

М. М. Чепурний, к. т. н., доц.; О. В. Куцак; І. М. Димніч

ПОРІВНЯННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ВІД ОПАЛЮВАЛЬНИХ КОТЕЛЕНЬ І ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК

Здійснено порівняльний ексергетичний аналіз ефективності роботи систем теплопостачання від опалювальних котелень і пароконпресійних теплонасосних установок.

Ключові слова: котел, тепла мережа, опалювальний прилад, тепловий насос, випарник, конденсатор.

Вступ

На сьогодні, коли постійно зростають ціни на органічне паливо, економія паливно-енергетичних ресурсів набула пріоритетного значення. За статистичними даними, на потреби теплозабезпечення витрачається 91 млн. тонн умовного палива (м. т. у. п.). Водночас на виробництво електроенергії витрачається лише 33 м. т. у. п. У зв'язку з цим стає очевидним, що основну увагу в розв'язанні проблеми підвищення ефективності використання паливних ресурсів слід приділяти сектору теплозабезпечення.

Одним із ефективних засобів економії палива й захисту навколишнього середовища є використання низькотемпературних джерел енергії. У розвинутих країнах багато уваги приділяється створенню і впровадженню теплонасосних установок (ТНУ), які призначені для опалення, гарячого водопостачання, сушки тощо [1, 2]. Є певний досвід застосування ТНУ в системах централізованого теплопостачання шляхом створення теплонасосних станцій [3]. Не менш важливим чинником є універсальність ТНУ, які можуть використовуватись як нагрівники та охолодники водночас, перетворюючи теплові відходи в кондиційну теплову енергію, нагріваючи теплоносії до прийнятної для теплопостачання температури.

Більшість закордонних і вітчизняних спеціалістів вважає, що ТНУ будуть посідати головне місце в низькотемпературних системах теплопостачання. Введення ТНУ в тепловий баланс країни дозволяє не тільки скоротити витрати первинних енергоресурсів на виробництво теплоти, але й зменшити забруднення навколишнього середовища. На жаль, в Україні не визначено масштаби та галузі найефективнішого застосування ТНУ. У наявній літературі містяться суперечливі дані щодо оцінки ефективності застосування ТНУ в системах теплопостачання [4 – 6 та ін.]. Ці розбіжності, як показав аналіз, можна пояснити різними умовами дослідів, зокрема температурами теплоносіїв у випарнику та конденсаторі теплонасосної установки, різними методиками обробки дослідних даних і різними теплофізичними властивостями робочих тіл. Зважаючи на вищевикладене, поставлено завдання здійснити порівняння ефективності систем теплопостачання від водогрійних котелень і теплонасосних установок.

Основні результати

Відомо [7], що енергетичну ефективність роботи теплових установок оцінюють за допомогою величини питомої витрати умовного палива на виробництво одиниці енергії (b_y , кг/ГДж). Якщо виробництво теплової енергії здійснюється у водогрійному котлі, то питома витрата умовного палива складатиме

$$b_y^{ек} = 1/(\eta_k \cdot Q_n^p), \quad (1)$$

де η_k – енергетичний коефіцієнт корисної дії (ККД) котла; Q_n^p – нижча теплота згоряння

умовного палива, яка дорівнює $29,3 \cdot 10^{-3}$ ГДж/кг.

У разі виробництва теплової енергії в ТНУ витрачається електрична потужність, яка дорівнює потужності, що споживається, привода компресора N . Зрозуміло, що еквівалентна витрата умовного палива, яка витрачається на виробництво електроенергії потужності N в енергосистемі, становить

$$B_y = N / (\eta_{ec} \cdot \eta_{em} \cdot Q_n^p), \quad (2)$$

де η_{ec} – середній ККД електростанцій нетто; η_{em} – ККД електромереж.

Тоді питома витрата умовного палива на одиницю вироблюваної теплової енергії в ТНУ дорівнює

$$b_y^{my} = 1 / (\varphi \cdot \eta_{ec} \cdot \eta_{em} \cdot Q_n^p), \quad (3)$$

де $\varphi = Q/N$ - коефіцієнт перетворення енергії в ТНУ (опалювальний коефіцієнт); Q – вироблювана тепла енергія.

