

А.О. Редько, А.І. Компан, С.В. Павловський, О.Ф. Редько, В.Б. Поволочко
Харківський національний університет будівництва та архітектури

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОУТИЛІЗАЦІЙНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

© Редько А., Компан А., Павловський С., Редько О., Поволочко В., 2013

Наведено результати чисельного моделювання процесів перетворення теплоти викидних газів паливовикористувального обладнання промислових підприємств в електричну енергію. Показано вплив властивостей робочої речовини, яка використовується у силовому контурі в циклі Ренкіна, на термодинамічну ефективність утилізаційної енергетичної установки у широкому температурному діапазоні.

Ключові слова: цикл Ренкіна, робоча речовина, вироблення електроенергії.

The results of numerical modeling of the processes of transformation of heat of exhaust gases of fuel consumption equipment of industrial enterprises into electrical energy. Is shown the influence of properties of substances used in the power circuit in the Rankine cycle, on the thermodynamic efficiency of the utilization of power plant in the wide temperature range.

Key words: cycle Renkina, working substance, producing electrical energy.

Вступ

Міські системи теплопостачання є одними з найбільших споживачів енергії. ТЕЦ та великі котельні агрегати споживають близько 20 % палива. Для отримання теплоти низького потенціалу з температурою 95–100 °С використовується високоякісне органічне паливо (природний газ). Сьогодні одним зі шляхів збільшення ефективності котельних установок систем теплопостачання є модернізація котельних установок у когенераційні енергетичні агрегати для видобутку теплоти та електроенергії. Використання нових технологій створенням міні-ТЕЦ дає змогу збільшити енергетичну ефективність джерел теплопостачання.

Використання енергетичних установок з низькотемпературним циклом Ренкіна (The Organic Rankine Cycle – ORC) забезпечує глибоке охолодження продуктів спалювання та конденсацію водяної пари. Установки широко застосовуються як нові технології утилізації скидної теплоти різних процесів у промисловості та в сільському господарстві. ККД енергетичних утилізаційних установок становить 0,13–0,17 та кількість електричної потужності, яка додатково виробляється, – близько 130–150 кВт на МВт встановленої теплової потужності паливовикористовуючої установки, що забезпечує споживання електроенергії на особисті потреби. Реконструкція опалювальних котельних у міні-ТЕЦ з використанням газотурбінних та газопоршневих установок забезпечує видобуток на 1 МВт встановленої електричної потужності 1,5–2 МВт теплоти. При цьому знижуються затрати на споживання електроенергії, збільшується надійність систем тепло постачання, виключаючи аварійні зупинки за мережевого електропостачання.

Однак сьогодні фактично відсутні єдині положення про ефективність теплових схем енергетичних установок з утилізацією низькопотенційної теплоти у температурному діапазоні викидних газів до 350 – 400 °С, з параметрами робочої речовини установки [1].

У низькотемпературних ORC різного призначення (геотермальні, когенераційні та утилізаційні тощо) використовують різноманітні робочі речовини – органічні речовини та озонобезпечні хладони, тому що вибір робочої речовини циклу (з урахуванням ефективності теплообмінного обладнання, ККД турбіни та насоса) здебільшого визначається ефективність утилізаційної установки загалом.

Існуючі різноманітні методи термодинамічного аналізу комбінованих установок не забезпечують порівняльної оцінки різноманітних теплоенергетичних технологій.

Коефіцієнти різноманітні, які використовуються, не завжди придатні для оцінки ефективності різноманітних теплоенергетичних технологій.

Обґрунтування модернізації існуючого та втілення нового теплоенергетичного обладнання вимагає розроблення нових методів оцінки енергоефективності установок, особливо комбінованих, які використовують теплоту традиційних та нетрадиційних джерел (зокрема, вторинних енергетичних ресурсів ВЕР).

