

ЕНЕРГОІНФОРМАЦІЙНА МОДЕЛЬ ORC

Карпенко В. М.¹, канд. техн. наук., Нікорюк М.С.², канд. техн. наук

¹Національна акціонерна компанія «Нафтогаз України», вул. Б. Хмельницького 6, м. Київ, 01601, Україна

²Донецький Національний технічний університет, пл. Шибанкова, 2, м. Красноармійськ, Донецька область, 85300, Україна

Розглянуто енергоінформаційну модель ORC, що визначає статичний і динамічний ККД. Модель дозволяє оптимізувати параметри ORC для досягнення максимального значення ККД.

Рассмотрена энергоинформационная модель ORC, позволяющая определять статический и динамический КПД. Модель позволяет оптимизировать параметры ORC для достижения максимального значения КПД.

We consider the model of energy-ORC, which allows to determine the static and dynamic efficiency. Model ORC optimizes settings to achieve maximum efficiency.

Бібл. 12, табл. 1, рис. 4.

Ключові слова: цикл, енергія нагрівання, енергія охолодження, частота, статичний і динамічний ККД, ORC.

$U_{вих}(t)$ – внутрішня енергія нагрітого р/т після випаровувача;
 $\Delta U_I(t)$ – енергетичні втрати в генераторі;
 $\Delta U_k(t)$ – енергетичні втрати в конденсаторі;
 $\Delta U_{II}(t)$ – енергетичні втрати в pompі;
 $\Delta U_T(t)$ – енергетичні втрати в турбіні;
 $U_{вих}(t)$ – кінцева внутрішня енергія р/т на виході з випаровувача;
 η_o – ККД охолодження;
 $dU_o(t)/dt$ – потужність нагрівання р/т до максимальної температури у випаровувачі;
 $dU_{вих}(t)/dt$ – потужність охолодження р/т до температури на вході у випаровувач у турбіні, конденсаторі, pompі;
 $U_o(t)$ – початкова внутрішня енергія р/т у випаровувачі після pompі;
 t_H – час нагрівання р/т до максимальної температури у випаровувачі;
 t_o – час охолодження р/т з виходу випаровувача до кінцевого стану на виході з pompі;
 t_H^{-1} – частота нагрівання р/т у випаровувачі;
 t_o^{-1} – частота охолодження р/т;

$Q_{вих}(t)$ – вихідна енергія установки;
 $U_{вх}(t)$ – внутрішня енергія енергоносія, що передається р/т у випаровувачі;
 $Q_{вх}(t)$ – внутрішня енергія енергоносія, що у випаровувачі;
 $U_{oc}(t)$ – внутрішня енергія охолодженого р/т після конденсатора;
 ΔU_H – зміна внутрішньої енергії р/т при нагріванні;
 ΔU_o – зміна внутрішньої енергії р/т при охолодженні;
 η_H – ККД випаровувача;
 N_H – потужності нагрівання р/т;
 N_o – потужності охолодження р/т;
 ξ – загальна частота ТДЦ;
 ω_{H0} – середня геометрична частота ТДЦ;
 β – частоти охолодження р/т в турбіні;
 τ – частота охолодження р/т в конденсаторі разом з pompю,
 ККД – коефіцієнт корисної дії;
 МЕА – метод енергоінформаційного аналізу;
 р/т – робоче тіло;
 ORC – органічний Ренкіна цикл.

Вступ

Термодинамічний цикл ORC має поширене використання. Сучасний розвиток використання і дослідження ORC пов'язаний з освоєнням геотермальних ресурсів.

Проблема. Проблемою в ORC є досягнення найбільшого ККД перетворення теплової енергії в механічну (електричну). Так, ККД ORC 93 станцій коливається в межах 1...21 % [1], середній 12 %.

Існуючі способи розв'язання проблеми. Відомі [2,3] термодинамічні цикли, зводяться до циклу Карно і досліджуються в коорди-

натах «температура-ентропія» та «тиск-об'єм». Головним параметром оцінки ефективності ORC є термодинамічний статичний ККД. В роботах [4–10] досліджуються ККД ORC для різних низькокиплячих робочих тіл (р/т).

