

Основні теоретичні відомості

На сучасному етапі розвитку цивілізації все більше уваги приділяється використанню поновлюваних джерел енергії для промислових та побутових потреб. Одним з таких джерел є використання низькопотенційної теплової енергії навколишнього середовища. Для цього були розроблені теплонасосні установки (ТНУ) або теплові насоси. Принцип роботи теплового насосу відображений в циклі Карно, опублікованому в 1824 р. у його дисертації. Практичну теплонасосну систему запропонував лорд Кельвін у 1852 р. під назвою „примножувач тепла”.

Теоретичний цикл Карно можна розглянути на графіку в координатах тиск – об’єм, який зображено на Рис.1

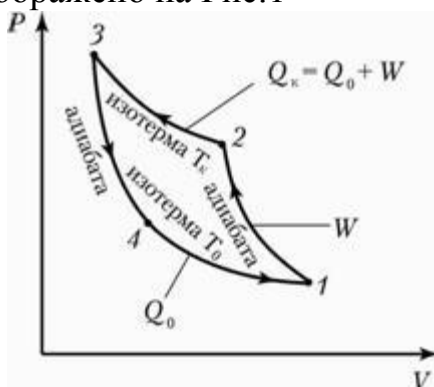


Рис 1. Діаграма холодильного циклу Карно в PV координатах

Такий цикл складається з наступних процесів:

- адиабатичного стиснення парів в компресорі (крива 1-2);
- ізотермічної конденсації парів в конденсаторі (крива 2-3);
- адиабатичного розширення рідини в розширнику (крива 3-4);
- ізотермічне пароутворення рідини в випарнику (крива 4-1);

Цикл Карно є двотемпературним, тобто теплообмін відбувається між двома джерелами.

- холодильним джерелом (випарником), котре при температурі T_k , поглинає тепло Q_0 ;
- гарячим джерелом (конденсатором), котре при температурі T_0 віддає в навколишнє середовище тепло Q_k .

Теорія теплових насосів дає змогу оцінити обмеження можливостей теплових насосів, оскільки ці обмеження накладаються не тільки технічними проблемами, але також і законами природи. Параметри, що визначають термодинамічний стан: температура, тиск, питомий об’єм, ентальпія і ентропія. Тепловий насос можна розглядати як обернену теплову машину, а термодинамічний цикл ТНУ повністю співпадає із циклом холодильної установки.

Теплонасосні установки піднімають потенціал теплової енергії вторинних енергоресурсів та енергії докільця (це так зване нижнє джерело енергії) на більш високий рівень за рахунок використання якісної високопотенційної енергії (електроенергії, механічної енергії обертання), яку виробляють теплові двигуни та теплової енергії з температурним потенціалом, вищим за $60-110^{\circ}\text{C}$.

Теплові насоси розрізняють за способом перетворення теплоти. Типи теплових насосів підрозділяють на парокомпресійні, газокомпресійні, абсорбційні, пароежекторні й термоелектричні.

Класифікація теплових насосів ґрунтується на типі джерел енергії, що використовують для приводу ТНУ. Абсорбційні ТНУ використовують високопотенційну теплову енергію. Парокомпресійні використовують електричну або механічну роботу для приводу компресора.

Часто теплові насоси розділяють за видом робочого агента (фреонові,аміачні, повітряні тощо) і типом теплоносіїв, які віддають і сприймають теплоту (повітря – повітря, вода – повітря, повітря-вода, вода – вода, тощо).

Повітряні ТНУ використовують в якості джерела енергії теплоту повітря. Прикладом такого теплового насосу є чіллер. Сучасні кондиціонери також мають в опціях функцію теплового насосу. Коли виникає потреба в обігріві приміщення кондиціонер відбирає тепло вуличного повітря і спрямовує його на обігрів.

Рідинні ТНУ розділяються на водні з відкритим або закритим циклом використання води в якості джерела низькопотенційної теплоти та розсільні, в яких тепло води або ґрунту передається замкнутому первинному контуру з антифризом.

