

УДК 551.46.09.

Ярошенко В.М., Кіріс В.О.
НУ «ОМА»

ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ МЕТОД ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ

Постановка проблеми та її зв'язок з науковими та практичними задачами. При проектуванні, експлуатації та модернізації систем штучного холоду необхідно оцінювати термодинамічну ефективність не тільки холодильної машини, яка є генератором холоду, але і всієї системою каналізації і використання холоду. У деяких випадках досить висока термодинамічна ефективність холодильної машини може істотно відрізнятись від реальних енергетичних показників холодильної системи. Це може обумовлюватися ексергетичними втратами в допоміжних теплообмінниках, насосах, вентиляторах, низькою ефективністю теплової ізоляції, непередбаченими експлуатаційної витратами і т.д. Особливе значення ці питання набувають для транспортних холодильних систем в тому числі і для морського транспорту, коли проблеми надійності, безпеки, металоємності, а, іноді, і забезпечення водою в умовах обмеженого традиційного суднового водопостачання ставляться вище ексергетичних втрат і термодинамічної ефективності.

Аналіз досліджень та публікацій. Рівень термодинамічної досконалості холодильних систем в деяких випадках найбільш зручно і просто розраховувати на основі ексергетичного методу, який, як відомо, має переваги по відношенню до класичного методу циклів, перш за все завдяки своїй простоті та універсальності. Однак, слід підкреслити, що обидва методи по суті являються ідентичними, так як базуються на законах термодинаміки і дають однаковий результат, використовуючи при цьому аналогічні за кількістю і якістю вихідні дані [1,2].

Термодинамічну ефективність холодильної машини (генератора холоду) можна оцінювати за допомогою ексергетичного коефіцієнту корисної дії, який являє собою відношення ексергетичної холодопродуктивності машини (E_{Q_0}) до необхідної механічної (електричної) потужності (N) і розраховується за відомою формулою

$$\eta_x = \frac{E_{Q_0}}{N} = \frac{Q_0(T_{cp} - T_o)}{NT_o}$$

де: T_{cp} T_o - температури відповідно зовнішнього середовища і кипіння

холодильного агента, К;

Q_o – холодильна потужність машини, кВт;

Загальновідомо, що величина цього коефіцієнту залежать від багатьох факторів у тому числі від температури зовнішнього середовища, температурного рівня холоду, типу холодильного агента і в найбільшій мірі від рівню незворотності процесів в елементах генератора холоду. Втрати ексергії при виробництві холоду можна уявити як різницю між споживаною механічною потужністю (споживаної зовнішньої ексергії) та ексергією виробленого холоду.

$$\Delta E_o = N - E_{Q_o}$$

Ці втрати обумовлені необоротністю процесів в елементах холодильної машини (компресорах ΔE_k , конденсаторах $\Delta E_{кл}$, випарниках ΔE_v , дросельних вентилях ΔE_d і т. д.) і розраховуються з урахуванням емпіричних коефіцієнтів, що визначають рівень незворотності процесу. Безумовно, що рівень втрат в кожному елементі холодильної машини є питанням техніко - економічної доцільності та разом з тим істотно залежить від режимів роботи установки, збільшуючись, коли холодильна система працює в нерозрахованих режимах в тому числі при пусках - зупинках.

При розрахунках втрат ексергії, використовується класичне рівняння Гюї- Стодола, яке, наприклад, для теплообмінних апаратів має вигляд [2]

$$\Delta E_o = T_{cp} Q \frac{T_{m1} - T_{m2}}{T_{m1} T_{m2}}$$

де: Q - тепловий потік, кВт;

T_{cp} - температура навколишнього середовища, К;

T_{m1} T_{m2} - середні температури теплоносіїв, К;

Загальні ексергетичні втрати в холодильній системі складаються із втрат при виробництві холоду (ΔE_o) і втрат при використанні холоду (ΔE_k) і розраховуються як різниця між вхідною ексергією (реальною зовнішньою потужністю холодильної системи) і ексергією виробленого холоду

$$\Delta E_x = \Delta E_o + \Delta E_k = N_p - E_{Q_o}$$

Реально споживана потужність холодильної системи завжди зростає при каналізації холоду безпосередньо до об'єктів

охолодження на величину ексергетичних втрат, пов'язаних з використанням холоду (ΔE_k).