Задача статті. Розробити математичну модель ККД ORC–ММ– $\eta(t)$ на основі енергоінформаційного методу аналізу (МЕА) [11–12] руху матеріальних систем, що враховує в часі і точці простору сумісну дію законів збереження, зміни, переносу і упакування енергії. Дослідити ММ – $\eta(t)$.

Енергоінформаційна модель ORC (ЕМ-ORC).

На рис. 1 наведена схема ORC.

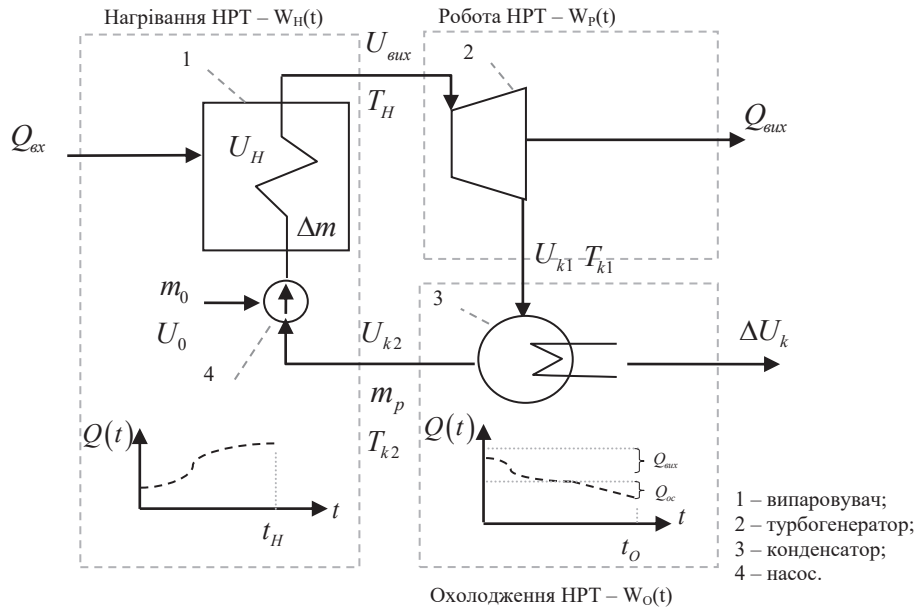


Рис. 1. Фізико-технічна модель ORC.

Математичну модель ORC можна представити наступною системою рівнянь

$$\begin{cases}
 1. \Delta m(t) = m_0(t) - m_p(t) \\
 2. U_{вих}(t) = \int_0^{\infty} \Delta m(\tau) * W_H(t - \tau) d\tau \\
 3. Q_{вих}(t) = \int_0^{\infty} N_{вих}(\tau) * W_P(t - \tau) d\tau \\
 4. m_p(t) = \int_0^{\infty} \Delta U_k(\tau) * W_0(t - \tau) d\tau \\
 5. U_{вих}(t) = Q_{вих}(t) + \Delta U_k(t) \\
 6. \Delta U_k(t) = U_{к2}(t) - U_{к1}(t)
 \end{cases} \quad (1)$$

де **перше рівняння** – моделює робочу масу р/т $\Delta m(t)$, як різницю між заданою для нагрівання масою р/т $m_0(t)$ і масою $m_p(t)$, що зворотно подається насосом після конденсатора у випаровувач;
друге рівняння – моделює збільшення внутрішньої енергії р/т масою $\Delta m(t)$ при нагріванні її вхідною енергією $Q_{вх}(t)$ від $U_{к2}(t)$ до енергії $U_{вих}(t)$;
третє рівняння – моделює зменшення внутрішньої енергії р/т масою $\Delta m(t)$ при роботі турбогенератора від $U_{вих}(t)$ до енергії $U_{к1}(t)$;
четверте рівняння – моделює роботу конденсатора над зміною внутрішньої енергії р/т масою $m_p(t)$;
п'яте рівняння – моделює розподіл внутрішньої енергії р/т $U_{вих}(t)$ на роботу турбогенератора $Q_{вих}(t)$ і конденсатора $\Delta U_k(t)$;
шосте рівняння – моделює зміну енергії р/т $\Delta U_{вих}(t)$ у конденсаторі від $U_{к1}(t)$ до $U_{к2}(t)$;
 $Q_{вх}(t)$ – вхідна теплова енергія енергоносія, що подається у випаровувач;

