми. Серед досліджених найкращі показники: електричний ККД 20,6 %, «корисну» електричну потужність 357 кВт при температурі вихідних газів 131 °С мала триконтурна утилізаційна установка з робочими тілами Вода / R-245fa / R-245fa. Варіант схеми з робочими тілами Вода / R-600a / R-600a програвав кращому варіанту ~ 8 кВт електричної потужності, але був визнаний більш перспективним, оскільки фреон R-600a (ізопропан) має споживчі переваги над R-245fa. Були також проведені розрахункові дослідження бінарної теплової схеми енергоустановки, які показали, що раціональним є використання для 1-го контуру Води, для 2-го – R-600a. Таке рішення дозволило отримати розрахункову «корисну» електричну потужність енергокомплексу ~ 290,8 кВт (1-й контур ~ 129 кВт, 2-й ~ 161,8 кВт). Програш бінарної схеми по «корисній» електричній потужності перспективному варіанту триконтурної схеми компенсується суттєвим спрощенням теплової схеми і, як наслідок, значно меншими капітальними витратами. Питома маса запропонованого теплообмінного обладнання установки з бінарною тепловою схемою становить ~ 150 кг/кВт. Враховуючи властивості робочого тіла, здійснено попередню проробку конструкцій турбін 1-го (Вода) та 2-го (R-600a) контурів. Для 1-го контуру запропоновано використовувати 6-ти ступінчасту осьову турбіну, для 2-го – одноступінчасту радіальну. Розрахунковим шляхом визначені геометричні характеристики проточних частин турбін. Попередня спрощена оцінка простого терміну окупності свідчить о непоганих перспективах впровадження запропонованої енергозберігаючої установки.

Ключові слова: відхідні гази котла, тепла схема, робоче тіло, термодинамічний цикл, органічний цикл Ренкіна, моделювання, електрична потужність, осьова та радіальна турбіна, теплообмінник.

О. SHUBENKO, O. SENESTKYI, M. BABAK

BINARY ELECTRICAL GENERATING INSTALLATION FOR UTILIZATION HEAT OF BOILER FLUE GASES

The work is devoted to the development of modern thermal schemes for the production of electrical energy while utilizing the heat of flue gases from boilers of power units. On the example of a typical district boiler house, the parameters and potential of heat discharged into the atmosphere with the flue gases of boilers are investigated, and it is determined that they are sufficient to generate electrical energy by implementing the so-called organic Rankine cycles. To utilize the heat of exhaust gases with a temperature of 280 °C at a flow rate of 10 kg/s, a three-loop power generating plant similar to those used in geothermal energy was studied. In the process of conducting research related to solving the problem, the thermal scheme was improved. A number of turbine working bodies that meet the necessary requirements are analyzed and the most suitable ones are recommended. Taking into account the characteristics of the heat source, in order to determine the rational configuration of the circuit, 50 calculations of thermal circuits of power plants on different working fluids were performed. The research results showed that the efficiency (electrical efficiency) and power of the turbine cycle are determined by the waste heat potential, the thermodynamic properties of the working fluid, the structural and parametric characteristics of the circuit. Among the studied indicators, the best indicators are: electrical efficiency of 20,6 %, a "useful" electrical power of 357 kW at a flue gas temperature of 131 °C was a three-circuit utilization plant with working bodies Water / R-245fa / R-245fa. The variant of the circuit with working fluids Water / R-600a / R-600a lost ~ 8 kW of electric power to the best variant, but was recognized as more promising, since R-600a (isopropane) Freon has consumer advantages over R-245fa. Computational studies of the binary thermal scheme of the power plant were also carried out, which showed that it is rational to use Water for the 1st circuit, R-600a for the 2nd circuit. This solution made it possible to obtain the calculated "useful" electric power of the energy complex ~ 290,8 kW (1st circuit ~ 129 kW, 2nd circuit ~ 161,8 kW). The loss of the binary scheme in terms of "useful" electric power to the promising version of the three-loop scheme is compensated by a significant simplification of the thermal scheme and, as a result, significantly lower capital costs. The specific mass of the proposed heat exchange equipment of the installation with a binary thermal scheme is ~ 150 kg/kW. Taking into account the properties of the working fluids, a preliminary study of the structures of the turbines of the 1st (Water) and 2nd (R-600a) circuits was carried out. For the 1st circuit, it is proposed to use a 6-stage axial turbine, for the 2nd – a single-stage radial. The geometric characteristics of the flow parts of turbines are determined by calculation. A preliminary simplified assessment of a simple payback period indicates good prospects for the implementation of the proposed energy-saving installation.

Keywords: boiler exhaust gases, heat scheme, working body, thermodynamic cycle, organic Rankine cycle, modeling, electric power, axial and radial turbine, heat exchanger.

Вступ. Зі зростанням вартості паливно-енергетичних ресурсів підвищення ефективності їх використання стає все більш актуальним завданням [1, 2]. Значущим джерелом скидання теплової енергії до навколишнього середовища є димові гази (ДГ) котельних агрегатів. На жаль, аналіз стану цієї проблеми в Україні свідчить, ще про значний потенціал впровадження відповідних енергозберігаючих заходів. Скидання тепла до

атмосфери викликає шкідливий вплив на навколишнє середовище та збільшує витрати власників енерговузлів [3, 4]. Загально відомим є те, що основною складовою втрат котла становить теплота ДГ (5–12 %) [5, 6], зниження якої на 12–16 °С дозволяє підвищити ККД котла на ~ 1 %.

Одним з рішень більш повного використання теплоти палива є утилізація теплоти ДГ шляхом реалізації замкнених паротурбінних циклів на різних

робочих тілах (РТ), так званих органічних циклів Ренкіна (ORC) [7–9]. Основоположним при виборі та розрахунку теплової схеми (ТС) енергетичної установки є параметри джерела теплоти, у даному випадку ДГ водогрійного котельного агрегату (витрата, температура, тепломісткість та інші). Джерелом теплоти для енергоустановки будемо вважати продукти згоряння природного газу (визначення параметрів ДГ проводяться, спираючись на [10]).

Раніше авторами було досліджено можливості використання ORC технології для утилізації теплоти ДГ потужних водогрійних котлів муніципальних котельень [11], для яких більшість часу характерна робота з температурою ДГ, що не перевищує 150 °С. Питання утилізації теплоти ДГ більшого потенціалу (з температурою до 300 °С) з електрогенерацією, на наш погляд, ще не вирішені остаточно і потребують досліджень.

Мета дослідження. Основною метою роботи є вибір раціональної конфігурації, РТ та параметрів багатоконтурної ТС електрогенеруючої утилізаційної установки, що обігривається ДГ з температурою 280 °С при збереженні теплового навантаження водогрійного котла (без додаткового спалювання палива) та реалізується на базі турбінних циклів.

Для досягнення поставленої мети слід розв'язати наступні завдання:

- моделювання ТС;
- вибір РТ, які максимально відповідають необхідним екологічним, термодинамічним, експлуатаційним та економічним критеріям [9, 11];
- визначення масогабаритних характеристик теплообмінного устаткування схеми;
- попередня оцінка геометричних характеристик проточних частин турбін.

