

УДК 621.577

В. О. ТАРАСОВА, канд. техн. наук

Д. Х. ХАРЛАМПІДІ, докт. техн. наук

Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків

АНАЛІЗ ЕКОЛОГО-ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СУЧАСНИХ ЧИЛЕРІВ І ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ ПРИ РОБОТІ З НЕПОВНИМ НАВАНТАЖЕННЯМ

Создана методика термодинамического тестирования и оценки экологических маркеров современного теплонасосного оборудования, на основе которой впервые проведен эколого-энергетический анализ чилеров и тепловых насосов.

Створено методику термодинамічного тестування та оцінки екологічних маркерів сучасного теплонасосного обладнання, на основі якої вперше проведено еколого-енергетичний аналіз чилерів і теплових насосів при роботі в режимі з неповним навантаженням.

Вступ

Виснаження озонового шару земної атмосфери і як слідок цього явища глобальне потепління залежить не тільки від шкідливих викидів в атмосферу вуглекислого газу, але і від викидів холодоагентів, що містять у своєму складі хлор. Необхідність обмеження, а в перспективі повне припинення виробництва та використання озоноруйнівних холодоагентів спонукнуло до підписання багатьма країнами світу Монреальського, а надалі і Кіотського протоколів. Україна, як і більшість країн світу прийняла на себе зобов'язання проводити енергозберігаючу політику, яку спрямовано на зниження викидів CO₂ в атмосферу, а також усунення з обігу цілого ряду озоноруйнуючих холодоагентів.

На сьогоднішній день основною помилкою під час вибору обладнання чилерів і теплових насосів є те, що пріоритет частіше надається інвестиційній складовій проекту системи теплохолодопостачання. Це призводить до того, що обирається, зазвичай, більш дешеве обладнання, яке експлуатується не в оптимальних для нього термодинамічних режимах. Надалі такий підхід призводить не тільки до підвищення експлуатаційних витрат всієї системи, але й завдає екологічної шкоди у вигляді збільшення загального еквіваленту глобального потепління.

Аналіз літератури та постановка задачі дослідження

З досвіду експлуатації відомо, що умови роботи, які відповідають максимальному навантаженню чилерів і теплових насосів, становлять тільки невеликий відсоток від загального часу їх роботи. Таким чином, робота з частковим навантаженням є тим реальним режимом, в якому зазвичай працює установка. Випробування чилерів Clivet [1] показали, що близько 90 % від загального часу роботи система експлуатується в режимі з частковим навантаженням, тобто її холодопродуктивність становить менше 60 % від розрахункової. Ефективність роботи установки в умовах часткового навантаження є важливим параметром, що характеризує технічну досконалість її конструкції.

Помилково вважати, що режим роботи чилера з частковим навантаженням є економічним з точки зору споживання енергії приводу компресора та допоміжного обладнання чилерів та теплових насосів, а тому є і менш впливовим на екологію. Відомо, що для більшості сучасних чилерів при роботі в режимі з частковим навантаженням споживання енергії перевищує розрахункові значення. Теоретичне змінення потужності, що споживається компресором, має бути пропорційним зміні холодопродуктивності установки. Проте в реальних умовах при роботі в режимі з недовантаженням з низькою витратою холодоагенту зміна потужності приводу відбувається непропорційно зміні холодопродуктивності.

Дані випробувань [2, 3] парокompресійних чилерів показали, що в реальних умовах їх експлуатації у разі зміни холодопродуктивності Q_0 величина внутрішньої дисипації енергії залишається постійною $\Delta S_{\text{внутр}} \approx \text{const}$ для досить широкого діапазону реальних режимів. На перший погляд це може здатися дещо незвичним, однак цьому є розумне пояснення. Відомо, що величина внутрішньої дисипації енергії $\Delta S_{\text{внутр}}$ включає в себе: перше – виробництво ентропії в одиниці маси холодоагенту; друге – виробництво ентропії у швидкості потоку холодоагенту. Коли швидкість потоку холодоагенту зменшується, наприклад, при дроселюванні у всмоктувальному патрубку поршневого компресора, виробництво ентропії в одиниці маси в цей момент збільшується.

