

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, НЕТРАДИЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ

УДК 621.036

М.В.Степанов, кандидат технічних наук

Ю.П.Александрук, магістр

Київський національний університет будівництва і архітектури

ЕКСЕРГЕТИЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ В СИСТЕМАХ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ

Розглянуто метод ексергетичного аналізу систем енергоспоживання, який дає можливість оцінювати якість використовуваної енергії, її працездатність. Ексергетичний коефіцієнт корисної дії на відміну від термічного більш правильно характеризує ефективність теплотехнічних установок в системах тепловикористання та ступінь їх досконалості. Це стосується і систем з тепловими насосами для використання низькотемпературних джерел енергії.

Для підвищення ефективності будь-якої теплотехнічної системи необхідно або інтенсифікувати процеси окремих ланок цієї системи з метою зменшення відходів теплової енергії, або включати в систему додаткові ланки для використання ексергії низькотемпературних енергоресурсів. Одним з можливих варіантів використання низькотемпературної теплової енергії є застосування теплових насосів в системах витяжної вентиляції або в системах гарячого водопостачання за схемами, запропонованими КиївЗНДІЕП [1].

На рис.1 показана принципова схема використання теплоти витяжного повітря в багатоповерхових житлових будинках. В тепловому насосі нагрівається вода, яка в подальшому може бути направлена на опалення окремих приміщень, наприклад верхніх поверхів будинку, або на інші господарські чи побутові цілі. Автори запропонованої схеми передбачають теплопостачання надбудови житлового будинку взимку та охолодження приміщень влітку.

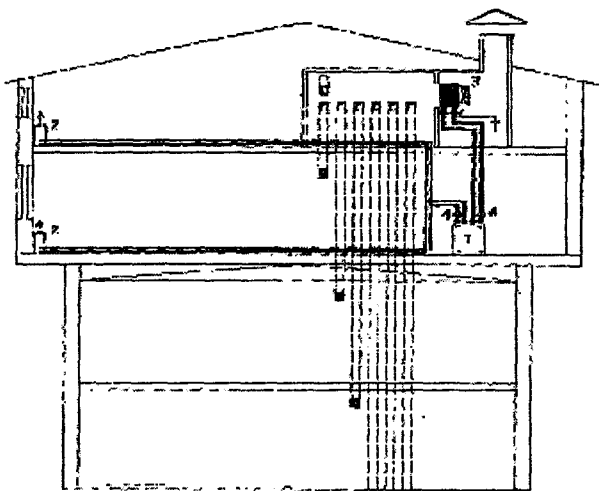


Рис.1. Принципова схема
тепловикористання
втяжного повітря:

- 1—тепловий насос;
- 2—опалювальний прилад;
- 3—калорифер;
- 4—циркуляційні насоси

В схемі, зображеній на рис. 2, запропоновано застосування теплових насосів в теплових пунктах для забезпечення гарячого водопостачання в міжопалювальний період за рахунок теплоти води, яка циркулює в системі опалення. Охолоджена у випарнику теплового насоса вода системи опалення охолоджує приміщення житлового будинку.

Наведені схеми тепловикористання низькотемпературних джерел можуть бути застосовані не тільки в житлових, а і в громадських будинках.

Оцінку ефективності теплових процесів виконують частіше всього на основі енергетичного балансу теплотехнічних систем чи установок. Проте при цьому не враховується та обставина, що тепла енергія не завжди має однакову практичну придатність. І ця придатність тим нижча, чим ближча температура джерела теплоти до температури навколишнього середовища. Крім того, енергетичний баланс не завжди дає правильну оцінку ефективності тепловикористання джерела енергії. Наприклад, коефіцієнт ефективності опалення теплового насоса більший від одиниці навіть тоді, коли цей насос недосконалий. Тому для оцінки якості використання джерела теплової енергії необхідне застосування другого закону термодинаміки, а не закону збереження енергії. В цьому разі основним показником якості енергії буде максимальна працездатність системи або її ексергія [2].