Ґрунт - це, мабуть, найбільш універсальне джерело розсіяної теплоти. Він акумулює сонячну енергію і цілий рік підігрівається зсередини, від ядра Землі. При цьому, він завжди "під ногами" і здатний віддавати тепло незалежно від погоди. Адже на глибині нижче 10 м температура практично постійна протягом усього року.

Ґрунтові зонди бувають горизонтальні або вертикальні (рис.2)



*а) колекторне поле
(поверхневий колектор)*



б) буріння в землю (глибинне свердління)

Рис.2 Види ґрунтових зондів

Перша схема використовується при достатніх розмірах земельної ділянки, друга – при обмеженій. При горизонтальному закладенні трубопроводів оптимальна глибина становить 1 м. При вертикальному кількість і глибина свердловин залежать від необхідної кількості енергії.

Сучасні теплові насоси можуть використовуватись взимку для обігріву приміщень, а влітку для охолодження і регенерації теплового поля ґрунтів.

Якщо середа, охолоджувана у випарнику, така сама, як і середа, що нагрівається в конденсаторі (вода – вода, повітря – повітря), то шляхом зміни потоків цих середовищ можливо змінити режим теплового насоса на зворотній (охолодження на нагрів і навпаки). Якщо середовище – гази, то таку зміну режиму називають оборотним пневматичним циклом, якщо рідини – оборотним гідравлічним циклами відповідно.

У випадку, коли оборотність циклу здійснюється зміною напрямку холодоагенту за допомогою клапана оборотності циклу, використовують термін «тепловий насос, що працює в оборотному холодильному циклі».

Найбільшого поширення набули парокompресійні теплові насоси, де як робочий агент використовується фреони або його суміш.

Принципову схему compресійного теплового насосу показано на **рис.3**

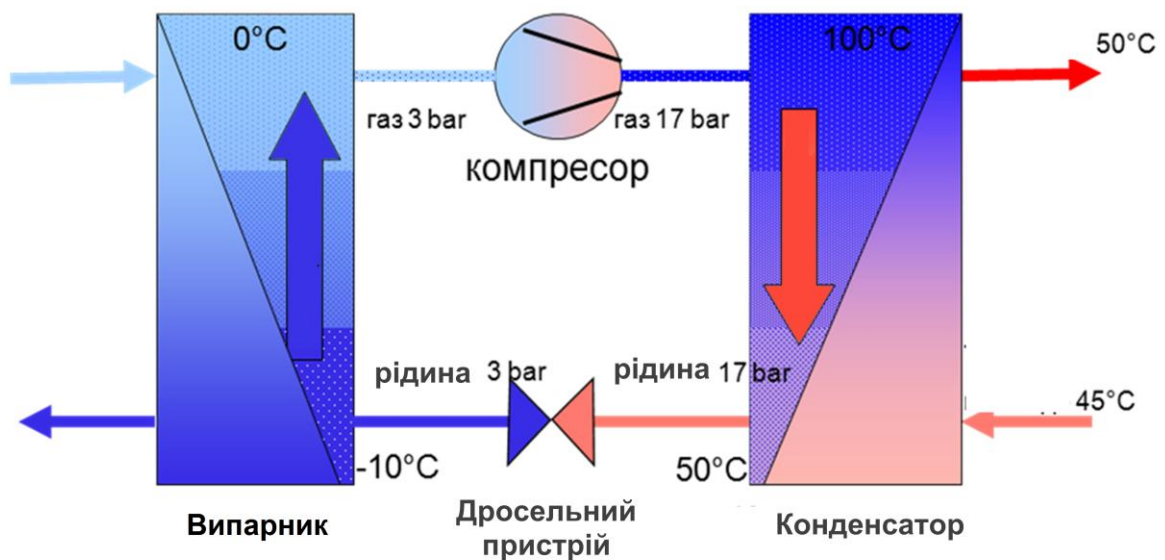


Рис. 3. Принцип дії теплового насосу

Тепловий насос складається з:

- теплообмінника передачі тепла низького потенціалу внутрішньому контуру (випарник);
- компресора;
- теплообмінника передачі тепла внутрішнього контуру системі опалювання (конденсатор);
- дросельного пристрою для пониження тиску(є або регульованим соплом або отвором, або капілярною трубкою).