Таким чином, в реальних чилерах і теплових насосах зменшення масової витрати холодоагенту внаслідок дроселювання у поршневому компресорі чи частковому закритті напрямних лопаток у відцентровому компресорі, гідравлічних опорів, компенсується збільшенням виробництва ентропії в одиниці маси холодоагенту, тому сумарне виробництво ентропії в результаті внутрішньої незворотності $\Delta S_{\text{внутр}}$ залишається постійним при зміні Q_0 . Хоча, слід зазначити, що це дійсно не для всіх типів чилерів. Найбільш помітно відхилення від умови $\Delta S_{\text{внутр}} \approx \text{const}$ для моделей парокompресійних чилерів, які містять гвинтові компресори [4].

В доступній нам літературі відсутні будь-які рекомендації щодо врахування при виборі чилерів і теплових насосів впливу фактора недовантаження на енергетичну ефективність та екологічні маркери, які введені світовою спільнотою для оцінки загального впливу енергетичного устаткування на потепління клімату. Тому нами вперше зроблено спробу створення методики оцінки еколого-енергетичних характеристик сучасних чилерів та теплових насосів, що працюють у режимі з неповним навантаженням

Методика оцінки енергетичних та екологічних показників сучасних чилерів та теплових насосів

Теоретичне врахування впливу внутрішньої дисипації енергії на енергетичну ефективність чилера або теплового насоса при роботі з не повним навантаженням є складним завданням і вимагає залучення рівнянь нерівноважної термодинаміки для аналізу процесів циклу. Потрібно при параметризації циклу враховувати ступень досконалості процесів теплообміну. Тому ми звернулися до ентропійно-статистичного підходу, який запропоновано *M. Gordon, K. C. Ng., H. T. Chua* [4].

Рівняння для визначення потужності приводу компресора в ентропійній формі можна отримати шляхом запису рівнянь енергетичного і ентропійного ΔS балансів

$$Q_{\text{конд}} + Q_{\text{конд}}^{\text{втрати}} - Q_0 + Q_0^{\text{втрати}} - N_{\text{км}} + Q_{\text{км}}^{\text{втрати}} = 0, \quad (1)$$

$$\Delta S = \left(\frac{Q_{\text{конд}} + Q_{\text{конд}}^{\text{втрати}}}{T_{\text{ср.конд}}^{\text{тр}}} \right) - \left(\frac{Q_0 + Q_0^{\text{втрати}}}{T_{\text{ср.вип}}^{\text{тр}}} \right) - \Delta S_{\text{внутр}}, \quad (2)$$

де $N_{\text{км}}$ – потужність приводу компресора; $Q_{\text{конд}}^{\text{втрати}}$ – втрати теплової потужності конденсатора; $Q_0^{\text{втрати}}$ – втрати холодопродуктивності; $Q_{\text{км}}^{\text{втрати}}$ – тепловтрати з поверхні корпусу компресора; $\Delta S_{\text{внутр}}$ – величина внутрішньої дисипації енергії, що зумовлена процесами стиснення, дроселювання та наявністю гідравлічних опорів по тракту руху холодоагенту.

Комбінуючи рівняння (1) і (2) можна записати

$$N_{\text{км}} = -Q_0 + \frac{Q_0 \cdot T_{\text{ср.конд}}^{\text{тр}}}{T_{\text{ср.вип}}^{\text{тр}}} + T_{\text{ср.конд}}^{\text{тр}} \Delta S_{\text{внутр}} + T_{\text{ср.конд}}^{\text{тр}} \Delta S_{\text{тп}}, \quad (3)$$

де $T_{\text{ср.вип}}^{\text{тр}}$ та $T_{\text{ср.конд}}^{\text{тр}}$ – середньотермодинамічні температури холодоагенту у випарнику та конденсаторі відповідно.

Середньотермодинамічні (дисипативні) температури холодоагенту в неізобарних процесах випаровування і конденсації знаходяться зі співвідношення [4]

$$T_{\text{ср}}^{\text{тр}} = \frac{\int_{\text{вх}}^{\text{вых}} di}{\sum_{j=1}^n \frac{\int di}{T_j}}, \quad (4)$$

де i – ентальпія; T_j – середньологарифмічна температура в виділеній зоні теплообмінника.