$$N_p = Q_o \left(\frac{T_{cp} - T_o}{T_o} \right) + \Delta E_o + \Delta E_k$$

Як видно з рівняння реальна споживана потужність холодильної системи залежить від холодопродуктивності, рівня незворотних втрат при виробництві і використанні холоду та від експлуатаційних характеристик і технічного стану холодильної системи. Загальна холодильна потужність може значно відрізнятись від розрахункової при зниженні ефективності теплової ізоляції камер і трубопроводів, наявністю теплових містків в ізоляційних конструкціях, збільшенні кратності вентиляції камер, вантажно - розвантажувальних робіт, наявністю вентиляторів, постійного освітлення холодильних камер і т.д.

Основна ціль дослідження полягає в тому, щоб запропонувати методику визначення термодинамічної ефективності холодильних систем з врахуванням необоротності усіх процесів, пов'язаних не тільки з виробництвом, але і з використанням холоду. Особливе значення при цьому приділяється установкам кондиціонування повітря, коли процес охолодження супроводжується необоротними втратами, які обумовлюються фазовими перетвореннями водяної пари.

Викладення основного матеріалу дослідження. При транспортуванні холоду від холодильної машини до споживача (об'єкту охолодження) його ексергетична цінність знижується, так як температура об'єкта охолодження (T_x) завжди вище по відношенню до температури кипіння (T_o). З урахуванням цього ексергетичний ккд холодильної системи (установки) розраховується як відношення реальної ексергетичної продуктивності системи ($E_{Q_o}^I$) до реально споживаної механічної потужності (N_p).

$$\eta_c = \frac{E_{Q_o}^I}{N_p} = \frac{Q_o (T_{cp} - T_x)}{N_p T_x}$$

На рис.1 показані середні значення ексергетичних ккд різних холодильних машин, які приводяться в роботі [2]. При цьому визначались ексергетичні ккд найбільш поширених типів холодильних машин при температурних потенціалах, які відповідають різним температурам кипіння холодильного агенту у випарнику (виробництва холоду) без врахування необоротності

процесів (ексергетичних втрат), пов'язаних із каналізацією та застосуванням холоду.

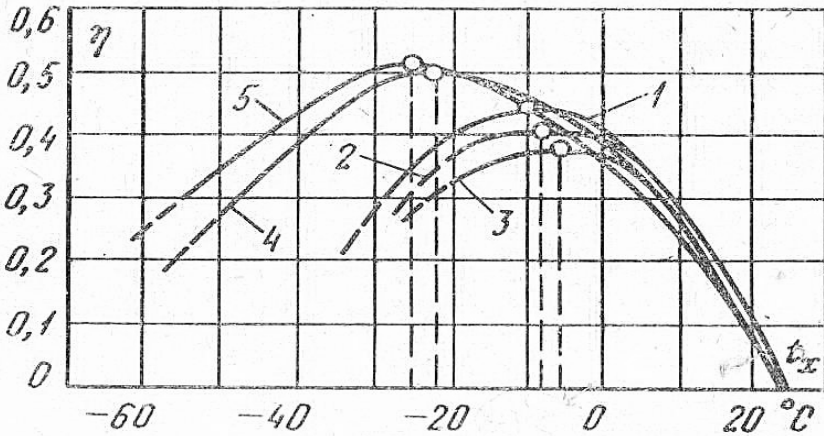


Рис.1. Ексергетичні ккд парокомпресійних холодильних машин. 1, 3 - одноступінчасті фреонові машини; 2 - одноступінчасті аміачні; 4 - двоступеневі аміачні; 5 - двохступеневі фреонові.

В якості прикладу для порівняння, нами виконувались розрахунки ексергетичних ккд холодильних машин в разі їх використання для поточного охолодження атмосферного повітря[4]. У цьому випадку враховувались необоротності процесів при виробництві холоду (холодильного циклу) і при використанні холоду (охолодженні поточного повітря в випарнику холодильної машини). Залежності ексергетичний ккд від температури охолодження повітря показані на рис.2.