На рис. 1 показано розрахункові значення питомої витрати умовного палива у водогрійному котлі (лінія 1) і в теплонасосній установці (лінія 2) за даними: $\eta_k = 0,9$; $\eta_{ec} = 0,34$; $\eta_{em} = 0,9$. Із рис. 1 видно, що за певних умов роботи питома витрата умовного палива на ТНУ стає значно менша, ніж у водогрійному котлі.

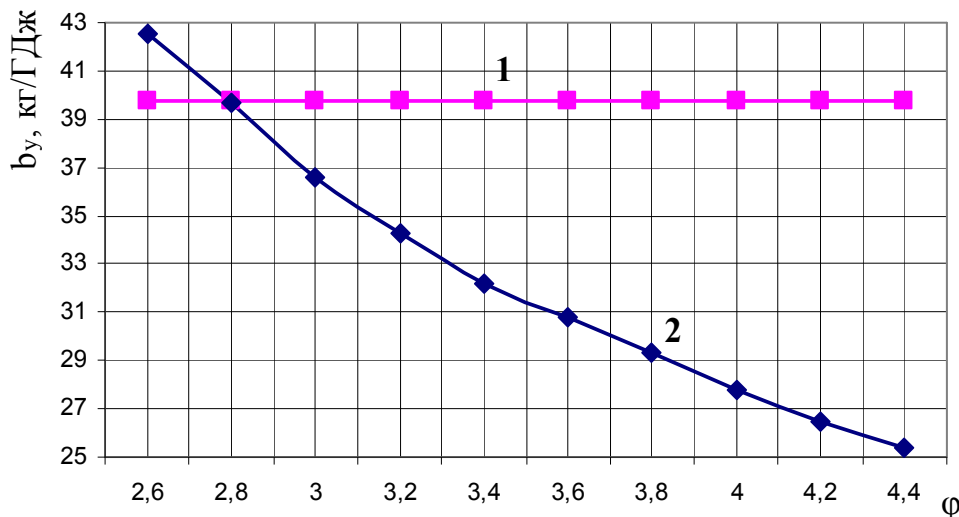


Рис. 1. Поточні значення b_y

Відомо також [8], що досконалість теплових процесів і установок доцільніше оцінювати за ексергетичним коефіцієнтом корисної дії η_{ex} . Відхилення η_{ex} від максимального значення ($\eta_{ex} = 1$) є мірою необоротних утрат енергії, які принципово можуть бути усунені в разі більш раціонального здійснення технологічних процесів. Значення ексергетичного ККД залежать від ексергетичної температурної функції η_c (фактора Карно), яка дорівнює

$$\eta_c = 1 - T_0 / T_{cp}, \quad (4)$$

де T_0 – абсолютна температура навколишнього (зовнішнього) середовища; $T_{cp} = (h_2 - h_1) / (s_2 - s_1)$ – середня термодинамічна температура підведення та відведення теплоти; $(h_2 - h_1)$ – зміна ентальпії теплоносія в процесі теплообміну; $(s_2 - s_1)$ – зміна ентропії в тепловому процесі.

У [9] виявлено неоднозначний характер зміни ККД теплонасосних установок залежно від середньотермодинамічних температур підведення та відведення теплоти. Для зручності розрахунків значення Карно для різних значень T_0 і T_{cp} наведено в табл. 1.