Методи дослідження. Для проведення досліджень було використано науково обгрунтовану методологію вибору ТС турбінних циклів та РТ. Ця методологія дозволяє цілеспрямовано визначати витратні та параметричні характеристики основних потоків теплоти, вибрати на підставі цих характеристик основне й допоміжне обладнання, потужність і геометрію складових елементів теплових схем в залежності від потенціалу теплового джерела й термодинамічних властивостей РТ електрогенеруючого контуру [9, 12]. Тобто в залежності від потенціалу вторинних енергетичних ресурсів раціонально підходити до підвищення енергоефективності та надійності (за рахунок власної електрогенерації) енергетичних об'єктів України.

Результатом вирішення перших двох вказаних завдань є визначення раціональної компоновки ТС утилізаційної електрогенеруючої установки. Для чого слід сформулювати і вирішити відповідну досить непросту задачу оптимізації, обрав у якості функції мети «корисну» електричну потужність енергоустановки $N_{e.k.}$ [9].

У загальному вигляді математичне формулювання задачі максимізації нелінійної функції «корисна» електрична потужність енергокомплексу

може бути подане наступним чином [9]

$$N_{e.k.} = N_{e.k.}(X, Y, Z);$$

$$X \in XD, \quad (1)$$

де XD – допустима область зміни функції $N_{e.k.}$, визначається системою нелінійних обмежень:

- у вигляді рівності:

$$\Phi_j(X_j, Y_j, Z_j) = 0, \quad j = 1, 2, \dots, n_{TC};$$

- у вигляді нерівностей:

$$[F_{\min}] \leq F(X, Y, Z) \leq [F_{\max}];$$

$$[U_{\min}] \leq U(X, Y, Z) \leq [U_{\max}],$$

а також на незалежні параметри зв'язку

$$y_{\min i} < y_i < y_{\max i}, \quad i = 1, 2, \dots, k,$$

та конструктивні параметри

$$x_{\min i} < x_i < x_{\max i}, \quad i = 1, 2, \dots, m,$$

де $X = \{x_1, x_2, \dots, x_m\}$ – множина конструктивних параметрів енергоустановки;

$Y = \{y_1, y_2, \dots, y_k\}$ – множина параметрів стану, що визначаються (термодинамічних параметрів і ККД);

$Z = \{z_1, z_2, \dots, z_l\}$ – множина заданих зовнішніх факторів;

Φ_j – сукупність рівнянь балансів для всіх елементів обладнання установки.

З урахуванням системного підходу загальна задача оптимізації (1) традиційно розбивається на ряд взаємопов'язаних задач, що знаходяться між собою у ієрархічному зв'язку [9]. Задача верхнього ієрархічного рівня – визначення шляхом варіації ряду термодинамічних характеристик ТС, що вважаються незалежними, оптимального $N_{e.k.}$. На нижчих рівнях вирішення задачі (1) реалізується вибір конструктивних параметрів: ПЧ турбін, теплообмінників схеми, що забезпечують необхідні значення характеристик Y_{var} , які визначалися при вирішенні задачі більш високого рівня.

Функція мети задачі оптимізації верхнього рівня цього дослідження визначається таким чином

$$N_{e.k.} = N_{e.k.}(Z, Y_{var}, Y), \quad (2)$$

де $Z = \{P_{ДГ}, t_{ДГ}, G_{ДГ}, t_{з.п.}, t_{ОВ}\} \cap F_{H_2O}$ – множина заданих зовнішніх факторів, тут $P_{ДГ}, t_{ДГ}, G_{ДГ}$ – тиск, температура та витрата ДГ, температури: $t_{з.п.}$ – зовнішнього повітря, $t_{ОВ}$ – охолоджуючої води;

$F_{H_2O} = \{T_{kH_2O}, p_{kH_2O}, V_{MH_2O}, c_{pH_2O}, s_{H_2O}, \rho_{H_2O}, \alpha_{tH_2O}, \dots\}$ – множина параметрів, що характеризують властивості Води [9], тут V_{MH_2O} – молярний об'єм, критичні: T_{kH_2O} – температура, p_{kH_2O} – тиск, c_{pH_2O} – теплоємність; s_{H_2O} – ентропія; ρ_{H_2O} – густина; α_{tH_2O} – коефіцієнт тепловіддачі та інші;

$Y_{var} = \{t_{H_2O}, t_{т.а.}, t_{т.в.}, k_{т.в.}\} \cap F_1 \cap F_2$ – множина параметрів стану багатоконтурної ТС, що варіюються, де t_{H_2O} – температура суміші Водяна пара – Вода, яка розділяється у сепараторі ТС (див. рис. 1, де

наведено ТС триконтурної енергетичної установки, яка досліджувалася); $t_{T,a}$, $t_{T,u}$ – температури у точках a і u відповідно 2-го та 3-го контурів (на вході у фреонові турбіни); $k_{T,c} = k_{T,w}$ – параметри, що визначають, яким чином реалізується охолодження (повітряне чи водяне) у точках c і w відповідно 2-го та 3-го контурів (на виході з конденсаторів фреонових турбін);

$F_j = \{T_{ki}, p_{ki}, V_{Mi}, \omega_{Pi}, i = 1, 2; \delta_{1,2}; i_{1,2}, s_{1,2}, \rho_{1,2}, \alpha_{T,1,2}, \dots\}$ – множина параметрів, що характеризують властивості j -го двокомпонентного РТ [9], тут V_{Mi} – молярний об'єм, критичні: T_{ki} – температура, p_{ki} – тиск, ω_{Pi} – ацентричний фактор Пітцера є константи рівняння стану Пенга-Робінсона i -ї компоненти суміші; $\delta_{1,2}$ – коефіцієнт бінарної взаємодії молекул 1-ї та 2-ї компонент сумішевого РТ; $c_{p,1,2}$ – питома теплоємність; $s_{1,2}$ – ентропія; $\rho_{1,2}$ – густина; $\alpha_{T,1,2}$ – коефіцієнт тепловіддачі та інші.

Якщо прийняти до уваги особливості вирішення задачі (2): необхідність комп'ютерного моделювання багатоконтурної ТС, де присутні різні структурні елементи та слід визначати характеристики РТ контурів F_j , які потрібно змінювати (перебирати) як і безперервні змінні з Y_{var} . Зрозуміло, що при обмеженій кількості параметрів (5), які варіюються, та активних обмежень пошук рішення для визначення раціональної компоновки ТС установки кваліфікований дослідник може достатньо ефективно вирішити простим перебором.