ТН працює за таким принципом: робоче тіло циркулює у контурі. Робочі тіла (фреони) підбираються таким чином, щоб вони мали температуру кипіння менше 0°C при атмосферному тиску. Рідкий фреон, відбираючи тепло від низькопотенційного джерела нагрівається і переходить в газоподібний стан. Далі, газоподібний фреон поступає в компресор, де його тиск підвищується з 4 до 26 атмосфер. При такому стискуванні його температура різко збільшується.

Це найважливіший етап роботи теплового насоса. Саме на цьому етапі відбувається перетворення енергії великого об'єму газу з низькою температурою в малий об'єм газу з високою температурою до 75 – 100°C. При цьому, загальна енергія газу до і після компресора залишається незмінною. Теплова енергія газу (фреон), в конденсаторі передається в систему опалювання і гарячого водопостачання будинку. Передача тепла відбувається внаслідок охолодження фреону і переходу його з газоподібного в рідкий стан, при цьому теплоносій опалювального контуру нагрівається до 60-65°C. До того ж, він як і раніше знаходиться під тиском в 26 атмосфер. Потім відбувається зниження тиску до 4 атмосфер (так званий ефект дроселювання). В результаті падіння тиску відбувається значне охолодження фреону (ефект, зворотний підвищенню температури при збільшенні тиску). Він охолоджується до 0-3°C. І з такою температурою знову потрапляє у випарник. У випарнику під дією підведеної до нього низькопотенційної теплоти фреон переходить у газоподібний стан, а за допомогою компресора - знову у рідку фазу. Цикл повторюється.

В якості основного показника ефективності теплового насосу застосовується коефіцієнт перетворення ϕ або опалювальний коефіцієнт, рівний відношенню теплової потужності теплового насосу до потужності компресора(1). В режимі охолодження для оцінки ефективності застосовується холодильний коефіцієнт EER ε (2), рівний відношенню холодопродуктивності теплового насосу до потужності, що споживає компресор.

$$\phi = Q_R/N = (Q_C + N)/N = \varepsilon + 1 = T_0 / (T_K - T_0) + 1 \quad (1)$$

$$\varepsilon = Q_C / N, \quad (2)$$

де N – потужність компресора,

Q_R – теплова енергія, яку віддає тепловий насос,

Q_C – теплова енергія, що відібрана від джерела тепла низького потенціалу,

T_K і T_0 - температури конденсації і кипіння фреону відповідно.

Європейський Стандарт DIN EN 255 для забезпечення можливості орієнтовного співставлення різних теплових насосів визначає такі умови: вид та еталонна температура джерела тепла, для яких розраховуються коефіцієнти трансформації ϕ .

Таблиця 1 Порівняння теплових насосів

Розсільно-водяні ТН	Водо-водяні ТН	Повітряно-водяні ТН
B0/W35	W10/W35	A7/W35
B0/W45	W10/W45	A2/W35
B5/W45	W15/W45	A-7/W35

В таблиці буквами позначено носій тепла:

B- антифриз (англ. Brine-розсіл);

W-вода (англ. Water-вода);

A-повітря (англ. Air-повітря).

Цифрами позначено температуру теплоносія. Спочатку зазначається характеристика теплоносія низького потенціалу, а через косу лінію характеристика теплоносія високого потенціалу.

