

М. Н. Чепурной, к. т. н., доц.; О. В. Куцак; И. Н. Дымнич

СРАВНЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ОТ ОТОПИТЕЛЬНЫХ КОТЕЛЬНЫХ И ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК

Проведен сравнительный энергетический анализ эффективности работы систем теплоснабжения от отопительных котельных и парокомпрессорных теплонасосных установок.

Ключевые слова: котел; тепловая сеть, отопительный прибор, тепловой насос, испаритель, конденсатор.

Введение

В настоящее время, когда постоянно растут цены на органическое топливо, экономия топливно-энергетических ресурсов приобрела приоритетное значение. По статистическим данным, на нужды теплоснабжения расходуется 91 млн. тонн условного топлива (м. т. у. т). В то же время на производство электроэнергии расходуется только 33 м. т. у. т. В связи с этим становится очевидным, что основное внимание в решении проблемы повышения эффективности использования топливных ресурсов следует уделять сектору теплоснабжения.

Одним из приоритетных методов экономии топлива и защиты окружающей среды является использование низкотемпературных источников энергии. В развитых странах много внимания уделяется созданию и внедрению теплонасосных установок (ТНУ), которые предназначены для отопления, горячего водоснабжения, сушки и пр. [1, 2]. Имеется определенный опыт использования ТНУ в системах централизованного теплоснабжения путем создания теплонасосных станции [3]. Не менее важным фактором является универсальность ТНУ, которые могут использоваться как нагреватели и охладители одновременно, преобразуя тепловые отходы в кондиционную тепловую энергию, нагревая теплоноситель до приемлемой для теплоснабжения температуры.

Большинство зарубежных и отечественных специалистов считают, что ТНУ будут занимать основное место в низкотемпературных системах теплоснабжения. Ввод ТНУ в тепловой баланс страны позволяет не только сохранить расходы первичных энергоресурсов на производство теплоты, но и уменьшить загрязнение окружающей среды. К сожалению, в Украине не определены масштабы и области наиболее эффективного применения ТНУ. В имеющейся литературе приведены противоречивые данные относительно оценки эффективности использования ТНУ в системах теплоснабжения [4 – 6 и др.]. Эти противоречия, как показал анализ, объясняются разными условиями опытов, в частности температурами теплоносителей в испарителе и конденсаторе теплонасосной установки, различными методиками обработки опытных данных и различными теплофизическими свойствами рабочих тел. Принимая во внимание вышеизложенное, поставлена задача осуществить сравнение эффективности систем теплоснабжения от водогрейных котельных и теплонасосных установок.

Основные результаты

Известно [7], что энергетическую эффективность работы тепловых установок оценивают при помощи величин удельного расхода условного топлива на производство единицы энергии (b_y , кг / ГДж). Если производство тепловой энергии осуществляется в водогрейном котле, то удельный расход условного топлива составляет

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

где η_k – энергетический коэффициент полезного действия (КПД) котла; Q_n^p – нижняя теплота сгорания условного топлива, которая равна $29,3 \cdot 10^3$ ГДж/кг.

В случае производства тепловой энергии в ТНУ расходуется электрическая мощность, которая равна потребляемой мощности привода компрессора N . Понятно, что эквивалентный расход условного топлива, который тратится на производство электроэнергии мощности N в энергосистеме, составляет

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

где $\eta_{эс}$ – средний КПД электростанций нетто; $\eta_{эсм}$ – КПД электросетей.

Тогда удельный расход условного топлива на единицу производимой тепловой энергии в ТНУ равен

$$b_y^{мну} = 1/(\varphi \cdot \eta_{эс} \cdot \eta_{эсм} \cdot Q_n^p), \quad (3)$$

где $\varphi = Q/N$ – коэффициент преобразования энергии в ТНУ (отопительный коэффициент); Q – производимая тепловая энергия.

На рис. 1 показаны расчетные значения удельного расхода условного топлива в водогрейном котле (линия 1) и в теплонасосной установке (линия 2) по данным: $\eta_k = 0,9$; $\eta_{эс} = 0,34$; $\eta_{эсм} = 0,9$. Из рис. 1 видно, что при определенных условиях удельный расход условного топлива на ТНУ становится значительно меньшим, чем в водогрейном котле.