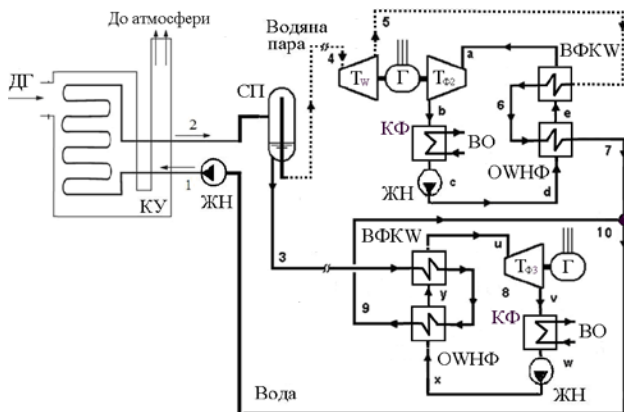


Рис. 1. Принципова теплова схема триконтурної енергетичної установки:

КУ – котел-утилізатор для нагріву води ДГ;
 СП – сепаратор; T_w , $T_{Ф2}$, $T_{Ф3}$ – турбіни: на водяній парі, фреонові 2-го та 3-го контурів; Г – генератор відповідного контуру; ВФКВ, ОВНФ, КФ – теплообмінники 2-го та 3-го контурів, що відповідно виконують: випарювання фреону та конденсація водяних парів, охолодження води та нагрів фреону, конденсація фреону циркуляційною водою ВО;
 ЖН – живильний насос відповідного контуру

Як відомо [12], комп'ютерне моделювання ТС енергогенеруючої установки полягає у розв'язанні системи рівнянь, за допомогою яких здійснюється опис фізичних процесів в елементах схеми та термодинамічний стан теплоносіїв. В цьому дослідженні пошук раціональної ТС здійснювався з використанням програмного комплексу SCAT, що розроблений та адаптований для розв'язання поставленої задачі в ППМаш НАН України [9, 13].

Його особливістю є можливість використання різних теплоносіїв в якості РТ, таким чином реалізуючи ORC для об'єктів теплоти малого та низького потенціалу. Розрахунок ПЧ турбін та теплообмінного устаткування здійснюється згідно методики, що викладена у [9].

Об'єкт дослідження. Об'єктом дослідження є каскадний термодинамічний цикл (три – два пов'язані замкнені цикли) на різних РТ, який реалізується для виробництва електричної енергії при утилізації теплоти ДГ.

Не затримуючись на розрахунку турбінних циклів контурів, які викладено, наприклад, у [9], [14], [15], нагадаємо, як оцінювалася потужність теплового потоку ДГ.

Тепломісткість ДГ визначається за рівнянням

$$Q_{DG} = G^{DG} \cdot c_p^{DG} \cdot t^{DG},$$

де G^{DG} – витрата; c_p^{DG} – теплоємність; t^{DG} – температура ДГ на виході з котла.

Середня теплоємність продуктів повного згоряння, що не містять кисню, залежить від компонентного складу палива

$$c_p^{DG} = \frac{C_p^{N_2} \cdot N_2 + c_p^{CO_2} \cdot CO_2 + c_p^{H_2O} \cdot H_2O}{100}, \quad (3)$$

де $c_p^{N_2}$, $c_p^{CO_2}$, $c_p^{H_2O}$ – теплоємність складових ДГ при температурі t^{DG} ; N_2 , CO_2 , H_2O – відсотковий вміст компонент. При спалюванні палива продукти згоряння, що утворюються, відрізняються за складом від підрахованого за стехіометричним рівнянням внаслідок вмісту надлишкового повітря, а при неповноті згоряння присутністю горючих компонентів – CO , H_2 і CH_4 . Відповідно до цього середню теплоємність продуктів згоряння підраховують за формулою, аналогічною (3), але при більш широкому компонентному складі.

Теплота, що підводиться від продуктів згоряння до РТ, яке нагрівається, становить

$$Q_{DG} = G^{DG} \cdot \frac{c_p^{DG_{вх}} + c_p^{DG_{вих}}}{2} \cdot (t_{вх}^{DG} - t_{вих}^{DG}),$$

де $t_{вх}^{DG}$, $t_{вих}^{DG}$ – температура ДГ на вході та виході теплообмінника.

Програмний комплекс SCAT дозволяє визначати потужність теплового потоку ДГ Q_{DG} (теплота, яка підводиться за одиницю часу). При необхідності величина потужності змінюється та відповідно перераховуються температури, теплоємності та інші показники.

Загальні результати дослідження ТС. Було виконано розрахунки 50 варіантів ТС енергоустановки. Аналізувалися можливості застосування для її реалізації 9 варіантів РТ. Розрахунки ТС виконувалися при фіксованих ККД турбін та насосів.

РТ тіло 1-го контуру при дослідженні було

незмінним (його характерні точки позначені на рис. 1 1-2-3-4-5-6-7-8-9-10) це вода та водяна пара, РТ 2-го (a-b-c-d-e), та 3-го (u-v-w-x-y) контурів – низькокиплячі фреони (або їх суміші), які змінювалися.

При вирішенні задачі (2) при виборі Y_{var} та складу контуру дослідник керувався такими міркуваннями. Зростання ККД енергетичного комплексу пов'язано з максимальним використанням $Q_{ДГ}$ шляхом раціонального розподілу потоків парової та водяної гілок 1-го контуру. За цей розподіл відповідає t_{H_2O} . При низькій t_{H_2O} утворюються більше води менше водяної пари, при великій – навпаки. Так само відбувається і з потужностями турбін 1-го та 2-го контурів.

Характеристики 2-го контуру у більшості випадків не змінюються, оскільки температура вихлопу турбіни на водяній парі не перевищує 110 °С. Отже підвищення температури перед турбіною 2-го контуру неможливе. Регулювати потужність цієї турбіни можливо тільки збільшенням витрати РТ у 2-му контурі.

Підвищення температури перед фреоновими турбінами можливе за умови встановлення пароперегрівника між випарниками та турбінами. Якщо результати розрахунку ТС дослідника не влаштували, то він приймав рішення, як слід продовжувати розрахунки. Так був забракований варіант схеми з використанням повітряного охолодження (див. табл. 1), який мав низькі показники (електричний ККД менше 5 %). Причина, як видно з цієї таблиці, полягає в тому, що на привід вентиляторів охолодження витрачається багато електричної потужності.

Слід відзначити, що при виконанні досліджень пропорції компонент сумішевого РТ R-600a / R-141b не змінювалися і склали масових 60 % / 40 %. Останнє пов'язано з тим, що термодинамічні властивості саме такої суміші дозволяють використовувати її для заданого температурного діапазону скидної теплоти, яка утилізується.

Основні розрахункові характеристики 12 показових (з достатньо високою електрогенерацією) її варіантів, що розташовані по зростанню ККД, представлено у табл. 2,

Таблиця 1. Основні розрахункові характеристики ТС триконтурної енергетичної установки при заданих параметрах джерела теплоти: температура 280 °С, масова витрата відхідних газів 10 кг/с