$U_H(t) = \eta_B Q_{вх}(t)$ – енергія, що нагріває р/т з ККД випаровувача;
 $U_{вих}(t) = \eta_T U_H(t)$ – кінетична енергія пари р/т в турбіні;
 $N_{вих}(t)$ – потужність кінетична енергія пари р/т в турбіні;
 $U_{к2}(t) = \eta_{II} N_{II} t_{II}$ – внутрішня енергія р/т на вході у випаровувач, після часу роботи t_{II} помпи з потужністю N_{II} і ККД – η_{II} ;
 $Q_{вих}(t) = \eta_G U_{вих}(t)$ – робота циклу з ККД генератора;
 $\Delta U_k(t)$ – втрата внутрішньої енергії р/т в конденсаторі;
 $U_{к1}(t)$ – внутрішня енергія р/т на вході у конденсатор;
 η_B – ККД випаровувача; η_T – ККД генератора;
 η_{II} – ККД турбіни.

Система рівнянь (17) в операторній формі, відповідно, має вигляд

$$\begin{cases}
 \Delta m(p) = m_0(p) - m_p(p) \\
 U_{вих}(p) = \Delta m(p) \cdot W_H(p) \\
 Q_{вих}(p) = U_{вих}(p) \cdot W_P(p)
 \end{cases}
 \begin{cases}
 m_p(p) = \Delta U_k(p) \cdot W_0(p) \\
 U_{вих}(p) = Q_{вих}(p) + \Delta U_k(p) \\
 \Delta U_k(p) = U_{к2}(p) - U_{к1}(p)
 \end{cases} \quad (2)$$

де $W_H(p) = c\Delta T_H(p)$, $W_O(p) = [c\Delta T_O(p)]^{-1}$, $W_p(p) = \eta_p(p)$ – передавальні функції нагрівання р/т у випаровувачі, охолодження р/т у конденсаторі, виконання роботи турбогенератором, відповідно.

З системи рівнянь (2) визначається загальна передавальна функція вихідної енергії $Q_{вих}$ в залежності від ККД електрогенератора, парової турбіни, випаровувача, вхідної енергії $Q_{вх}(t)$, теплової енергії конденсатора, потужності помпи, у вигляді

$$\eta(p) = \frac{Q_{вих}(p)}{Q_{вх}(p)} = \frac{\eta_B \eta_T \eta_G}{1 + W_H(p)W_O(p)[1 - W_p(p)]} \cdot \frac{\Delta U_k(p)}{Q_{вх}(p)} \quad (3)$$

Рівняння (3) можна представити у вигляді

$$\eta_o(p) = \frac{Q_{вих}(p)}{\eta_T m_o(p) c \Delta T_H(p)} =$$

$$= \frac{\eta_G}{[1 + f_o]} \cdot \frac{\Delta U_k(p)}{\eta_T m_o(p) c \Delta T_H(p)} \quad (4)$$

де c – теплоємність р/т; $\Delta T_H(p)$ – температура нагрівання р/т; $\Delta T_O(p)$ – температура охолодження р/т у конденсаторі.