Тому розробка ефективних теплових схем комбінованих джерел тепlopостачання які забезпечують видобуток теплоти та електроенергії, оптимізація параметрів та вибір робочої речовини є актуальними для вирішення проблеми збільшення їх ефективності.

Мета роботи – підвищити енергоефективність паливовикористовувального устаткування комплексним перетворенням теплоти викидних газів в електроенергію.

Виклад основного матеріалу

Розглянемо процеси перетворення теплоти паливовикористовувального джерела (промислові печі металургійного виробництва, компресорні станції магістральних газопроводів, скловарні печі, котельні установки тощо) з температурою газів, що видаляються, 120–350 °С. Обсяги вторинних енергоресурсів, які можуть бути використані та перетворені, становлять десятки МВт теплової енергії.

Однак для усього температурного діапазону продуктів згоряння, що видаляються, відсутня універсальна теплова схема енергетичної паросилової установки і не можуть бути визначені (рекомендовані) ефективні робочі теплоносії. Так, за температури продуктів згоряння до 200–220 °С рекомендовані такі робочі речовини, як н-пентан, н-гексан [2, 3, 9, 10], суміш (і-бутан – і-пентан) [4–8], бензол [3]; за вищої температури викидних газів фактично відсутні рекомендації щодо вибору ефективної робочої речовини. Широко рекомендується водяна пара як негорюча та екологічно безпечна робоча речовина. Однак у цьому температурному діапазоні (до 350 °С) використання водяної пари недостатньо ефективне. Тому ведуться пошуки інших робочих речовин; у [5] рекомендується водоаміачна суміш.

Застосування знаходять нові озонобезпечні речовини – фреони, що не містять хлору і бромів. Перевага надається природним холодоагентам (вуглекислота (R744), аміак (R717), вуглеводи – пропан (R290), ізобутан (R600a), пентан (R601) і їхні суміші). Ефективними у холодильних машинах є суміші вуглеводнів з аміаком і діоксидом вуглецю.

У роботі наведено результати досліджень докритичних (цикл Ренкіна) і надкритичних (трикутний цикл) циклів одноступеневих енергетичних установок. Як робочі теплоносії вивчалися робочі речовини: R600, R600a, R601a, R602, R13в, R134a, R142в, R143a, R404a, R407a, R410a, R503в, R600a/ R161, R600a/ R141, R600a/ R601, NH₃/R170 та інші органічні речовини і їхні суміші.

Термодинамічна ефективність циклів визначається термічним ККД циклів або коефіцієнтом термомеханічного перетворення (COP – coefficient of Performance), а також ексергетичним ККД (коефіцієнтом утилізації). Термічний ККД (або COP) визначається за виразом

$$\eta_t = \frac{W_{кор}}{Q_{2-3}} = \frac{l_{3,4} - l_{1,2}}{Q_{2-3}}, \quad (1)$$

де $W_{кор}$ – корисна робота циклу; $l_{1,2}$; $l_{3,4}$ – відповідно робота адіабатичного стискування та розширення в насосі і турбіні у зворотному процесі; Q_{2-3} – підведена теплота.

Робота підвищення тиску, що виконується насосом, дорівнює

$$l_{1,2} = m(i_2 - i_1) = m(i_{2s} - i_1) / \eta_n, \quad (2)$$

де m – витрата робочої речовини; стани 2 і 2S відповідають реальному процесу і ізоентропному; η_n – дійсний ККД насоса.

Робота розширення пари у турбіні визначається за виразом

$$l_{3,4} = m(i_3 - i_4) = \eta_T m(i_3 - i_{4s}), \quad (3)$$

де η_T – дійсний ККД турбіни; стани 4 і 4S відповідають реальному і ізотропному процесам.

