

УДК 620.9.004

Драганов Б.Х., Марчук В.М.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

МЕТОДИ ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

Приведені основні положення методу оцінки ефективності теплонасосних установок.

Приведены основные положения метода оценки эффективности теплонасосных установок.

The main provisions method of evaluating the efficiency of heat pumps is presented.

Створення локальних систем енергопостачання, працюючих на наявних в даній місцевості теплових ресурсах, в тому числі нетрадиційних, являється важливою задачею сучасної енергетики [1-4]. Ефективність систем теплохолодопостачання можна суттєво підвищити використовуючи термотрансформатори. В цьому випадку в більшій мірі забезпечуються вимоги захисту навколишнього середовища. Суттєвою при цьому є варіація можливих структур і параметрів проаналізованих систем з метою мінімізації енергетичних і економічних затрат, тобто рішення оптимізації затрат.

Кількісна характеристика процесів перетворення тепла в роботу в циклі визначається величиною COP (англ. – coefficient of performance – коефіцієнт претворення).

Енергетичну ефективність теплового насосу $COP_{ТН}$ можна визначити тільки двома способами:

- на основі циклу Карно (ідеалізований варіант)

$$COP_{ТН} = \frac{T_K}{T_K - T_0}; \quad (1)$$

- на основі аналізу дійсного циклу теплового насосу, який використовує реальну робочу речовину

$$COP_{Д} = \frac{Q_K}{N_e}. \quad (2)$$

Вперше в 1950-ті роки В.С. Мартиновський запропонував модернізувати рівняння (1) шляхом введення в нього поправочних коефіцієнтів, що описують ефективність виробництва електроенергії на середньостатистичній ТЕЦ

$$COP_M = 0,74 \frac{T_K}{T_K - T_0} - \left(0,0032T_0 + 0,765 \frac{T_0}{T_K} \right) + 0,9. \quad (3)$$

На основні рівняння (3) введене критичне значення $COP_{ТН}$ теплового насосу, яке відповідає режиму економії палива.

При оптимізації затрат теплонасосних систем (ТНС) потрібно враховувати:

- зростання експлуатаційних витрат установок в цілому через збільшення витрат на привід;
- зниження експлуатаційних витрат на теплообмінний апарат (зменшення амортизаційних відрахувань, затрат на плановий ремонт і т. д.).

На i -й рік річні затрати складають:

$$Z_n^{(рік)} = z_n \cdot \mu_n \cdot F_n; \quad (4)$$

- на установку (трансформатора) в цілому

$$Z_{ТТ}^{(рік)} = \left(\frac{Z_{ел} n Q_0}{q_0} + Q_0 K^n Z_{км}^n \mu_{км} \right) \frac{\Delta \bar{t}}{\Delta t_{max}}, \quad (5)$$

де Z_n – питомі капітальні затрати на 1 м² випарувача;

$\mu_n, \mu_{км}$ – сумарні амортизаційні відрахування, на плановий ремонт і т.д., як процент від капітальних затрат з врахуванням дискутування на i -му році експлуатації відповідно випарника і компресора;

Z – витрати в грошовому еквіваленті;

K – річні капітальні і інші витрати в процесі експлуатації;

F_n – площа випарника;

Q_0 – тепловий потік;
 n – кількість годин роботи установки в рік;
 $\Delta \bar{t}$ і Δt_{\max} – середньорічна і максимальна різниця температур для ізолюваного охолодженого об'єкта;
індекс «0» – відноситься до процесу кипіння холодоагенту.

В сучасних умовах експлуатації річні дисконтування не перевищують 1...2 % і тому другим доданком в рівнянні (5) можна знехтувати.

Із рівнянь (4) і (5) отримаємо

$$Z_{\Sigma}^{(PIK)} = z_n \mu_n F_n + \frac{Z_{ел} n Q_0}{q_0} \cdot \frac{\Delta \bar{t}}{\Delta t_{\max}}. \quad (6)$$

Проаналізуємо екологічний аспект в комплексі оптимізації енергоперетворювальних систем.

З точки зору ексенергії екологічний вплив визначається роботою, виконаною системою над навколишнім середовищем [5].

Ексергія, яка вводить в систему, є ексергією палива:

$$E_F = E \cdot [1 - \exp(-\lambda \tau_e) = E \tau_e (\tau_e / \tau_\lambda)], \quad (7)$$

де τ_λ – нормований час, дисконтування, зворотна ступінь дисконтування λ ;

τ_e – повний термін експлуатації системи.

В теплофізиці величина λ може змінюватись як в сторону зменшення (вичерпування природних ресурсів), так і в сторону збільшення (використання нових енергоресурсів).