Значення фактора Карно

T_{cp}, K	Температура зовнішнього середовища, K							
	248	253	258	263	273	278	283	288
293	0,1535	0,1365	0,1194	0,1023	0,0853	0,0682	0,0512	0,0341
298	0,1677	0,1500	0,1342	0,1174	0,1006	0,0839	0,0671	0,0533
303	0,1815	0,1650	0,1485	0,1320	0,1155	0,0990	0,0825	0,0661
308	0,1948	0,1785	0,1623	0,1461	0,1298	0,1136	0,0974	0,0811
313	0,2070	0,1917	0,1757	0,1597	0,1437	0,1278	0,1118	0,0958
318	0,2201	0,2044	0,1886	0,1729	0,1572	0,1415	0,1257	0,1100
323	0,2322	0,2167	0,2012	0,1857	0,1702	0,1548	0,1393	0,1238
328	0,2439	0,2286	0,2134	0,1982	0,1829	0,1676	0,1524	0,1372
333	0,2552	0,2402	0,2252	0,2102	0,1952	0,1802	0,1615	0,1501
338	0,2662	0,2514	0,2366	0,2219	0,2071	0,1923	0,1775	0,1627
343	0,2769	0,2624	0,2478	0,2332	0,2186	0,2041	0,1895	0,1749
348	0,2873	0,2729	0,2586	0,2442	0,2298	0,2155	0,2011	0,1867
353	0,2974	0,2832	0,2691	0,2550	0,2407	0,2256	0,2154	0,1983
358	0,3072	0,2933	0,2793	0,2653	0,2514	0,2374	0,2234	0,2095
363	0,3168	0,3030	0,2892	0,2754	0,2617	0,2479	0,2341	0,2204
368	0,3261	0,3125	0,2989	0,2853	0,2717	0,2581	0,2445	0,2309
373	0,3351	0,3217	0,3083	0,2949	0,2817	0,2681	0,2546	0,2413
378	0,3439	0,3306	0,3174	0,3042	0,2910	0,2777	0,2645	0,2513
383	0,3524	0,3394	0,3263	0,3133	0,3002	0,2872	0,2741	0,2611

До складу систем теплопостачання входять: водогрійний котел або тепловий насос, теплова та електрична мережі, опалювальні пристрої. Визначимо, насамперед, ексергетичні ККД водогрійного котла й теплового насоса. Згідно з [8] ексергетичний ККД котла визначається за формулою

$$\eta_{ex}^k = (Q_H^p / E_{xв}) \cdot \eta_k \cdot \eta_c^k, \quad (5)$$

де $E_{xв}$ – ексергія палива; η_k – ексергетичний ККД котла; η_c^k – фактор Карно, який визначається за (4) для середньотермодинамічної температури теплоносія (мережної води) у котлі.

Перший співмножник у (5) в разі спалювання газоподібного чи рідкого палива дорівнює, як правило, 0,94 – 0,97 [8]. На рис. 2 показано залежності зміни ексергетичних ККД котла для різних температурних режимів роботи теплової мережі за умови $(Q_H^p / E_{xв}) = 0,95$ і $\eta_k = 0,9$.

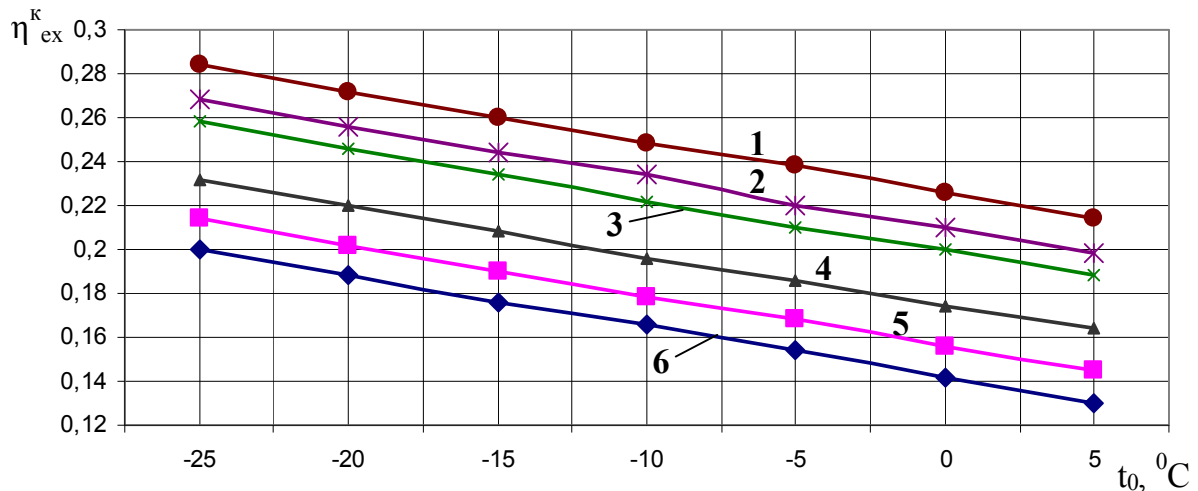


Рис. 2. Значення ексергетичного ККД котла: 1 – $t_{нмв}/t_{зmv} = 130/70, ^\circ C$; 2 – 120/60; 3 – 100/60; 4 – 90/50; 5 – 80/40, 6 – 70/40; $t_{нмв}$ і $t_{зmv}$ – температура прямої та зворотної мережної води відповідно

Із рис. 2 видно, що значення ексергетичного ККД котла зростають зі зменшенням температури зовнішнього середовища та з підвищенням температурного режиму підігрівання мережної води. Ексергетичні втрати в котлі складають від 70 % до 80 %. Зменшити ці втрати можна за рахунок збільшення середньотермодинамічної температури підведення теплоти до мережної води.