Виробництво ентропії в результаті теплових втрат з поверхні теплообмінного обладнання $\Delta S_{\text{тп}}$ [5]

$$\Delta S_{\text{тп}} = \frac{Q_{\text{км}}^{\text{втрати}}}{T_{\text{ср.конд}}^{\text{тр}}} + Q_0 \left(\frac{1}{T_{\text{ср.вип}}^{\text{тр}}} - \frac{1}{T_{\text{ср.конд}}^{\text{тр}}} \right). \quad (5)$$

Для знаходження $\Delta S_{\text{внутр}}$ нами використовувалася напівемпірична термодинамічна модель аналізу реальних характеристик чилерів [4].

$$\frac{T_{s1}}{T_{w1}} \left[1 + \frac{1}{\varepsilon} \right] - 1 = \frac{T_{s1} \Delta S_{\text{внутр}}}{Q_0} + \frac{Q_{\text{тп}}^{\text{екв}} (T_{w1} - T_{s1})}{T_{w1} Q_0} + \frac{R_{\text{сум}} Q_0}{T_{w1}} \left[1 + \frac{1}{\varepsilon} \right], \quad (6)$$

де T_{s1} – температура холодоносія на вході у випарник; T_{w1} – температура теплоносія на вході в конденсатор.

Величина $\Delta S_{\text{внутр}}$ визначає внутрішні дисипативні втрати енергії в циклі, в тому числі, що зумовлені впливом термогідравлічної незворотності, $Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$ – еквівалентні тепловтрати з поверхні обладнання, $R_{\text{сум}}$ – сумарні втрати від незворотності внаслідок кінцевої різниці температур у випарнику і конденсаторі.

Еквівалентні теплові втрати $Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$ [5]

$$Q_{\text{тп}}^{\text{екв}} = Q_0^{\text{втрати}} + \frac{Q_{\text{км}}^{\text{втрати}} T_{s1}}{T_{w1} - T_{s1}}, \quad (7)$$

Сумарний термічний опір $R_{\text{сум}}$ характеризує втрати від незворотності внаслідок кінцевої різниці температур у випарнику і конденсаторі

$$R_{\text{сум}} = \frac{1}{G_s c_p \bar{z}_{\text{вип}}} + \frac{1}{G_w c_p \bar{z}_{\text{конд}}}, \quad (8)$$

де $\bar{z}_{\text{вип}}$, $\bar{z}_{\text{конд}}$ – теплотехнічна ефективність випарника та конденсатора, відповідно.

У рівнянні (6) значення $\Delta S_{\text{внутр}}$, $Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$, $R_{\text{сум}}$ знаходяться методом множинної лінійної регресії. Шукані величини $\Delta S_{\text{внутр}}$, $Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$, $R_{\text{сум}}$ є регресійними коефіцієнтами m_k в рівнянні $Y = m_1 x_1 + m_2 x_2 + m_3 x_3$.

У лівій частині рівняння (6) $Y = \frac{T_{s1}}{T_{w1}} \left[1 + \frac{1}{\varepsilon} \right] - 1$, а в правій

$$x_1 = \frac{T_{s1}}{Q_0}, x_2 = \frac{(T_{w1} - T_{s1})}{T_{w1} Q_0}, x_3 = \frac{Q_0}{T_{w1}} \left[1 + \frac{1}{\varepsilon} \right].$$

Таким чином, з використанням експериментальних даних або ж даних каталогів виробників чилерів та теплових насосів можна отримати реальні значення втрат від незворотності. Максимальний холодильний коефіцієнт з урахуванням обмеження на теплову потужність установки визначити за наступною залежністю

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{T_{w1} (Q_0 + T_{s1} \Delta S_{\text{внутр}}) + Q_{\text{тп}}^{\text{екв}} (T_{w1} - T_{s1})}{Q_0 (T_{s1} - R_{\text{сум}} Q_0)} - 1. \quad (9)$$

Напівемпірична термодинамічна модель аналізу реальних характеристик чилерів може бути використана як для аналізу конкретної моделі, так і для узагальненого аналізу всього номенклатурного ряду, що виробляється. У контексті сказаного, важливим завданням є визначення зони максимальної ефективності того чи іншого типу обладнання. Так, наприклад, для одного і того ж діапазону продуктивності вибір одночасно моделей з різним типом компресорів і теплообмінників нераціональний, оскільки реальні умови експлуатації обладнання накладають суттєві обмеження на його ефективність. Відомо, що гвинтові компресори ефективні при великих потужностях, а поршневі – навпаки при малих.

Нами проведено узагальнений аналіз реверсивних рідинних чилерів з повітряним охолодженням, що використовують холодоагент R407C. Було проаналізовано чилери трьох відомих компаній-виробників: "Clivet" і "HIdROS" (Італія), та "Trane" (Німеччина).