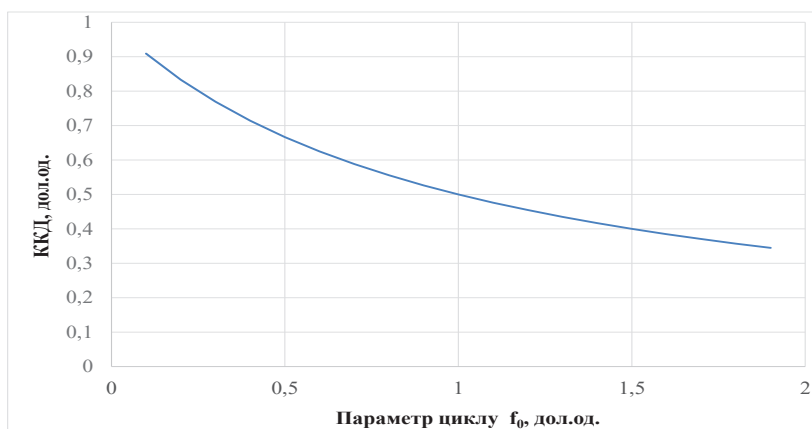
$f_o = \frac{\Delta T_H(p)}{\Delta T_O(p)} [1 - \eta_p(p)]$ – параметр циклу (рис. 2, а).

Приклад. Розглянемо енергетичний баланс у турбогенераторній установці, наведеній на рис. 2, б) з ККД 33 %. За рівнянням (4), коли $\Delta T_H(p)/\Delta T_O(p) = -1$, $0,67 = 0,55 + 0,09 + 0,1 + 0,01$; $\eta_G = 0,99 = 1 - 0,01$,

тоді $\eta_o(p=0) = \frac{Q_{вих}}{U_{вих}} = \frac{0,99}{\left[1 - \frac{1}{1}(1 - 0,99)\right]} \cdot \frac{0,67}{1} = 0,33$.

За Карно $\eta(p) = 1 - \frac{0,67}{1} = 0,33$.

Задамо профілі температур на рис. 3.



а)



б)

Рис. 2. Характеристика ККД ORC за рівнянням (4):
 а) з довільним р/т в залежності від комплексного параметру $|f_o|$;
 б) паровій турбіні з ККД 33 % [10] відповідає $|f_o| = 1,67$.

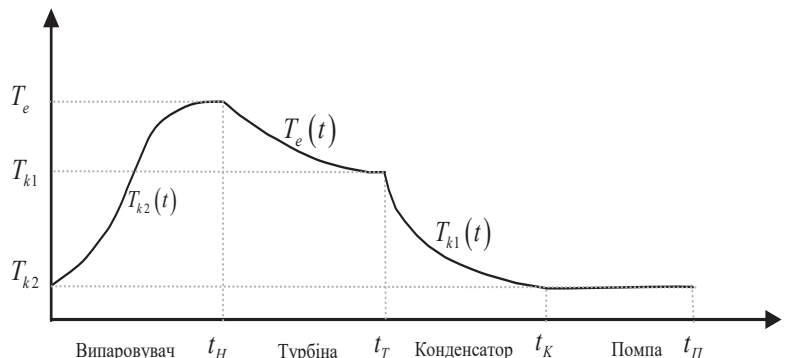


Рис. 3. Розгорнуті в часі профілі температур р/т в випаровувачі, турбіні, конденсаторі, помпі, відповідно, за один період.

Моделі нагрівання і охолодження р/т мають наступні алгебраїчні і відповідні до них операторні рівняння зміни температур вигляду:

$$\begin{cases} \frac{T_{k2}(p)}{T_e(p)} = \frac{\alpha}{p+\alpha} = W_H(p) \\ \frac{T_e(p)}{T_{k1}(p)} = \frac{\beta}{p+\beta} = W_T(p), \\ \frac{T_{k1}(p)}{T_{k2}(p)} = \frac{\tau}{p+\tau} = W_K(p) \end{cases} \quad (5)$$

де $\alpha = 1/t_{HP}$, $\beta = 1/t_T$, $\tau = 1/(t_K + t_{II})$ – частоти (1/час) нагрівання р/т у теплообміннику, охолодження р/т в турбіні і конденсаторі разом з помпою, відповідно, c^{-1} ; T_e , T_{k1} , T_{k2} – температури енергоносія, р/т після охолодження в турбіні і в конденсаторі, відповідно.