Параметр		РТ		1-й контур	2-й контур	3-й контур
				Водяна пара	R-600a / R-141b (60 % /40 % масові)	R-152a
Потужність (ККД):	- турбіни, кВт			68,8 (80 %)	20,1 (85 %)	80 (85 %)
	- насоси, кВт			5,4 (75 %)	1,5 (75 %)	3,6 (75 %)
Охолоджуюче середовище				Повітря з температурою 25 °С		
Потужність вентиляторів системи охолодження, кВт				14,7		95,3
Параметри РТ у контрольних точках схеми						
№	P , кПа	t , °С	x	s , кДж/(кг·°С)	i , кДж/кг	G_i , кг/с
1	3976	250	0,0	5,501	-14867	1,0
2	1123	185	0,156	5,555	-14867	1,0
3	1123	185	0,0	4,862	-15185	0,844
4	1123	185	1,0	9,297	-13153	0,156
5	150	111,2	0,923	9,482	-13438	0,156
6	150	111,2	0,248	5,555	-14947	0,156
7	150	36,9	0,0	3,235	-15805	0,156
8	1123	132,2	0,0	4,330	-15415	0,844
9	1123	36,5	0,0	3,229	-15806	0,844
10	150	36,7	0,0	3,233	-15805	1,0
a	2700	106,2	1,0	2,723	-7176	1,148
b	675	40,2	1,0	2,746	-7217	1,148
c	675	30	0,0	1,806	-7502	1,148
d	2700	31,9	0,0	1,807	-7499	1,148
e	2700	88,3	0,0	2,156	-7382	1,148
u	2700	144,9	1,0	2,956	-2385	1,206
v	355	80,0	1,0	2,987	-2446	1,206
w	355	30	0,0	1,776	-2824	1,206
x	2700	31,5	0,0	1,780	-2819	1,206
y	2700	127,2	0,0	2,558	-2545	1,206
Температура відхідних газів, °С						197
Електричний ККД енергетичної установки, %						4,7
Загальна корисна електрична потужність, кВт						48,4

Таблиця 2. Зведені характеристики теплової схеми енергоустановки при температурі джерела теплоти 280 °С, витраті відхідних газів 10 кг/с, теплова потужність 1,75 МДж

№ варіанту	РТ 1-го / 2-го / 3-го контурів	Витрати РТ 1-го/2-го/3-го контурів $G_i, i = 1, 2, 3, \text{кг/с}$	$t_{\text{води}}, \text{°C}$	$t_{\text{вг}}, \text{°C}$	$\eta_e, \%$	$N_{e.к.}, \text{кВт}$
6	Вода / R-152a / (R-600a / R-141b)	2,3 / 3,43 / 1,295	165	131	17,8	308,0
15	Вода / (R-600a / R-141b) / R-152a	1,0 / 3,42 / 1,745	185	131	17,5	326,1
16	Вода / (R-600a / R-141b) / R-152a	1,2 / 3,35 / 1,37	185	132	17,9	307,2
17	Вода / (R-600a / R-141b) / R-152a	1,0 / 3,84 / 0,86	185	131	18,8	325,9
18	Вода / RC318 / RC318	1,0 / 9,17 / 2,1	185	131	18,9	326,7
19	Вода / R-152a / (R-600a / R-141b)	1,0 / 4,09 / 0,82	185	131	19	328,8
20	Вода / R-152a / R-152a	1,0 / 4,09 / 0,85	185	131	19,4	335,0
22	Вода / R-600a / R-600a	1,0 / 3,165 / 0,7	185	131	20,2	349,3
23	Вода / R-245fa / R-245fa	1,0 / 5,4 / 1,3	185	131	20,6	357,0
Варіанти з врахуванням фактичного ККД проточних частин турбін						
44	Вода / R-600a	1,0 / 3,94	185	131	16,35	290,8
43	Вода / R-600a / R-600a	1,0 / 3,24 / 0,7	185	131	16,54	286,0
42	Вода / R-245fa / R-245fa	1,0 / 5,52 / 1,21	185	131	16,89	291,8

де позначено: P – тиск; t – температура; x – ступінь сухості; s та i – питомі ентропія та тепломісткість відповідно, а G_i – витрата РТ у i -му контурі.

Дані табл. 2 демонструють, яким чином змінюються: «корисна» електрична потужність енергетичної установки $N_{e.к.}$, її електричний ККД η_e та температура відхідних газів $t_{\text{вг}}$, в залежності від складу РТ та його витрати G_i на кожному з контурів.

Як видно з табл. 2, найкращі показники: $N_{e.к.} = 357 \text{ кВт}$, $\eta_e = 20,6 \%$, $t_{\text{вг}} = 131 \text{ °C}$ має триконтурна утилізаційна установка з РТ Вода / R-245fa / R-245fa (варіант 23). Менш ніж 8 кВт електричної потужності поступається їй установка з РТ Вода / R-600a / R-600a (варіант 22), що однак не стало перешкодою до вибору у якості раціонального цього варіанту. Оскільки споживчі якості R-600a (ізобутан C_4H_{10} , температура кипіння – 11,7 °C при атмосферному тиску) вартість, розповсюдженість та інші переважають R-245fa.

Як свідчать ці данні, залежність ефективності генерації електричної енергії від температури пари $t_{\text{води}}$ перед турбіною не є лінійною і має екстремум. Це підтверджує рис. 2, який демонструє факт досягнення екстремуму по $N_{e.к.}$ стосовно зміни $t_{\text{води}}$.

Для здешевлення енергоустановки було

досліджено використання однакових фреонів для 2-го та 3-го контурів (варіанти 18, 20, 23, 42, 43, див. табл. 2). Виходячи з того, що у цих контурах можливо використовувати однаковий теплоносій, запропоновано реалізувати більш просту двокаскадну ТС, яка потребує менших капітальних вкладень.

Вклад у загальну електричну потужність кожного i -го контуру $N_{e.i}$ за умови відповідного значення температури пароводяної суміші наведено на рис. 3. Навантаження кожного контуру залежить від розподілу ступеня випарювання води та спрямування її до турбіни або до нагрівання РТ 3-го контуру.

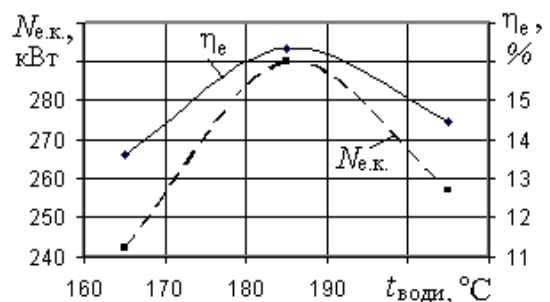


Рис. 2. Залежність $N_{e.к.}$ від зміни $t_{\text{води}}$ для ТС триконтурної енергоустановки з РТ Вода / R-600a / R-600a

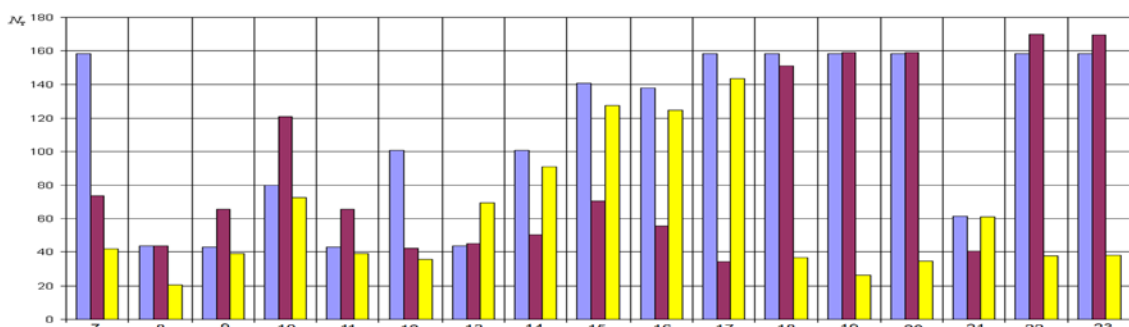


Рис. 3. Вклад у загальну електричну потужність кожного контуру за умови зміни температури пароводяної суміші з $t_{\text{води}} = 185 \text{ °C}$

Як видно з рис. 3, для варіантів енергоустановки, що мають більшу $N_{e,к.}$, характерні більші електричні потужності для двох контурів: 1-го та 3-го (варіанти 15, 16, 17) або 1-го та 2-го (варіанти 18, 19, 20). Навіть коли контури працюють на одному фреоні (варіанти 22, 23).