При аналізі досконалості чилерів було враховано діапазон холодопродуктивності, при якому мають місце різні прояви втрат незворотності. Значення $\Delta S_{\text{внутр}}$, $Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$ та $R_{\text{сум}}$, що отримано на підставі регресійної моделі для реальних машин у діапазонах Q_0 : від 5 до 20 кВт; від 20 до 60 кВт; від 60 до 150 кВт, надані в табл. 1.

Таблиця 1

Реальні значення незворотності $\Delta S_{\text{внутр}}$, $Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$ та $R_{\text{сум}}$

Діапазон Q_0 , кВт	Компанія - виробник	$R_{\text{сум}}$, К/кВт	$Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$, кВт	$\Delta S_{\text{внутр}}$, кВт/К
5-20	HIdROS	2,4657	1,6910	0,002924
	Clivet	2,5900	2,5069	0,003424
	Trane	2,0693	2,4031	0,003183
20-60	HIdROS	0,7185	13,922	0,010538
	Clivet	0,6500	10,29631	0,01754
	Trane	0,7475	16,3115	0,013392
60-150	HIdROS	0,2386	25,5212	0,033963
	Clivet	0,3441	24,6752	0,037374
	Trane	0,26595	3,7270	0,04070

На рис. 1 наведено результати обробки розрахункових даних, що отримані для рідинних чилерів з повітряним охолодженням конденсатора, що працюють у реверсивному режимі.

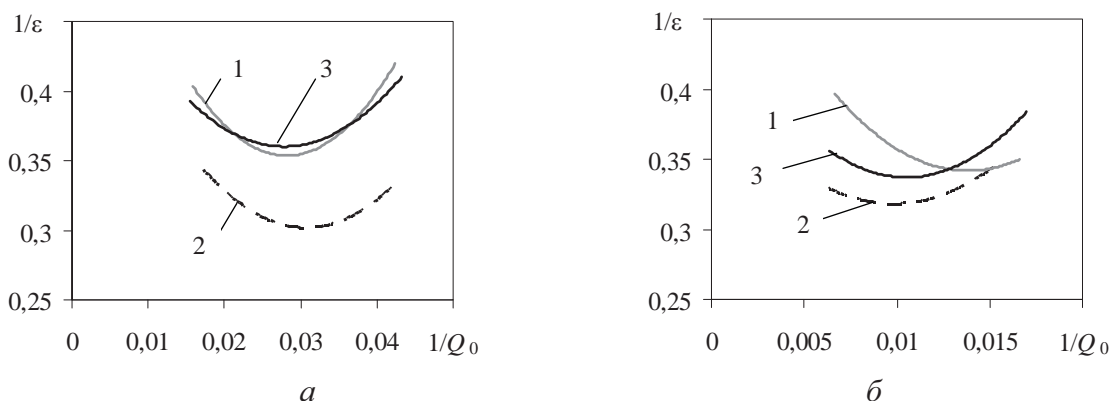


Рис. 1. Залежності $1/\epsilon$ від $1/Q_0$ для чилерів у діапазоні Q_0 :
 а – від 20 до 60кВт; б – від 60 до 150 кВт
 1– Clivet; 2– HIdROS; 3 – Trane

Встановлено, що для чилерів малої холодопродуктивності більш суттєвий вплив на ефективність робить $\Delta S_{\text{внутр}}$. Для чилерів з великою холодопродуктивністю сильнішим є вплив $R_{\text{сум}}$ і слабкішим – вплив $Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$. При цьому із зростанням T_{s1} значення $\Delta S_{\text{внутр}}$, $Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$

збільшуються, а $R_{\text{сум}}$ знижується. З ростом T_{w1} відбувається зниження $\Delta S_{\text{внутр}}$, $Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$, але $R_{\text{сум}}$ та $\Delta S_{\text{внутр}}$ підвищується.

При роботі в режимі з частковим навантаженням $Q_0^{\text{част.нав.}}$ для чилера "Trane" холодопродуктивністю $Q_0 = 50,1$ кВт з повітряним охолодженням конденсатору за даними таблиці 1 та користуючись формулою (9) отримано величину $1/\varepsilon$ і визначено споживання електроенергії на привід компресору $N^{\text{част.нав.}} = Q_0^{\text{част.нав.}}/\varepsilon$. При цьому розглядалися три режими роботи чилера з однаковою температурою повітря на вході у конденсатор $T_w = 35$ °С і різних температурах води на вході у випарник: $T_{s1} = 10$ °С, $T_{s1} = 12$ °С і $T_{s1} = 14$ °С.