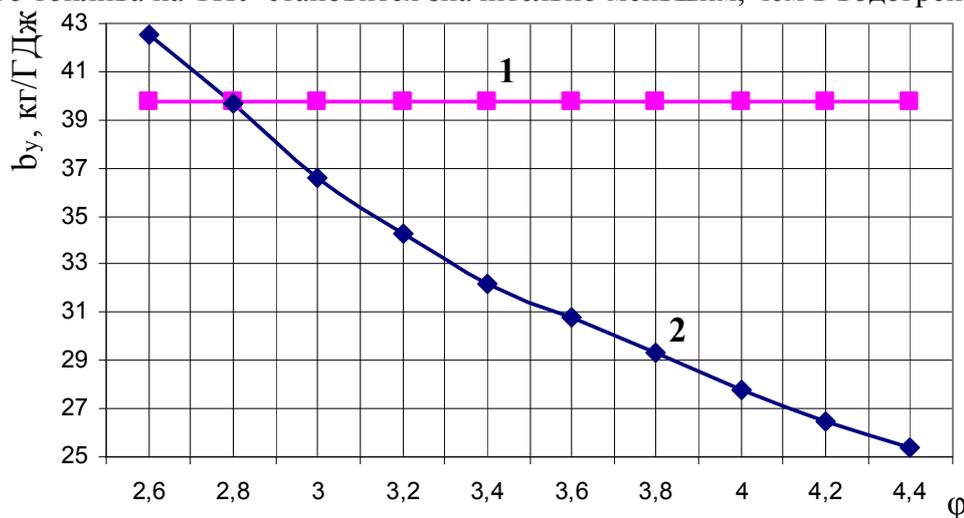


Рис. 1. Текущие значения b_y

Известно также [8], что совершенство тепловых процессов и установок целесообразнее оценивать по эксергетическому коэффициенту полезного действия η_{ex} . Отклонение η_{ex} от максимального значения ($\eta_{ex} = 1$) является мерой необратимых потерь энергии, которые принципиально могут быть устранены в случае более рационального осуществления технологических процессов. Значения эксергетического КПД зависят от эксергетической температурной функции (фактора Карно), которая равна

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

где T_0 – абсолютная температура окружающей (внешней) среды; $T_{cp} = (h_2 - h_1)/(s_2 - s_1)$ – средняя термодинамическая температура подвода и отвода теплоты; $(h_2 - h_1)$ – изменение энтальпии в процессе теплообмена; $(s_2 - s_1)$ – изменение энтропии в тепловом процессе.

В [9] обнаружено неоднозначный характер изменения эксергетического КПД теплонасосных установок в зависимости от средних термодинамических температур

подвода и отвода теплоты. Для удобства расчетов значения фактора Карно для различных значений T_0 и T_{cp} приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значения фактора Карно

T_{cp}, K	Температура внешней среды, 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	0,1651	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