Порівнюючи результати розрахунків, які представлені на рис.1 і рис 2. можна зробити висновок про те, що ексергетичні ккд холодильних систем поточного охолодження повітря (з урахуванням виробництва і використання холоду) при тих же температурних інтервалах в деяких випадках в 2 і більше разів менші по відношенню до ексергетичних ккд генераторів холоду (холодильних машин). Ці розбіжності пояснюються виникненням додаткових втрат ексергії, обумовлених різницями температур між температурою кипіння холодильного агента, повітрям (теплоносієм) і об'єктом охолодження. Крім того при цьому необхідно враховувати потужність насосів, вентиляторів, експлуатаційні витрати і т.д., що обумовлює підвищення загальної споживаної механічної (електричної) потужності.

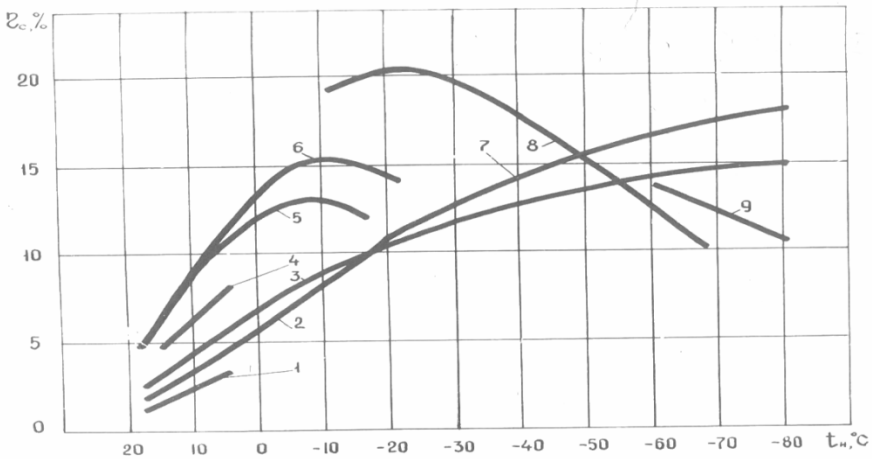


Рис.2. Ексергетичні ккд систем охолодження поточного повітря з різними холодильними машинами. 1-пароежекторні холодильні машини; 2,3,7 - повітряні холодильні машини різних типів, 4- абсорбційні холодильні машини; 5, 6 - одноступінчасті фреонові холодильні машини; 8 - двоступеневі холодильні машини; 9 - каскадні холодильні машини.

Істотна відмінність зазначених вище ексергетичних ккд проявляється при аналізі роботи автономних систем кондиціонування повітря в тропічних умовах, робота яких супроводжуються підвищеними тисками конденсації холодильного агента і випаданням (конденсацією) достатньо великої кількості водяної пари з охолоджуваного потоку повітря. Часто ці обставини впливають на режим роботи кондиціонера, який іноді з періодичного перетворюється в безперервний і супроводжується значними енергетичними і економічними витратами. Тому всі питання, пов'язані з аналізом необоротних термодинамічних втрат і підвищенням енергетичної ефективності кондиціонерів є актуальними і представляють як теоретичний так і з практичний інтерес.

Ексергетичний коефіцієнт корисної дії кондиціонера (рівень термодинамічної досконалості) розраховується як відношення приросту ексергії повітря в випарнику (охолоджувачі) кондиціонера (ΔE_t) до сумарних витрат зовнішньої ексергії, необхідної для реалізації процесу охолодження (E_c)

$$\eta_t = \frac{\Delta E_t}{E_c}$$

Найчастіше сумарна зовнішня ексергія (E_c) дорівнює сумарній потужності, споживаної компресорами і вентиляторами установки (N_p).

Слід підкреслити, що в цьому випадку не враховується ексергія водяної пари (холодної води), сконденсованої при охолодженні, яка практично завжди відводиться в навколишнє середовище.

З урахуванням масової витрати повітря, яке охолоджується в випарнику, ексергетична продуктивність може розраховуватись за наступним рівнянням [1].

$$\Delta E_t = G \left[h_1 - h_2 - T_o (s_1 - s_2) \right]$$

де: s_1, s_2, h_1, h_2 відповідно ентропії і ентальпії вологого повітря на вході і виході з випарника; T_o - температура навколишнього середовища

Розрахунок різниці ентальпій вологого повітря не викликає особливих труднощів і з достатньою точністю для інженерних рішень може розраховуватись за відомими співвідношеннями [3].