Ексергетичний ККД теплового насоса обчислюється за формулою

$$\eta_{ex}^{mn} = E_{XQ} / N = Q \cdot \eta_c^{kn} / N = \varphi \cdot \eta_c^{kn}, \quad (6)$$

де E_{XQ} - ексергія теплоти; η_c^{kn} - фактор Карно для середньотермодинамічної температури мережної води в конденсаторі теплового насоса.

У [9] було з'ясовано, що коефіцієнти перетворення енергії φ залежать від середньотермодинамічних температур теплоносіїв у процесах підведення теплоти у випарнику T_{cp}^e і відведення теплоти в конденсаторі T_{cp}^{kn} , а також від теплофізичних властивостей робочого тіла в ТНУ (хладону). Розрахункові значення φ для аміачної парокомпресійної теплонасосної установки наведено на рис. 3. Ці залежності свідчать про те, що значення φ зростають у разі збільшення температур T_{cp}^e і зменшення температур T_{cp}^{kn} .

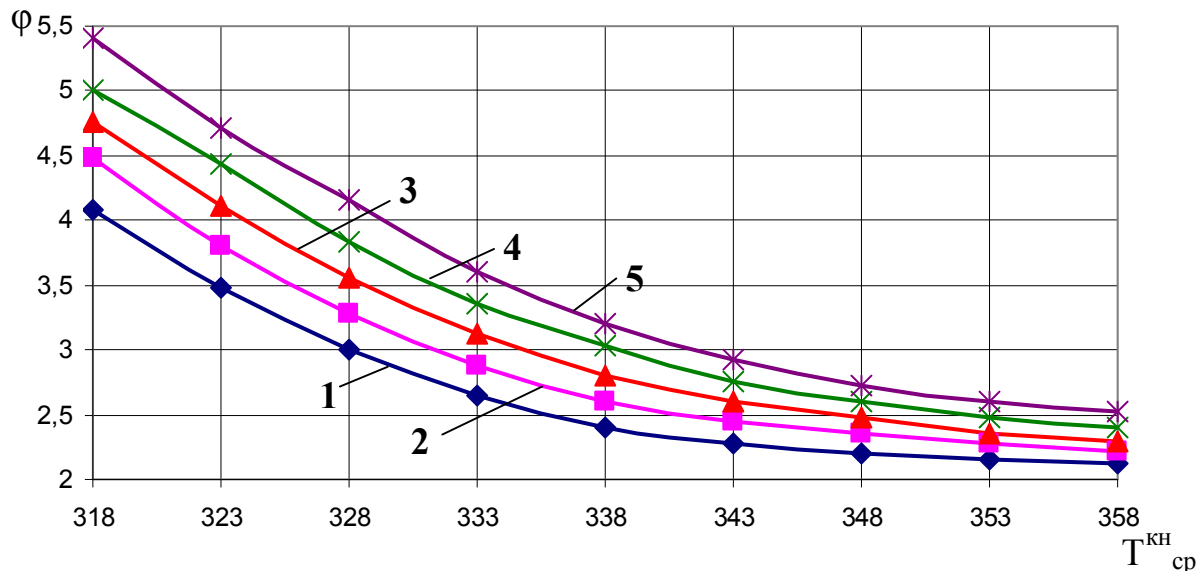


Рис. 3. Значення φ : 1 - $T_{cp}^e = 278$ К; 2 - 283; 3 - 288; 4 - 293; 5 - 298

Опалювальні пристрої (радіатори) являють собою рекуперативні теплообмінні апарати, від яких теплота надходить у приміщення, де підтримують температуру t_{np} . Якщо знехтувати ексергетичними втратами на тертя грійного теплоносія в радіаторі, то ексергетичний ККД останнього дорівнюватиме [10]

$$\eta_{ex}^p = (1 - T_0 / T_{np}) / (1 - T_0 / T_{cp}^p) = \eta_c^{np} / \eta_c^p, \quad (7)$$

де T_{cp}^p - середньодинамічна температура теплоносія (мережної води) в радіаторі; T_{np} - абсолютна температура в приміщенні.