На рис. 2 наведено графік споживання електроенергії на привід компресора у відсотках $\bar{N} = (N^{\text{част.нав.}}/N_{\text{км}}) \cdot 100\%$ при різному відсотку від номінальної холодопродуктивності чилера $\bar{Q}_0 = (Q_0^{\text{част.нав.}}/Q_0) \cdot 100\%$.

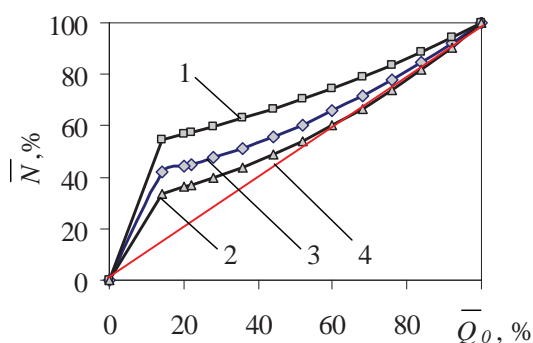


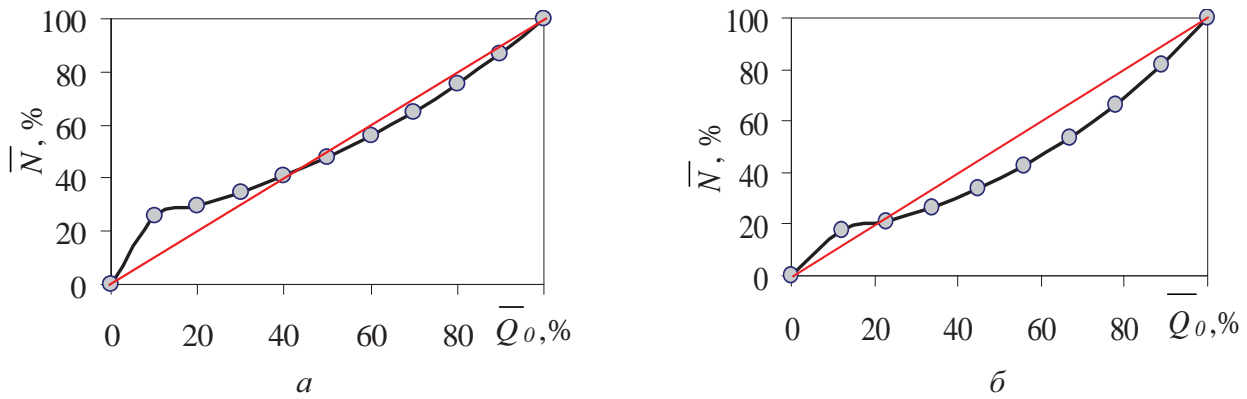
Рис. 2. Залежність \bar{N} від \bar{Q}_0 для чилерів "Trane"
1– $T_{s1} = 10$ °С; 2– $T_{s1} = 12$ °С; 3 – $T_{s1} = 14$ °С

Найбільше відхилення приводної потужності в режимі з недовантаженням від теоретичної характеристики спостерігається при температурі на вході у випарник $T_{s1} = 10$ °С. Найменше відхилення має місце при температурному режимі з $T_{s1} = 12$ °С, що є робочим для даної моделі. Однак слід зазначити, що відхилення від теоретичної характеристики споживаної потужності приводу будуть збільшуватися навіть у разі підвищення температури води до $T_{s1} = 14$ °С у порівнянні з робочим режимом $T_{s1} = 12$ °С.

Користуючись рівнянням (9), можна ще на етапі проектування чилера скорегувати температурні напори в теплообмінних апаратах таким чином, щоб в недовантаженому режимі роботи установки відхилення реальної потужності приводу компресора від її теоретичної характеристики було мінімальним.