Ексергетичний ККД, або коефіцієнт утилізації визначається як відношення дійсної корисної потужності установки до максимальної теоретичної потужності, яку можна отримати від охолодження продуктів згоряння:

$$\eta_e = \frac{W_{н о л.}}{m_{п р. з г.} [(i - i_0) - T_0 (S - S_0)]}, \quad (4)$$

де $m_{п р. з г.}$ – витрата продуктів згоряння теплогенератора; i, i_0, S, S_0 – відповідно ентальпія і ентропія продуктів згоряння за температури на вході в установку та за температури довкілля; T_0 – температура довкілля.

Термічний ККД циклу (або COP) змінюється у вузькому діапазоні 0,13–0,16, що недостатньо характеризує ефективність циклів і тому показовішим критерієм вибору робочої речовини є робота, що отримується під час розширення пари в турбіні.

Основні результати та їх аналіз

Розрахунки виконувалися за таких допущень: перепад температур між продуктами згоряння і робочою речовиною $\Delta t_{\min} = 3; 5$ °С; ККД турбіни – 0,7–0,8; ККД насоса – 0,75–0,80; процес розширення пари в турбіні завершується в однофазній області; конденсація пари після турбіни відбувається у повітряному конденсаторі; температура атмосферного повітря – 15 °С (288,15 К).

У результаті дослідження і оптимізації циклів з багатьма робочими речовинами як у докритичному, так і в надкритичному циклах, в одноступінчастій енергетичній установці було встановлено, що максимальне вироблення електроенергії забезпечується у надкритичному циклі.

На рис. 1 показано технологічну схему утилізаційної енергетичної установки. Схема включає турбіну з генератором, випарник, насос, повітряний конденсатор та регенеративний теплообмінник.

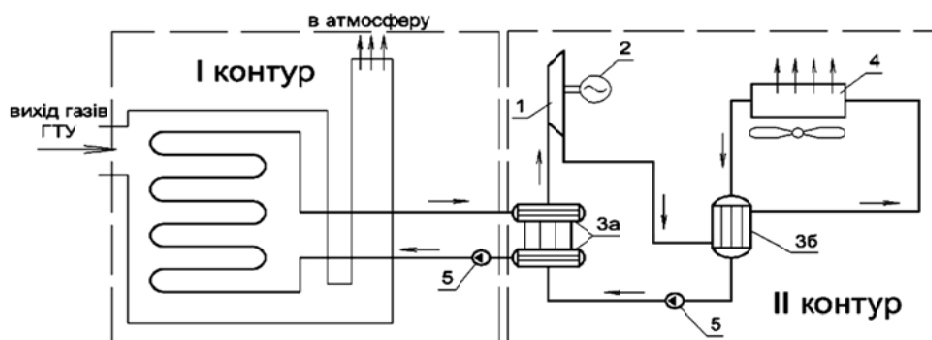


Рис. 1. Технологічна схема утилізаційної енергетичної установки:
1 – турбіна; 2 – електрогенератор; 3а, 3б – випарник, регенеративні теплообмінники; 4 – конденсатор; 5 – насос

Цикли енергетичної установки показано на рис. 2.

Теоретичні дослідження виконувались з використанням методів математичного планування експерименту [11].

Як було зазначено раніше, параметрами, які найбільше впливають на видобуток електричної потужності, є тиск та температура пари перед турбіною, значення мінімального температурного перепаду між теплоносійми, концентрація компонентів у суміші робочої речовини та інші параметри.

Отже, до вихідних параметрів належать: P_T – тиск пари перед турбіною, МПа; t_T – температура пари перед турбіною, МПа; $P_{\text{конд}}$ – тиск пари у конденсаторі.

Як вихідний параметр прийнята електрична потужність, що виробляє система N_e .

У табл. 1 наведено координати центра плану, інтервали варіювання та рівні дослідження.