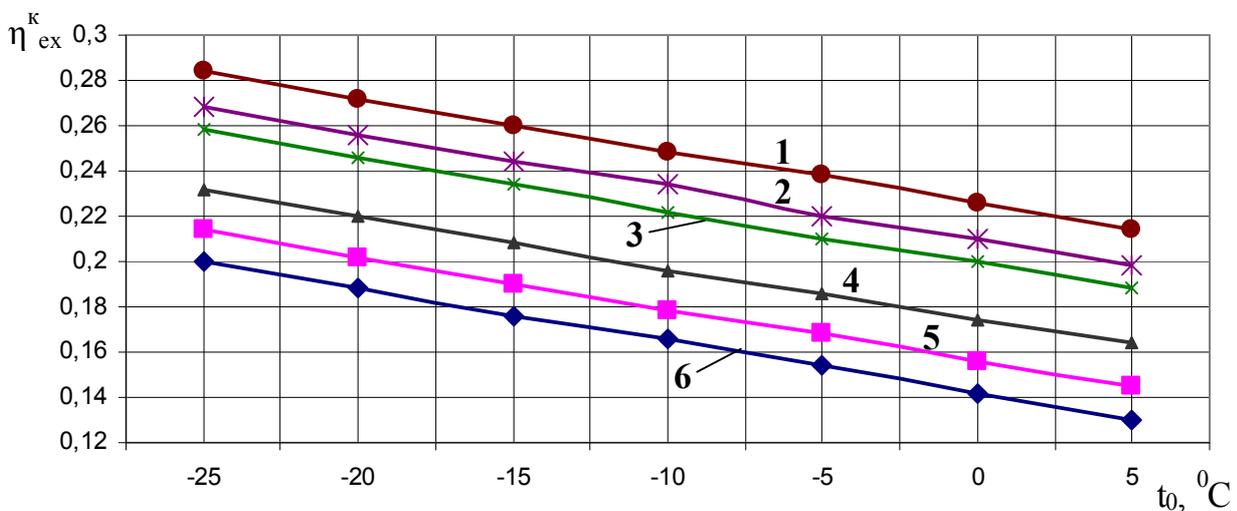


Рис. 2. Значения эксергетического КПД котла: 1 – $t_{ncв} / t_{ocв} = 130 / 70^{\circ}C$; 2 – $120 / 60$; 3 – $100 / 60$; 4 – $90 / 50$; 5 – $80 / 40$; 6 – $70 / 40$; $t_{ncв}, t_{ocв}$ – температура прямой и обратной сетевой воды соответственно

В состав систем теплоснабжения входят: водогрейный котел или тепловой насос, тепловая и электрическая сети, отопительные приборы. Прежде всего определим эксергетические КПД водогрейного котла и теплового насоса. В соответствии с [8] эксергетический КПД котла определяется по формуле

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

где $E_{xв}$ – эксергия топлива; η_k – энергетический КПД котла; η_c^k – фактор Карно, определяемы по (4) для среднетермодинамической температуры теплоносителя (сетевой воды) в котле.

Первый множитель в (5) в случае сжигания газообразного или жидкого топлива равен,

как правило, 0,94 – 0,97 [8]. На рис. 2 представлены зависимости изменения эксергетического КПД котла для разных температурных режимов работы тепловой сети при условии $(Q_H^p / E_{XB}) = 0,95$ и $\eta_k = 0,9$.

Из рис. 2 видно, что значения эксергетического КПД котла увеличивается с уменьшением температуры внешней среды и с повышением температурного режима подогрева сетевой воды. Эксергетические потери в котле составляют от 70% до 80%. Уменьшить эти потери можно за счет увеличения среднетермодинамической температуры подвода теплоты к сетевой воде.

Эксергетический КПД теплового насоса рассчитывается по формуле

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

где E_{XQ} – эксергия теплоты; η_c^{KH} – фактор Карно для среднетермодинамической температуры сетевой воды в конденсаторе теплового насоса.

В [9] было выяснено, что коэффициенты преобразования энергии φ зависят от среднетермодинамических температур теплоносителей в процессах подвода теплоты в испарителе T_{cp}^u и отвода теплоты в конденсаторе T_{cp}^{KH} , а также от теплофизических свойств рабочего тела в ТНУ (хладона). Расчетные значения φ для аммиачной парокомпрессорной теплонасосной установки приведены на рис. 3. Эти зависимости свидетельствуют о том, что значения φ возрастают в случае повышения температур T_{cp}^u и уменьшения температур T_{cp}^{KH} .