З системи рівнянь (5) додаванням (-1) до лівої і правої частини рівнянь виводяться рівняння для різниці температур

$$\begin{cases} \Delta T_H(p) = T_e(p) \frac{p}{p+\alpha}, \\ \Delta T_O(p) = -p \left\{ \frac{[T_{k1}(p)p + T_{k2}(p)]p + T_{k1}(p)\tau + T_{k2}(p)\beta}{(p+\beta)(p+\tau)} \right\}. \end{cases} \quad (6)$$

З системи рівнянь (6) визначається термодинамічне відношення (7)

$$\frac{\Delta T_H(p)}{\Delta T_O(p)} = - \frac{(p+\beta)(p+\tau)^2}{\alpha \{(\tau+1)p^2 + (\tau+\beta)p + (\tau^2 + \tau\beta)\}} \Big|_{p=0} = - \frac{\beta\tau}{\alpha\tau + \alpha\beta}. \quad (7)$$

Підстановка передавальної функції (7) в загальну модель ККД ТДЦ (4) надає модель ККД ОРС рівнянням вигляду

$$\eta_{i0}(p) = k \frac{p^2 + gp + d}{p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0} - \eta_o(p), \quad (8)$$

де

$$\eta_o(p) = \frac{\Delta U_k(p)}{\eta_T m_o(p) c \Delta T_H(p)}, \quad g = \frac{(\tau+\beta)}{(\tau+1)}, \quad d = \frac{(\tau^2 + \tau\beta)}{(\tau+1)},$$

$$k = - \frac{\eta_T \alpha (\tau+1)}{\tilde{\eta}_p}, \quad (1 - \eta_p) = \tilde{\eta},$$

$$a_0 = \frac{\tilde{\eta}_p \tau^2 \beta - \alpha(\tau^2 + \tau\beta)}{\tilde{\eta}_p}, \quad a_1 = \frac{\tilde{\eta}_p (2\tau\beta + \tau^2) - \alpha(\tau + \beta)}{\tilde{\eta}_p},$$

$$a_2 = \frac{\tilde{\eta}_p (\beta + 2\tau) - \alpha(\tau + 1)}{\tilde{\eta}_p}.$$

Так, для прикладу, рівняння (8) при $\alpha = \beta = 1c^{-1}$ визначає значення статичного ККД ОРС на рівні

$$\begin{aligned} \eta_{i0}(0) &= k \frac{d}{a_0} - \eta_o(0) = \frac{\eta_p}{1 - \frac{\tau\beta}{\alpha(\tau+\beta)} \tilde{\eta}_p} - \eta_o(0) = \\ &= \frac{0,99}{1 - 0,333 \cdot (1 - 0,99)} - 0,67 = 0,323. \end{aligned}$$

Аналіз результату

1. Рівняння (8) дорівнює рівнянню визначення ККД Карно при умові $f_0 \rightarrow 0$. Рівняння (8) відрізняється від рівняння ККД Карно параметром-функцією $f_0 \neq 0$,

яка в частотній області характеризує замкненість циклу та залежність ККД від швидкостей «нагрівання-охолодження» р/т у циклі.

2. Рівняння (8) показує, що прискорення роботи випаровувача, помпи і конденсатора мало підвищують ККД. Необхідно підбирати параметри р/т для зменшення втрат тепла в конденсаторі.

3. Модель (8) при малому параметрі $p^3 \rightarrow 0$, дозволяє виконувати синтез параметрів ОРС для максимізації динамічного ККД, який забезпечується необхідною умовою $a_1/a_2 \rightarrow 0$, тобто

$$\tilde{\eta}_p \tau (2\beta + \tau) = \alpha(\tau + \beta), \quad (9)$$

що досягається управліннями: задається стабільна вхідна енергія енергоносія у випаровувачі; збільшуються часи нагрівання р/т у випаровувачі і його охолодження

в конденсаторі; зменшується параметр $\alpha = \frac{Q_{ex} = const}{\Delta mc \Delta T_{HT}}$, де $\Delta m = N_n \frac{\rho}{P_H} t_n$ – маса р/т, що нагрівається і подається пом-