Коефіцієнт трансформації ϕ по DIN EN 14511 враховує потужність, що споживається компресором та потужність приводу допоміжних агрегатів – часткову потужності, розсільного або водяного насосу, або відповідну часткову потужності вентилятора для повітряно-водяних теплових насосів.

Крім того, розрізняють такі типи ТНУ: зі вбудованими циркуляційними насосами і ТНУ без таких вбудованих насосів. Має сенс тільки пряме співставлення ТНУ однакового типу.

Чим більше коефіцієнт перетворення ϕ , тим ефективніше тепловий насос. Зазвичай опалювальні ТНУ працюють з коефіцієнтом, значення якого лежать в межах 3,5...5. Теплові насоси, що працюють з коефіцієнтом перетворення ϕ 3 і нижче, вважаються не ефективними, і таке використання, якщо в цьому є необхідність, допустиме лише протягом відносно короткого проміжку часу, не дивлячись на те, що при цьому вироблено в три рази більше теплоти, ніж витрата електричної енергії на привід компресора. Справді, порівнювати витрати теплової та електричної енергії тільки по кількості некоректно, тому що їх якісні характеристики неадекватні, і для генерації однієї кіловат-години електроенергії на тепловій електростанції необхідно втричі більше палива ніж на виробництво такої саме кількості теплоти у котельні.

З врахуванням всіх цих особливостей перетворення енергії в теплових насосах в грудні 2008 року Європейським парламентом була прийнята Директива по використанню відновлюваних джерел енергії (Directive on the Use of Renewable Energy Sources), яка не допускає використання теплових насосів, які мають коефіцієнт 2,875 і нижче.

Коефіцієнт перетворення за циклом Карно обчислюється за формулою:

$$\phi_k = T_0 / (T_k - T_0) \quad (3)$$

Але, на значення реального ϕ значний вплив мають різного типу втрати, а отже, якість виготовлення технологічного обладнання. Тому для збільшення величини ϕ необхідно під час проектування забезпечувати

оптимальний характер, який дає лінія втрат за цього температурного режиму].

PV- діаграма холодильного циклу дає можливість визначити холодопродуктивність ТНУ і використану енергію шляхом виміру площі, обмеженої лініями процесів. Але будувати цикл з максимальним коефіцієнтом перетворення за цією діаграмою важко.

Такі процеси краще досліджувати за діаграмою «температура-ентропія» (TS - діаграма). Це пов'язано з тим, що на в TS- діаграмі холодильний цикл може бути зображено прямими лініями. Визначення площ обмежених прямими лініями, значно простіше, а результати точніше.

Важливим є те, що на TS- діаграмі ідеальний цикл Карно зображується прямокутником. Холодильний цикл реальної холодильної машини значно відрізняється від циклу Карно. Це визначається особливостями реального парокомпресійного циклу.

Розглянемо TS- діаграму реального ТНУ зображену на рис. 4.