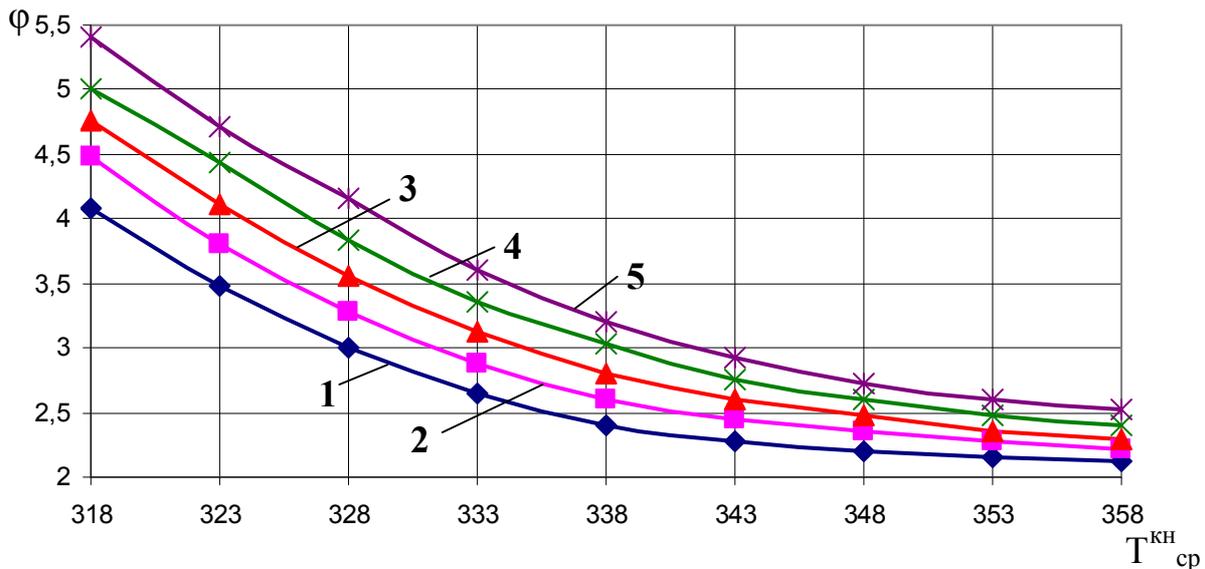


Рис. 3. Значения φ : 1 – $T_{cp}^u = 278$ К; 2 – 283; 3 – 288; 4 – 293; 5 – 298

Отопительные приборы (радиаторы) представляют собой рекуперативные теплообменные аппараты, от которых теплота поступает в помещение, где поддерживается температура $t_{ном}$. Если пренебречь эксергетическими потерями на трение греющего теплоносителя в радиаторе, то эксергетический КПД последнего будет равен [10]

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

где T_{cp}^p – среднетермодинамическая температура теплоносителя (сетевой воды) в радиаторе; $T_{ном}$ – абсолютная температура в помещении.

На рис. 4 приведены расчетные значения эксергетических КПД отопительных приборов при условии $t_{ном} = 20^\circ\text{C}$. Видим, что значения η_{ex}^p тем больше, чем ниже температуры t_0 и T_{cp}^p .

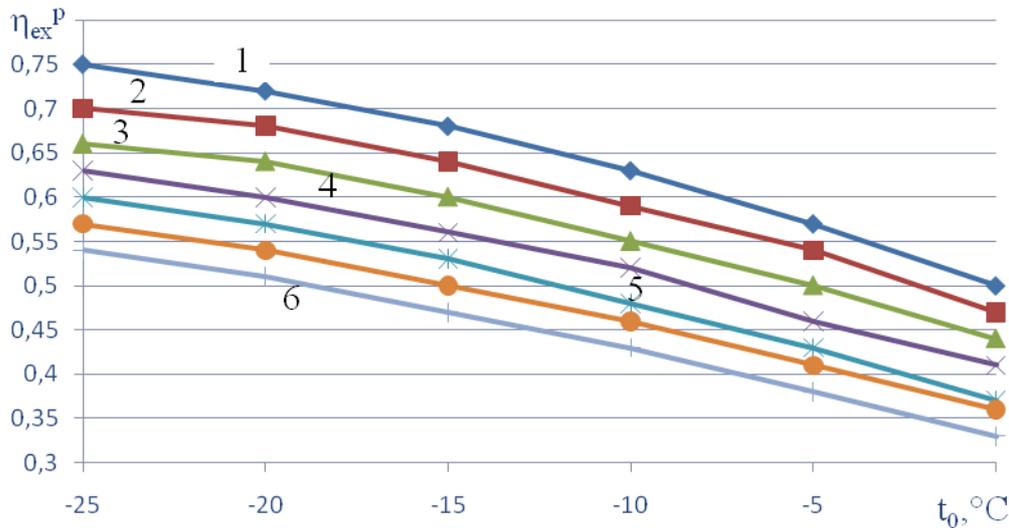


Рис. 4. Зависимости $\eta_{ex}^p = f(t_0)$: 1 – $T_{cp}^p = 303$ К; 2 – 313; 3 – 323; 4 – 328; 5 – 343

