

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ ПРАКТИКУМ

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавра за освітньою програмою
«Нетрадиційні та відновлювані джерела енергії»
спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»*

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2023

Низькопотенційні джерела енергії: практикум. [Електронний ресурс]: навчальний посібник для студ. спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»/уклад.: Ю.П. Вишневська/ КПП ім. Ігоря Сікорського, – Електронні текстові дані (1 файл: 1,85 Мбайт). – Київ: КПП ім. Ігоря Сікорського, 2023. – 43 с.

*Гриф надано Методичною радою КПП ім. Ігоря Сікорського (протокол № 5 від 23 лютого 2023 р.)
за поданням Вченої ради факультету електроенерготехніки та автоматики
(протокол № 7 від 30 січня 2023 р.)*

Електронне мережне навчальне видання

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ ПРАКТИКУМ

Укладачі: *Вишневська Юлія Павлівна*, канд. техн. наук, ст. викладач
кафедри відновлюваних джерел енергії ФЕА

Графічне
оформлення: *Козюпа Тарас Костянтинович*

Відповідальний
редактор: *Будько Василь Іванович*, докт. техн. наук,
доцент кафедри відновлюваних джерел енергії, ФЕА

Рецензент: *Пушкар Микола Васильович*, канд. техн. наук, доцент
кафедри автоматизації електромеханічних систем та
електроприводу, ФЕА

ЗМІСТ	
Вступ.....	4
Основні теоретичні відомості.....	5
Методика розрахунку парокомпресійного теплового насоса.....	28
- визначення термодинамічних параметрів циклу.....	28
- визначення показників енергетичної ефективності циклу.....	31
- ексергетичні розрахунки схеми.....	31
Розрахунок парокомпресійного теплового насоса з регенератором	
теплоти та з регенерацією теплоти та пере охолоджувачем.....	33
Використання програмного продукту Solkane.....	40
Розрахунок теплового навантаження.....	42
Список посилань.....	43

ВСТУП

Підготовка студентів у межах курсу «Низькопотенційні джерела енергії» як технічного змістовного модуля спрямована на: формування спеціаліста, який має ґрунтовні знання щодо комплексного використання низькопотенційних джерел теплоти, застосування для оцінки їх ефективності ексергетичного та термодинамічного методів аналізу, що забезпечує більш ефективне використання відновлюваних джерел енергії.

Дисципліна «Низькопотенційні джерела енергії» узагальнює дані відповідної науково-практичної діяльності, формує поняття і методологію, необхідні для вивчення у подальшому таких дисциплін як «Енергоресурсозбереження», «Проектування енергоустановок з відновлюваними джерелами енергії», «Фізика і техніка відновлюваної енергетики».

Метою даного навчального посібника є поглиблення вивчення дисципліни та набуття навичок і вмінь самостійних кваліфікованих розрахунків у процесі вивчення дисципліни «Низькопотенційні джерела енергії».

ОСНОВНІ ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

Трансформаторами теплоти називають технічні системи, в яких здійснюються процеси відведення теплоти від менш нагрітого тіла і передача до більш нагрітого. У відповідності до другого закону термодинаміки, реалізація такої системи можлива при виконанні зовнішньої роботи.

Термотрансформатори класифікуються в залежності від положення рівнів температур низькопотенційного джерела T_H і високопотенційного приймача енергії T_B по відношенню до температури навколишнього середовища $T_{H.C.}$:

- якщо температура низькопотенційного джерела нижча за температуру навколишнього середовища ($T_H < T_{H.C.}$), а температура високопотенційного приймача дорівнює температурі навколишнього середовища ($T_B = T_{H.C.}$), то трансформатор називають **холодильною машиною**;
- якщо потенційним джерелом енергії є навколишнє середовище, тобто $T_H = T_{H.C.}$, а температура високопотенційного приймача теплової енергії $T_B > T_{H.C.}$, то такий трансформатор називається **тепловим насосом**.

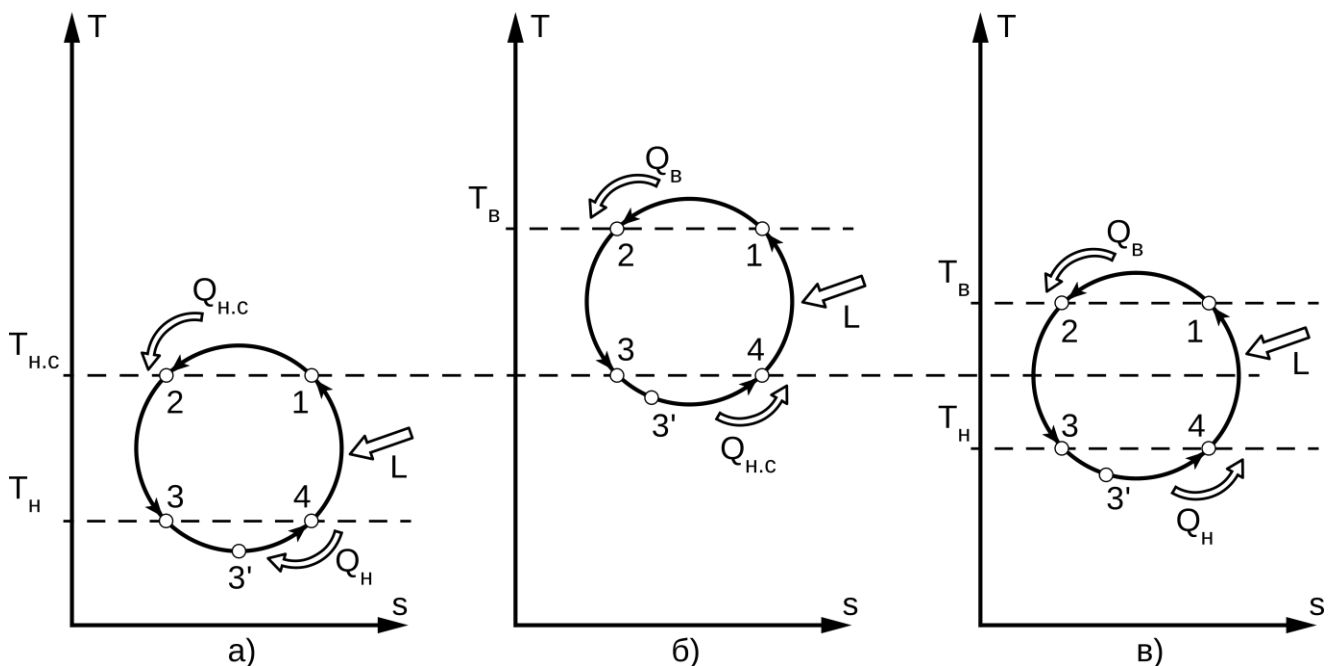


Рис.1 Принципова схема трансформаторів теплоти: а) цикл холодильної машини, б) цикл теплового насоса, в) комбінований цикл.

Термодинамічний цикл таких трансформаторів теплоти складається з наступних процесів:

- 1-2 – відведення теплоти від робочого тіла і зменшення ентропії;
- 2-3 – зниження температури і тиску робочого тіла;
- 3-4 – підведення теплоти до робочого тіла і збільшення ентропії;
- 4-1 – підвищення температури і тиску робочого тіла.

Теплова енергія, яку виробляють теплові насоси, використовується для централізованого та індивідуального опалення, а також для гарячого водопостачання. Теплові насоси класифікують в залежності від джерела відбору теплоти та за принципом роботи.

Класифікація теплових насосів в залежності від джерела відбору теплоти:

- **геотермальні** – установки, що використовують теплову енергію ґрунту, підземних або наземних вод. Геотермальні теплові насоси можуть бути:
 - *замкнутого типу*, що працюють за замкнутим циклом.
 - ✓ горизонтальні;
 - ✓ вертикальні;
 - *відкритого типу* – це системи, які працюють за відкритим циклом;
- **повітряні** – установки, що у якості низькопотенційного джерела енергії використовують повітря навколишнього середовища, яке в подальшому перетворюється у високопотенційне джерело енергії;
- **рекуперативні** – це системи, що використовують відпрацьоване вентиляційне повітря.
- **трасові гідро-газодинамічні теплові насоси** – пристрої з розподіленими параметрами, які переносять низькопотенційну теплову енергію з навколишнього середовища в цільовий трубопровідний контур.
- **детандерні** – насоси, де замість дроселя застосовується детандер.

Класифікація теплових насосів за принципом роботи:

- парокompресійні;
- абсорбційні;
- адсорбційні;
- компресійно-резорбційні;
- термоелектричні (тепловий насос Пельтьє)

ПАРОКОМПРЕСІЙНІ ТЕПЛОВІ НАСОСИ.

Компресійний тепловий насос складається з наступних послідовно з'єднаних трубопроводами компонентів: випарник, компресор, конденсатор, дросель. В замкненому контурі циркулює робоча рідина (холодоагент), яка здійснює «транспортування» теплової енергії.

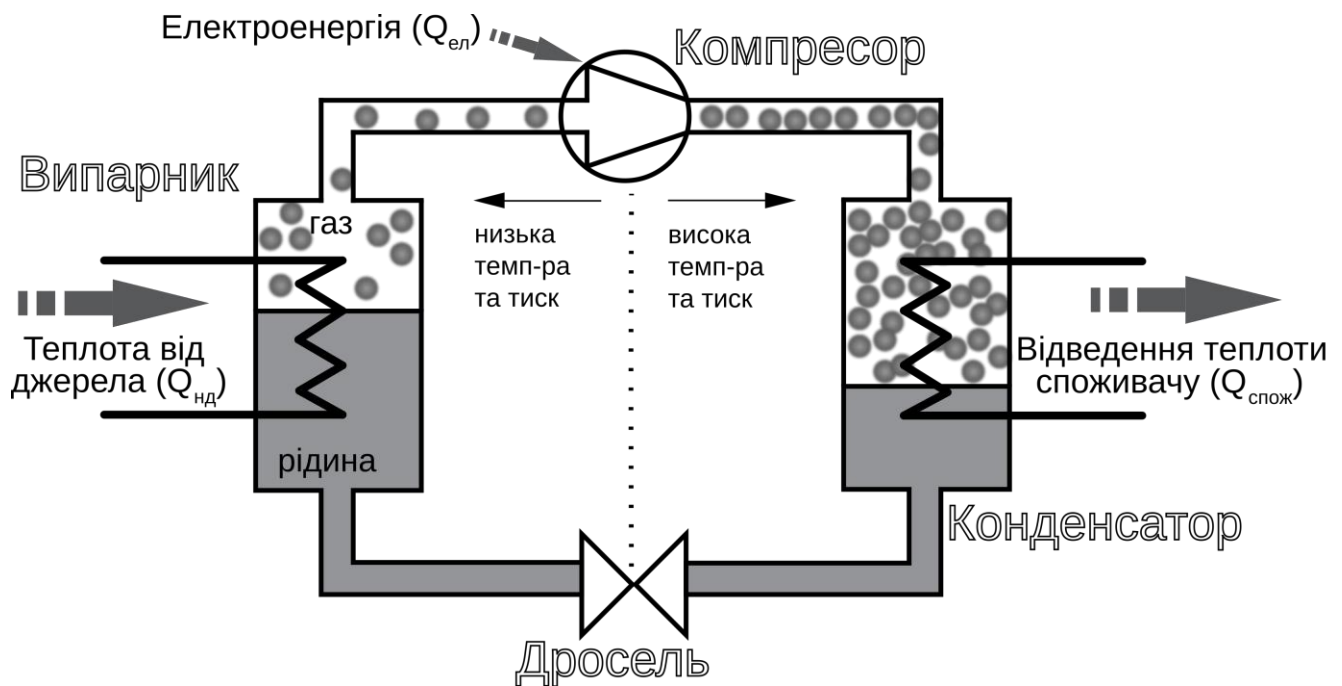


Рис.2 Принципова схема компресійного теплового насосу.