Можна прийняти, що екологічні збитки пропорційні потокам енергії на виході з системи. Оскільки для холодильних уставок і термотрансформаторів температура ексенергії на виході, як правило, має менші значення, ніж в системах безпосереднього тепlopостачання (котельні установки, ТЕЦ і т. д.), то, як наслідок, впливу на навколишнє середовище буде менше.

Термодинамічна ефективність абсорбційних теплових насосів з сонячною регенерацією сорбенту визначається тепловим коефіцієнтом COP і ступенем термодинамічного коефіцієнта Θ :

$$COP = \frac{Q_0}{Q_{ДБР}}; \quad \Theta = \frac{COP}{(COP)_K}, \quad (8)$$

де Q_0 – холодопродуктивність;

$Q_{ДБР}$ – теплове навантаження на десорбер.

Холодопродуктивність циклу і теплове навантаження десорбер-регенератора визначається кількістю випаровуваних в випарнику $(\Delta G_{ж})_{НВО}$ і поглиненою в регенераторі $(\Delta G_{ж})_{ДБР}$ вологи

$$Q_{НВО} = (\Delta G_{ж})_{НВО} \cdot r_{НВО}, \quad Q_{ДБР} = (\Delta G_{ж})_{ДБР} \cdot r_{ДБР}. \quad (9)$$

Оскільки:

$$(\Delta G_{ж})_{НВО} = (x_{вих} - x_{вх})_{НВО} \cdot (G_r)_{НВО}, \quad (10)$$

$$(\Delta G_{ж})_{ДБР} = (x_{вих} - x_{вх})_{ДБР} \cdot (G_r)_{ДБР},$$

де $x_{вх}$, $x_{вих}$ – вологовміст повітря на вході і виході відповідного апарату та враховуючи, що у встановленному режимі роботи накопичення вологи в схемі не виникає, то

$$(x_{вих} - x_{вх})_{ДБР} = (x_{вих} - x_{вх})_{АБР}. \quad (11)$$

В однопоточній (по повітряному потоку) схемі і при атмосферному тиску в апаратах виникають умови:

$$(G_r)_{НВО} = (G_r)_{ДБР} = G_r, \quad (12)$$

$$r_{НВО} = r_{ДБР} = r,$$

тобто витрати повітря через абсорбер і десорбер однакові і весь потік осушеного повітря спрямовується в систему кондиціонування.

Тоді

$$COP = \frac{Q_0}{Q} = \frac{(x_{вих} - x_{вх})_{НВО}}{(x_{вих} - x_{вх})_{ДБР}} = \frac{(x_{вих} - x_{вх})_{НВО}}{(x_{вих} - x_{вх})_{АБР}}. \quad (13)$$

Для ідеалізованого циклу при нульовій недорекуперації по кінцям тепломасообмінних апаратів:

$$COP_{ид} = \frac{x_s(T_0) - x_{\min}}{x_{OC} - x_{\min}}, \quad (14)$$

де $x_s(T_0)$ – вологовміст насиченого повітря на виході з випарника охолоджувача;

x_{\min} – мінімальний вологовміст, відповідаючий парціальному тиску парів води над сильним розчином абсорбенту;

x_{OC} – вологовміст зовнішнього повітря, поступаючого в систему.

Зменшити витрати тепла можна модернізувавши об'єкт, що споживає енергію (наприклад виконавши термореновацію, теплоізоляцію тощо). Спосіб і перебіг модернізації залежать від типу джерела тепла. Тепло, передане споживачеві протягом року, у випадку А є сумою його складових від теплової помпи, її теплового двигуна і традиційного опалювального котла. У випадку В споживач одержує тепло лише від традиційного опалювального котла.

Річна корисна кількість тепла Q_{or} зменшиться до Q_{orA} після модернізації у випадку А. Q_{or} є більшим від Q_{orA} , оскільки тепловіддача η_{oA} після модернізації зменшується і є сумою: $Q_o = Q'_{or} + Q''_{or}$. Первинне споживання енергії у випадку А Q_{HP} і первинне споживання енергії у випадку В Q_K можна характеризувати коефіцієнтом первинної енергії ($KPE_A = R_A$; $KPE_B = R_B$).

$$Q_{HP} = \frac{Q_{or}}{R_A} = \frac{u_{PC} Q_{or}}{R_{A1}} + \frac{(1-u_{PC}) Q_{or}}{R_A}, \quad (15, a)$$

$$Q_K = \frac{Q_{or}}{R_B}, \quad (15, б)$$

де R_A – повний КПЕ для випадку А; R_{A1} , R_{A2} – КПЕ для теплопомпової системи і традиційного котла; R_B – КПЕ для випадку В.