Понятно, что сравнивать эффективность работы систем теплоснабжения от водогрейных котлов и теплонасосных установок нужно при условиях: одинаковой тепловой мощности, одинаковых температурных режимов работы тепловой сети и отопительных приборов. Учитывая это, формулы для сравнения по эксергетическим КПД указанных систем теплоснабжения будут иметь вид:

$$\eta_{ex}^{ек} = \eta_{ex}^к \cdot \eta_{ex}^p, \tag{8}$$

$$\eta_{ex}^{мгв} = \eta_{ex}^{мн} \cdot \eta_{ex}^p, \tag{9}$$

где $\eta_{ex}^к$, $\eta_{ex}^{мгв}$, η_{ex}^p определяют по (5), (6) и (7) соответственно.

По соотношениям (8) и (9) для примера построены расчётные зависимости изменения эксергетических КПД в системах теплоснабжения, которые приведены на рис. 5 и 6.

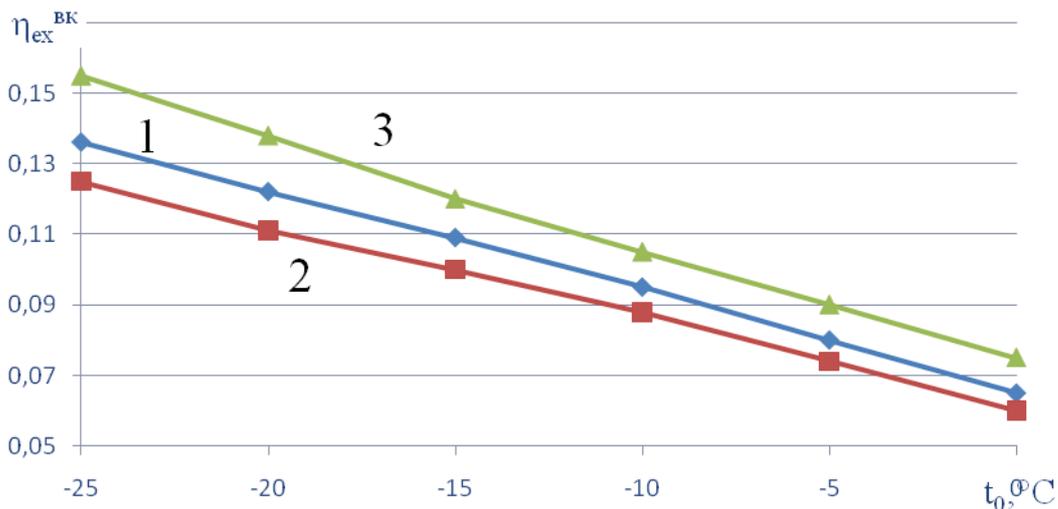


Рис. 5. Значения эксергетических КПД в системах теплоснабжения от водогрейной котельной: 1 – $\eta_k = 0,9$, $T_{cp}^p = 328$ К; 2 – $\eta_k = 0,85$, $T_{cp}^p = 328$ К; 3 – $\eta_k = 0,9$, $T_{cp}^p = 318$ К

Из рис. 5 наглядно видно, что эксергетический КПД системы теплоснабжения от водогрейной котельной возрастет при уменьшении температуры внешней среды, среднетермодинамической температуры отвода теплоты от отопительного прибора и

увеличении энергетического КПД котла. Уменьшение температуры T_{cp}^p на 10°C дает прирост эксергетического КПД на 11,25%. Примерно на такую же величину возрастает $\eta_{ex}^{ЭК}$ при условии $T_{cp}^p = \text{const}$ при увеличении КПД котла на 10 %.