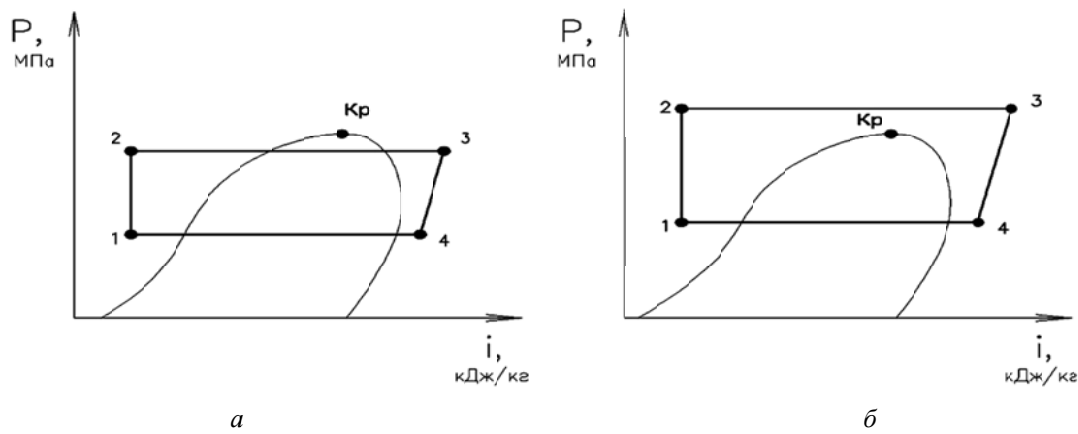


Рис. 2. Цикли утилізаційної установки: а – до критичний; б – надкритичний

Був виконаний перехід від фізичних змінних t, P_t, P_k до безрозмірних кодуванням змінних x_1, x_2, x_3 , нормованих так, щоб вони набували значення +1 для верхнього рівня та -1 – для нижнього.

Таблиця 1

Основні характеристики плану експерименту

Характеристика	Кодові значення чинника	Температура пари перед турбіною	Тиск пари перед турбіною	Тиск пари у конденсаторі
		t_t, C°	$P_t, \text{МПа}$	$P_k, \text{МПа}$
Основний рівень	X_j^0	160	4,15	0,35
Інтервал варіювання	Dx_j	40	1,85	0,15
Верхній рівень	1	200	6	0,5
Нижній рівень	-1	120	2,3	0,2
Зоряні точки	1.414	216,56	6,77	0,56
	-1.414	103,44	1,53	0,14

У табл. 2 наведена матриця планування експерименту. Кількість досліджень при цьому визначається за формулою

$$N = 2^k + 2 \cdot k + n_0 \quad (\text{за } k < 5); \quad (5)$$

$$N = 2^3 + 2 \cdot 3 + 4 = 8 + 6 + 4 = 18,$$

де n_0 – кількість нульових точок; k – кількість чинників.

Лінійне перетворення квадратичних стовпчиків x_j^2 проводили за формулою

$$x_j' = x_j^2 - \bar{x}_j^2 = x_j^2 - \frac{\sum_{i=1}^N x_{ji}^2}{N}. \quad (6)$$

Вихідні дані трифакторного експерименту

№ дос.	Код	Код	X1	Код	X2	Код	X3	Електрична потужність системи, яка виробляється N _{ср}
		0	160	0	4.15	0	0.35	
		Δ	40	Δ	1.85	Δ	0.15	
		+1	200	+1	6	+1	0.5	
		-1	120	-1	2.3	-1	0.2	
								N _{ср}
1	+	-	120	-	2.3	-	0.2	18,2
2	+	+	200	-	2.3	-	0.2	46,2
3	+	-	120	+	6	-	0.2	37,8
4	+	+	200	+	6	-	0.2	50,9
5	+	-	120	-	2.3	+	0.5	16,8
6	+	+	200	-	2.3	+	0.5	22,8
7	+	-	120	+	6	+	0.5	34,3
8	+	+	200	+	6	+	0.5	55,8
9	+	-1,414	103.44	0	4.15	0	0.35	35,4
10	+	+1,414	216.56	0	4.15	0	0.35	53,7
11	+	0	160	-1,414	1.53	0	0.35	17,5
12	+	0	160	+1,414	6.77	0	0.35	42,3
13	+	0	160	0	4.15	-1,414	0.14	52,1
14	+	0	160	0	4.15	+1,414	0.56	53,0
15	+	0	160	0	4.15	0	0.35	37,4
16	+	0	160	0	4.15	0	0.35	38,0
17	+	0	160	0	4.15	0	0.35	37,4
18	+	0	160	0	4.15	0	0.35	38,0