пою з потужністю – N_n , ρ – густина р/т, P_H – тиск у випаровувачі. Виконання умови (9) дозволяє отримати максимальне значення загального ККД ОРС, яке визначається рівнянням вигляду

$$\eta_{i0}(p) = K \frac{p^2 + gp + d}{p[p^2 + \omega_0^2]} - \eta_o(p) \rightarrow \eta(t) = K \cdot [A_1 \sin(\omega_0 t + \varphi_0) + A_0] - \eta_o, \quad (10)$$

де

$$A_0 = \frac{d}{\omega_0^2}, \quad A_1 = \frac{1}{\omega_0} \left[\frac{(-\omega_0^2 + d)^2 + \omega_0^2 g^2}{\omega_0^2} \right]^{0,5}, \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{a_0}{a_2}}, \quad \varphi_0 = \arctg \left[\frac{\omega_0 g}{-\omega_0^2 + d} \right] - \frac{\pi}{2},$$

$$g = \frac{(\tau + \beta)}{(\tau + 1)}, \quad d = \frac{(\tau^2 + \tau\beta)}{(\tau + 1)}, \quad K = \frac{k}{a_2}, \quad k = - \frac{\eta_p \alpha (\tau + 1)}{\tilde{\eta}_p}.$$

Для параметрів: $\alpha = \beta = \tau = 1$ визначимо максимальні значення динамічних ККД ОРС.

3.1 Для умови $\tilde{\eta} = 0$, тобто, повного перетворення теплової енергії у електричну $\eta_k = 0$, максимальний динамічний ККД має значення

$$\begin{aligned} \eta_{t0}(0,25 \cdot t_y) &= K [A_1 \sin(\omega_0 t + \varphi_0) + A_0] - \eta_o = \\ &= \eta_p [1 \cdot \sin(t) + 1] = 2\eta_p - \eta_o, \quad t = \pi n, \quad n = 0, 1, \dots \end{aligned} \quad (11)$$

середній $\eta(t_y) = \eta_p - \eta_o$, $\omega_0 = 1$, $A_0 = 1$, $A_1 = 1$, $\varphi_0 = 0$, $K = \eta_p$

3.2 Для умови $\tilde{\eta} = 1$, тобто, відсутня робота парової турбіни $\eta_p = 0$ і $\eta_k = 1$, максимальний динамічний ККД

$$\eta_{i0}(t) = 0 - \eta_o, \quad (12)$$

3.3. Для умови $0 < \tilde{\eta}_p < 1$ і охолодження р/т 49 с, максимальний динамічний ККД наведений на рис. 4 за рівнянням

$$\eta_{i0}(t) = K [A_1 \sin(\omega_0 t + \varphi_0) + A_0] - \eta_o. \quad (13)$$

Так, для , за виконанням умови (9), маємо наступні параметри $\eta_0 = 0,67$ рівняння (13), що наведені в табл.1.

На рис. 4 наведені характеристики статичного і динамічного ККД ОРС $\eta_p = \eta_B \eta_T \eta_H$ – робочий ККД циклу, з параметрами: 1) $\eta_T = 0,319$ – статичний ККД при $\eta_B = \eta_T = \eta_H = 1$; 2) $\eta_0 = 0,165$ – статичний ККД при $\eta_B = 0,95$, $\eta_T = 0,7$, $\eta_H = 0,8$.