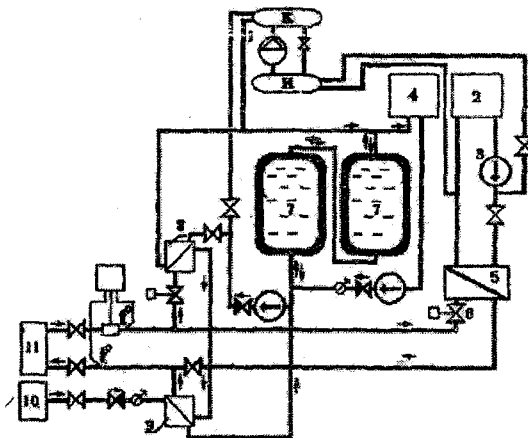


Рис.2. Схема теплового пункту з тепловим насосом:
 1–тепловий насос;
 2–система опалення;
 3–циркуляційний насос;
 4–система гарячого водопостачання;
 5–водопідігрівач системи опалення;
 6–регулюючий клапан;
 7–тепловий акумулятор;
 8–водопідігрівач гарячого водопостачання другого ступеня;
 9–водопідігрівач гарячого водопостачання першого ступеня;
 10–водопровід;
 11–теплова мережа

Математичний вираз першого закону термодинаміки в загальному вигляді для будь-якої термодинамічної системи записується рівнянням

$$\Delta U = \sum_k [L_k] + \sum_i [Q_i] + \sum_j [h_j m_j], \quad (1)$$

де ΔU – зміна загальної внутрішньої енергії системи ;

L_k – енергія-робота, підведена до системи;

Q_i – енергія-теплота , підведена до системи;

$h_j m_j$ - загальна ентальпія перенесеної маси рідини або газу.

В зв'язку зі збереженням балансу мас будь-яке переміщення маси dm через границю системи викликає зміну маси m самої системи , тобто

$$\sum_j [m_j] - \frac{dm}{dt} = 0.$$

Якщо система знаходиться в оточенні навколишнього середовища з атмосферним тиском p_a , то із зміною її об'єму V на величину dV системою

буде виконана робота $p_a \frac{dV}{dt}$, передана в атмосферу. Тобто можна записати

$$\sum_k [L_k] = \sum_k [L_{ek}] - p_a \frac{dv}{dt}, \quad (2)$$

де L_{ek} – ефективна робота , здійснена тілом з температурою T_k .

Після підстановки (2) в рівняння (1) одержимо рівняння енергетичного балансу будь-якої термодинамічної системи:

$$\sum_k [L_{ek}] + \sum_i [Q_i] + \sum_j [h_j m_j] - \frac{d(U + p_a V)}{dt} = 0, \quad (3)$$

Запишемо

$$\sum_i [Q_i] = \sum_i [\delta Q_i] + Q_a, \quad (4)$$

де δQ_i – енергія-теплота робочого тіла з температурою T_i ;

Q_a – енергія-теплота, передана від навколишнього середовища з температурою T_a .

Тоді, з урахуванням (4), рівняння (3) можна переписати в дещо в іншому вигляді

$$\sum_k [L_{ek}] + \sum_i [\delta Q_i] + Q_a + \sum_j [h_j m_j] - \frac{d(U + p_a V)}{dt} = 0. \quad (5)$$

Другий закон термодинаміки дає загальне рівняння балансу ентропій

$$\frac{ds}{dt} = \sum_i [s_i \frac{\delta Q_i}{T_i}] + \sum_j [s_j m_j] + \frac{\delta S_i}{dt} = 0, \quad (6)$$

де S – ентропія термодинамічної системи;

s_j – масова ентропія рідини в поперечному перерізі j потоку маси ;

S_i – ентропія, викликана внутрішніми незворотними процесами.