За результатами досліджень розраховані коефіцієнти регресії та її помилки. Визначення рівняння регресії та перевірка її адекватності проводилось за наведеною вище методикою на ПЕВМ у програмі "MathCAD-11 Professional".

У результаті отримано рівняння регресії у кодованому вигляді:

$$Y = 39,557 + 7,874 \cdot x_1 + 9,157 \cdot x_2 - 1,844 \cdot x_3 + 0,439 \cdot x_1^2 - 6,947 \cdot x_2^2 + 4,472 \cdot x_3^2 + 3,275 \cdot x_2 \cdot x_3 \quad (7)$$

Підставляючи в (7) значення x_1 , x_2 , x_3 , можна перейти до рівняння регресії у фізичних змінних. Залежності величини електричної потужності, яка виробляється, залежно від тиску пари перед турбіною, температури пари перед турбіною та тиску пари у конденсаторі показано на рис. 3-5.

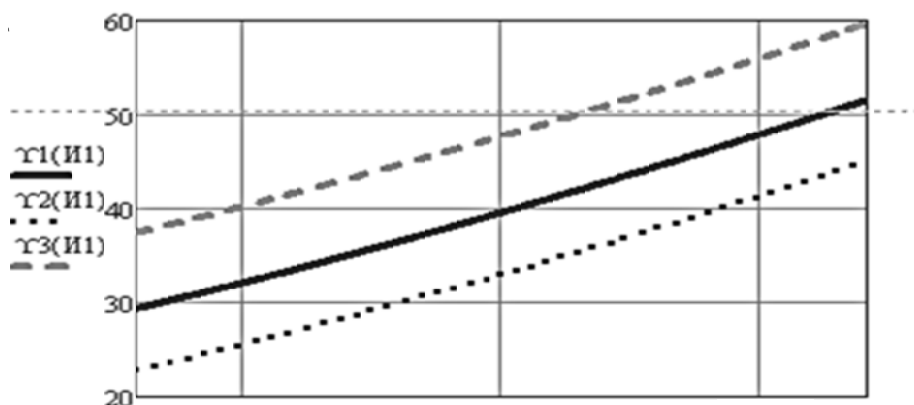


Рис. 3. Електрична потужність, яка виробляється, залежно від температури пари перед турбіною:

Y1 – за тиску пари $P_m=4.15$ МПа та тиску пари в конденсаторі $P_k=0.35$ МПа;

Y2 – за тиску пари $P_m=2.3$ МПа та тиску пари в конденсаторі $P_k=0.2$ МПа;