Також результати розрахункових досліджень показали, що за умови наявної витрати РТ у контурах, фактичний ККД турбін буде дещо нижчий за первинно прийнятий (пов'язано з конструктивними особливостями ПЧ). Проведено відповідні порівняльні розрахункові дослідження ТС установок близьких за початкових умов і електричною потужністю, результати яких наведено на рис. 4.

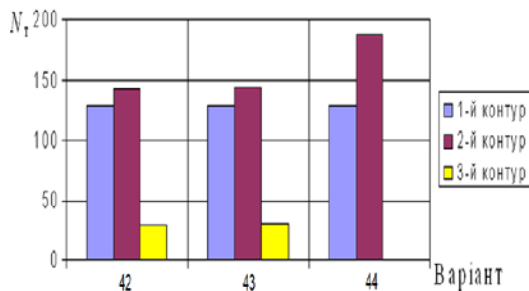


Рис. 4. Електричні потужності турбін каскадів з урахуванням фактичного ККД їх проточних частин

Попередні оцінки габаритних характеристик раціональної двоконтурної ТС. Проведено детальні

розрахункові дослідження основних елементів двоконтурної теплової схеми 1-й контур – вода та водяна пара (його контрольні точки 1-2-3-4-5-6-7-10), 2-й контур (a-b-c-d-e) – R-600a (див. рис. 5 та табл. 3, де наведено параметри РТ у контрольних точках). Позначення на рис. 5, крім РТ (редуктор тиску), аналогічні до рис. 1.

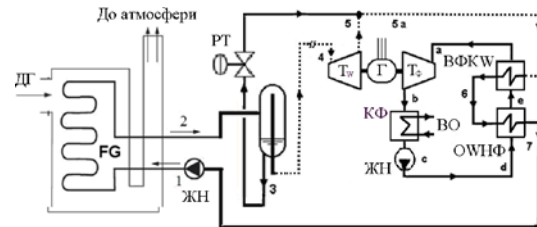


Рис. 5. Вдосконалена двоконтурна теплова схема утилізаційної електрогенеруючої установки

Аналіз рис. 1 та рис. 5 підтверджує, що кількість обладнання у ТС двокаскадної установки менша на 5 од. Тому, незважаючи на те, що установка з РТ Вода / R-600a поступається трикаскадній по «корисній» потужності на 62,5 кВт, для подальших досліджень обрано саме цей варіант.

Теплообмінне устаткування ТС. По результатах розрахункових досліджень енергогенеруючої установки проведено оцінку масогабаритних характеристик теплообмінного обладнання [9, 16].

Таблиця 3. Основні розрахункові характеристики ТС двотурбінної енергетичної установки при заданих параметрах джерела теплоти: температура 280 °С, витрата відхідних газів 10 кг/с

Параметр		РТ		1-й контур		2-й контур		
				Водяна пара		R-600a		
Потужність (ККД)	- турбіни, кВт		130,5 (65 %)		177,5 (74 %)			
	- насосу, кВт		1,4 (75 %)		15,5 (75 %)			
Середовище, що охолоджує			-		вода 25 °С			
Потужність циркуляційного насоса, кВт			-		0,3			
Параметри РТ у контрольних точках схеми								
№	P , кПа	t , °С	x	s , кДж/(кг·°С)	i , кДж/кг	G_i , кг/с		
1	1123	36,41	0,0	0,524	-15772	1,0		
2	1123	185	0,55	4,584	-14043	1,0		
3	1123	185	0,0	2,188	-15140	0,45		
4	1123	185	1,0	6,544	-13144	0,55		
5	140	109,3	0,936	6,873	-13378	0,55		
5a	140	109,3	0,581	4,8	-14170	1,0		
6	140	109,3	0,213	2,653	-14992	1,0		
7	140	36,3	0,0	0,523	-15773	1,0		
a	2000	100	1,0	2,976	-2176	3,94		
b	400	50,59	1,0	3,025	-2224	3,94		
c	400	29,46	0,0	1,829	-2587	3,94		
d	2000	30,88	0,0	1,833	-2583	3,94		
e	2000	99,89	0,0	2,417	-2385	3,94		
Температура відхідних газів, °С							131	
Електричний ККД енергетичної установки, %							16,35	
Загальна «корисна» електрична потужність, кВт							290,8	

У табл. 4 надано основні характеристики теплообмінників, що забезпечують необхідні теплові потоки двоконтурної ТС (див. рис. 5).

Як видно з табл. 4, конструктивні характеристики теплообмінників: КУ, ВФКВ, ОВНФ мало відрізняються (два останніх взагалі однакові), тільки КФ, що використовується для конденсації R-600a, більш габаритний. Загальна маса теплообмінників становить ~ 41 т. Відзначимо також малий гідравлічний спротив теплообмінників (тиск теплоносіїв на вході та виході не відрізняється).

Турбіна на водяній парі. Вихідними даними для оцінки геометричних та витратних характеристик турбіни на насиченій водяній парі є результати розрахунку ТС (див. рис. 5 та табл. 3) енергоустановки.

Основні розрахункові характеристики ПЧ цієї турбіни наведено у табл. 5, її загальний вигляд – на рис. 6.

За рекомендаціями [17] кількість ступенів в ПЧ турбіни 6 од. обрано з урахуванням забезпечення рівня розширення в ступеню не більше 1,44.

Частота обертання ротора ω визначалася при забезпеченні для осевих ступенів значень відносин швидкостей $U/C_{\text{ф}}$ від 0,45 до 0,55. Інші конструктивні характеристики і коефіцієнти обиралися, виходячи з рекомендацій програмного комплексу.

Вибір $\omega = 25$ тис. об/хв зумовлений можливостями виготовлення (мінімально допустима висота 1-го ступеня турбіни не менша за 10 мм [17]) та

забезпеченням надійності роботи енергетичної установки. Збільшення ω призведе до зменшення діаметру лопаткових апаратів та суттєво вплине на можливість виготовлення ротору, а також до необхідності використання більш дорогого редуктора або частотного перетворювача.

За умови зменшення ω збільшиться середній діаметр лопаткових апаратів, що призведе до зменшення коефіцієнту парціального підводу (він змінюється від 0,4 для 1-го ступеня до 0,04 для 5-го, див. табл. 5) і додаткових втрат енергії.

Турбіна на R-600a. Вихідними даними для оцінки геометричних та витратних характеристик турбіни на фреоні R-600a також є результати розрахунку ТС (див. рис. 5 та табл. 3).

Розподіл основних розрахункових характеристик ПЧ по ступенях дано у табл. 6.

Визначені профілі СА та РК наведено на рис. 7.