Нижче представлені результати аналізу моделей фірми "Clivet", в яких виробники врахували зазначену вище особливість зміни споживаної потужності в режимі з недовантаженням шляхом збільшення ступеня завантаження поверхні теплообміну випарника і конденсатора у всіх випадках, коли не потрібно максимальне навантаження. Це досягається створенням двох незалежних холодильних контурів, тому установка здатна працювати у двох режимах – на 50 % від своєї номінальної холодопродуктивності і на 100 % [1]. На рис. 3 наведено графіки споживання електроенергії при частковому навантаженні для чилерів "Clivet" WSAN-XPR з $Q_0 = 15,6$ кВт і $T_{s1} = 285$ К, $T_{w1} = 308$ К та WSAN-XEE з $Q_0 = 97,2$ кВт і $T_{s1} = 296$ К, $T_{w1} = 308$ К.

Як можна бачити, чилери "Clivet" споживають енергію у процентному відношенні меншу, ніж вироблена холодопродуктивність. Причиною цього на нашу думку є зменшення ступеня впливу $R_{\text{сум}}$ на енергетичну ефективність внаслідок збільшення поверхні теплообміну, причому воно стає більш істотним у чилерів з високою холодопродуктивністю (рис. 3 б). У чилерах з малою холодопродуктивністю цей ефект нівелюється, тому що зростає вплив $\Delta S_{\text{внутр}}$ (рис. 3 а).

Рис. 3. Залежність \bar{N} від \bar{Q}_0 для чилерів "Clivet": a – WSAN-XPR; b – WSAN-XEE

Для еколого-енергетичної оцінки холодоагенту у відповідній системі, багатьма авторами використовується так званий загальний коефіцієнт еквівалентного потепління [6,7]:

$$TEWI_N = GWP_{\text{хл}} L_{\text{хл}} N + GWP_{\text{хл}} m_{\text{хл}} (1 - \delta) + v N_{\text{повн}} N \quad (10)$$

де $GWP_{\text{хл}}$ – потенціал глобального потепління по відношенню до CO_2 ($GWP_{\text{CO}_2}=1$), кг $\text{CO}_2/\text{кг}$; $L_{\text{хл}}$ – витік холодоагенту, кг/рік; N – термін експлуатації обладнання, рік; $m_{\text{хл}}$ – маса холодоагенту в установці, кг; δ – частка холодоагенту, що утилізується після закінчення терміну експлуатації; v – маса випущеного в атмосферу CO_2 (емісія) при виробництві 1 кВт·год електроенергії, кг $\text{CO}_2/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$; $N_{\text{повн}}$ – річні витрати електроенергії на експлуатацію обладнання, (кВт·год)/рік.

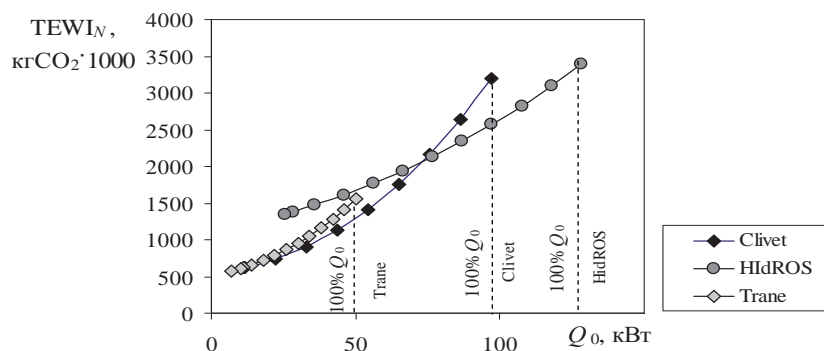
У рівнянні (10) величина $L_{\text{хл}}$ приймається рівною 10 % від маси холодоагенту в установці, емісія CO_2 . Величина v безпосередньо залежить від регіону та того, як у цьому регіоні виробляється електроенергія. Для гідроелектростанції $v = 0$. При виробництві електричної енергії за рахунок спалення нафти та вугілля v складає навколо 0,8 кг $\text{CO}_2/(\text{кВт}\cdot\text{год})$.

Слід зазначити, що при оцінці показника $TEWI_N$ частіше перший і другий доданки, що враховують пряму емісію холодоагенту, можуть бути істотно нижче третього доданка у формулі (10). Безпосередній внесок в $TEWI_N$ вносить термодинамічна ефективність ТНУ. Так, при використанні холодоагенту, що потребує на 3 % більше споживання електроенергії на привід обладнання чилера або ТНУ, показник $TEWI_N$ буде майже в 3 рази більше, ніж при безпосередній емісії холодоагенту в атмосферу.