Холодоагент має низьку температуру кипіння і, як наслідок, пароутворення. При виборі холодоагента необхідно дотримуватися наступних вимог: температура пароутворення холодоагента повинна бути нижчою за температуру низькопотенційного джерела, екологічна безпека, нетоксичність.

Випарник. Холодоагент, що має низькі температуру і тиск, надходить у випарник в рідкому стані. Оскільки, температура пароутворення

холодоагента при даному тиску нижче температури низькопотенційного джерела, то при проходженні холодоагента через теплообмінник випарника відбувається теплообмін між холодоагентом і низькопотенційним джерелом. Холодоагент, поглинаючи теплову енергію, випаровується, переходячи в газоподібний стан. Далі газоподібний холодоагент подається в компресор.

Компресор. В компресорі відбувається стиснення газоподібного холодоагента за рахунок підведеної ззовні механічної енергії. Після стиснення відбувається підвищення тиску і температури холодоагента. Подібний ефект називається дроселюючим ефектом Джоуля-Томсона (тобто, підвищення температури газоподібного холодоагента відбувається в результаті зміни його стану (зміни тиску), а процес, який відбувається в компресорі – адіабатний (без підведення теплоти)). На виході з компресора тиск і температура холодоагента підвищуються.

Конденсатор. Після компресора газоподібний холодоагент, який має високі температуру і тиск, подається в конденсатор. В конденсаторі через теплообмінник відбувається відведення теплоти на потреби споживача. Холодоагент, втрачаючи теплову енергію, конденсується і переходить в рідкий стан. Після чого рідкий холодоагент направляється на дросель.

Дросель. В дроселі рідкий холодоагент розширюються до тих пір, поки його тиск не стане рівним тиску у випарнику.

На рисунку 3 наведено термодинамічний цикл з механічною компресією пари на Ts (температура-ентропія) та ph (тиск-ентальпія) діаграмах. Процеси, наведені на діаграмах, є ідеальними. Як видно з діаграм, випаровування холодоагента відбувається у випарнику при постійній температурі і тиску, що відповідає відрізку між точками 1-2. Тобто, енергія низькопотенціального джерела витрачається на зміну агрегатного стану холодоагента, а саме його перехід з рідкого стану в газоподібний. В точці 2 холодоагент в газоподібному стані подається в компресор. В компресорі відбувається стиснення холодоагента (відрізок 2-3) при постійній температурі. При стисненні газу відбувається підвищення температури газу

за рахунок дросельного ефекту Джоуля-Томсона. Особливо на T_s діаграмі видно збільшення температури (з точки 2 на 3) за рахунок роботи компресора. З компресора (точки 3) перегріта пара направляється в конденсатор. Через теплообмінник конденсатора теплова енергія холодоагента передається споживачу, за рахунок чого відбувається його конденсація при постійному тиску, що відповідає відрізку 3-4. В конденсаторі газоподібний холодоагент переходить в рідкий стан. Точка 4 відповідає стану холодоагента перед дроселем. В дроселі відбувається адіабатне дроселювання, що супроводжується постійністю ентальпії, за рахунок чого відбувається зниження тиску холодоагента. Даний процес зображено на ph -діаграмі вертикальною лінією 1-4.

Перевагою ph -діаграми є те, що за термодинамічним циклом можна визначити енергетичну характеристику теплового насоса. Різниця ентальпій (h_3-h_1) це енергія, що підводиться споживачу, а різниця ентальпій (h_3-h_2) відповідає роботі стиснення в компресорі. Відношення підведеної енергії споживачу до затраченої енергії на привод компресора називається *коефіцієнтом перетворення (КОП або COP)*.



Рис.3 Ідеальний термодинамічний процес теплонасосної установки.

Основна відмінність ідеального термодинамічного циклу від реального пов'язана з втратами, а також технологічними вимогами до компонентів теплового насоса, зокрема, компресора (рис.4). В реальному циклі газоподібний холодоагент, який надходить до компресора, повинен бути сухою і дещо перегрітою парою. Перегрів забезпечує безпечну роботу компресора, гарантуючи попередження потрапляння крапель рідини. При цьому пара стає дещо більш розрідженою, що впливає на компресор, який

для забезпечення реального циклу повинен бути потужнішим. Проте, більш серйозна проблема полягає в підвищенні температури на виході з компресора, яка обмежується стійкістю вихлопних клапанів. Зрештою, в реальному циклі газоподібний холодоагент надходить в компресор з параметрами точки $2'$, а не як було зазначено в ідеальному випадку 2 .

Друге суттєве відхилення від ідеалізованого циклу визначається ККД компресора. Через теплообмін між холодоагентом і компресором та необхідності течії всередині компресора, підвищення ентальпії в ньому більше, ніж в ідеалізованому циклі (ph -діаграма, точка $3'$), що також підвищує вихідну температуру (Ts -діаграма, точка $3'$).

Втрати є і в інших елементах робочого циклу. За рахунок опору теплообмінника, тиск холодоагента в ньому падає. Вплив цього падіння тиску проявляється у відхиленні від ізотермічних умов при теплообміні (нахил лінії $1'2'$ та $3'4'$).

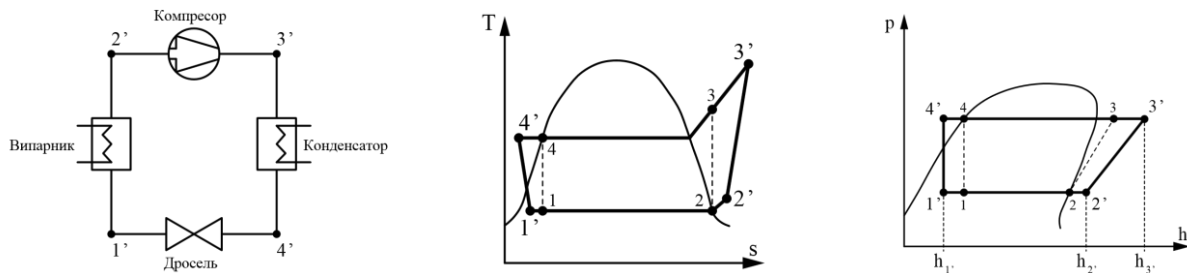


Рис.4 Реальний термодинамічний процес теплонасосної установки.

Останнє відхилення від реального циклу пов'язано з переохолодженням. В ідеальному циклі дроселювання починалось з точки 3 на лівій пограничній кривій. Проте будь-які втрати в трубопроводах між конденсатором і дроселем викликають випаровування, що погіршує роботу дроселя. Тому на практиці бажано вести переохолодження до точки $4'$. Переохолодження також знижує долю пари, що надходить у випарник.

Оцінка енергетичної ефективності теплонасосних систем опалення.

Теплові насоси різних типів працюють на різних джерелах енергії – електричній, тепловій, механічній. Оскільки основним джерелом енергії на даний час є хімічна енергія, що виділяється при спалюванні органічних палив – нафти, вугілля, природного газу та її подальше перетворення в інші види енергії, то порівняння енергетичної ефективності теплових насосів, що використовують для роботи різні види енергії, доцільно проводити з урахуванням ККД пристроїв для перетворення енергії первинного палива в конкретний вид енергії. Таким чином, в якості показника ефективності теплового насоса приймається коефіцієнт використання первинної енергії, який визначається як відношення корисної енергії до підведеної первинної енергії. Корисною вважається енергія, яка відводиться на потреби споживача після останнього технічного перетворення і використовується на технологічні потреби.

Тоді коефіцієнт використання первинної енергії для парокомпресійного теплового насоса з електричним приводом компресора можна визначити наступним чином:

$$\xi_k = COP \cdot \eta_{el}$$

де $COP = \frac{Q_n}{N_k}$ – коефіцієнт перетворення теплового насоса, який визначається

як відношення корисної теплопродуктивності Q_n (кВт) до підведеної до компресора електричної потужності N_k , кВт, η_{el} – ККД електростанції, де первинна енергія перетворюється в електричну. Наприклад, якщо прийняти, що COP парокомпресійного теплового насоса дорівнює 3 і ККД електростанції 0,3, то коефіцієнт первинної енергії такого насоса становитиме $\xi_k = 3 \cdot 0.3 = 0.9$, якщо ж в якості привода взяти двигун дизеля, то $\xi_k = 3 \cdot 0.4 = 1.2$, тобто, тепловий насос дає на 20% більше теплової енергії, ніж при прямому спалюванні палива.

Для абсорбційного теплового насоса, що споживає теплову енергію від котельного агрегата, ККД якого $\eta_{\text{кот}} = 0.65$, достатньо мати $\text{COP} = 1.4$, щоб коефіцієнт використання первинної енергії мав значення співмірне з аналогічним показником парокомпресійного теплового насоса.

ОСНОВНІ МЕТОДИ АНАЛІЗУ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ СИСТЕМ

Метод теплових балансів

В прикладній термодинаміці застосовують різні методи аналізу енергетичних перетворень в технічних системах.

Одним з найпоширеніших методів аналізу є *метод теплових балансів*, що базується на застосуванні першого закону термодинаміки. Слід враховувати, що перший закон термодинаміки не може характеризувати ступінь термодинамічної ідеальності ні окремого конструктивного елемента, ні енергосистеми в цілому.

При використанні даного методу складають енергетичні (теплові) баланси, на основі яких визначають показники роботи установок (термічний ККД системи, холодильний коефіцієнт, коефіцієнт перетворення (COP)).

В якості абсолютної міри ступеня термодинамічної досконалості технологічної системи приймають величину підведення від зовнішнього джерела. За такого підходу за замовчуванням приймається, що всі вихідні з системи теплові потоки відводяться в навколишнє середовище, тобто не беруть участі в процесі теплопередачі і не можуть виконувати корисну роботу. В якості відносної міри термодинамічної досконалості використовують теплові і термічні ККД.

Загальним недоліком зазначених ККД (і як наслідок, методу в цілому) є неможливість оцінки ступеня термодинамічної досконалості енерготехнологічної системи. Складені на основі закону збереження енергії, вони лише визначають ступінь досконалості теплоізоляції і в деяких випадках відведення енергії і речовини в навколишнє середовище. При використанні складових енергетичного балансу якісні відмінності величин,

що в нього входять, не враховуються, оскільки з позиції першого закону термодинаміки всі форми енергії рівноцінні.