Після заміни δ на границі системи n у формулі (6) $\frac{dS}{dt}$ на

$\sum_n [\frac{dS}{dt}]_n$, $\sum_j [s_j m_j]$ на $\sum_n [s S_j m_j]_n$, а також після відокремлення джерела з

температурою навколишнього середовища T_a , тобто після ще однієї заміни

$\sum_i [s_i \frac{\delta Q_i}{T_i}]$ на $\sum_i [s_i \frac{\delta Q_i}{T_i}] + \frac{Q_a}{T_a}$ рівняння балансу ентропій набуває іншої

форми:

$$\sum_i \left[\int \frac{\delta Q_i}{T_i} \right] + \frac{Q_a}{T_a} + \sum_n \left[\sum_j s_j m_j - \frac{ds}{dt} \right]_n + \frac{\delta S_i}{dt} = 0. \quad (7)$$

Після множення всіх членів рівняння (7) на величину T_a

$$\sum_i \left[\int \frac{T_a}{T_i} \delta Q_i \right] + Q_a + \sum_n \left[\sum_j T_a s_j m_j - \frac{d}{dt} (T_a S) \right]_n + T_a \frac{\delta S_i}{dt} = 0. \quad (8)$$

Підстановка значення Q_a з рівняння (8) у рівняння (5) дає загальне рівняння ексергетичного балансу термодинамічної системи

$$\sum_k [L_{ek}] + \sum_i \left[\left(1 - \frac{T_a}{T_i} \right) \delta Q_i \right] + \sum_n \left[\sum_j (h_j - T_a s_j) m_j - \frac{d}{dt} (U_e - T_a S) \right]_n - T_a \frac{\delta S_i}{dt} = 0. \quad (9)$$

Рівняння (9) приводять автори [3], посилаючись на [4]. Вираз $T_a \delta S = \Delta E_x$ в рівнянні (9) носить назву рівняння Гюї-Стодоли і характеризує втрату максимальної працездатності /ексергії/ через незворотність термодинамічного процесу.

Формулу для визначення працездатності термодинамічної системи дає Грассман П. [5].

$$L_{\max} = \sum_k [L_k] + \sum_i \frac{T_i - T_a}{T_i} Q_i + \sum_j [(h_j - h_a) - T_a (S_j - S_a)]. \quad (10)$$

Аналогічні аналітичні залежності для визначення максимальної технічної роботоzдатності наводять А.І.Андрющенко [6], О.М.Алабовський, І.А.Недужий [7].

Ексергетична втрата як функція ентропії зумовлена втратою енергії через тертя рідини. У випадку, коли її температура T залишається незмінною,

$$\Delta E_x = \frac{T_a}{T} R, \quad (11)$$

де $R = T \delta S$ – дисипація, зумовлена тертям рідини .

Як видно з графіка на рис. 3 :

$$\Delta E_x < R, \text{ при } T > T_a, \frac{T_a}{T} < 1;$$

$$\Delta E_x = R, \text{ при } T = T_a, \frac{T_a}{T} = 1;$$

$$\Delta E_x > R, \text{ при } T < T_a, \frac{T_a}{T} > 1.$$

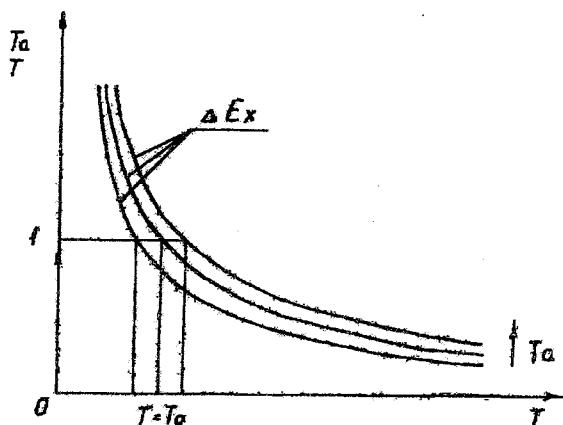


Рис. 3. Зміна відношення $\frac{T_a}{T}$ та ексергетична втрата ΔE_x в залежності від температури T з параметром T_a

Ексергетичні втрати тим більші, чим нижча температура, при якій відбуваються термодинамічні процеси.