При проектуванні у зв'язку з великою ступеню розширення було прийнято радіально-осьову одноступеневу конструкцію турбіни з реактивністю 0,55 для недопущення надзвукової швидкості в ПЧ. Малий розмір радіально-осьового колеса пов'язаний з великою частотою обертання ротору та з достатньо великою густиною РТ R-600a.

Частота обертання ротора визначалася, виходячи із забезпечення для радіально-осьових ступенів значень відносин швидкостей $U/C_{\text{ф}}$ від 0,6 до 0,7 і виборі діаметра, при якому конструктивно можлива довжина лопатки.

Таблиця 4. Результати розрахунку трубчатих теплообмінників поверхневого типу двоконтурної енергоустановки

Найменування	КУ	ВФКВ	ОВНФ	КФ	
Діаметр кожуха, мм	1100	1100	1100	1100	
Розмір трубки, мм	20×2	20×2	20×2	20×2	
Загальне число трубок / ходів, од.	1500 / 2	1500 / 2	1500 / 2	1500 / 2	
Довжина трубки, мм	3000	3000	3000	6000	
Товщина трубних дошки / перегородки, мм	50 / 40	50 / 40	50 / 40	50 / 40	
Поперечний крок між трубками, мм	24	24	24	24	
Число ходів поміж трубках, од	7	7	7	15	
Міжтрубний простір					
Теплоносій	ДГ	ДГ	R-600a	R-600a	R-600a
Витрата робочого тіла, кг/с	10	10	3,94	3,94	3,94
Тиск на вході / на виході, МПа	0,11 / 0,11	0,11 / 0,11	2,0 / 2,0	2,0 / 2,0	0,4 / 0,4
Температура на вході / на виході, °С	185,9 / 130,8	280 / 185,9	99,89 / 100,0	30,88 / 99,89	50,59 / 29,46
Трубний простір (теплоносій – Вода, у КФ – технічна)					
Витрата РТ, кг/с	1,0	1,0	1,0	1,0	171,1-
Тиск на вході / на виході, МПа	1,123 / 1,123	1,123 / 1,123	0,14 / 0,14	0,14 / 0,14	0,102 / 0,101
Температура на вході / на виході, °С	36,41 / 185,0	185,0 / 185,0	109,3 / 109,3	109,3 / 36,3	25,0 / 27,0
Основні характеристики теплообмінників					
Підведена тепла потужність, кВт	631,9	1098	821,2	781,1	1431,0
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	188,0	112,5	308,2	128,9	676,9
Площа розрахункова / конструкційна, м ²	235,6 / 282,7	235,6 / 282,7	235,6 / 282,7	235,6 / 282,7	471,2 / 565,5
Маса теплообмінного апарату, кг	7000	7000	7000	7000	12700

Таблиця 5. Характеристики проточної частини осьової турбіни на водяній парі

Назва	Ступінь					
	1	2	3	4	5	6
Тиск на вході в ступінь, МПа (абс)	1,123	0,7937	0,561	0,3965	0,2802	0,198
Температура на вході в ступінь, °С	185,0	170,1	156,23	143,35	131,2	119,9
Тиск на виході зі ступеня, МПа (абс)	0,794	0,561	0,397	0,280	0,198	0,140
Частота обертання, об/хв	25000					
Ступінь парціальності	0,4	0,5	0,6	0,7	0,84	1,0
Середній діаметр СА, м	0,13	0,1305	0,1315	0,1325	0,1335	0,1345
Висота СА, м	0,011	0,0124	0,0135	0,0145	0,0155	0,0165
Відношення швидкостей (U/C_{ϕ})	0,464	0,476	0,487	0,495	0,507	0,516
Кількість СА / РЛ, од.	28 / 25					
Середній діаметр РЛ, м	0,13	0,131	0,132	0,133	0,134	0,135
Висота РЛ, м	0,0115	0,013	0,014	0,015	0,016	0,017
Окружний ККД	0,787	0,831	0,846	0,861	0,867	0,871
Внутрішній ККД ступеня	0,683	0,763	0,790	0,812	0,826	0,835
Потужність ступеня, кВт	25,7	27,5	27,5	27,7	27,2	26,6
ККД турбіни з урахуванням парціального підводу	0,65	Потужність турбіни, кВт				130,5

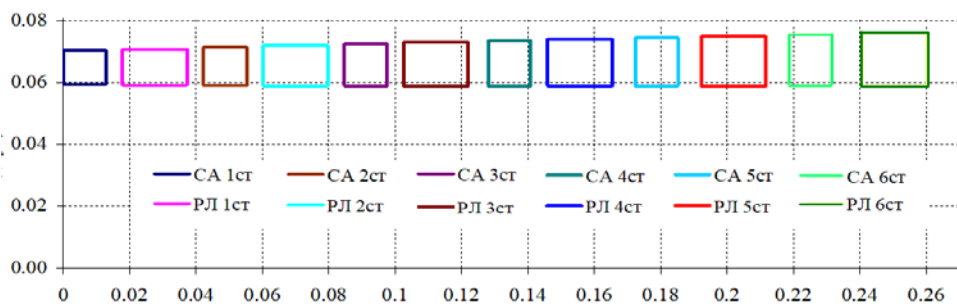


Рис. 6. Загальний вид проточної частини осьової турбіни на водяній парі

Таблиця 6 – Характеристики проточної частини одноступеневої турбіни на R-600a

Назва параметра	Величина	
Тиск на вході / на виході з турбіни, МПа	2 / 0,4	
Температура на вході в ступінь, °С	100	
Масова витрата, кг/с	3,940	
Ступінь реактивності	0,55	
Зворотна степінь радіальності (D_2/D_1)	0,5	
Кут виходу з РК у відносному русі, град	20	
Тиск за СА, МПа	0,896	
Температура за СА, °С	70,45	
Кут виходу потоку з СА, град	18,96	
Вхідний кут лопаток РК, град	90	
Діаметр покривного диску на виході з РК, м	0,1320	
Частота обертання ротора ω , об/хв	25000	
Діаметр вихідних кромок СА, м	0,190	
Довжина кромки лопаток:	– вихідної СА, м	0,00413
	– вхідної РК, м	0,00444
	– вихідної РК, м	0,0474
Кількість лопаток РК, од.	17	
Товщина вихідної кромки лопатки РК, м	0,0015	
ККД турбіни	0,7396	
Потужність турбіни, кВт	177,5	
Температура за турбіною, °С	54,3	
ККД турбіни з урахуванням патрубків	0,74	

Інші конструктивні характеристики і коефіцієнти обиралися, виходячи з рекомендацій програмного комплексу.

Важливим є також той факт, що однакова частота обертання двох турбін (25 тис. об/хв) дозволить приєднати їх через редуктор до одного генератора, тим самим зменшити витрати на реалізацію проекту.