Ексергетичний метод аналізу

Метод термодинамічного аналізу, що враховує при аналізі технологічних систем перший і другий закони термодинаміки, називається ***ексергетичним***. Даний метод базується на аналізі термодинамічних потенціалів, які дозволяють визначити роботоздатність потоків речовини та енергії в будь-якій точці системи.

Основні принципи положення ексергетичного методу базуються на визначенні роботоздатності будь-якого виду енергії, яка визначається відносно термодинамічних параметрів навколишнього середовища. Під навколишнім середовищем, як правило, розуміють середовище з фіксованими параметрами, що характеризують найбільш частий середньостатистичний стан атмосфери.

У всіх ексергетичних перетвореннях, що забезпечують роботу технічних систем, може використовуватися енергія двох видів:

- енергія, що може бути перетворена в будь-який інший вид енергії, незалежно від параметрів навколишнього середовища, називається ***«організованою»*** формою енергії (механічна, електрична, хімічна);
- енергія, яка не може бути повністю перетворена в інший вид енергії, а її перетворюваність визначається як власними параметрами системи, так і параметрами навколишнього середовища, називається ***«неорганізованою»*** формою енергії (теплова, енергія випромінювання).

Для опису системи вводиться параметр, що характеризує здатність до перетворення одних видів енергії перетворюватися в інші види організованої енергії. Даний параметр називається ***ексергією*** системи і, фактично, визначає максимальну роботу, яку може виконати термодинамічна система при переході від поточного стану до стану термодинамічної рівноваги. Та

частина енергії системи, яка не може бути перетворена в організовану енергію, називається **анергією** системи.

При визначенні ексергії системи об'єктом розгляду є, перш за все, сама система, потім навколишнє середовище і, нарешті, зовнішні об'єкти в навколишньому середовищі, які можуть слугувати джерелами або приймачами енергії. Ексергія, як і енергія системи, в кожному термодинамічному стані має фіксоване значення.

Взаємодія системи з навколишнім середовищем може відбуватися як оборотно (ідеальний процес), так і необоротно (реальний процес). В ідеальному оборотному процесі буде отримана робота, що дорівнює убутку (зменшенню) ексергії. В реальному процесі робота буде меншою, ніж убуток ексергії, оскільки частина її дисипує.

Якщо взаємодія системи з навколишнім середовищем відбувається необоротно зі збільшенням ентропії, то ексергія системи зменшується.

Таблиця 1. Порівняння властивостей енергії та ексергії.

<i>Енергія системи</i>	<i>Ексергія системи</i>
Залежить лише від параметрів системи і не залежить від параметрів навколишнього середовища.	Залежить як від параметрів системи, так і від параметрів навколишнього середовища.
Завжди має величину відмінну від нуля.	Може мати величину рівну нулю (при повній рівновазі параметрів системи і навколишнього середовища).
Підпорядковується закону збереження енергії в будь-яких процесах і знищуватися не може.	Підпорядковується закону збереження енергії лише при оборотних процесах; в реальних необоротних процесах знищується частково або повністю.
Перетворення одних форм в інші обмежене за умовами другого закону термодинаміки для всіх процесів, в тому числі і оборотних.	Перетворення одних форм в інші не обмежене за умовами другого закону термодинаміки для оборотних процесів.

Ексергетичний баланс системи.

Різниця значень загальної величини ексергії $\sum E_{ex}$, що вводиться в дану систему, і величини ексергії $\sum E_{ex}$, що виводиться з неї, визначає сумарну величину втрат $\sum B$ від необоротності в системі:

$$\sum E_{\text{вх}} - \sum E_{\text{вих}} = \sum B \geq 0 \quad (1)$$

Лише в оборотних процесах $\sum E_{\text{вх}} = \sum E_{\text{вих}}$, і $\sum B = 0$, так як відсутня дисипація енергії.

За цією ознакою ексергія подібна до ентропії, збільшення якої в замкненій системі також відображає втрати від необоротності. Проте практична перевага ексергії полягає в тому, що її зменшення одразу дає значення втрат перетвореної енергії – як абсолютне, так і відносне.

Відношення ексергії $\sum E_{\text{вих}}$, що відводиться з системи, до підведеної ексергії $\sum E_{\text{вх}}$ описує ексергетичний ККД, який характеризує ступінь наближення системи до ідеальної:

$$\eta_e = \frac{\sum E_{\text{вих}}}{\sum E_{\text{вх}}} = \frac{\sum E_{\text{вх}} - \sum B}{\sum E_{\text{вх}}} = 1 - \frac{\sum B}{\sum E_{\text{вх}}}$$

В системі з ідеальними процесами $\eta_e = 1$, для системи з реальними процесами $\eta_e < 1$.

За локалізацією втрати $\sum B$ поділяються:

- внутрішні втрати (internal loss) – B_i пов'язані з необоротністю процесів, що перебігають всередині системи (тертя в конструктивних елементах, гідравлічний опір, дроселювання, тепло масообмін при кінцевих температурних напорах);
- зовнішні втрати (external loss) – B_e пов'язані з умовами взаємодії системи з навколишнім середовищем та іншими джерелами і приймачами енергії (втрати через теплову ізоляцію; втрати з продуктами, що виходять установки, ексергія яких не використовується).

Внутрішні і зовнішні втрати можна розділити за допомогою рівняння (1). Якщо в рівнянні прийняті значення ексергії, взято за параметрами самої установки, одержані значення $\sum B$ будуть відповідати лише внутрішнім втратам. Якщо ж у рівняння (1) входять значення ексергії, що віддаються або отримуються від зовнішніх джерел, то $\sum B$ включають і зовнішні, і внутрішні втрати.

Поділ втрат на внутрішні та зовнішні пов'язаний з різними шляхами їх зменшення. Внутрішні втрати пов'язані з не ідеальністю складових елементів конструкції або процесів в даних елементах. Зовнішні втрати визначаються зазвичай невідповідністю між процесом в цілому і зовнішніми умовами його проведення, а також невідповідністю між окремими конструктивними елементами технологічної схеми.

$$\sum B_i - \sum B_e = \sum E_{\text{вх}} - \sum E_{\text{вих}}$$

Для складання ексергетичного балансу системи необхідно застосовувати метод визначення ексергії для різних видів енергії.

Визначення значення ексергії для різних видів енергії.

Ексергія для механічної та електричної енергії («організованої» форми енергії) дорівнює відповідній роботі:

$$E_M = A_M, E_E = A_E$$

Ексергія теплоти E_q відрізняється від кількості теплоти Q за умовами другого закону термодинаміки. Для її визначення необхідно розглянути процес оборотної взаємодії потоку теплоти q з навколишнім середовищем з використанням циклу Карно (рис.1).

У випадку, коли $T > T_{н.с.}$ – прямий цикл, $T < T_{н.с.}$ – обернений.

При оборотній взаємодії наявної кількості теплоти $q = T \cdot \Delta S$ з навколишнім середовищем може бути виконана робота, що визначає ексергію теплоти:

$$e_q = A_q = (T - T_{н.с.}) \cdot \Delta S$$

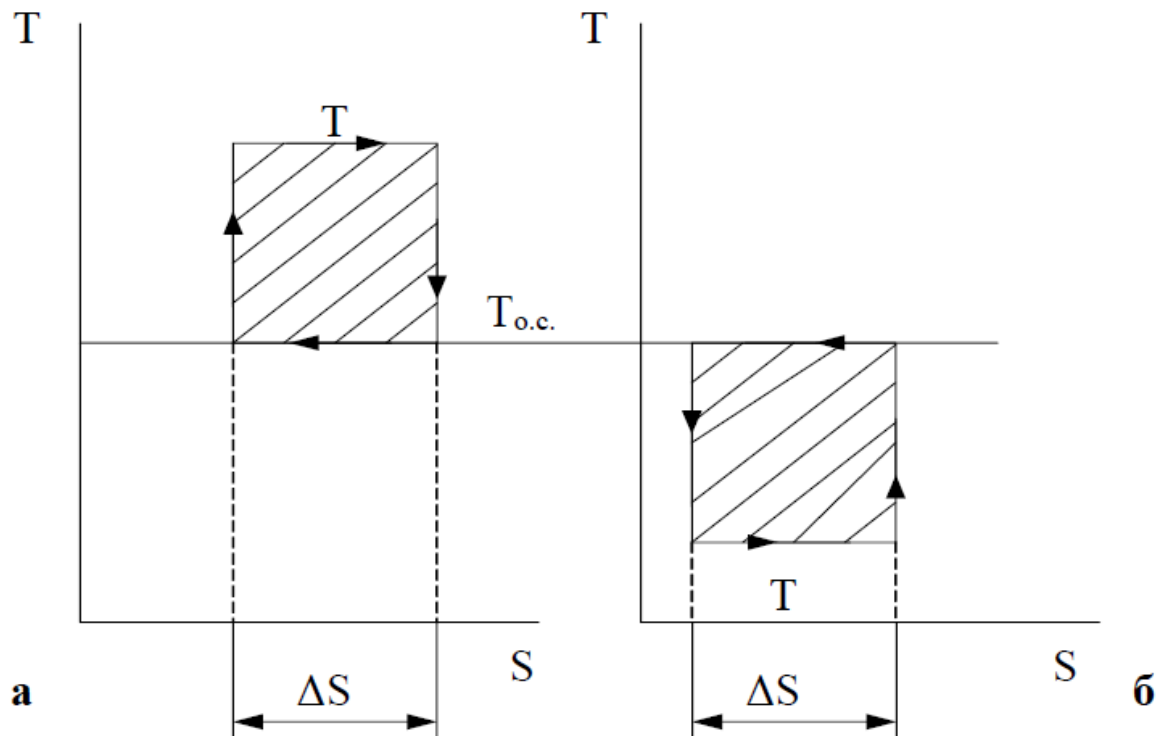


Рис.5. Цикли Карно: *а* – прямий, *б* – обернений.

Зв'язок між e_q і q визначається співвідношенням:

$$e_q = q \cdot \frac{T - T_{н.с.}}{T} = q \cdot \tau_q,$$

де τ_q – коефіцієнт роботоздатності теплоти (ексергетична температурна функція).

Коефіцієнт роботоздатності теплоти:

$$\tau_q = \frac{e_q}{q} = \frac{(T - T_{н.с.}) \cdot \Delta S}{T \cdot \Delta S} = 1 - \frac{T_{н.с.}}{T}.$$

За фізичним змістом даний коефіцієнт визначає кількість роботи, яку можна отримати в ідеальному прямому циклі від одиниці теплоти, тобто для прямого циклу Карно $\tau_q = \eta_t$. Оскільки в даних умовах $0 < \frac{T_{н.с.}}{T} \leq 1$, то $0 \leq \tau_q < 1$.