На рис. 4 наведені залежності показника $TEWI_N$ для чилерів різних компаній виробників, а саме Clivet, HidROS, Trane, від холодопродуктивності при роботі в режимі з недовантаженням. Дані по Q_0 та потужності приводу компресора було отримано за допомогою рівнянь (1) – (9). Розглядалися моделі чилерів, що використовують в якості холодоагенту неазеотропну суміш R410A. Розрахунки проведені по (10) при $N = 20$ років, $\delta = 0,75$ [9], $N_{\text{повн}} = N_{\text{км}} \cdot \tau$, де термін роботи обладнання $\tau = 5000$ годин на рік.

З рис. 4 видно, що для чилерів "Clivet" при зниженні навантаження (відносно номінальної холодопродуктивності) спостерігається різке зниження показника $TEWI_N$, однак при 100% навантаженні він перевищує для чилерів "HidROS".

Це, як зазначалося раніше, пояснюється використанням виробниками "Clivet" енергоефективної технології SPIN-Чилер, яка спрямована на оптимізацію роботи обладнання при частковому навантаженні. Аналіз розрахунків довів, що ця технологія також позитивно впливає на еколого-енергетичні характеристики чилерів.

Рис. 4. Залежність показника TEWI_N від Q_0

Висновки

Проведений аналіз сучасного теплонасосного обладнання показав, що для більшості моделей чилерів і теплових насосів, що представлені на ринку, режим роботи з частковим навантаженням призводить до зниження їх енергетичної ефективності. Моделі чилерів, які спроектовані для ефективної роботи в режимі з недовантаженням, при 100% навантаженні не завжди мають переваги за екологічними показниками.

Роботу виконано при підтримці Державного фонду фундаментальних досліджень України у рамках спільного Україно-Білоруського проекту Ф54.2/018 (Т13К-081) «Наукові основи вдосконалення технологічних проблем підвищення ефективності термотрансформаторів для конкурентоздатного впровадження в теплоенергетичні системи».

Список літератури

1. http://www.climat.uz/pdf/wsan-ee_82-282_r-407c.pdf.
2. Gordon J. M. Thermodynamic Modeling of Reciprocating Chillers/ J. M. Gordon, K. S. Ng// Journal Applied Physics. – 1994. – № 75. – P. 2769–2779.
3. Gordon J. M. Centrifugal chillers: Thermodynamic modeling and diagnostics case study/ J. M. Gordon, K. S. Ng, H. T. Chua// International Journal of Refrigeration. – 1995. – № 18 (4). – P. 253–257.
4. Gordon J. M. Cool Thermodynamics. The Engineering and Physics of Predictive, Diagnostic and Optimization Methods for Cooling Systems/ J. M. Gordon, K. C. Ng. – Cornwall. England: MPG Books Ltd. – 2001. – 276 p.
5. Nelson I. Semi-Empirical Screw Compressor Chiller Model/ I. Nelson, C. H. Culp, R. D. Graves// Proceeding of the Sixteenth Symposium on Improving Building Systems in Hot and Hummed Climates. Plano, USA, 2008 December 15 – 17. – 7 p. – 1 електрон. опт. диск (CD-ROM); 12см. – Систем. требования: Pentium; Windows 95, 98, 2000, XP; Adobe Reader 5.
6. Железный В. П. Перспективы и проблемы применения углеводородов в качестве хладагентов/ В. П. Железный, О. Я. Хлиева, Н. П. Быковец // Холодильная техника. – 2002. – № 8. – С. 5–9.
7. Цветков О. Б. Теплофизические аспекты экологических проблем современной холодильной техники / О. Б. Цветков, Ю. А. Лаптев // Химия и компьютерное моделирование. Бутлеровские сообщения. Приложение к спец. Выпуску.– 2002. – № 10. – С. 54–57.

ANALYSIS OF ENVIRONMENTAL AND ENERGY CHARACTERISTICS OF MODERN CHILLERS AND HEAT PUMPS AT FRACTIONAL LOAD

V. A. TARASOVA, Candidate of Engineering,
D. KH. KHARLAMPIDI, Doctor of Engineering

The paper develops a method for thermodynamic testing and evaluation of environmental markers of modern heat pump equipment. Due to the use of this method an environmental and energy analysis of chillers and heat pumps was made for the first time ever.

Поступила в редакцию 23.09 2013 г.