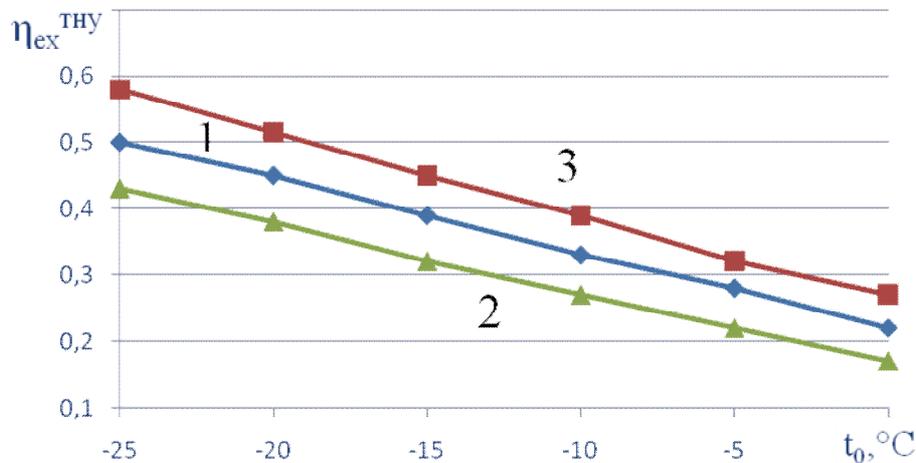


Рис. 6. Эксергетические КПД системы теплоснабжения от теплонасосной установки:

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

На рис. 6 приведены зависимости изменения эксергетических КПД системы теплоснабжения от теплонасосной установки.

Сравнивая зависимости, приведенные на рис. 5 и рис. 6, видим, что значения эксергетических КПД для системы теплоснабжения от ТНУ в 3 – 3,5 раза больше значений эксергетических КПД для системы теплоснабжения от водогрейных котельных. Значения эксергетических КПД на рис. 6 возрастают при уменьшении температур t_0 и T_{cp}^p и при увеличении коэффициентов преобразования энергии φ . Так, при увеличении φ на 0,5 значения эксергетических КПД возрастает в среднем на 11,3 %. На такую же величину увеличивается эксергетический КПД при уменьшении температуры T_{cp}^p на 10°C . Видим (см. рис. 1), что при увеличении φ от 3 до 3,5 удельный расход условного топлива на производство энергии b_y уменьшается также на 11,3 %. Это свидетельствует о том, что величина b_y адекватно отражает эффективность работы теплоэнергетических систем и установок, в частности ТНУ.

Несмотря на определенные преимущества систем теплоснабжения от ТНУ по сравнению с системами теплоснабжения от водогрейных котельных, не следует забывать, что капитальные затраты на ТНУ существенно возрастают. Применение ТНУ в системах теплоснабжения оправдано при наличии низкотемпературного источника теплоты со сравнительно высокой температурой сбросного теплоносителя и высоких цен на топливо. Целесообразность применения ТНУ в каждом конкретном случае может быть определена лишь на основании технико-экономического анализа.

Выводы

1. По сравнению с системой теплоснабжения от водогрейных котельных более эффективная работа систем теплоснабжения от теплонасосных установок наблюдается тогда, когда коэффициент преобразования энергии в ТНУ превышает 2,9.

2. Больше всего влияет на эффективность работы систем теплоснабжения оказывает температура внешней среды, с уменьшением которой эксергетические коэффициенты

полезного действия существенно возрастают.

3. Увеличение коэффициентов преобразования энергии в ТНУ достигается при увеличении температур теплоносителя в испарителе и уменьшении температур отвода теплоты из конденсатора.

4. Величина удельного расхода энергии адекватно характеризует энергоэффективность работы систем теплоснабжения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

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. Янговский Е. И. Теплонасосные станции в энергетике / Е. И. Янговский, 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. Беляева Г. Г. Оценка экономической целесообразности использования тепловых насосов в коммунальной энергетике Украины / Г. Г. Беляева, А. А. Ругенко, 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.

Чепурной Марк Николаевич – к. т. н., доцент, профессор кафедры теплоэнергетики.

Куцак Ольга Владимировна – студентка института строительства, теплоэнергетики и газоснабжения.

Дымнич Илона Николаевна – студентка института строительства, теплоэнергетики и газоснабжения.

Винницкий национальный технический университет.