На рис. 4 наведено розрахункові значення ексергетичних ККД опалювальних пристроїв за умови: $t_{np} = 20$ °С. Бачимо, що значення η_{ex}^p тим більші, ніж нижчі температури t_0 і T_{cp}^p .

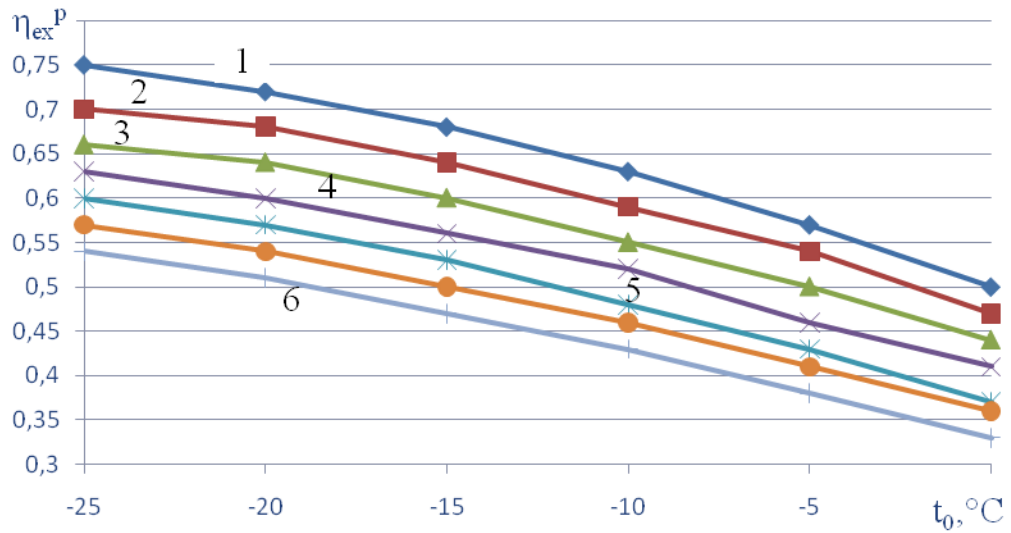


Рис. 4. Залежності $\eta_{ex}^p = f(t_0)$: 1 - $T_{cp}^p = 313$ К; 2 – 318; 3 – 323; 4 – 328; 5 – 333; 6 – 338; 7 – 343

Зрозуміло, що порівнювати ефективність роботи систем теплопостачання від водогрійних котлів і теплонасосних установок треба за умов однакової теплової потужності, однакових температурних режимів роботи теплової мережі та опалювальних пристроїв. Зважаючи на це, формули для порівняння за ексергетичними ККД зазначених систем теплопостачання матимуть вигляд:

$$\eta_{ex}^{BK} = \eta_{ex}^k \cdot \eta_{ex}^p, \tag{8}$$

$$\eta_{ex}^{THY} = \eta_{ex}^{TH} \cdot \eta_{ex}^p, \tag{9}$$

де значення η_{ex}^k , η_{ex}^{TH} , η_{ex}^p визначають за (5), (6) і (7) відповідно.

За співвідношенням (8) і (9) для прикладу побудовано розрахункові залежності зміни ексергетичних ККД в системах теплопостачання, які наведено на рис. 5 і 6.