Для оберненого циклу Карно (рис.1б) $T_{н.с.} > T$ або $\frac{T_{н.с.}}{T} > 1$, при цьому $\tau_q < 0$. Від'ємне значення коефіцієнта роботоздатності теплоти вказує на те, що робота в даному циклі витрачається.

Характер залежності $\tau_q = f(T)$ має вигляд:

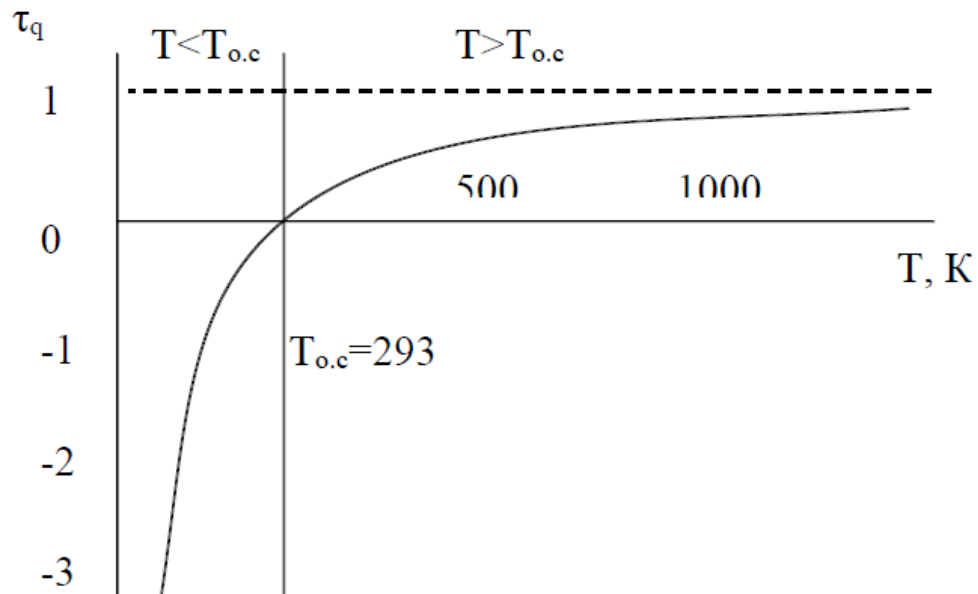


Рис.6. Залежність τ_q від температури.

Ексергія потоку речовини визначається роботою, яку може виконати одиниця маси потоку, наприклад, 1 кг газу чи пари, з параметрами гальмування P , T , h , S при оборотній взаємодії з навколишнім середовищем, параметри якого $P_{н.с.}$, $T_{н.с.}$, $h_{н.с.}$, $S_{н.с.}$ (рис.7).

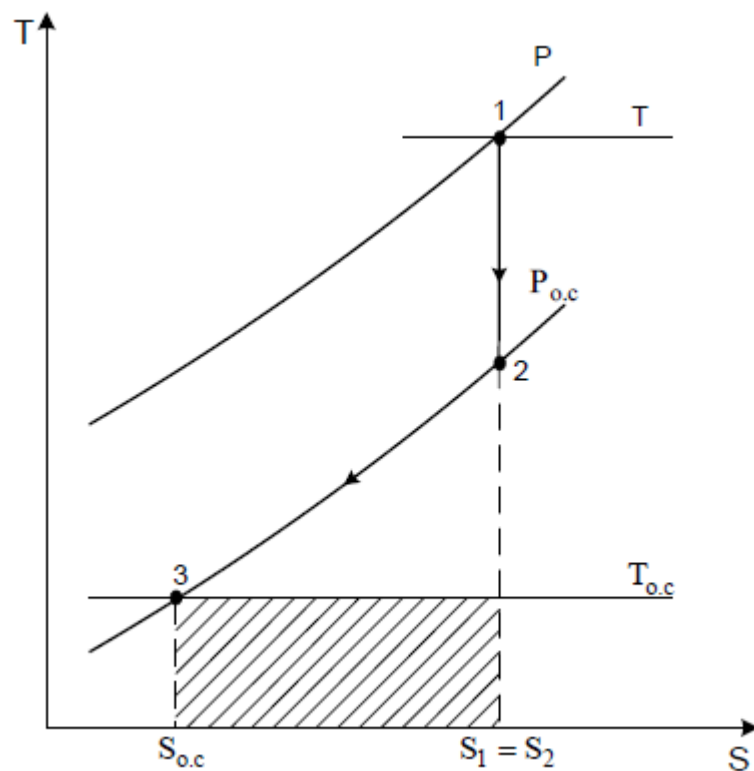


Рис.7. Схема оборотної взаємодії потоку речовини з навколишнім середовищем.

Взаємодія потоку речовини з навколишнім середовищем складається з двох процесів: ізоентропійного розширення від тиску P до тиску $P_{н.с.}$ (процес 1-2) та ізобарного охолодження (процес 2-3). Питома ексергія такої взаємодії потоку речовини з навколишнім середовищем може бути записана:

$$e = A = A_{1-2} + A_{2-3}$$

Робота ізоентропійного розширення газу: $A_{1-2} = h_1 - h_2$. Робота, отримана за рахунок теплоти, відведеної при ізобарному охолодженні газу:

$$A_{2-3} = \int_3^2 \tau_q dq = \int_3^2 dq \left(1 - \frac{T_{н.с.}}{T} \right) = \int_3^2 dq - \int_3^2 T_{н.с.} dS = h_2 - h_3 - T_{н.с.} (S_2 - S_3).$$

Враховуючи, що $h_1 = h$; $S_1 = S_2 = S$; $h_3 = h_{н.с.}$; $S_3 = S_{н.с.}$, сумарна робота A , рівна ексергії буде визначатися:

$$e = A = h - h_{н.с.} - T_{н.с.} (S - S_{н.с.}) \quad (2)$$

Рівняння (2) показує, що питома ексергія потоку не рівна різниці ентальпій потоку в даному стані і в стані рівноваги з навколишнім середовищем і може мати як менше значення, так і більше.

Функцію e можна представити як поверхню в просторі $h-S-e$. Рівняння (2) в даному випадку представлятиме собою площину $(h - h_{н.с.}) - T_{н.с.} (S - S_{н.с.}) - e = 0$, що перетинає площину $h-S$ (при $e=0$) по прямій, що проходить через точку нульового стану з координатами $h_{н.с.}$, $S_{н.с.}$ і кутовим коефіцієнтом $T_{н.с.}$. Пряма, в кожній точці якої $e=0$, називається **«прямою навколишнього середовища»**.

З рис.4 видно, що величина e рівна відстані по осі ординат між точкою 1, що відображає даний стан, і «прямою навколишнього середовища» ab . Якщо точка 1 лежить вище «прямої навколишнього середовища» (рис. 4а), то $e > 0$, якщо нижче (рис. 4б), то $e < 0$.

При фіксованому значенні параметрів навколишнього середовища функція e є повним диференціалом, оскільки при інтегруванні по будь-якому замкненому контуру:

$$\oint de = \oint dh - T_{н.с.} \oint dS = 0$$

Взявши за незалежні змінні S та P , отримаємо:

$$de = \left(\frac{\partial e}{\partial S} \right)_p dS + \left(\frac{\partial e}{\partial P} \right)_S dP \quad (3)$$

Підставивши в формулу $de = dh - T_{н.с.} dS$ значення $dh = TdS + vdP$:

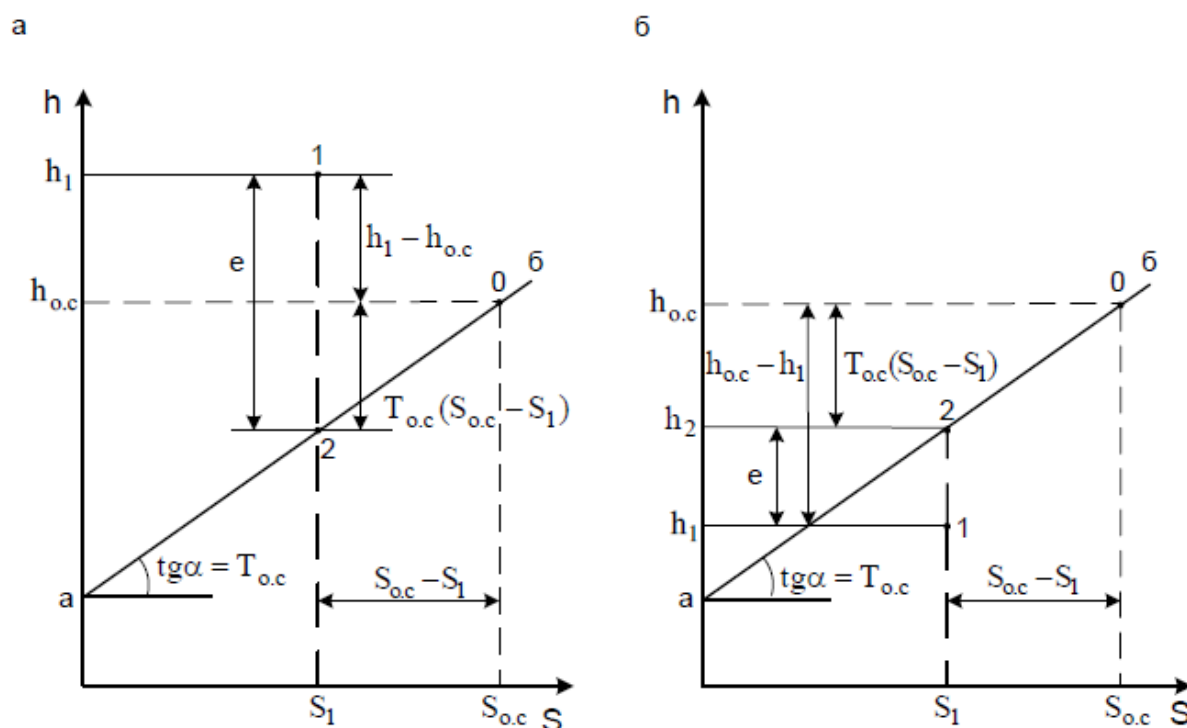


Рис.8. Графічне визначення e на площині $h-S$ для випадку $S_1 < S_{н.с.}$: a – ексергія додатна, $б$ – ексергія від’ємна.

$$de = (T - T_{н.с.})dS + VdP \quad (4)$$

Тоді коефіцієнти в рівнянні (3) будуть:

$$\left(\frac{\partial e}{\partial S} \right)_p = T - T_{н.с.}; \quad \left(\frac{\partial e}{\partial P} \right)_S = V$$

Порівняльна характеристика ентальпії потоку h та ексергії потоку e , як функцій незалежних змінних S та P наведено в таблиці 2.

Таблиця 2. Порівняльна характеристика ентальпії потоку h та ексергії потоку e .