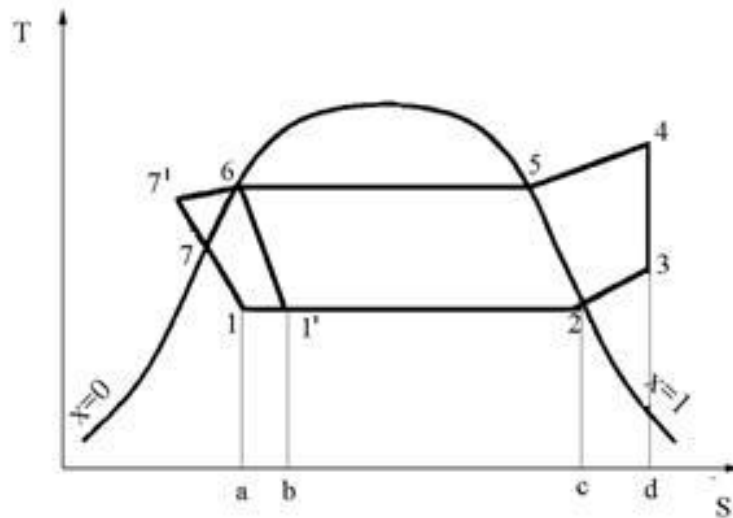


Рис. 4. Реальний цикл холодильної машини на TS- діаграмі

В точці 1 рідкий фреон починає випаровуватись в випарнику і в кінці відрізка 1-2 в точці 2 рідини вже нема. Тиск та температура по всій довжині випарника лишаються незмінними. Однак, стискання в цій точці проводити не можна, так як через зміну, наприклад температури навколишнього середовища, точка 2 може «пливти», зсуваючись в область паро рідинної фази. Потрапляння частки рідини в компресор може призвести до гідродинамічного удару (вологий хід) та виходу з ладу компресора.

Тому відбір тепла проводять до тих пір доки на виході випарника не здійсниться перегрів пари на 4-6°K вище температури кипіння (точка 3). Цей режим має назву режимом «сухого ходу».

Крім того цей режим забезпечує підвищення холодопродуктивності ТНУ.

В процесі стискання в компресорі виникають втрати через тертя, наявності мертвого об'єму, наявності масла в холодоагенті, охолодження

електродвигуна холодоагентом та інше. Ці втрати можна зменшити, збільшивши ступень стискання і температуру холодоагенту (лінія 3-4), хоча температура конденсації повинна бути нижче.

Враховуючи це при конденсації, необхідно перш за все зняти перегрів і привести холодоагент до потрібної температури конденсації (лінія 4-5).

На вхід конденсатора холодоагент потрапляє у вигляді перегрітої пари. Робоче тіло контура опалення охолоджує фреон при постійному тиску.

Холодоагент починає конденсуватися і в точці 5 з'являються краплі рідини. По мірі наближення до точки 6 кількість рідкої фракції буде збільшуватись, а в точці 6 рідина складе 100%. Однак дроселювати в цій точці нераціонально через можливі втрати при дроселюванні. Втрати при дроселюванні визначаються фізичними властивостями холодоагента, а також інтервалом температур до і після дроселювання – чим більше інтервал, тим більше втрати. Тому одним з засобів зниження втрат є зменшення цього інтервалу шляхом зниження температури рідкого холодоагента перед дроселюванням. Це забезпечується переохолодженням фреону в конденсаторі. Процес переохолодження іде по лінії 7-7', а в ряду випадків співпадає з граничною кривою (лінія 6-7).

Хоча в парокompресійному циклі робота розширення складає невелику частку роботи циклу, забезпечити адіабатичне розширення складно. Дроселювання забезпечує пониження тиску без зміни ентальпії. Однак в процесі дроселювання реальних газів температура знижується менше, чим при адіабатичному розширенні. Це пояснюється наявністю часткового пароутворення за рахунок тертя. Внаслідок цього знижуються корисна робота і холодопродуктивність. Це необоротний процес іде із збільшенням питомої ентropії. Тому лінія процесу дроселювання іде з нахилом (лінія 7'-1). Питома холодопродуктивність (на 1 кг холодоагента) пропорційна площі a-1-2-3-d-a. Витрачена робота площі 1-2-3-4-5-6-7'-1

Енергія, віддана конденсатором, пропорційна сумі вище перелічених площ, тобто площі a-1-7'-6-5-4-3-d-a.

Збільшення холодопродуктивності за рахунок переохолодження конденсатора рівне площі a-1-1'-a.

Збільшення холодопродуктивності за рахунок перегріву холодоагенту при кипінні дорівнює площі a-1-1'-б-a.

При всій наочності фізичних процесів на TS та PV- діаграмах робити розрахунки незручно. Розрахунки зазвичай роблять на ентальпійній діаграмі (Ph- діаграмі), в якій кількість тепла відображається не площами, а прямолінійними відрізками.

Розглянемо представлений на lgP-h діаграмі (рис.5) теоретичний цикл одноступеневого парокompресійного теплового насосу.