Ексергетичний коефіцієнт корисної дії циклу теплового насоса визначається з рівняння

$$\eta_{ex} = \frac{E_{x_Q}}{E_{x_L}} = \frac{E_{x_L} - \Delta E_x}{E_{x_L}} = 1 - \frac{\Delta E_x}{E_{x_L}} \leq 1, \quad (12)$$

де E_{x_Q} – ексергія одержаної теплової енергії;

E_{x_L} – ексергія підведеної до теплового насоса електричної чи механічної роботи.

Аналіз формули (12) показує, що η_{ex} :

- завжди нижчий 1;

- дорівнює нулю при $T = T_a$;

- для даної температури T зменшується, якщо T_a збільшується.

Рис. 4 ілюструє зміну ексергетичного коефіцієнта корисної дії залежно від температури теплового джерела T при постійній температурі навколишнього середовища T_a .

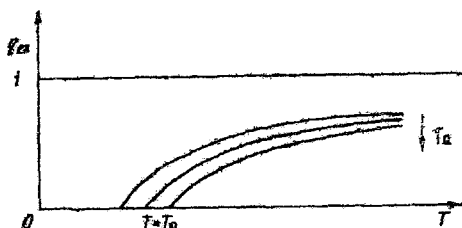


Рис.4. Ексергетичний к.к.д. η_{ex} в залежності від температури теплового джерела T з параметром T_a

Наприклад, для теплових насосів фірми CIAT [1], ексергетичний коефіцієнт корисної дії $\eta_{ex} = 0,52 \dots 0,54$, тоді коли їх коефіцієнт ефективності опалення досягає значення $\epsilon = 3,4 \dots 3,6$.

Список літератури

1. Энергосбережение в зданиях. Центр энергосбережения КиевЗНИИЭП, 1997, №2, 2000, 1.
2. Шаргут Я., Петела Р. Эксергия. М.: Энергия, 1968. – 280 с.
3. Lucien B. Thermodynamique et energetique. Presses polytechniques romandes. Lausanne, 1983. – 720 p.
4. Baehr H. D., Bergmann E., Bosnjakovic F., Grassmann P., Van Lier J.J.C., Rant Z., Rogener H., Schmidt K.R. – Energie und Exergie. VDI, Dusseldorf, 1965.
5. Грассман П.К. К обобщенному определению понятия коэффициента полезного действия. В кн. Вопросы термодинамического анализа / эксергетический метод / Под. ред. В. М. Бродянского. – М.: Мир, 1966. – 247 с.
6. Андрущенко А. И. Основы технической термодинамики реальных процессов. – М.: Высшая школа, 1967. – 267 с.

УДК 697.329.001.24

Н.А.Швачко, кандидат технічних наук, доцент

А.В.Приймак, кандидат технічних наук, доцент

Київський національний університет будівництва і архітектури

Луцький державний технічний університет

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВАКУУМОВАНОГО КОЛЕКТОРА СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ ДЛЯ ГЕЛІОСИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Значне підвищення цін на паливо та підвищення вимог до охорони навколишнього середовища змушують прогнозувати більш широке розповсюдження систем сонячного теплопостачання на території України.

Перспективними є плоскі колектори із селективним поглинаючим покриттям і скляні трубчасті колектори з вакуумною ізоляцією. Дослідження вакуумованого колектора сонячної енергії з різними типами концентраторів наведені на експериментальному стенді. Результати досліджень представлені в графічному вигляді у порівнянні з іншими вакуумованими колекторами.

Плоскі сонячні колектори, що випускаються в нашій країні [1], характеризуються невисокою ефективністю і тому придатні лише для систем сонячного гарячого водопостачання. Перспективними є плоскі колектори із селективним поглинаючим покриттям і скляні трубчасті колектори з вакуумною ізоляцією.

Ефективність колектора можна підвищити збільшенням його оптичного ККД і зменшенням коефіцієнта тепловтрат, що досягається застосуванням у конструкції колектора:

- вакуумної ізоляції променепоглинаючої поверхні абсорбера, що забезпечує зниження до мінімуму тепловтрат теплопровідністю і конвекцією;
- селективного покриття на променепоглинаючі поверхні з високою поглинаючою здатністю в діапазоні короткохвильового (до 2 мкм) сонячного випромінювання і низькою випромінюваністю в інфрачервоній області;