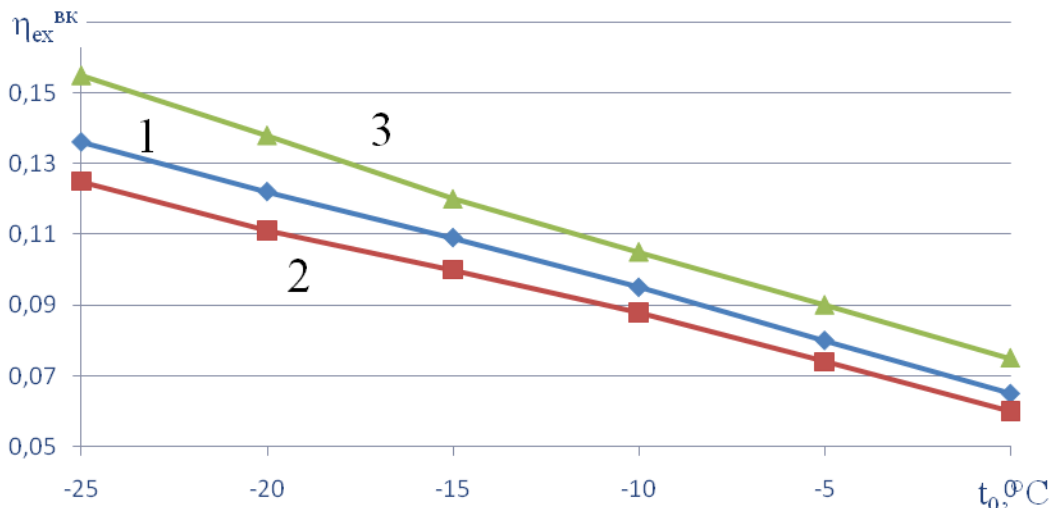


Рис. 5. Значення ексергетичних ККД в системі теплопостачання від водогрійної котельні: 1 - $\eta_k = 0,9$, $T_{cp}^p = 328$ К; 2 - $\eta_k = 0,85$, $T_{cp}^p = 328$ К; 3 - $\eta_k = 0,9$, $T_{cp}^p = 318$ К

Із рис. 5 наочно видно, що ексергетичний ККД системи теплопостачання від водогрійної котельні зростає в разі зменшення температури зовнішнього середовища,

середньотермодинамічної температури відведення теплоти від опалювального пристрою та збільшення енергетичного ККД котла. Зменшення температури T_{cp}^p на $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ дає приріст ексергетичного ККД на $11,26\%$. Приблизно на таку величину зростає $\eta_{ex}^{ек}$ за умови $T_{cp}^p = \text{const}$ у разі збільшення ККД котла на 10% .

На рис. 6 наведено залежності зміни ексергетичних ККД системи теплопостачання від теплонасосної установки.

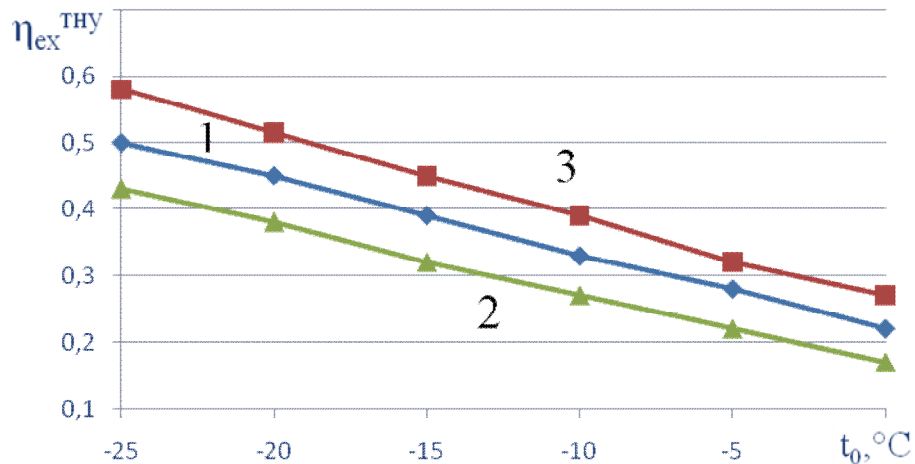


Рис. 6. Ексергетичні ККД системи теплопостачання від теплонасосної установки: 1 – $\varphi = 3$, $T_{cp}^p = 328\text{ K}$;

2 – $\varphi = 3,5$, $T_{cp}^p = 328\text{ K}$; 3 – $\varphi = 3$, $T_{cp}^p = 338\text{ K}$

Порівнюючи залежності, наведені на рис. 5 і рис. 6, побачимо, що значення ексергетичних ККД для системи теплопостачання від ТНУ в 3 – 3,5 рази більше значень ексергетичних ККД для системи теплопостачання від водогрійної котельні. Значення ексергетичних ККД на рис. 6 зростають у разі зменшення температур t_0 і T_{cp}^p і в разі збільшення коефіцієнтів перетворення енергії φ . Так, при збільшенні φ на $0,5$ значення ексергетичних ККД зростають у середньому на $11,3\%$. На таку саму величину збільшуються ексергетичні ККД в разі зменшення температури T_{cp}^p на $10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Бачимо (див. рис. 1), що в разі збільшення φ від 3 до 3,5 питома витрата умовного палива на виробництво енергії b_y зменшується саме на $11,3\%$. Це свідчить про те, що величина b_y адекватно віддзеркалює ефективність роботи теплоенергетичних систем та установок, зокрема ТНУ.