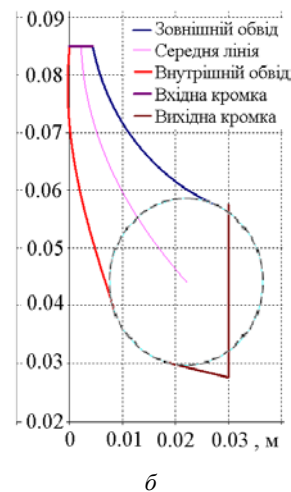
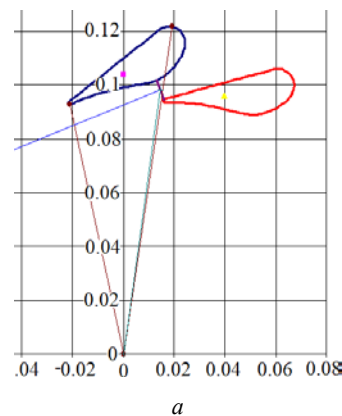


Рис. 7. Профілі СА (а) та РК (б) турбіни на R-600a

Перспективи впровадження. Виконаємо попередню оцінку перспектив впровадження енергозберігаючої установки, визначив простий термін окупності, що очікується. Питомі вартості контуру енергоустановки: 1-го на водяній парі потужністю 130,5 кВт оцінимо у ~ 1000 USD/кВт (аналог – протитискова парова турбіна), 2-го на R-600a потужністю 177,5 кВт – у ~ 2000 USD/кВт [11]. Тоді середня питома вартість енергоустановки складе $c_{с.е.} \approx 1560$ USD/кВт.

Середня вартість електроенергії в Україні для промисловості $\sim 0,07$ USD грн/(кВт·год) (1 клас, курс: 1 USD ~ 41 грн [18]). Таким чином, щоб окупити $c_{с.е.}$, енергоустановка повинна пропрацювати не менше ніж $1560 / 0,07 \approx 22300$ год (без урахування витрат на експлуатацію). Не складно розрахувати, що при прийнятих умовах енергоустановка може окупитися десь за ~ 3 роки (напрацювання ~ 7500 год/рік).

Висновки. В результаті використання авторської науково обґрунтованої методології з вибору та формування теплових схем паротурбінних циклів на різних РТ запропоновано раціональну компоновку бінарної енергетичної установки з утилізації відхідних газів котельного агрегату з генерацією електроенергії. Виконано підбір РТ для реалізації паротурбінного бінарного циклу.

Результати досліджень показали, що ефективність турбінного циклу залежить від потенціалу скидної теплоти, термодинамічних властивостей РТ та коефіцієнту перетворення теплової енергії в електричну.

Розрахункові дослідження бінарної теплової схеми для джерела скидної теплоти з температурою 280 °C та витратою відхідних газів 10 кг/с показали, що раціонально використати для 1-го контуру H_2O (суміш парів та рідини), а для 2-го R-600a. Таке рішення дозволить отримати «корисну» електричну потужність енергокомплексу $\sim 290,8$ кВт з електричним ККД $16,35\%$ та знизити температуру відхідних газів до 131 °C.

За результатами оцінки теплових та масогабаритних характеристик теплообмінного обладнання, яке входить до теплової схеми, визначено, що його питома вага ~ 150 кг на встановлений 1 кВт електричної потужності.

Виконано первинну розробку конструкцій турбін 1-го (пари H_2O) та 2-го (R-600a) контурів з урахуванням властивостей РТ. В залежності від ступені розширення та витрати РТ обрано відповідний тип ПЧ турбін, визначено їх геометрію. Ефективність турбіни з парціальним підводом становить: 65% на Водній парі, $\sim 74\%$ на R-600a, що є достатньо високими показниками для розглянутих параметрів РТ. Отримані результати є вихідними даними для проведення детальних конструкторських проробок основних елементів теплової схеми.

Спрощена оцінка простого терміну окупності (не набагато більше ніж 3 роки) свідчить о непоганих перспективах впровадження запропонованої енергозберігаючої установки.

Надані результати є прикладом попередньої

оцінки характеристик основного обладнання електрогенеруючої утилізаційної установки, теплова схема якої може бути типовою для подібних джерел скидної теплової енергії. Але у кожному випадку необхідне проведення відповідних розрахункових досліджень.

Список літератури

1. Dudley B. *BP Statistical Review of World Energy*. London: Pureprint Group Limited, 2018. 56 p.
2. Dudley B. *BP Energy Outlook 2017*. London, 2018. 102 p.
3. Jouhara H., Khordehgh N., Almahmoud S., Delpch B., Chauhan A., Tassou S. A. Waste heat recovery technologies and applications. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2018. Vol. 6. P. 268–289. doi: 10.1016/j.tsep.2018.04.017
4. Christodoulides P., Agathokleous R., Aresti L., Kalogirou S.A., Tassou S.A., Florides G. A. Waste Heat Recovery Technologies Revisited with Emphasis on New Solutions, Including Heat Pipes, and Case Studies. *Energies*. 2022. Vol. 15, no. 1, 384. doi: 10.3390/en15010384
5. Аронов И. З. *Использование тепла уходящих газов газифицированных котельных*. Энергия. 1967. 192 с.
6. Todkar Rajendra N., Chaudhari P. E., Shirsat U. M. Waste heat recovery to increase boiler efficiency using bagasse as fuel. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*. 2014. Vol. 5, issue 2. P. 115–121.
7. Castelli A. F., Elsidio C., Scaccabarozzi R., Nord L. O., Martelli E. Optimization of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery From Aluminum Production Plants. *Frontiers in Energy Research*. 2019. Vol. 7, article 44. P. 1–19. doi: 10.3389/fenrg.2019.00044
8. Yu H., Eason J., Gundersen T., Feng X. Process integration of organic Rankine cycle (ORC) and heat pump for low temperature waste heat recovery. *Energy*. 2018. Vol. 160. P. 330–340. doi: 10.1016/j.energy.2018.07.028
9. Сенечкий О. В. *Науково-методологічні основи енергозбереження на базі турбоустановок малої потужності при утилізації вторинних енергетичних ресурсів: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.16*. Харків, 2020. 406 с.
10. Равич М. Б. *Топливо и эффективность его использования*. Наука, 1971. 358 с.
11. Мальяренко В. А., Шубенко О. Л., Андреев С. Ю., Бабак М. Ю., Сенечкий О. В. *Когенераційні технології в малій енергетиці: монографія*. Харків. нац. ун-т міськ. гоп-ва ім. О. М. Бекетова, Ін-т проблем машинобуд. ім. А. М. Підгорного. Харків: ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2018. 454 с.
12. Javanshir A., Sarunac N. Thermodynamic analysis of a simple Organic Rankine Cycle. *Energy*. 2017. Vol. 118. P. 85–96. doi: 10.1016/j.energy.2016.12.019
13. Kostikov A. O., Shubenko O. L., Subotin V. H., Senetskyi O. V., Tarasova V. O., Holoshchapov V. M., Babak M. Yu. Principal modernization solutions for a 300 MW power unit to be converted to operate at ultra-supercritical steam parameters. *Journal of Mechanical Engineering*. 2021. Vol. 24, no. 4. P. 38–49. doi: 10.15407/pmach2021.04.038
14. Malyarenko V. A., Senetskyi O. V., Kolodyazhny S. V. Methodological approach to solving energy saving issue based on the use of secondary energy resources. *CYSENI 2021 (24–28 May 2021, Kaunas)*. Kaunas: Lithuanian Energy Institute, 2021. P. 468–478.
15. Сенечкий О. В., Бабак М. Ю. Побудова та моделювання теплових схем для генерації електричної енергії при утилізації теплоти димових газів районних котельень. *III Міжнародна науково-практична конференція «Débats scientifiques et orientations prospectives du développement scientifique»*. Збірник наукових праць «ΛΟΓΟΣ» (8 July 2022, Paris). P. 167–170. doi: 10.36074/logos-08.07.2022.046
16. Rydalina N., Antonova E., Akhmetova I., Pyashenko S., Afanaseva O., Bianco V., Feduykhin A. Analysis of the Efficiency of Using Heat Exchangers with Porous Inserts in Heat and Gas Supply Systems. *Energies*. 2020. Vol. 13, no. 22, 5854. doi: 10.3390/en13225854
17. Щегляев А. В. *Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин*. Энергоатомиздат, 1993. 800 с.
18. *Торгова електрична компанія. Закупівельні ціни на ринку «на*

добу наперед» для Споживачів групи «Б» в 2022 році. URL: <http://www.tek.energy/storage/prices/electricity/VkqFGpK0sszoPRrSSMXDgg8gTwiBdXifdLPx1Dhx.pdf> (дата звернення: 10.09.2022).