Y3 – за тиску пари $P_m=6$ МПа та тиску пари в конденсаторі $P_k=0.5$ МПа

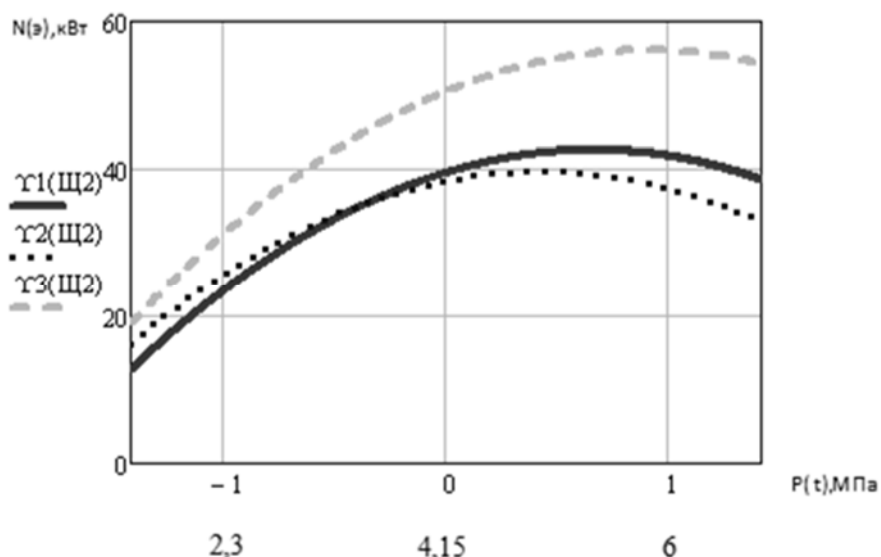


Рис. 4. Електрична потужність, яка виробляється, залежно від тиску пари перед турбіною:
 Y1 – за температури пари перед турбіною $t_{(t)}=160\text{ }^{\circ}\text{C}$ та тиску пари в конденсаторі – $P_{\kappa}=0.35\text{ МПа}$;
 Y2 – за температури пари перед турбіною $t_{(t)}=120\text{ }^{\circ}\text{C}$ та тиску пари в конденсаторі – $P_{\kappa}=0.2\text{ МПа}$;
 Y3 – за температури пари перед турбіною $t_{(t)}=200\text{ }^{\circ}\text{C}$ та тиску пари в конденсаторі – $P_{\kappa}=0.5\text{ МПа}$