Незважаючи на певні переваги систем теплопостачання від ТНУ порівняно із системами теплопостачання від водогрійних котельні, не треба забувати, що капітальні витрати на ТНУ суттєво зростають. Застосування ТНУ в системах теплопостачання виправдане в разі наявності низькотемпературного джерела теплоти з порівняно високою температурою скидного теплоносія та високих цін на паливо. Доцільність застосування ТНУ в кожному конкретному випадку може бути визначено лише на підставі техніко-економічного аналізу.

Висновки

1. Порівняно із системою теплопостачання від водогрійних котельні більш ефективна робота систем теплопостачання від теплонасосних установок спостерігається тоді, коли коефіцієнт перетворення енергії в ТНУ перевищує $2,9$.

2. Найбільше впливає на ефективність роботи систем теплопостачання температура зовнішнього середовища, зі зменшенням якої ексергетичні коефіцієнти корисної дії суттєво зростають.

3. Збільшення коефіцієнтів перетворення енергії в ТНУ досягається в разі збільшення температур теплоносія у випарнику та зменшення температур відведення теплоти з конденсатора.

4. Величина питомої витрати умовного палива на виробництво теплової енергії адекватно характеризує енергоефективність роботи систем теплопостачання.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Groff G. G. Heat pumps in USA: 1950-1990 / G. G. Groff // International edition, 1980. – А. 38. – 46 р.
2. Проценко В. П. Тепловые насосы в капиталистических странах / В. П. Проценко // Теплоэнергетика. - 1998. - № 3. – С. 70 – 74.
3. Янтовский Е. И. Теплонасосные станции в энергетике / Е. И. Янтовский, Ю. В. Пустовлов, В. С. Янков // Теплоэнергетика. - 1987. - № 4. – С. 46 – 49.
4. Чепурний М. М. Аналіз енергетичної ефективності застосування теплонасосних установок в системах централізованого теплопостачання / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко // Вісник Вінницького політехнічного інституту. - 2002. - № 4. – С. 52 – 55.
5. Клер А. М. Сопоставление эффективности использования низкотемпературной теплоты для комбинированной теплопроизводящей установки с тепловым насосом / А. М. Клер, А. Ю. Мариненко // Сб. Энергетика: управления, качество и эффективность использования энергоресурсов. – 2003. – Т. 2. – С. 278 – 283.
6. Беяева Г. Г. Оценка экономической целесообразности использования тепловых насосов в коммунальной энергетике Украины / Г. Г. Беяева, А. А. Рутенко, О. В. Басок // Пром. Теплотехніка. - 2009. – Т. 31. - № 5. – С. 81 - 87.
7. Чепурний М. М. Показники ефективності роботи енергетичних установок для сумісного виробництва теплової та електричної енергії [Електронний ресурс] / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, Н. В. Пішеніна // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. - № 1. – 2010. Режим доступу до журн.: http://www.nbu.gov.ua/e-journals/VNTU/2010_1/2010-1.files/uk/10mmcaee_ua.pdf.
8. Бэр Г. Д. Техническая термодинамика / Г. Д. Бэр. – М.: Мир, 1977. – 318 с.
9. Чепурний М. М. Аналіз впливу температур на ефективність роботи теплонасосних установок / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, Т. П. Куть // Вісник Вінницького політехнічного інституту. - 2001. - № 4. – С. 53 – 56.
10. Кименов Г. А. Техническая термодинамика / Г. А. Кименов. – Техника: София, 1981. – 374 с.

Чепурний Марко Миколайович – к. т. н., доцент, професор кафедри теплоенергетики.

Куцак Ольга Володимирівна – студентка інституту будівництва, теплоенергетики і газопостачання.

Димніч Ілона Миколаївна – студентка інституту будівництва, теплоенергетики і газопостачання. Вінницький національний технічний університет.