References (transliterated)

- Dudley B. *BP Statistical Review of World Energy*. London, Pureprint Group Limited Publ., 2018. 56 p.
- Dudley B. *BP Energy Outlook 2017*. London, 2018. 102 p.
- Jouhara H., Khordehgah N., Almahmoud S., Delpach B., Chauhan A., Tassou S. A. Waste heat recovery technologies and applications. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2018, vol. 6, pp. 268–289. doi: 10.1016/j.tsep.2018.04.017
- Christodoulides P., Agathokleous R., Aresti L., Kalogirou S.A., Tassou S.A., Florides G. A. Waste Heat Recovery Technologies Revisited with Emphasis on New Solutions, Including Heat Pipes, and Case Studies. *Energies*. 2022, vol. 15, no. 1, 384. doi: 10.3390/en15010384
- Aronov I. Z. *Ispol'zovanie tepla ukhodyashchikh gazov gazifitsirovannykh kotel'nykh* [Use of flue gas heat from gasified boilers]. Energiya Publ., 1967. 192 p.
- Todkar Rajendra N., Chaudhari P. E., Shirsat U. M. Waste heat recovery to increase boiler efficiency using bagasse as fuel. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*. 2014, vol. 5, issue 2, pp. 115–121.
- Castelli A. F., Elsidio C., Scaccabarozzi R., Nord L. O., Martelli E. Optimization of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery From Aluminum Production Plants. *Frontiers in Energy Research*. 2019, vol. 7, article 44, pp. 1–19. doi: 10.3389/fenrg.2019.00044
- Yu H., Eason J., Gundersen T., Feng X. Process integration of organic Rankine cycle (ORC) and heat pump for low temperature waste heat recovery. *Energy*. 2018, vol. 160, pp. 330–340. doi: 10.1016/j.energy.2018.07.028
- Senets'kyi O. V. *Naukovo-metodolohichni osnovy enerhozberezhennya na bazi turbostanovok maloyi potuzhnosti pry utylizatsiyi vtorynykh enerhetychnykh resursiv: dys. ... d-ra tekhn. nauk 05.05.16* [Scientific and methodological foundations of energy saving on the basis of low-power turbines in the utilization of secondary energy resources. Dr. eng. sci. diss.]. Kharkiv, 2020. 406 p.
- Ravich M. B. *Topливо i effektivnost' ego ispol'zovaniya* [Fuel and the efficiency of its use]. Nauka Publ., 1971. 358 p.
- Malyarenko V. A., Shubenko O. L., Andryeyev S. Yu., Babak M. Yu., Senets'kyi O. V. *Koheneratsiyi tekhnolohiyi v maliy enerhetytsi: monohrafiya* [Cogeneration technologies in small energy]. Kharkiv. nats. un-t mis'k. hop-va im. O. M. Beketova, In-t problem mashynobud. im. A. M. Pidhornoho [O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, A. Podgorny Institute of Problems of Mechanical Engineering NAS Ukraine]. Kharkiv, O. M. Becketov KhNUMG Publ., 2018. 454 p.
- Javanshir A., Sarunac N. Thermodynamic analysis of a simple Organic Rankine Cycle. *Energy*. 2017, vol. 118, pp. 85–96. doi: 10.1016/j.energy.2016.12.019
- Kostikov A. O., Shubenko O. L., Subotin V. H., Senetskyi O. V., Tarasova V. O., Holoshchapov V. M., Babak M. Yu. Principal modernization solutions for a 300 MW power unit to be converted to operate at ultra-supercritical steam parameters. *Journal of Mechanical Engineering*. 2021, vol. 24, no. 4, pp. 38–49. doi: 10.15407/pmach2021.04.038
- Malyarenko V. A., Senetskyi O. V., Kolodyazhny S. V. Methodological approach to solving energy saving issue based on the use of secondary energy resources. *CYSENI 2021 (24–28 May 2021, Kaunas)*. Kaunas, Lithuanian Energy Institute Publ., 2021. P. 468–478.
- Senets'kyi O. V., Babak M. Yu. Pobudova ta modelyuvannya teplovykh skhem dlya heneratsiyi elektrychnoyi enerhiyi pry utylizatsiyi teploty dymovykh haziv rayonnykh kotelen' [Construction and modeling of thermal schemes for the generation of electrical energy during the utilization of heat from flue gases of district boiler houses]. *III International Scientific and Practical Conference "Débats scientifiques et orientations prospectives du développement scientifique". Collection of Scientific Papers "ΛΟΓΟΣ" (8 July 2022, Paris)*. P. 167–170. doi: 10.36074/logos-08.07.2022.046
- Rydalina N., Antonova E., Akhmetova I., Ilyashenko S., Afanaseva O., Bianco V., Fedyukhin A. Analysis of the Efficiency of Using Heat Exchangers with Porous Inserts in Heat and Gas Supply Systems. *Energies*. 2020, vol. 13, no. 22, 5854. doi: 10.3390/en13225854
- Shcheglyayev A. V. *Parovye turbiny. Teoriya teplovogo protsessa i konstruktivnykh turbin* [Steam turbines. Theory of thermal process and design of turbines]. Energoatomizdat Publ., 1993. 800 p.
- Torhova elektrychna kompaniya. Zakupivel'ni tsiny na rynku "na dobu napered" dlya Spozhyvachiv hrupy "B" v 2022 rotsi* [Trading electric company. Purchase prices on the "day-ahead" market for Consumers of group "B" in 2022]. Available at: <http://www.tek.energy/storage/prices/electricity/VkqFGpK0sszoPRrSSMXDgg8gTwiBdXifdLPx1Dhx.pdf> (accessed 10.09.2022).

Надійшла (received) 16.09.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Шубенко Олександр Леонідович (Shubenko Oleksandr) – доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НАН України, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, головний науковий співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9014-1357>; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua

Сенецький Олександр Володимирович (Senetskyi Oleksandr) – доктор технічних наук, Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова, доцент кафедри «Альтернативна електроенергетика та електротехніка»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8146-2562>; e-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net

Бабак Микола Юрійович (Babak Mikola) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, старший науковий співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4281-2790>; e-mail: babak@ipmach.kharkov.ua