1.Ізотермічне пароутворення

Як було показано раніше, процес ізотермічного пароутворення в холодильному циклі іде по лінії 1-2, а потім продовжується до точки 3 (перегрів випарника для виключення вологого ходу компресора).

2. Ізоентропійне стиснення

Холодоагент стискається до робочого тиску компресора (точка 4) по лінії $S = \text{const}$. Через втрати тиску на вході компресор змушений робити всмоктування при тиску нижче тиску випаровування (ділянка 3-3'), а через втрати тиску на виході компресор змушений стискати холодоагент до тиску вищого за тиску конденсації (ділянка 4'-4). Необхідність компенсації перерахованих втрат збільшує роботу стиснення (лінія 3'-4), знижує ефективність циклу і підвищує температуру.

4. Конденсація

Конденсація складається з трьох процесів: зняття перегріву, конденсації та переохолодження. З точки 4' по лінії 4''-5 іде процес попереднього охолодження (зняття перегріву) холодоагенту, а по лінії 5-6 – процес конденсації і переохолодження. Відрізок 5-7 є переохолодження холодоагенту в конденсаторі. Нагадаємо, що процес переохолодження необхідний для забезпечення конденсації усього холодоагенту в конденсаторі і підвищення ефективності дроселювання.

4. Ізоентропійне розширення

Цей процес іде по лінії 7-1 при постійній ентальпії.