Ентальпія потоку	Ексергія потоку
$dh = TdS + vdP$	$de = (T - T_{н.с.})dS + VdP$
$\left(\frac{\partial h}{\partial S} \right)_p = T$	$\left(\frac{\partial e}{\partial S} \right)_p = T - T_{н.с.}$
$\left(\frac{\partial h}{\partial P} \right)_S = V$	$\left(\frac{\partial e}{\partial P} \right)_S = V$

Порівняльна характеристика ентальпії потоку та ексергії потоку вказує на те, що обидві функції дають енергетичну характеристику потоку речовини.

Зміна ентальпії dh при $P = \text{const}$ характеризує кількість теплоти $\partial q = TdS$, яка переходить через контрольну поверхню системи. Зміна ексергії de в аналогічних умовах також характеризує теплоту, але тільки рівну роботі, яка в ідеальному випадку може бути отримана при використанні цієї теплоти $\partial A = \partial q - T_{n.c.} dS$. Зміна як ентальпії, так і ексергії при $S = \text{const}$ дає в обох випадках одну і ту ж величину VdP , яка рівна роботі зміни тиску робочого тіла в потоці. Повний диференціал ентальпії dh дає зміну енергії потоку в результаті як термічного, так і механічного впливу через границі системи. Повний диференціал ексергії de також пов'язаний з цими видами впливу, проте дає величину корисної енергії, яка може бути перетворена в роботу.

Таким чином, зміна ентальпії h характеризує енергетичні перетворення в потоці речовини без урахування обмежень, що накладаються другим законом термодинаміки в умовах взаємодії з навколишнім середовищем, а зміни ексергії e – з урахуванням цих обмежень. Таким чином, ексергія системи є термодинамічним потенціалом, що пов'язаний з параметрами навколишнього середовища.

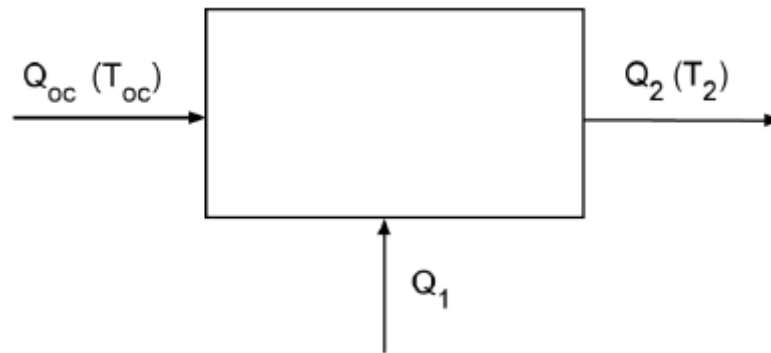
Оскільки ексергетичний метод аналізу дозволяє оцінити ексергетичний ККД кожного з елементів системи, а ексергетичний ККД системи в цілому визначають складаючи ексергетичний баланс системи, то для багатокomпонентних систем цей вид аналізу не застосовують, оскільки складно знайти зв'язок між ексергетичним ККД складної системи і ексергетичними ККД її елементів. Лише для досить простих систем без проміжного підведення і відведення ексергії в окремих елементах, ексергетичний ККД системи дорівнює добутку ексергетичних ККД всіх елементів системи:

$$\eta_e = \prod_{i=1}^{i=n} \eta_{ei}.$$

МЕТОД ПРИРОСТУ ЕКСЕРГІЙ. ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ ККД СКЛАДНОЇ ТЕРМОДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ.

Метод приросту ексергій дозволяє розглядати теплотехнічну схему як складну термодинамічну систему, де взаємодіють ексергетичні потоки в процесах нагрівання, охолодження, випаровування та ін. Це дозволить використовувати не абсолютні значення ексергій, а приріст ексергетичних теплових потоків.

Розглянемо стаціонарну, закриту, термічно ізольовану систему, яка віддає енергію Q_2 з температурою T_2 (найнижча температура в системі) в навколишнє середовище (з температурою $T_{н.с.}$), а також споживає енергію ззовні Q_1 (в загальному випадку $Q_{н.с.}$)



За першим законом термодинаміки:

$$Q_2 = Q_1 + Q_{н.с.}$$

За визначенням ентропії, приріст ентропії системи:

$$\Delta S_c = S_{вих} - S_{вх} = \frac{Q_2}{T_2^T} - \frac{Q_{н.с.}}{T_{н.с.}}$$

де $S_{вх}$, $S_{вих}$ – ентропії матеріальних потоків на вході та виході з системи; T_2^T – середньотермодинамічна температура; $T_{н.с.}$ – температура навколишнього середовища.

Тоді

$$Q_1 = T_{н.с.} \cdot \Delta S_c + Q_2 \left(1 - \frac{T_{н.с.}}{T_2^T} \right) \quad (5)$$

Одержане рівняння (1), що виражає закон Гуї-Стодоли, показую, що при $T_2^T = T_{н.с.}$ при оборотному енергетичному обміні з навколишнім середовищем, енергія, що спожита ззовні енергія мінімальна Q_{min} і компенсує лише втрати від внутрішньої необоротності теплових процесів в системі:

$$Q_{min} = T_{н.с.} \cdot \Delta S_c = B_i \quad (6)$$

Величина $Q_2 \left(1 - \frac{T_{н.с.}}{T_2^T} \right)$ визначає втрати ексергії від зовнішньої необоротності. Рівняння для загальних затрат енергії (5) та мінімальних затрат (6) дозволяють оцінити термодинамічну ідеальність системи. Для складних термодинамічних систем вводять відносну оцінку ступеня термодинамічної ідеальності, тобто термодинамічного (ексергетичного) ККД, який можна отримати з використанням поняття ексергії теплового потоку термодинамічної системи.

Ексергія теплового потоку E_q при температурі T визначається кількістю роботи, яка може бути отримана (або затрачена) в оборотному процесі переносу ентропії, що характеризує даний тепловий потік, на рівні температури навколишнього середовища. Дана термодинамічна функція характеризує не енергію теплового потоку, а його максимально можливу роботу, яку даний потік може виконати поза системою. Оскільки, імовірна робота теплового потоку не є матеріальною величиною, то до неї закон збереження енергії не застосовують. Проте урахування втрат від необоротності процесів (ексергетичних втрат) дозволяє скласти її баланс і визначити ексергетичний ККД.

Математичний вираз для ексергії теплового потоку в умовах ізобарного процесу E_q матиме вигляд:

$$E_q = (h - T_{н.с.} \cdot S) - (h_{н.с.} - T_{н.с.} \cdot S_{н.с.})$$

Приріст ентропії можна виразити через середню термодинамічну температуру потоку:

$$S - S_{\text{н.с.}} = \frac{(h - h_{\text{н.с.}})}{T^T}$$

Тоді

$$E_q = (h - h_{\text{н.с.}}) \left(1 - \frac{T_{\text{н.с.}}}{T^T} \right) \quad (7)$$

Для аналізу частин (блоків) термодинамічної системи зручно користуватися приростом ексергії, отриманим при термічній взаємодії матеріальних потоків:

$$(\Delta E_q)_m = G[(h_1 - h_2) - T_{\text{н.с.}} \cdot (S_1 - S_2)]$$

Або з урахуванням рівняння (7):

$$(\Delta E_q)_m = G \left[(h_1 - h_2) \cdot \left(1 - \frac{T_{\text{н.с.}}}{T_m^T} \right) \right],$$

де h_1, S_1, h_2, S_2 – ентальпія і ентропія підведення та відведення енергії від матеріальних потоків, G – масова витрата потоку, T_m^T – середньотермодинамічна температура відведення теплового потоку в m -му блоці термодинамічної системи.

Абсолютна оцінка термодинамічної ідеальності виражається через ексергетичні втрати, які можна визначити як різницю між сумами всіх вхідних у вузол ексергій і вихідних з нього:

$$B = \sum_{m=1}^{m=N} (\Delta E_q)_m - \sum_{m=1}^{m=L} (\Delta E_q)_m.$$

Ексергетичні втрати – абсолютна міра необоротності процесу, яка чисельно рівна збільшенню ентропії матеріальних потоків, що беруть участь у процесі, з урахуванням температури навколишнього середовища:

$$B = T_{\text{н.с.}} \left(\sum_{\text{ВХ}} (G_i S_i) - \sum_{\text{ВХ}} (G_i S_i) \right),$$

де G_i, S_i – витрата і відповідна їй ентропія i -го потоку на виході і вході у вузол взаємодії.

Визначення ексергетичних ККД елементів системи з тепловими процесами, дозволяє виявити процеси, що характеризуються більшою

необоротністю, що дозволить визначити шляхи зменшення або усунення цієї необоротності.

Ексергетичний ККД визначається як відношення сприйнятої в тепловому процесі придатної для подальшого технічного використання енергії до підведеної, придатної для подальшого технічного використання енергії, тобто відношення приростів ексергій:

$$\eta_e^T = \frac{\Delta E_{qH}}{\Delta E_{q0}}$$

або

$$\eta_e^T = \frac{1 - \frac{T_{H.C.}}{T_H^T}}{1 - \frac{T_{H.C.}}{T_0^T}},$$

де ΔE_{qH} , ΔE_{q0} – приріст ексергії нагрітого і охолодженого потоків при енергетичній взаємодії; T_H^T і T_0^T – середньотермодинамічна температура нагрітого і охолодженого потоків.

Ексергетичний ККД складної системи можна визначити як відношення сумарного приросту ексергій всіх нагрітих потоків до сумарного приросту ексергій всіх охолоджених потоків

$$\eta_e = \frac{\sum \Delta E_{qH}}{\sum \Delta E_{q0}}$$

Зв'язок між η_e складної теплової схеми з η_{em} складових її локальних елементів можна отримати з співвідношення:

$$\eta_{em} = \frac{(\sum \Delta E_{qH})_m}{(\sum \Delta E_{q0})_m},$$

Тоді

$$\eta_e = \frac{\sum_m (\sum \Delta E_{qH})_m}{\sum_m (\sum \Delta E_{q0})_m} \quad (8)$$

Введемо поняття відношення долі затраченої ексергії в m-му локальному елементі теплової системи до сумарних затрат ексергії у всій тепловій системі:

$$\gamma_m = \frac{(\sum \Delta E_{q0})_m}{\sum (\sum \Delta E_{q0})_m} \quad (9)$$

Тоді з врахуванням рівнянь (8) та (9) отримаємо:

$$\eta_e = \sum_m \frac{(\sum \Delta E_{qn})_m}{\sum (\sum \Delta E_{q0})_m} = \sum_m \eta_{em} \cdot \gamma_m$$

В реальних теплових системах, наряду з втратами ексергії при енергообміні між матеріальними потоками, обумовленими градієнтом температур, в загальному випадку відбуваються втрати ексергії з матеріальними потоками при їх взаємодії з навколишнім середовищем, відведенні енергії теплового потоку через ізольовані і неізольовані ділянки обладнання, а також при адіабатному дроселюванні. Ці затрати ексергії необхідно відносити до теплової системи в цілому, оскільки вони є сумарним наслідком деградації енергії в процесах всіх елементів.