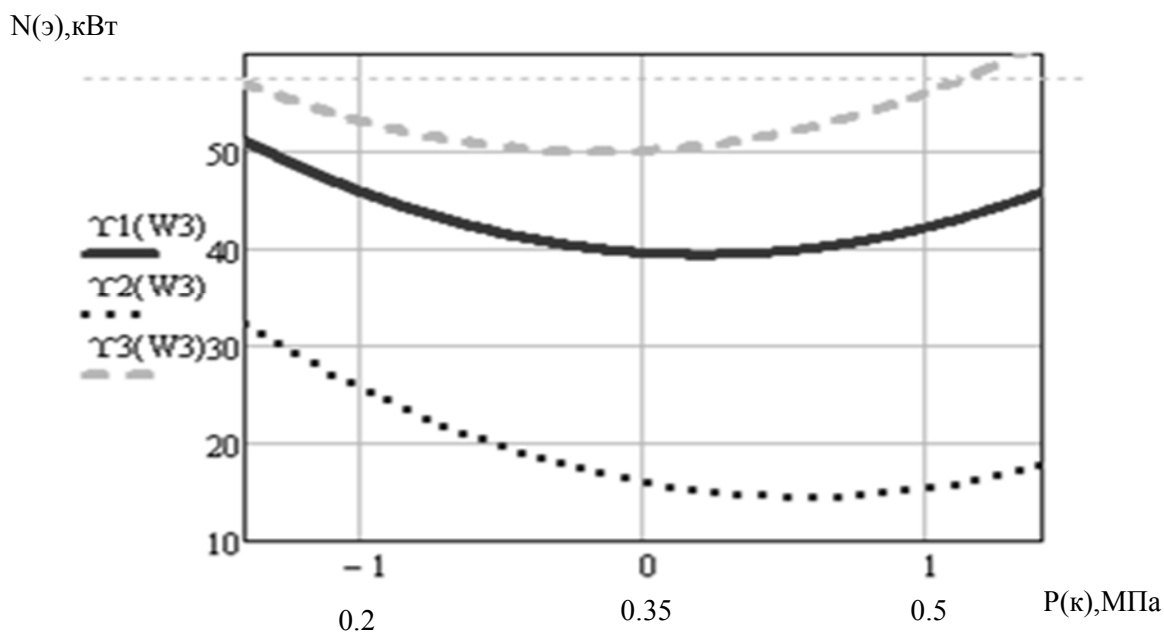


Рис. 5. Електрична потужність, яка виробляється, залежно від тиску пари у конденсаторі: Y1 – за температури пари перед турбіною $t_{(t)}=160\text{ }^{\circ}\text{C}$ та тиску пари перед турбіною – $P_m=4.15\text{ МПа}$; Y2 – за температури пари перед турбіною $t_{(t)}=120\text{ }^{\circ}\text{C}$ та тиску пари перед турбіною – $P_m=2.3\text{ МПа}$; Y3 – за температури пари перед турбіною $t_{(t)}=200\text{ }^{\circ}\text{C}$ та тиску пари перед турбіною – $P_m=6\text{ МПа}$

Висновки

Результати дослідження показують, що у температурному діапазоні близько $180\text{--}200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ефективними виявилися суміші органічних речовин (R600a/ R141в, R600a/ R161, R600a/ R602 тощо), які забезпечують виробництво електроенергії в обсязі $25\text{--}31\text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$.

З підвищенням температури необхідних газів до 350–400 °С виробництво питомої електричної потужності у турбіні з деканом ($\text{H-C}_{10}\text{H}_{22}$) становить 114,7 кВт/(кг/с), а для суміші $\text{C}_7\text{H}_{16}(80\%)+\text{H}_2\text{O}(20\%)$ збільшується до 138,9 кВт/(кг/с), тобто на 17,2 %. Електроенергія, що виробляється, може бути використана на покриття власних потреб підприємства зокрема або усього виробництва загалом.

1. Редько А.А. Термодинамическая эффективность процессов преобразования низкопотенциальной теплоты в энергетических установках с органическим теплоносителем: Доповіді НАНУ. – №3. – 2013. – С.71–75. 2. Смирнов А.В., Парафейник В.П., Сидоренко Д.А. Комбинированные парогазовые установки с реализацией цикла Ренкина // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – 3/10(57). – С. 20–23. 3. Чепурний М.М., Ткаченко С.Й. Теплоэлектроцентралі на базі газотурбінних установок і парових турбін з низькотемпературним робочим тілом // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2010. – №4. – С.21–26. 4. DiPippo R. Geothermal Power Plants: Principles? Applications and Case Studies. – Oxford OX51GB, UK. – 2005. – 450 с. 5. Алхасов А.Б. Геотермальная энергетика: проблемы, ресурсы, технологии / А.Б. Алхасов. – СПб.: ФИЗМАТЛИТ, 2008. – 376 с. 6. Редько А.А. Методы повышения эффективности систем геотермального теплоснабжения. – Макеевка: ДонНАСА, 2010. – 302 с. 7. Утилизация сбросной теплоты ГПА в энергоустановках с низкокипящими рабочими телами / Б. Билека, Е. Васильев, В. Избаи и др. // Газотурбинные технологии, сент.–окт., 2002. – С.6–10. 8. Артеменко С.В. Выбор рабочих тел для низкотемпературных циклов Ренкина на органических веществах. II Фторированные эфиры / С.В. Артеменко, Д.Н. Никитин // Холодильная техника и технология. – 2010. – №1(123). – С.6–10. 9. Редько А.А. Термодинамическая эффективность теплоутилизационных энергоустановок со сверхкритическим циклом органического теплоносителя / А.А. Редько, С.В. Павловский, А.Ф. Редько // Холодильная техника и технология. – 2012. – №1. – С.36–38. 10. Редько А.А. Выбор рабочего вещества для когенерационного силового контура котельного агрегата / А.А. Редько, С.В. Павловский // Энергетика и электрификация. – 2012. – №2. – С.24–27. 11. Возняк О.Т. Планування експерименту та оптимізація вирішень у системах теплогазопостачання та вентиляції / О. Т. Возняк. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2012. – 164 с.