Розрахунок зміни ентропії вологого повітря є досить трудомістким, тому що при цьому необхідно враховувати вплив парціального тиску компонентів вологого повітря на зміну його ентропії в ізобарних процесах, а також враховувати процес конденсації вологи з повітря.

Спростити цей розрахунок можливо при використанні графоаналітичного методу коли теплота в диференціальному рівнянні ентропії розглядається як різниця ентальпій [3]. З врахуванням цього, різниця ентропій при охолодженні вологого повітря може розраховуватись за наступним рівнянням

$$\Delta s = s_1 - s_2 = (c_{ps} + c_{pv} d_o) \ln \frac{(c_{ps} + c_{pv} d_1) T_{1+} r (d_1 - d_o)}{(c_{ps} + c_{pv} d_2) T_2 + r (d_2 - d_o)}$$

де: c_{ps}, c_{pv} - відповідно питомі теплоємності сухого повітря і водяної пари;

T_1, T_2, d_1, d_2 - відповідно температури і вологовміст повітря на вході і

виході з випарника;

r - питома теплота конденсації водяної пари

акий підхід дозволяють отримати порівняно просте кінцеве рівняння для розрахунку зміни ексергії вологого повітря при його охолодженні в випарнику холодильної машини.

$$\Delta E_t = G \left[h_1 - h_2 - (c_{ps} + c_{pv} d_o) T_o \ln \frac{h_1 - r d_o}{h_2 - r d_o} \right]$$

Вище викладена методика використовувалася при обробці результатів експериментальних досліджень автономних побутових кондиціонерів в умовах вологого тропічного клімату, що дозволило отримати їх кількісні характеристики по термодинамічній ефективності при різних параметрах експлуатації включаючи процеси рекуперації (утилізації) сконденсованої водяної пари.

Виміри проводилися при температурі навколишнього середовища 27-32 ° С і відносній вологості 80-92%. Параметри повітря в приміщенні з кондиціонером змінювалися в межах 24- 30 ° С при відносній вологості 60-65%. Рівень термодинамічної досконалості (ексергетичний к к д) кондиціонера при цьому змінювався в межах 7-17%, в той час як ступінь термодинамічної досконалості холодильного циклу становила 15-25%.

Ці розбіжності пояснюються досить високими температурними напорами при обробці повітря в випарнику кондиціонера, а також фазовими переходами водяної пари, що обумовлює додаткові втрати ексергії. Причому незворотні втрати зростають зі збільшенням температури і відносної вологості повітря в приміщенні. Ця обставина підкреслює важливість вибору оптимальних термічних умов у випарниках при охолодженні повітря.

Слід відзначити досить високу термодинамічну ефективність процесів рекуперації вологи, яка випадає з повітря в процесі його охолодження в випарнику, що дозволяє підвищити ексергетичний ккд установки кондиціювання.

Одним з методів рекуперації, який перевірявся експериментальним шляхом в блоках кондиціонерів віконного типу, є акумуляція води в піддоні кондиціонера з подальшим зрошенням поверхні конденсатора за допомогою робочого колеса вентилятора. Завдяки інтенсифікації тепло і масообміну знижується температура конденсації і споживана потужність, що обумовлює підвищення загального рівня термодинамічної досконалості установки кондиціювання на 10-25%.

На рис.3 наводяться результати розрахунків рівня ексергетичної досконалості кондиціонера при температурах навколишнього

повітря $t_{cp} = 28 - 32 \text{ }^\circ\text{C}$ і його відносній вологості $\phi = 80-85\%$ для різних параметрів повітря у приміщенні з рекуперацією сконденсованої водяної пари і при її евакуації до навколишнього середовища.

Необхідно підкреслити, що цей метод рекуперації вологи не завжди може бути рекомендований для практичного застосування. При високій відносній вологості атмосферного повітря випарний ефект в процесі зрошення конденсатора знижується, що приводить до переповнення піддону кондиціонера і інших небажаних ефектів. Крім того, ця обставина несприятливо позначається на роботі підшипників вентилятора, які не пристосовані для експлуатації в умовах високої вологості.