Для оцінки впливу окремих складових на загальний ексергетичний ККД необхідно використовувати величини – коефіцієнт енергії матеріальних потоків φ_i ; коефіцієнт, що враховує відведення енергії через поверхню обладнання φ_Q та коефіцієнт, що враховує втрати ексергії в результаті дроселювання потоків φ_{dp} :

$$\varphi_i = \frac{\sum_m (\sum \Delta E_{q0})_m}{\sum_m (\sum \Delta E_{q0})_m + \sum \Delta E_{qomp}};$$

$$\varphi_Q = \frac{\sum Q}{\sum Q'};$$

$$\varphi_{dp} = \frac{\sum_m (\sum \Delta E_{q0})_m + \sum \Delta E_{qomp}}{\sum_m (\sum \Delta E_{q0})_m + \sum \Delta E_{qomp} + \sum \Delta E_{q_{lh}}},$$

де ΔE_{qomp} – приріст ексергії охолодженого матеріального потоку, $\Delta E_{q_{lh}}$ – приріст ексергії в результаті дроселювання потоків; Q та Q' – прийнятий і переданий теплові потоки.

Тоді ексергетичний ККД складної системи з урахуванням відведення теплоти в навколишнє середовище і дроселювання потоків можна записати:

$$\eta_e = \eta_e' \cdot \varphi_i \cdot \varphi_Q \cdot \varphi_{op},$$

де η_e' – ККД системи в адіабатному процесі.

Методика розрахунку парокомпресійного теплового насоса з регенерацією теплоти (схема №2) та з регенерацією теплоти та переохолоджувачем (схема №3) [1]

Приклад проєктування теплонасосної установки для опалення індивідуального будинку. В якості джерела низькопотенційної теплоти використовують ґрунт. Схема опалення – водяна «тепла підлога».

Вихідні дані:

- теплове навантаження Q_{TH} 3 кВт
- температура низькопотенційного теплоносія (розсолу) на виході в тепловий насос t_{n1} 5° C
- температура низькопотенційного теплоносія (розсолу) після теплового насоса t_{n2} -5° C
- температура високопотенційного теплоносія (гаряча вода) на виході в тепловий насос t_{s1} 35° C
- температура високопотенційного теплоносія (гаряча вода) після теплового насоса t_{s2} 45° C
- температура навколишнього середовища t_0 -10° C
- перепади температури на виході з теплообмінників:
випарника $\Delta t_{вин}$, конденсатора $\Delta t_{к}$,
переохолоджувача $\Delta t_{по}$ 5° C
- температура перегріву пари в проміжному теплообміннику $\Delta t_{п}$ 20° C

Як холодоагент використовується фреон R152a, що відноситься до озонобезпечних.

Розрахунок парокомпресійного теплового насоса (схема 1):

1. Температура випаровування фреону:

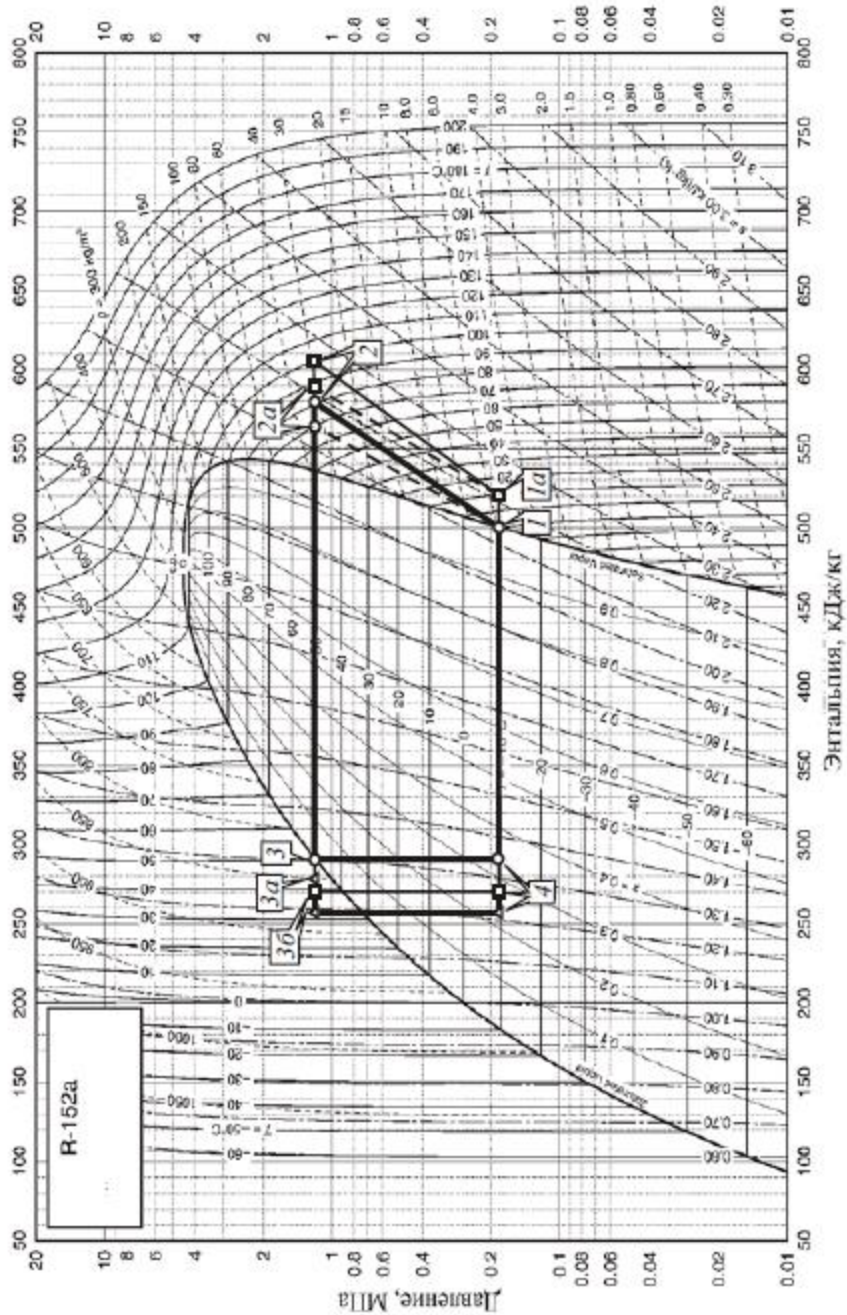
$$t_{вин} = t_{n2} - \Delta t_{вин} = -5 - 5 = -10 \text{ } ^\circ \text{C}$$

2. За температурою випаровування $t_{\text{вип}} = -10^{\circ}\text{C}$ за таблицями термодинамічних властивостей холодоагента R152a або за p, h-діаграмами визначаються параметри в точці 1:

$$h_1 = 500,15 \text{ кДж/кг}$$

$$p_{\text{вип}} = 0,18152 \text{ МПа}$$

точка 1 відмічається на p, h-діаграмі.



○ — схема №1; □ — схема №2; ▲ — схема №3

3. Температура конденсації фреону:

$$t_{\kappa} = t_{e2} + \Delta t_{\kappa} = 45 + 5 = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

4. За температурою конденсації $t_{\kappa} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$ за таблицями термодинамічних властивостей або за p, h -діаграмами визначаються параметри в точці 3:

$$h_3 = 290,5 \text{ кДж/кг}$$

$$p_{\kappa} = 1,1774 \text{ МПа}$$

точка 3 відмічається на p, h -діаграмі

5. На p, h -діаграмі на перетині лінії постійної ентропії S_1 , що проходить через точку 1, та лінії ізобари p_{κ} , що проходить через точку 3, визначається точка 2а, а потім за діаграмою визначається ентальпія в даній точці:

$$h_{2a} = 564 \text{ кДж/кг}$$

6. Адіабатний ККД компресора η_a :

$$\eta_a = 0,98 \frac{273 + t_0}{273 + t_{\kappa}} = 0,98 \frac{273 - 10}{273 + 50} = 0,80.$$

Ентальпія фреону після стиснення з урахуванням втрат:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2a} - h_1}{\eta_a} = 500,15 + \frac{564 - 500,15}{0,80} = 580,0 \text{ кДж/кг}$$

За значеннями ентальпії $h_2 = 580,0 \text{ кДж/кг}$ та тиску $p_{\kappa} = 1,1774 \text{ МПа}$ на діаграмі відмічається точка 2. Температура в даній точці

$$t_2 = 81 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

7. За значеннями ентальпії $h_3 = h_4 = 290,5 \text{ кДж/кг}$ і тиску $p_{\text{вин}} = 0,18152 \text{ МПа}$ на діаграмі відмічається точка 4.

8. Питомі теплові навантаження у вузлах теплового насоса:

$$q_{\text{вин}} = h_1 - h_4 = 500,15 - 290,5 = 209,65 \text{ кДж/кг}$$

$$q_{\kappa} = h_2 - h_3 = 580,0 - 290,5 = 289,50 \text{ кДж/кг}$$

$$q_{\text{см}} = h_2 - h_1 = 580,0 - 500,15 = 79,85 \text{ кДж/кг}$$

Правильність розрахунку визначається перевіркою теплового балансу:

$$209,65 + 79,85 = 289,50 \text{ кДж/кг}$$

9. Теплове навантаження теплового насоса:

$$q_{TH} = q_k = 289,50 \text{ кДж/кг}$$

Енергія, що споживається електродвигуном W:

$$W = \frac{l_{cm}}{\eta_{e.m.} \cdot \eta_e} = \frac{79,85}{0,95 \cdot 0,8} = 105,07 \text{ кДж/кг}$$

10. Показники енергетичної ефективності теплового насоса:

- коефіцієнт перетворення теплоти:

$$COP = \frac{q_k}{l_{cm}} = \frac{289,5}{79,85} = 3,63;$$

- коефіцієнт перетворення електроенергії:

$$\mu_e = \eta_{e.m.} \cdot \eta_e \cdot COP = \frac{q_k}{l_{cm}} = 0,95 \cdot 0,80 \cdot 3,63 = 2,76;$$

- питома витрата первинної енергії:

$$PB = \frac{1}{\eta_{e.m.} \cdot \eta_e \cdot \eta_{e.c.} \cdot \eta_{пер}} \cdot \frac{1}{COP} = \frac{1}{0,95 \cdot 0,8 \cdot 0,4 \cdot 0,95} \cdot \frac{1}{3,63} = 0,95$$

Оскільки $PB < 1$, то з енергетичної точки зору опалювати з використанням теплового насоса вигідніше, ніж при спалюванні природного палива, що використовується при виробництві електроенергії.