Табл. 1. Параметри рівняння (13)

α	β	τ	$\tilde{\eta}_p$	a_0	a_2	g	d	k	K	ω_0	φ_0	A_0	A_1
1	1	49	0,01	-120099	-2401	1	49	-2475	1,030	7,072	-171,790	0,979	0,142

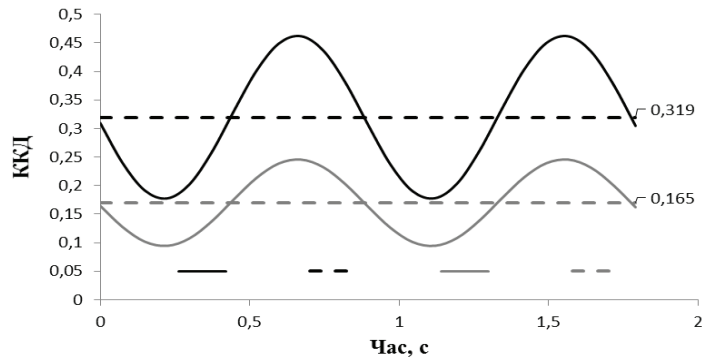


Рис. 4. Характеристики статичного і динамічного ККД ОРС.

1 – $\eta_r = 0,319$ – статичний ККД при $\eta_B = \eta_T = \eta_{II} = 1$;
 2 – $\eta_r = 0,165$ – статичний ККД при $\eta_B = 0,95, \eta_T = 0,7, \eta_{II} = 0,8$.

Висновки

1. Визначена частотна залежність загального ККД ОРС рівняннями (3) і (4) дозволяє досліджувати його значення довільними функціями $\Delta T_H(t), \Delta T_O(t)$ при різних фізичних і термодинамічних властивостях р/т.
2. Рівняння (8) дозволяє визначати ККД ОРС при використанні різних робочих тіл на одиницю вхідної енергії.
3. Частота ω_0 є власною частотою ОРС, яка є основним параметром для амплітудно-частотного, фазочастотного і параметричного керування циклом.
4. Максимально граничний ККД ОРС, що може бути реально досягнутий при існуючих р/т і правильному виборі параметрів циклу, має значення 0,25; при спеціальних р/т, високо продуктивних турбінах і насосах, правильному виборі параметрів циклу і керуванні, близько 0,5.
5. Енергоінформаційна модель ККД ОРС ставить задачу оптимального управління за критерієм – максимізація ККД циклу, що має передавальну функцію (8).

ЛІТЕРАТУРА

1. *Hyungsul Moon, Sadiq J. Zarrouk / Efficiency of geothermal power plants: a worldwide review// New Zealand Geothermal Workshop 2012 Proceedings 19 – 21 November 2012, Auckland, New Zealand. – P.1–13. s.zarrouk@aucklanduni.ac.nz.*
2. *Бер Г.Д. Техническая термодинамика. Теоретические основы и технические приложения. Изд. «Мир». – М.: – 1977. – 518 с.*
3. *Толкачев Е.М. Техническая термодинамика. Термодинамический расчёт и анализ циклов газовых двигателей и паросиловых установок. Часть 3. ГОУ ВПО УГТУ–УПИ, 2006. – Екатеринбург, 2007. – 49 с.*

4. *Moskvichtva V.N., Popov A.E. Geothermal Power Plant on the Paratunka River. Geothermic – Special Issue 2/ U.N. Symposium on the Development and Utilization of Geothermal Resources Piza. V.2. Pt.2. 1970 – P. 1567–1571.*
5. *DiPippo R. Geothermal Power Plants: Principles, Applications and Case Studies. – Oxford OX51GB, UK. – 2005. – 450 p.*
6. *Васильев В.А. Расчет параметров унифицированной геотермальной энергоустановки на водоаммиачной смеси / В.А. Васильев, А.В. Крайнов, И.Г. Говорков / Теплоэнергетика. 1996. – №5. – С. 27–32.*
7. *Редько А.О. Термодинамічні параметри геотермальної електричної станції з бінарним надкритичним циклом. Інтегровані технології та енергозбереження, №4, 2009. – С.81–85.*
8. *Редько А.О. Термодинамическая эффективность циклов геотермальных электрических станций. Энергетика: экономика, технологии, экология. №1, 2009. – С.3–8.*
9. *Редько А.О. Термодинамические параметры геотермальной энергетической станции с фреоновым теплоносителем в бинарном цикле. Энергетика: экономика, технологии, экология. №2, 2009. – С.3–9.*
10. *Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейдлин А.Е. Техническая термодинамика. Изд-е 4-е. Москва: Энергоатомиздат. – 1983. – 409 с.*
11. *Карпенко В.М. Фундаментальні закони енергетичного метаморфізму//науковий вісник. Зб. наук. праць Національної гірничої академії №5. Дніпропетровськ.: 2000. – С.74–75.*
12. *Карпенко В.М. Основні теореми енергоінформаційного аналізу динаміки фізичних точок // Сборник трудов конференции «Моделирование–2016». 25–27 мая 2016, Киев. – С.69–73.*

