

УДК 628.8

к.т.н., доцент Гранкіна В.В.,

Щербанос Ю.С.,

Харківська національна академія міського господарства

ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ КОНДЕНСАЦІЇ ТА ПАРООУТВОРЕННЯ РОБОЧОГО ТІЛА НА КОЕФІЦІЄНТ ПЕРЕТВОРЕННЯ ТЕПЛООВОГО НАСОСУ

В роботі проведена оцінка впливу температури конденсації та пароутворення робочого тіла на коефіцієнт перетворення теплового насосу.

Ключові слова: тепловий насос, коефіцієнт перетворення, температура конденсації, пароутворення робочого тіла.

Одним з ефективних шляхів економії паливно-енергетичних ресурсів є використання екологічно чистих нетрадиційних поновлюваних джерел енергії, і в першу чергу, сонячної енергії, акумульованої в ґрунті, водоймах, повітрі. Однак періодичність дії й низький температурний потенціал цих джерел не дозволяють використовувати їхню енергію для опалення будинків безпосередньо, без перетворення. Як перетворювачі теплової енергії від енергоносія з низькою температурою до енергоносія з більше високою температурою використовуються теплові насоси.

У цей час опалення й гаряче водопостачання міських об'єктів здійснюється, як правило, від централізованих систем теплопостачання. Джерелом теплової енергії в таких системах є міські ТЕЦ, на яких здійснюється комбінований виробіток електроенергії й тепла, або районні котельні. З термодинамічної точки зору комбіноване виробництво електроенергії й тепла на ТЭЦ є набагато більше ефективним, чим роздільне виробництво електроенергії на конденсаційних теплових електростанціях і тепла котельнями. Україна на ряді з іншими країнами СНД є визнаним лідером за масштабами використання централізованих систем електро- й теплопостачання.

Але серйозні проблеми виникають при реконструкції існуючих об'єктів і будівництві нових в обжитих міських районах із щільною забудовою. У цих випадках збільшення теплових навантажень створює для забудовника часто непереборні труднощі, у тому числі фінансові, при одержанні й реалізації технічних умов на підключення до районної теплової мережі.

Діючи в цей час тарифи на теплову енергію, у поєднанні з витратами на підключення до міських теплових мереж, змушують все частіш задумуватися над альтернативними способами теплопостачання. Теплонасосні системи

теплопостачання виявляються одним з найбільш ефективних альтернативних засобів вирішення проблеми.

Із термодинамічної точки зору схеми теплопостачання на базі теплових насосів у більшості випадків є навіть більш ефективними, ніж від ТЕЦ і індивідуальних котелень. Теплові насоси знайшли широке застосування для теплопостачання житлових і адміністративних будинків у США, Швеції, Канаді й інших країнах з подібними до України кліматичними умовами. За прогнозом Світового енергетичного комітету до 2020 р. у передових країнах частка опалення й гарячого водопостачання за допомогою теплових насосів складе 75%. Розширюється досвід застосування теплових насосів і в Україні. Теплохолодопостачання за допомогою теплових насосів належить до області енергозберігаючих екологічно чистих технологій. Ця технологія за висновком цілого ряду авторитетних міжнародних організацій, поряд з іншими енергозберігаючими технологіями, належить до технологій 21-го століття.

Принцип дії теплового насоса базується на реалізації зворотного термодинамічного циклу, робочий агент робить зворотний круговий термодинамічний цикл, у результаті якого забезпечуються безперервний відвід енергії від холодного джерела й передача її теплоносієві з більше високою температурою за рахунок підведення зовнішньої енергії до компресора.

Тепловий насос здійснює трансформацію теплової енергії з низького температурного рівня на більше високий рівень, необхідний споживачеві. При цьому на привод компресора затрачується механічна (електрична) енергія.

При наявності джерела низькопотенційного тепла з більш-менш високою температурою кількість тепла, що поставляється споживачеві, у кілька разів перевищує витрати енергії на привод компресора.

Застосування теплонасосної техніки являє собою не чергову модернізацію традиційних енергоджерел, а впровадження нового, прогресивного, високоефективного й екологічно чистого способу перетворення енергії, що дозволяє не тільки зменшити витрати органічного палива при одержанні теплоти, але й істотно знизити забруднення навколишнього середовища.

Щоб забезпечити економічний режим експлуатації теплонасосної опалювальної установки, більшістю енергопостачальних організацій пропонуються особливі тарифи на електроенергію для теплових насосів. Ці особливі тарифи на електроенергію, однак, переважно пов'язані з вимогою, щоб подача електроенергії для теплових насосів могла бути припинена в періоди високого мережного навантаження.

При техніко-економічному обґрунтуванні застосування теплового насоса дуже важливим моментом є дослідження коефіцієнта перетворення енергії.