11. Ступінь підвищення тиску в компресорі:

$$\varepsilon = \frac{p_k}{p_{вин}} = \frac{1,1774}{0,18152} = 6,49$$

12. Ексергетичний розрахунок схеми:

- середня логарифмічна температура холодного теплоносія:

$$T_{середн.н} = \frac{t_{n1} - t_{n2}}{\ln \frac{t_{n1} + 273}{t_{n2} + 273}} = \frac{5 - (-5)}{\ln \frac{5 + 273}{-5 + 273}} = 273 \text{ К}$$

- ексергетична температура низькопотенційного джерела:

$$\tau_n = \frac{T_{\text{середн.н}} - (t_0 + 273)}{T_{\text{середн.н}}} = \frac{273 - (-10 + 273)}{273} = 0,0366 ;$$

- ексергія e_n , що віддається низькопотенційним теплоносієм у випарнику:

$$e_n = \tau_n \cdot q_{\text{вип}} = 0,0366 \cdot 209,65 = 7,67 \text{ кДж/кг}$$

- середня логарифмічна температура гарячого теплоносія:

$$T_{\text{середн.в}} = \frac{t_{\text{в}2} - t_{\text{в}1}}{\ln \frac{t_{\text{в}2} + 273}{t_{\text{в}1} + 273}} = \frac{45 - 35}{\ln \frac{45 + 273}{35 + 273}} = 313 \text{ К}$$

- ексергетична температура високопотенційного джерела:

$$\tau_v = \frac{T_{\text{середн.в}} - (t_0 + 273)}{T_{\text{середн.в}}} = \frac{313 - (-10 + 273)}{313} = 0,160 ;$$

- ексергія e_v , що віддається високопотенційним теплоносієм у конденсаторі:

$$e_v = \tau_v \cdot q_k = 0,160 \cdot 289,50 = 46,32 \text{ кДж/кг}$$

- ексергія електроенергії, що споживається електродвигуном:

$$e_e = W = \frac{l_{\text{ст}}}{\eta_{\text{е.м.}} \cdot \eta_e} = \frac{79,85}{0,95 \cdot 0,8} = 105,07 \text{ кДж/кг}$$

- ексергетичний ККД η_e теплового насоса:

$$\eta_e = \frac{e_{\text{вих}}}{e_{\text{вх}}} = \frac{e_v}{e_n + e_e} = \frac{46,32}{7,67 + 105,07} = 0,411$$

Розрахунок парокомпресійного теплового насоса з регенерацією теплоти (схема №2) та з регенерацією теплоти та переохолоджувачем (схема №3)

Параметр	Розмір- ність	Номер схеми		
		1	2	3
Температура випаровування фреону $t_{вип}$	°C	-10		
Ентальпія фреону після випарника h_1	кДж/кг	500,15		
Тиск фреону у випарнику $p_{вип}$	МПа	0,18152		
Температура конденсації фреону t_k	°C	45 + 5 = 50		
Ентальпія фреону після конденсатора h_3	кДж/кг	290,5		
Тиск конденсації фреону p_k	МПа	1,1774		
Температура фреону на вході в компресор t_{1a}	°C	-	-10 + 20 = 10	
Ентальпія фреону на вході в компресор h_{1a}	кДж/кг	-	521	
Ентальпія фреону після	кДж/кг	564	589	

адіабатного стиснення h_{2a}				
Адіабатний ККД компресора	-	0,80		
Ентальпія фреону після компресора h_2	кДж/кг	580	606	
Теплоємність фреону після конденсатора c'_{p3}	кДж/(кг г К)	-	-	1,957
Температура холодного фреону після переохолоджувач а t_{3a}	°С	-	-	$\left[\frac{1,957 \cdot 50 + 4,19 \cdot (5 + 35)}{1,957 + 4,19} \right] =$ = 43,2
Ентальпія холодного фреону після переохолоджувач а h_{3a}	кДж/кг	-	-	278
Температура води після переохолоджувач а $t_{вп}$	°С	-	-	43,2 – 5 = 38,2
Ентальпія гарячого фреону на вході в проміжний теплообмінник $h_{3б}$	кДж/кг	-	290,5-(521- 500,15)= =269,7	278-(521-500,15)= =257,2

Температура гарячого фреону після проміжного теплообмінника t_{36} (за p, h- діаграмою)	°C	-	40	
Ентальпія фреону перед випарником h_4	кДж/кг	290,5	269,7	257,2
Питоме теплове навантаження випарника q_v	кДж/кг	209,65	500,15- 269,7=230,5	500,15-257,2=243
Питоме теплове навантаження конденсатора q_k	кДж/кг	289,5	606-290,5=315,5	
Питоме теплове навантаження переохолоджувач а $q_{по}$	кДж/кг	-	-	290,5-278=12,5
Питоме теплове навантаження теплового насоса $q_{тн}$	кДж/кг	289,5	315,5	315,5+12,5=328
Питоме теплове навантаження проміжного теплообмінника $q_{пто}$	кДж/кг	-	521-500,15=20,9	
Робота стиснення в компресорі l_{cm}	кДж/кг	79,85	606-521=85	

Питома енергія, що споживається електродвигуном W	кДж/кг	105,07	$\frac{85}{0,95 \cdot 0,8} = 125$	
Перевірка теплового балансу	-	209,65+ 79,85=2 89,50	230,5+85,0=315,5	243+85=315,5+12,5
Коефіцієнт стиснення ε	-	6,49		
Коефіцієнт перетворення теплоти COP	-	3,63	315,5/85=3,71	(315,5+12,5)/85=3,86
Коефіцієнт перетворення електроенергії μ_e	-	2,76	$0,95 \cdot 0,8 \cdot 3,71 =$ = 2,82	$0,95 \cdot 0,8 \cdot 3,86 =$ = 2,93
Питома витрата первинної енергії ПЕ	-	0,95	$1 / \left(\frac{0,95 \cdot 0,8 \cdot 0,4 \cdot}{\cdot 0,95 \cdot 3,71} \right) =$ = 0,93	$1 / \left(\frac{0,95 \cdot 0,8 \cdot 0,4 \cdot}{\cdot 0,95 \cdot 3,86} \right) =$ = 0,90
Середня температура низькопотенційн ого джерела $T_{\text{середн.н}}$	К	273		
Термодинамічна температура низькопотенційн ого джерела τ_n	-	0,0366		
Ексергія, що віддається низькопотенційн	кДж/кг	7,67	$0,0366 \cdot 230,5 =$ = 8,44	$0,0366 \cdot 243 =$ = 8,89

им теплоносієм				
Середня температура високопотенційного джерела $T_{\text{середн.в}}$	К	313		$\frac{45 - 38,2}{\ln \frac{45 + 273}{38,2 + 273}} = 314,6$
Термодинамічна температура високопотенційного джерела τ_v	-	0,160		$1 - \frac{-10 + 273}{314,6} = 0,164$
Ексергія, що отримана високопотенційним теплоносієм e_v	кДж/кг	46,32	$0,160 \cdot 315,5 = 50,48$	$0,164 \cdot 315,5 = 51,74$
Середня температура високопотенційного теплоносія в переохолоджувачі $i T_{\text{середн.ВП}}$	К	-	-	$\frac{38,2 - 35}{\ln \frac{38,2 + 273}{35 + 273}} = 309,6$
Термодинамічна температура високопотенційного теплоносія в переохолоджувачі $i \tau_v$	-	-	-	$1 - \frac{-10 + 273}{309,6} = 0,151$
Ексергія, що отримана високопотенційним теплоносієм в	кДж/кг	-	-	$0,151 \cdot 12,5 = 1,89$

переохолоджувач і $e_{вп}$				
Ексергія спожитої електроенергії e_e	кДж/кг	105,07	125,0	
Ексергетичний ККД η_e	-	0,411	$\frac{50,48}{8,44 + 125,0} =$ $= 0,378$	$\frac{51,74 + 1,89}{8,89 + 125,0} =$ $= 0,401$

Як видно з таблиці, найвищий коефіцієнт перетворення енергії, а також найменша витрата первинного палива – в схемі №3. Проте в схемах №2 і 3 ексергетичний ККД менше, ніж у схемі №1. Це пов'язано з тим, що питоме теплове навантаження теплового насоса в схемах №2 і 3 підвищується за рахунок підведення додаткової енергії в процесах стиснення. Так, за рахунок збільшення спожитої електроенергії на 19,3 кДж/кг теплове навантаження в схемах №2 і 3 збільшується відповідно на 26 та 38,5 кДж/кг, що приводить до збільшення коефіцієнта перетворення теплоти COP. Оскільки ексергія електричної енергії дорівнює електричній енергії, а ексергія теплоносія становить лише частину його теплоти, то це приводить до втрат ексергії та зниження ККД.

Питоме теплове навантаження теплового насоса $q_{тн}$, кДж/кг	289,5	315,5	328,0
Питома енергія, що споживається електродвигуном W, кДж/кг	105,7	125,0	
Ступінь стиснення в компресорі ε	6,49		
Коефіцієнт перетворення теплоти COP	3,63	3,71	3,86
Коефіцієнт перетворення електроенергії μ_e	2,76	2,82	2,93
Питома витрата первинної енергії ПЕ	0,95	0,93	0,90
Ексергетичний ККД η_e	0,411	0,378	0,401

Для подальших розрахунків обираємо схему №3.

Масова витрата холодоагента становить:

$$G_{xa} = \frac{Q_{TH}}{q_{TH}} = \frac{3}{328} = 0,00915 \text{ кг/с.}$$

Повне навантаження вузлів теплового насоса:

- в компресорі:

$$N = W G_{xa} = 125 \cdot 0,00915 = 1,144 \text{ кВт}$$

- у випарнику:

$$Q_{вин} = q_{вин} G_{xa} = 243 \cdot 0,00915 = 2,223 \text{ кВт}$$

- в конденсаторі:

$$Q_{\kappa} = q_{\kappa} G_{xa} = 315,5 \cdot 0,00915 = 2,886 \text{ кВт}$$

- в переохолоджувачі:

$$Q_{по} = q_{по} G_{xa} = 12,5 \cdot 0,00915 = 0,114 \text{ кВт}$$

- в проміжному теплообміннику:

$$Q_{пто} = q_{пто} G_{xa} = 20,9 \cdot 0,00915 = 0,191 \text{ кВт}$$

Питомі ексергетичні втрати в компресорі:

- зовнішні ексергетичні втрати в компресорі та електродвигуні, викликані механічним тертям:

$$\Delta e_{KM}^{зовн} = (W - l_{ст}) = 125,0 - 85,0 = 40,0 \text{ кДж/кг}$$

- внутрішні ексергетичні втрати в компресорі, викликані необоротністю процесу стиснення холодоагента (ентропія визначається з p, h-діаграми):

$$\Delta e_{KM}^{вн} = T_0 (S_2 - S_{1a}) = 263 \cdot (2,26 - 2,21) = 13,15 \text{ кДж/кг}$$

Ексергетичні втрати в теплообмінниках визначаються за різницею ексергії холодоагента, яка визначається за формулою $\Delta h - T_0 \Delta S$, та ексергії, підведеної або відібраної у теплоносія, що дорівнює τq . Таким чином, визначивши ентропії за таблицями властивостей фреону в стані насичення або за p, h-діаграмою, отримаємо:

- ексергетичні втрати у випарнику:

$$\Delta e_{\text{вип}} = e_h - [q_h - T_0(S_1 - S_4)] = 8,89 - [243 - 263(2,1421 - 1,22)] = 8,40 \text{ кДж/кг}$$