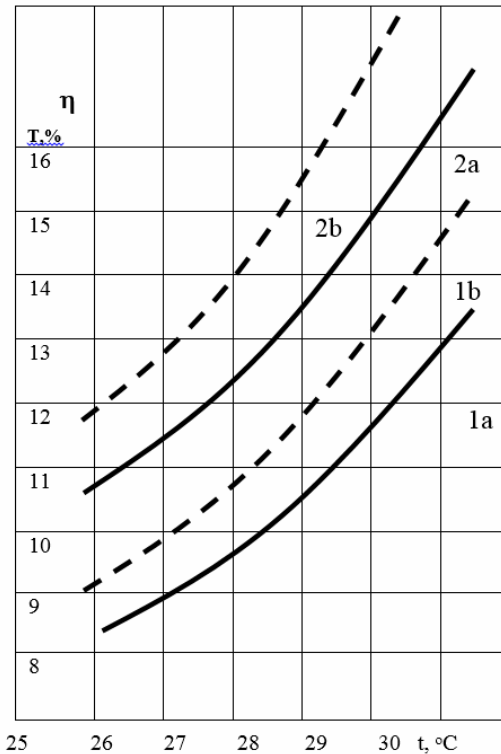


Рис. 3. Залежність ексергетичного ккд від температури повітря. 1а, 1b - при відносній вологості 55 -60% без рекуперації і з рекуперацією вологи, 2а, 2b - при відносній вологості 70% без рекуперації і з рекуперацією вологи.

Іншим способом рекуперації вологи була схема, що передбачає переохолодження холодильного агента в капілярній трубці на виході з конденсатора. Для цього в піддоні кондиціонера встановлювався спеціальний теплообмінник (заглиблення для збору конденсату), в якому переохолоджувався холодильний агент перед подачею в випарник. Таке рекуперативне переохолодження холодильного агента сприяло зниженню температури охолоджуваного потоку повітря на 1-1,5°C, що відповідало підвищенню ексергетичного коефіцієнту корисної дії на 5 -10%.

Висновки

1. Ексергетичний метод розрахунку термодинамічної досконалості холодильних систем в деяких випадках має переваги по відношенню до класичного методу циклів завдяки своїй простоті та універсальності, так як не потребує допоміжної побудови циклів та їх порівняння.

2. Ексергетичні ккд холодильних систем поточного охолодження повітря (з урахуванням виробництва і використання холоду) при тих же температурних інтервалах в деяких випадках в 2 і більше разів менші по відношенню до ексергетичних ккд генераторів холоду (холодильних машин). Ці розбіжності пояснюються виникненням додаткових втрат ексергії, обумовлених різницями температур між температурою кипіння холодильного агента, повітрям (теплоносієм) і об'єктом охолодження.

3. Енергетична ефективність холодильної системи, в тому числі і установки кондиціонування необхідно завжди оцінювати як на рівні виробництва холоду в холодильній машині, так і на рівні ефектів охолодження вологого повітря, включаючи і процеси конденсації водяної пари. Затрата енергії на компенсацію теплоти конденсації водяної пари знижує ексергетичну ефективність побутового кондиціонера на 10 - 25 % в залежності від зовнішніх умов.

Заключна частина.

Запропонована методика може бути застосована для термодинамічної оцінки будь якої холодильної системи, процеси в якій супроводжуються фазовими перетвореннями водяної пари, у тому числі і при виробництві води із повітря в умовах обмеженого традиційного суднового водозабезпечення.

Ексергетичний метод оцінки ефективності холодильних систем дозволяє враховувати необоротні втрати по всьому ланцюжку від електродвигуна компресора до охолодженого потоку повітря. Такий підхід дозволяє найбільш якісно і точно відповідати на питання дійсної термодинамічної (енергетичної) ефективності холодильної системи і розробити рекомендації, спрямовані на підвищення його ефективності.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ.

- 1.Бродянский В.М., Фратшер В., Михалек К./ Эксергетический метод и его приложения.- М.,Энергоиздат, 1988.-288с.
- 2.Мартиновский В.С. Цикли, схемы и характеристики термотрансформаторов./ М . Энергия, 1979. -278 С.
- 3.Прохоров В.І., Шікопер С.М. Метод розрахунку ексергії вологого повітря. Холодильна техніка, М., 1987, 9, С. 12-17
- 4.Ярошенко В.М. Ексергетична оцінка термодинамічної ефективності холодильних систем. Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Енергетика судна. Експлуатація и ремонт»/ОНМА.- Одеса, 2012. - С. 131-135