**ENERGY INFORMATION MODEL
THERMODYNAMIC CYCLE**

Karpenko V. M.¹, Nikoryk N.S.²

¹ National Joint Stock Company "Naftogaz of Ukraine", st. B. Khmelnytsky 6 m. Kyiv 01601, Ukraine

² Donetsk National Technical University Square, Shybankova, 2, Krasnoarmeysk, Donetsk region, 85300, Ukraine

We consider the model of energy-ORC, which allows to determine the static and dynamic efficiency. Model ORC optimizes settings to achieve maximum efficiency. References 12, tables 1, figures 4.

Key words: loop heating energy, cooling energy, frequency, static and dynamic efficiency, ORC.

1. *Hyungsul Moon, Sadiq J. Zarrouk.* Efficiency of geothermal power plants: a worldwide review. New Zealand Geothermal Workshop 2012 Proceedings 19–21 November 2012, Auckland, New Zealand. P.1–13. s.zarrouk@aucklanduni.ac.nz.

2. *Ber G.D.* Technical thermodynamics. Theoretical basis and engineering applications. Izd. «Mir». M. 1977. 518 s. (Rus).

3. *Толкачёв Е.М.* Tehnychal thermodynamics. The thermodynamic calculation and analysis of the cycle gas engines and steam power plants. Part 3. ГОУ ВПО УГТУ–УПИ, 2006. Екатеринбург, 2007. 49 p. (Rus).

4. *Moskvichtva V.N., Popov A.E.* Geothermal Power

Plant on the Paratunka River. Geothermic – Special Issue 2. U.N. Symposium on the Development and Utilization of Geothermal Resources Pizza. V.2. Pt.2. 1970. P. 1567–1571.

5. *DiPippo R.* Geothermal Power Plants: Principles, Applications and Case Studies. Oxford OX51GB, UK. 2005. 450 p.

6. *Vasilev V.A., A.V. Kraynov, I.G. Govorkov.* Dimensioning unified geothermal power plants in the water-ammonia mixture. V.A. Vasilev, Teploenergetika. 1996. №5. P. 27–32.(Rus).

7. *Redko A.O.* The thermodynamic parameters geothermal power plant with supercritical binary cycle. Integrovani tehnologiy ta energozberegenny, №4, 2009. P.81–85.(Ukr).

8. *Redko A.O.* The thermodynamic efficiency of geothermal power plants cycles. Energetika: ekonomika, tehnologii, ekologiy. №1, 2009. P.3–8.(Ukr).

9. *Redko A.O.* The thermodynamic parameters of a geothermal power plant with freon-cooled binary cycle. Energetika: ekonomika, tehnologii, ekologiy. №2, 2009. P.3–9.(Ukr).

10. *Kirillin V.A, Suchyv V.V., Sheydlin A.E.* Engineering thermodynamics. Izd-e 4–e. Moskva: Energoatomizdat. 1983. 409 p.(Rus).

11. *Karpenko V.M.* The fundamental laws of energy metamorphism, Naukoviy visnik. Zb. Nauk.prac Nacionalnoi girnichoї akademii. №5. Dnipropetrovsk.: 2000. P.74–75. (Ukr).

12. *Karpenko V.M.* Basic theorems of energy analysis of the dynamics of physical outlets. Sbornik trudov konferencii “Modelirovanie-2016”. 25–27 may 2016, Kiev. P.69–73. (Ukr).

*Получено 23.08.2016
Received 23.08.2016*