- ексергетичні втрати в конденсаторі:

$$\Delta e_{\kappa} = [q_{\kappa} - T_0(S_2 - S_3)] - e_e = [315,15 - 263(2,26 - 1,3003)] - 51,74 = 11,01 \text{ кДж/кг}$$

- ексергетичні втрати в переохолоджувачі:

$$\Delta e_{\text{по}} = [q_{\text{по}} - T_0(S_3 - S_{3a})] - e_{\text{вп}} = [12,5 - 263(1,3003 - 1,26)] - 1,89 = 0,01 \text{ кДж/кг}$$

- ексергетичні втрати в проміжному переохолоджувачі:

$$\Delta e_{\text{пто}} = T_0(S_{1a} - S_1 - S_{3a} + S_{3b}) = 263(2,22 - 2,1421 - 1,26 + 1,20) = 2,08 \text{ кДж/кг}$$

Ентальпія фреону при дроселюванні не змінюється, і ексергетичні втрати в дроселі:

$$\Delta e_{\partial} = T_0(S_4 - S_{3b}) = 263(1,22 - 1,20) = 5,26 \text{ кДж/кг}$$

Сума ексергетичних втрат в тепловому насосі:

$$\sum \Delta e = \Delta e_{\text{км}}^{\text{зовн}} + \Delta e_{\text{км}}^{\text{вн}} + \Delta e_{\text{вип}} + \Delta e_{\kappa} + \Delta e_{\text{по}} + \Delta e_{\text{пто}} + \Delta e_{\partial} = 40,0 + 13,15 + 8,40 + 11,01 + 0,01 + 2,08 + 5,26 = 79,91 \text{ кДж/кг}$$

Перевірка розрахунку проводиться за рівністю отриманих ексергетичних втрат і різниці ексергій на вході і виході теплового насоса:

$$\sum \Delta e = (e_h + e_e) - (e_e + e_{\text{вп}}) = (8,89 + 125,0) - (51,74 - 1,89) = 80,26 \text{ кДж/кг}$$

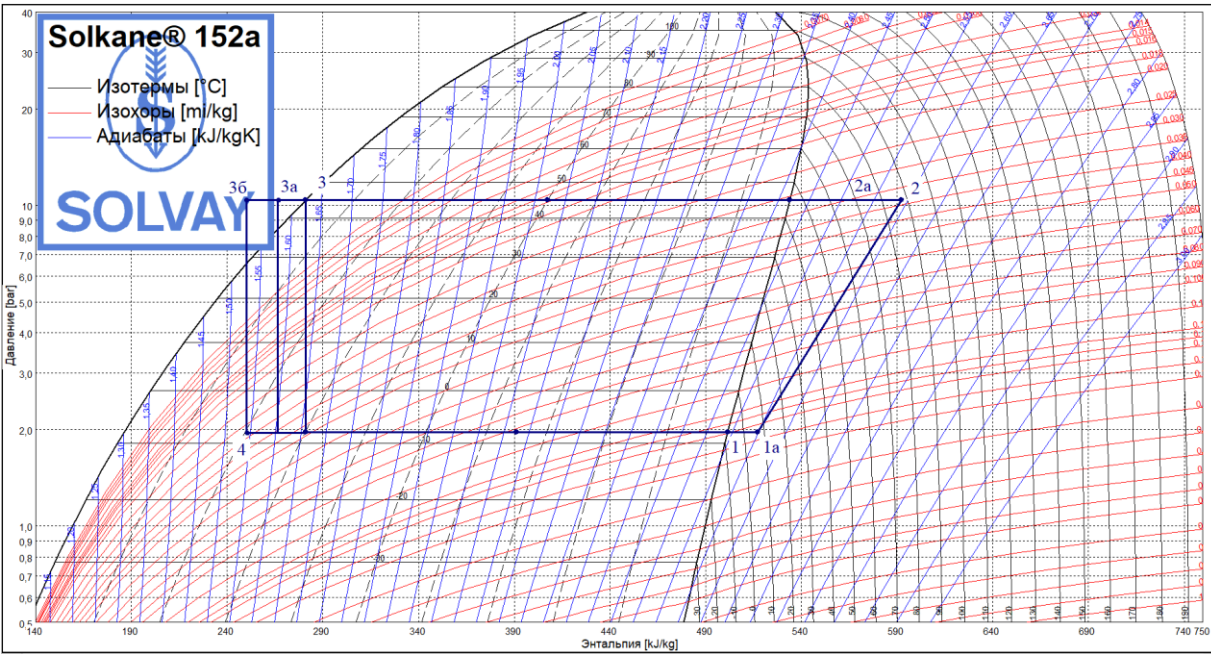
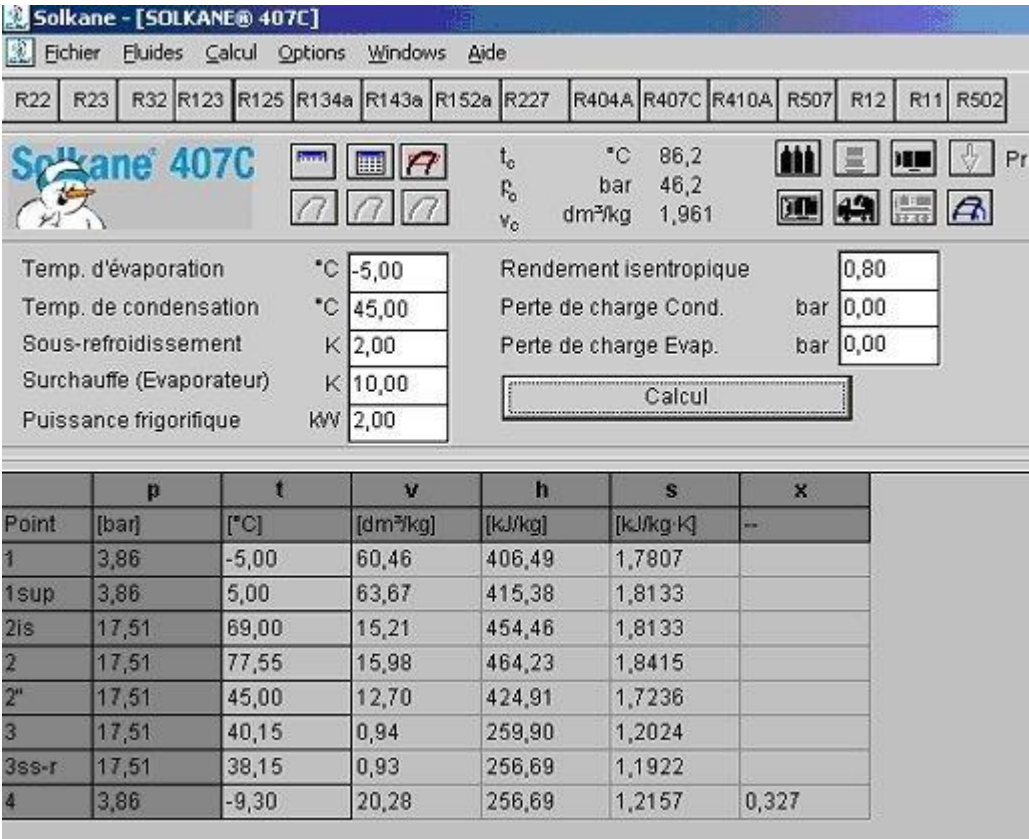
Відмінність ексергетичних втрат (79,91 та 80,26 кДж/кг або 0,4%) обумовлена неточністю визначення ентропії за p, h-діаграмою.

Найбільші ексергетичні втрати відбуваються в компресорі через необоротність процесу стиснення та в конденсаторі через необоротність процесу теплообміну. Тому для підвищення ексергетичного ККД необхідно наблизитися до ізотермічних умов стиснення (тобто інтенсивно охолоджувати фреон в компресорі) і знижувати різницю температур в конденсаторі (збільшувати його поверхню теплообміну).

Використання програмного продукту Solkane.

Аналогічну побудову термодинамічного циклу та визначення коефіцієнтів перетворення системи можна виконати з використанням

програмного продукту Solkane. Для цього необхідно обрати холодоагент, який використовується в циклі та внести вихідні параметри системи.



Визначення теплового навантаження теплового насоса.

Вихідні дані: двоповерховий утеплений житловий будинок загальною площею 100 м², в якому проживає родина з 4 осіб. Розрахункові тепловтрати будинку складають 6 кВт. Будинок обладнано припливно-витяжною вентиляцією продуктивністю L=200 м³/год. Ґрунт навколо будинку – глинистий.

Розрахунок теплового навантаження.

Окрім потреб на опалення будинку, тепловий насос має генерувати тепло на гаряче водопостачання (ГВП). В житловому будівництві орієнтуються на максимальну витрату гарячої води – 50 л/добу на людину при температурі 45°C. Це відповідає додатковому теплоспоживанню на рівні 0,25 кВт на людину при періоді нагріву 8 годин.

Додаткове теплове навантаження на виробництво гарячої води.

Витрата гарячої води	Споживання при температурі води 45°C л/добу на людину	Надбавка, що рекомендується до тепло споживання на приготування гарячої води кВтгод/люд
Низьке споживання	15-30	0,08-0,15
Нормальне споживання	30-60	0,15-0,30

Тобто, додаткове навантаження на ГВП $Q_{ГВП}$ складе, кВт

$$Q_{ГВП} = N \cdot q = 4 \cdot 0,25 = 2$$

де N – кількість осіб, що проживають у будинку;

q – питоме додаткове теплове навантаження, кВт/люд.

Витрати на вентиляцію $Q_{вент}$, Вт визначаються

$$Q_{вент} = \frac{L}{3600} \rho \cdot c (t_k - t_z) = \frac{200}{3600} \cdot 1,29 \cdot 1000 (20 - (-20)) = 2867 \text{ Вт}$$

де L – об'ємна продуктивність системи вентиляції, м³/год;

ρ – густина повітря, кг/м³;

c – ізобарна теплоємність повітря, Дж/кг·°C.

Загальна споживана потужність будинком складе: 6+2+2,9=10,9 кВт.

Перелік рекомендованої літератури:

1. Арсеньєв В. М. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку: навчальний посібник / В. М. Арсеньєв, С. С. Мелейчук. – Суми: Сумський державний університет, 2018. – 364 с.
2. ДСТУ Б В.2.5-44:2010. Інженерне обладнання будинків і споруд. Проектування систем опалення будівель з тепловими насосами (60810)
3. DIN 8901, Refrigerating systems and heat pumps-Protection of soil, ground and surface water-Safety and environmental requirements and testing (Охолоджуючі системи і теплові насоси – Збереження ресурсів землі, ґрунту і поверхневої води – Захист, екологічні вимоги і перевірка).
4. CEN/TS 14825, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling-Testing and rating at part load conditions (Кондиціонери повітря, блоки з охолоджуючою рідиною і теплові насоси з компресорами, які мають електричний привід, для охолодження і нагрівання середовища – Випробування і класифікація відносно умов завантаження).
5. <https://solkane-refrigerants.software.informer.com/8.0/>