Відношення корисного тепла до роботи, затрачуваної на привод компресора, називають коефіцієнтом перетворення теплового насоса, і ця величина служить для оцінки енергетичної ефективності. Величина коефіцієнта перетворення залежить від різниці температури джерела й споживача, ступеня оборотності циклу, термодинамічних властивостей робочого тіла й інших факторів і на практиці перебувають у межах 1,5-8,0. Це значить, що на одиницю витраченої електричної енергії, тепловому споживачеві передається в 1.5 - 8 разів більше теплової енергії.

Ключовим питанням, від якого в значній мірі залежить ефективність застосування теплових насосів, є питання про джерело низькопотенційного тепла. У якості низькопотенційних джерел теплоти можуть використовуватися, як вже згадувалося вище:

а) вторинні енергетичні ресурси: теплота вентиляційних викидів; теплота сірих каналізаційних стоків; бросова теплота технологічних процесів;

б) нетрадиційні поновлювані джерела енергії: теплота навколишнього повітря; теплота ґрунтових вод; теплота водойм і природних водних потоків; теплота сонячної енергії; теплота поверхневих шарів ґрунту.

Ідеальний варіант для теплових насосів - наявність поблизу від споживача джерела бросового тепла промислового або комунального підприємства. У даному проекті ми розглянемо можливість установки теплового насосу

Ефективність використання теплового насоса багато в чому пов'язана з вибором джерела низькопотенційної теплоти. У багатьох випадках застосування теплового насоса визначається локальними умовами конкретного споживача: наявністю місцевого джерела низькопотенційної теплоти, особливостями використання зробленого тепла, особливостями місцевого енергопостачання й ін.

Теплові насоси не мають конкуренції при реконструкції й додатковому будівництві в центрі міст, де існуючі системи теплопостачання перевантажені, будівництво додаткових котелень неприпустимо, а використання тільки електрики для опалення занадто марнотратно.

Основним показником ефективності теплового насосу є коефіцієнт перетворення або опалювальний коефіцієнт (COP). Важливим питанням для його визначення є вплив температури конденсації та пароутворення робочого тіла.[1,2].

Тепловий насос реалізує зворотний термодинамічний цикл, переносячи теплоту від менш нагрітого тіла до більше нагрітого за рахунок витрати первинної електричної або теплової енергії у відповідності із другим законом термодинаміки. Відношення отриманої споживачем теплової енергії до

витраченого (у тепловому еквіваленті) визначає ефективність роботи ТН і зветься коефіцієнтом пре утворення (COP)

$$COP = \frac{Q_n + Q_{кд}}{Q_k}, \quad (1)$$

де $Q_n + Q_{кд}$ – теплота, отримана споживачем з переохолоджувача й конденсатора; Q_k – потужність у тепловому еквіваленті, затрачена на привод компресора.

Величина коефіцієнта перетворення реального зворотного циклу Ренкіна, реалізованого в ТН, в основному, залежить від температур холодного й гарячого джерел теплоти

$$COP = \varphi \cdot \mu, \quad (2)$$

де $\varphi = T_k / (T_k - T_o)$ – коефіцієнт перетворення ідеального циклу Карно, який здійснюється в діапазоні температур (за шкалою Кельвіна) конденсації T_k і кипіння T_e робочого тіла циклу; $\mu = \mu_1 \times \mu_2 \times \mu_3 \times \mu_4 \times \mu_5$ – коефіцієнт, який враховує реальні процеси, здійснювані робочим тілом у ТН [4].

Коефіцієнти μ_1 – μ_5 ураховують необоротні втрати реального циклу відповідно: заміну середньодинамічної температури відводу теплоти $T_{ксп}$ у циклі Ренкіна на температуру конденсації робочого тіла T_k (μ_1); втрати у процесі дроселювання (μ_2); зміну значення коефіцієнта перетворення циклу, пов'язане з перегрівом пару робочого тіла перед стиском у компресорі в регенеративному теплообміннику (μ_3); втрати від необратимого стиску в компресорі (μ_4) і додаткові витрати потужності компресора на подолання сил тертя на нагнітальній і усмоктувальній сторонах компресора (μ_5).

Практичні значення μ у діапазоні реальних температур конденсації (50–70°C) і температур кипіння (0–20°C) робочого тіла складають 0,55-0,70, при цьому більше низькі значення відповідають великим ТН.

У реальних теплових насосах значення COP знаходиться в межах 3...5.

У даній роботі був проведений аналіз залежності коефіцієнта перетворення (COP) від температур конденсації T_k і кипіння T_e робочого тіла.