$$R_{A1} = \frac{\Phi \eta_{oA} \eta_l}{\epsilon_A}; \quad R_{A2} = \frac{\Phi \eta_{oA} \eta_\Gamma}{\epsilon_A}; \quad R_B = \frac{\Phi \eta_{oB} \eta_\Gamma}{\epsilon_B};$$

$$\epsilon_A = \frac{Q_{orA}}{Q_{or}}; \quad \epsilon_B = \frac{Q_{orB}}{Q_{or}};$$

$$\eta_l = \eta_{sys} \eta_{eng}; \quad \eta_\Gamma = \eta_{cog} \eta_{trg}; \quad \eta_\Gamma = \eta_{CO} \eta_{trg};$$

$$\Phi = \phi + e; \quad \phi = Q_{ofr} / P_{hp};$$

$$0 \leq e = Q_{ofr} / P_{hp} < 1 / \eta_{eng}.$$

Зменшення кількості первинної енергії, зумовлене впровадженням ТНС, визначає співвідношення (17). Далі можна визначити найменше доцільне значення ККД ϕ , розширеного ККД Φ з виразів (18) після підстановки (16, а) та (16, б) в співвідношення (2):

$$Q_{HP} = Q_K, \quad (16)$$

$$R_A \geq R_B, \quad (17)$$

$$\phi \geq \frac{\eta_1}{\eta_2} = \frac{aa_e u_{pc}}{aa_h - (1-u_{pc})a_e} - e = \Phi_{ene} - e = \phi_e = \text{ККД}_e, \quad (17, a)$$

$$\Phi \geq \frac{\eta_1}{\eta_2} = \frac{aa_e u_{pc}}{aa_h - (1-u_{pc})a_e} - e = \Phi_e. \quad (17, б)$$

де u_{pc} – частка ТНС у річному споживанні тепла;

$$a = \eta_{гд} / \eta_r; \quad a_r = \epsilon_A / \epsilon_B; \quad a_h = \eta_{oA} / \eta_{oB}.$$

Якщо ККД теплової помпи не відповідає залежностям (17, а, 17, б), споживання первинної енергії після впровадження ТНС буде більшим, ніж при обігріванні системою з традиційним котлом. Залежності (17, а, 17, б) є першою умовою економічної ефективності теплової помпи.

Економічність ТНС – фактор зменшення річних витрат порівняно з традиційним котельним опаленням. Річні витрати $K_{HP/K}$ містять сталі складові K_{SA} та K_{SB} та змінні складові K_{op} : середні значення, обчислені з життєвого циклу ТНС і традиційного опалювального обладнання відповідно. Сталі складові враховують капітальні затрати й амортизаційні витрати. Змінні – складаються з вартості традиційного палива й енергії. Річні витрати на ТНС визначаються за виразом (9, а), а на традиційне опалення – за (18, б):

$$K_{HP} = K_{SA} + c_e \cdot Q_{or} \cdot \left(\frac{u_{PC} \eta_{sys}}{R_{A1}} + \frac{(1-u_{PC}) \gamma_{ge} \eta_{trg}}{R_{A2}} \right), \quad (18, a)$$

$$K_K = K_{SB} + c_e \cdot Q_{or} \cdot \frac{\gamma_{we} \eta_{trg}}{R_B}, \quad (18, б)$$

де $\gamma_{ge} = C_g / C_e$; $\gamma_{we} = C_g / C_e$; C_e – вартість палива для двигуна;

C_g і C_w – вартість палива для традиційних котлів.

Підставляючи рівняння (18, а, 18, б) у нерівність (1), отримаємо безрозмірну нерівність (20) економічної ефективності ТНС:

$$\Pi \geq T, \quad (19)$$

$$\text{де } \Pi = \frac{c_e Q_{or}}{K_{SA} - K_{SB}}, \quad (19, a)$$

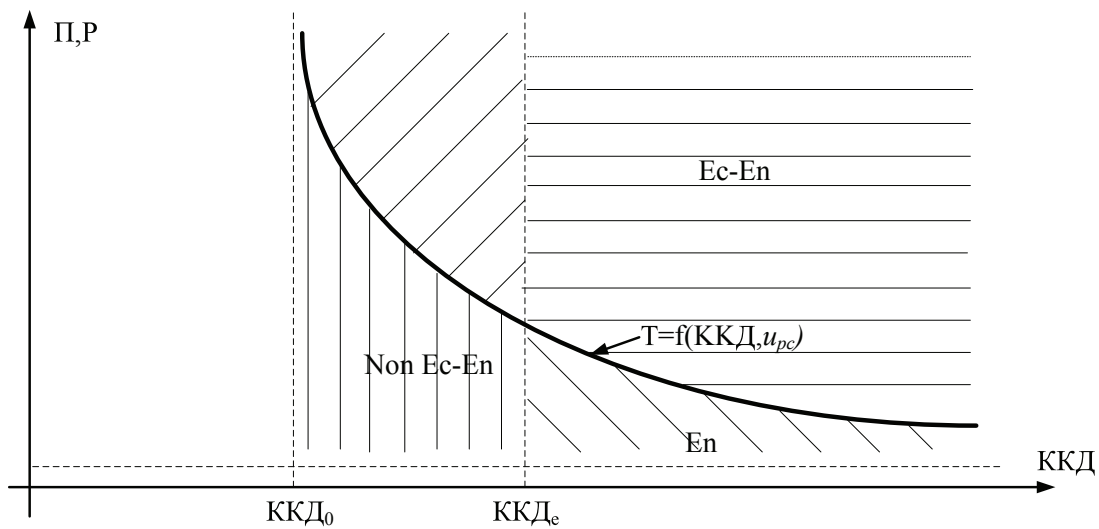


Рис. 1. Область і чотири підобласті ефективності теплової помпи: Π – безрозмірна міра річних витрат; $T = f(\text{ККД}, u_{pc})$ – безрозмірна функція макроекономічних параметрів теплової помпи й опалювальної системи; $\text{ККД}_0, \text{ККД}_e, T_\infty$ характеризують параметри опалювальної системи й макроекономічні параметри; Ec – підобласть ефективності ТНС.

Зменшення річних витрат і збільшення споживання первинної енергії ($K_{np} \leq K_k$) ($Q_{np} \geq Q_k$); En – підобласть ефективності ТНС. Збільшення річних витрат і зменшення витрати первинної енергії ($K_{np} \geq K_k$) ($Q_{np} \leq Q_k$);

Ec-En – область енергетичної та економічної ефективності. Зменшення річних витрат і зменшення споживання первинної енергії ($K_{np} \leq K_k$) ($Q_{np} \leq Q_k$)

Non Ec-En – область неефективних параметрів опалювальної системи. Збільшення річних витрат та збільшення споживання первинної енергії ($K_{np} \geq K_k$); ($Q_{np} \leq Q_k$).

Висновок

Використання теплонасосних установок в системі тепlopостачання, як правило, може виявитись досить ефективним в енергетичному і, як наслідок, економічному відношенні. Приведені дані рекомендується доповнити, базуючись на концепції ексерго-економічної оптимізації.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Geothermal Heat Supply System Applying Heat Pumps* / В. Draganov, Т. Morosyuk, R. Nikulshin, L. Fara // 10-th Internat. Conf. on Thermal Engineering and Thermogrammetry (THERMO). – Budapest (Hungary). 1997. – P. 214-218.

$$T = \frac{A\Phi}{[B - (1 - u_{pc})C]\Phi - u_{pc}D} = f(\Phi, u_{pc}), \quad (19, б)$$

$$A = \eta_{co} \eta_{cog} \eta_{eng} \eta_{oB} a_h,$$

$$B = \eta_{cog} \eta_{eng} \gamma_{we} \varepsilon_B a_h,$$

$$C = \eta_{co} \eta_{eng} \gamma_{ge} \varepsilon_A,$$

$$D = \eta_{co} \eta_{cog} \varepsilon_A,$$

$$\Phi > \Phi_0 = \frac{u_{pc}D}{B - (1 - u_{pc})C} = \text{ККД}_0 + e. \quad (20)$$

Функція $T = f(\Phi, u_{pc})$ і рівняння (17) та (20) дозволяють знайти області й чотири підобласті економічної та енергетичної ефективності теплової помпи (рис. 1).

2. *Analysis of Underground Heat Accumulators in Heat Pump System* / T. Morosyuk, R. Nikulshin, B. Draganov, T. Gulko // Proc. Of 1-st Inter. Conf. on Energy and the Environment. – Limassol (Cyprus), 1997. – P. 630-636.

3. *Теплонасосні системи з підземними акумуляторами тепла* / Драганов Б.Х., Морозюк Т.В, Нікулишин Р. К., Гулько Т. В. // Пром. теплотехника. – 2000. – Т. 22, № 5-6. – С. 46-50.

4. *Войтюк Д.Г., Драганов Б.Х., Морозюк Т.В.* Елементи термодинаміки нерівноважних процесів в дослідженні термотрансформаторів //

Збірник наукових праць Національного аграрного університету «Механізація сільськогосподарського виробництва». – 2000. – Т. VIII. – С. 159-165.

5. *Нікулишин Р.К., Драганов Б.Х., Морозюк Т.В.* Аналіз нерівномірних систем теплохолодопостачання на основі ексерго-топологічного представлення топологічної моделі // Сб. докл. IV съезда АВОК. – М.: 1995. – С. 213-218.

6. *Будинок «нуль» енергії*, тому що Земля і Сонце не виставляють рахунків: Збірник статей / Укладач О.Б. Денис. – Вид.4-е дод. – Львів: ЕКОінформ-2009 – С. 331.

Получено 12.04.2011 г.