Проведено розрахунок залежності коефіцієнта перетворення (COP) від температури кипіння T_e (температури первинного контуру) при постійній температурі конденсації T_k робочого тіла (температурі вторинного контуру)

Побудовано графік залежності COP теплового насосу від температури первинного контуру (Т1) при постійній температурі вторинного контуру (Т2) (рис.1).

Проведено розрахунок залежності коефіцієнта перетворення (COP) від температури конденсації T_k (температурі вторинного контуру) при постійній температурі кипіння T_e робочого тіла (температурі первинного контуру).

Побудовано графік залежності COP теплового насосу від температури вторинного контуру (T1) при постійній температурі первинного контуру (T2) (рис.2).

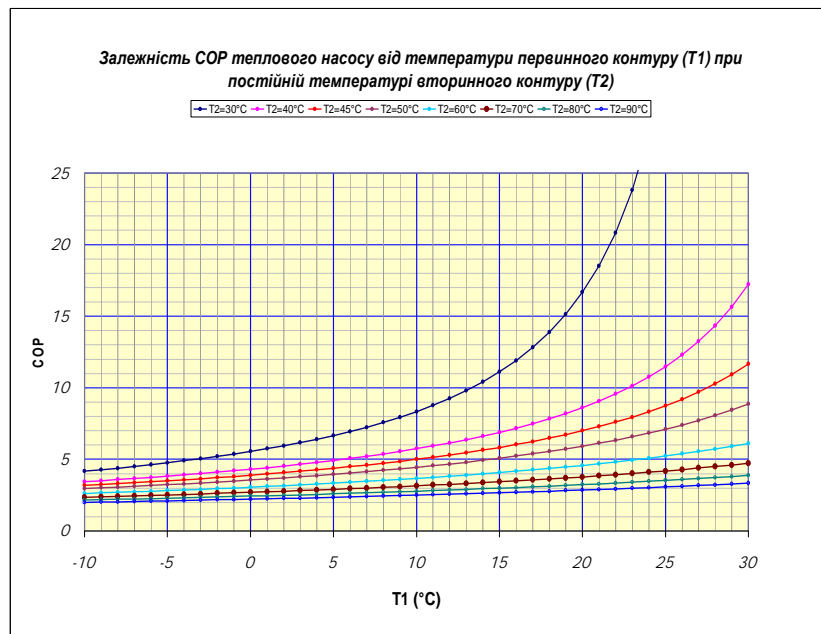


Рис. 1. Графік залежності COP теплового насосу від температури первинного контуру (T1) при постійній температурі вторинного контуру (T2)

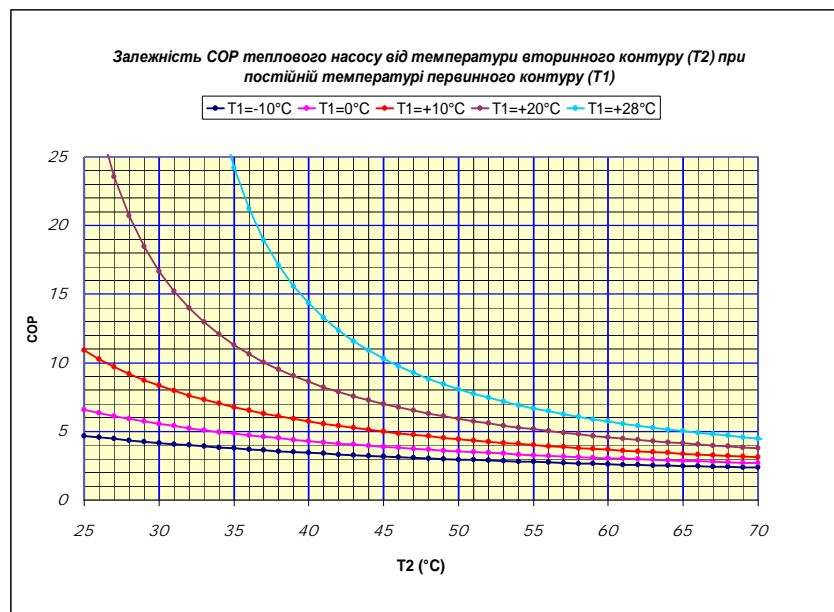


Рис.2. Графік залежності COP теплового насосу від температури вторинного контуру (T1) при постійній температурі первинного контуру (T2)

Проведено розрахунок залежності COP теплового насосу від температур первинного (T1) та вторинного (T2) контурів та зниження дельти температур (T2-T1), результати наведено у таблиці 1.

Таблиця 1.
Вплив на COP теплового насосу температури первинного (Т1) та вторинного (Т2) контурів та (Т2-Т1)

Темпера-тура первинного контуру (Т1)	Темпера-тура вторинного контуру (Т2)			Т2-Т1	COP	Темпера-тура первинного контуру (Т1)			Т2-Т1	COP	Темпера-тура вторинного контуру (Т2)			Т2-Т1	COP		
	°C	К	°C			°C	К	°C			К	°C	К			°C	К
1	2	3	4	5	7	1	2	3	4	5	7	1	2	3	4	5	7
-10	263	60	333	70	2,62	-10	263	60	333	70	2,62	0	273	60	333	60	3,05
-8	265	60	333	68	2,69	-10	263	58	331	68	2,68	0	273	58	331	58	3,14
-6	267	60	333	66	2,78	-10	263	56	329	66	2,74	0	273	56	329	56	3,23
-4	269	60	333	64	2,86	-10	263	54	327	64	2,81	0	273	54	327	54	3,33
-2	271	60	333	62	2,95	-10	263	52	325	62	2,88	0	273	52	325	52	3,44
0	273	60	333	60	3,05	-10	263	50	323	60	2,96	0	273	50	323	50	3,55
2	275	60	333	58	3,16	-10	263	48	321	58	3,04	0	273	48	321	48	3,68
4	277	60	333	56	3,27	-10	263	46	319	56	3,13	0	273	46	319	46	3,81
6	279	60	333	54	3,39	-10	263	44	317	54	3,23	0	273	44	317	44	3,96
8	281	60	333	52	3,52	-10	263	42	315	52	3,33	0	273	42	315	42	4,13
10	283	60	333	50	3,66	-10	263	40	313	50	3,44	0	273	40	313	40	4,30
12	285	60	333	48	3,82	-10	263	38	311	48	3,56	0	273	38	311	38	4,50
14	287	60	333	46	3,98	-10	263	36	309	46	3,69	0	273	36	309	36	4,72
16	289	60	333	44	4,16	-10	263	34	307	44	3,84	0	273	34	307	34	4,97
18	291	60	333	42	4,36	-10	263	32	305	42	3,99	0	273	32	305	32	5,24
20	293	60	333	40	4,58	-10	263	30	303	40	4,17	0	273	30	303	30	5,56
22	295	60	333	38	4,82	-10	263	28	301	38	4,36	0	273	28	301	28	5,91
24	297	60	333	36	5,09	-10	263	26	299	36	4,57	0	273	26	299	26	6,28
26	299	60	333	34	5,39	-10	263	24	297	34	4,80	0	273	24	297	24	6,68
28	301	60	333	32	5,72	-10	263	22	295	32	5,07	0	273	22	295	22	7,09
30	303	60	333	30	6,11	-10	263	20	293	30	5,37	0	273	20	293	20	7,57

Висновки: Температура вторинного контуру (температурний режим системи тепlopостачання) обернено-пропорційно впливає на коефіцієнт перетворення теплового насосу. Тобто при збільшенні температури у вторинному контурі ефективність роботи теплового насосу буде знижуватися, а коефіцієнт перетворення наблизатиметься до 1. Коефіцієнт перетворення теплового насосу обернено-пропорційно залежить від дельти температур ($T_2 - T_1$) вторинного та первинного контурів. Тобто, чим нижче температурний перепад між первинним та вторинним контурами, тим більший коефіцієнт перетворення теплового насосу. Температура первинного контуру має більший вплив на коефіцієнт перетворення теплового насосу, ніж температура вторинного контуру. Тобто при інших рівних умовах, більший економічний ефект матиме збільшення на $1\text{ }^\circ\text{C}$ температури у первинному контурі, ніж зниження на $1\text{ }^\circ\text{C}$ температури у вторинному контурі.

Література

1. Жидович И.С., Трутаев В.И. Системный подход к оценке эффективности тепловых насосов. // Новости теплоснабжения, 2001, №11.
2. Орехов И.И., Тимофеевский Л.С., Караван С.В. Абсорбционные преобразователи теплоты. Л.: Химия, 1989.
3. Шмуйлов Н.Г. Абсорбционные бромистолитиевые холодильные и теплонасосные машины. М.: Цинтихимнефтемаш, 1983.
4. Бараненко А.В., Попов А.В., Тимофеевский Л.С., Волкова О.В. Абсорбционные бромистолитиевые преобразователи теплоты нового поколения. // Холодильная техника, 2001, №4.
5. Горшков В.Г., Осипович С.В. Использование абсорбционных тепловых насосов для горячего водоснабжения ОАО «Чебоксарский агрегатный завод», г. Чебоксары. // Энергоэффективность. Опыт. Проблемы. Решения, 2003, №3.

Аннотация

В работе проведена оценка влияния температуры конденсации и парообразования рабочего тела на коэффициент преобразования теплового насоса

Annotation

This paper evaluated the effect of temperature condensation and vaporization of the working fluid by a coefficient of performance heat pump.