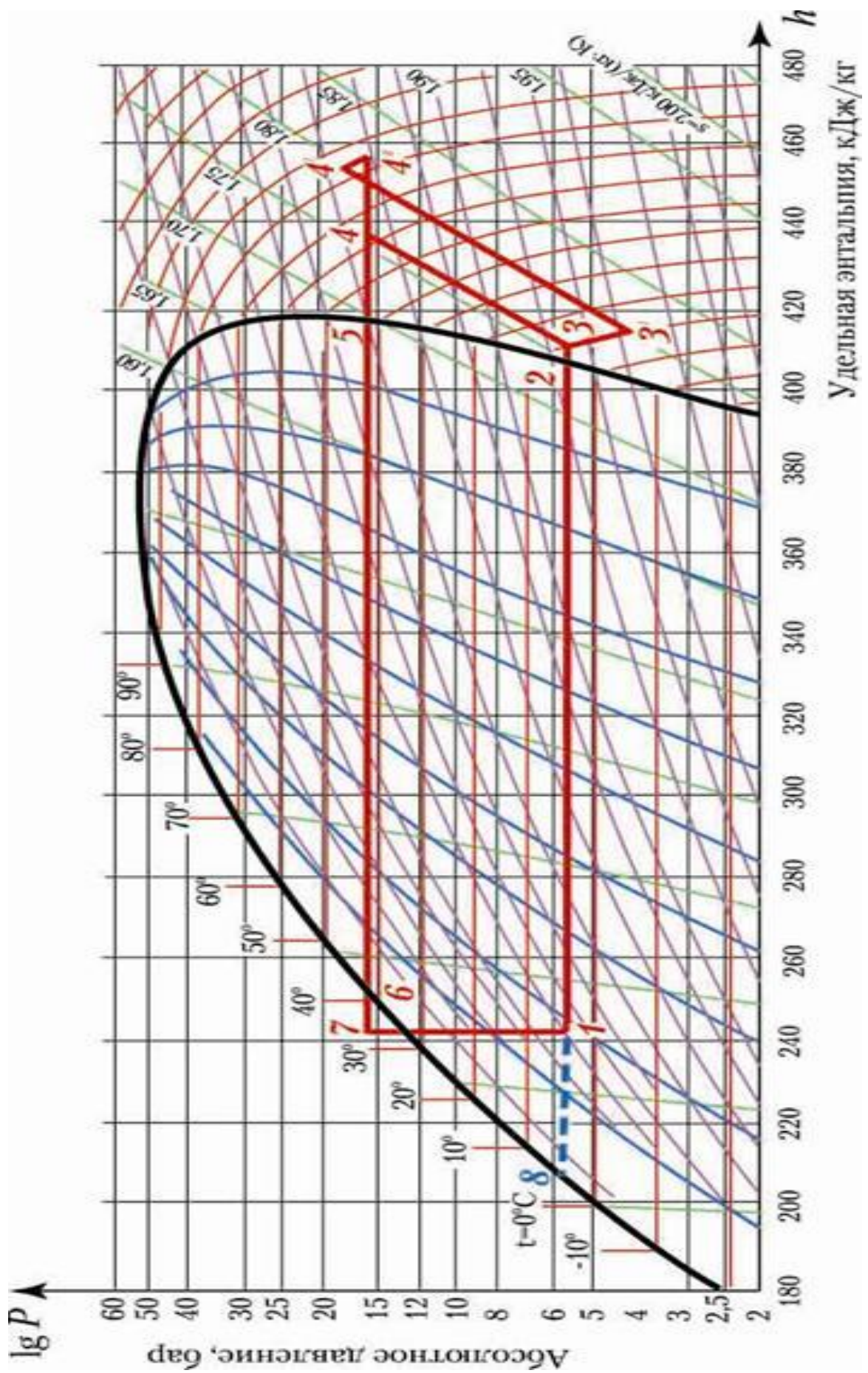


Рис.5. $\lg P$ - h - діаграма для фреону (фрагмент)

Визначаючи для всіх характерних точок (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7.) циклу такі параметри як: тиск, температуру, ентальпію, ентропію, питомий об'єм, питому щільність, ми маємо змогу якісно оцінити всі термодинамічні процеси в тепловому насосі.

Ці параметри для визначеного режиму роботи ТНУ можна знайти за допомогою ІgP-h діаграм ,які видаються заводами-виробниками холодоагенту. Як правило ці діаграми виконані в великому масштабі і дуже точно, що дозволяє використовувати при розрахунках. Крім того, є таблиці питомого об'єму , ентальпії і ентропії холодоагенту в різних станах (на лінії насичення, перегрітого пару). Температуру і тиск можна також заміряти приладами на працюючому ТНУ.

Використовуючи ці дані можна визначити такі параметри циклу:

1. Кількість тепла, відібраного холодоагентом в процесі ізотермічного перетворення рідкого холодоагенту в пароподібний (прихована теплота пароутворення) або холодопродуктивність парогазового циклу теплового насосу на 1кг холодоагенту.

$$h_2 - h_1 = q_{12} \quad (4)$$

2. Ентальпія перегріву між точками 2-3 дорівнює

$$q_{23} = h_3 - h_2 \quad (5)$$

3. Кількість енергії, яку необхідно підвести для стискання холодоагенту із стану 3 в стан 4, дорівнює.

$$q_{34} = h_4 - h_3 \quad (6)$$

4. Кількість тепла, виділяє мого холодоагентом в процесі конденсації.

$$q_{41} = h_4 - h_1 \quad (7)$$

5. Холодопродуктивність ТНУ дорівнює

$$Q_{\text{пол}} = M(h_2 - h_1) \quad (8)$$

де M - кількість холодоагенту, що пройшла через випарник за одиницю часу.

Робота стиснення, або витрачена енергія, дорівнює

$$Q_{\text{зам}} = M(h_4 - h_3), \text{ кДж/с} \quad (9)$$

Холодильний коефіцієнт дорівнює

$$EER = \frac{h_2 - h_1}{h_4 - h_3} \quad (10)$$

Холодильний цикл, що показано на рис.5, не відображає реального політропного стиснення (втрат в компресорі, втрат напору в трубопроводах і арматурі)

Через холодильний коефіцієнт можна знайти коефіцієнт корисної дії теплового насоса за формулою

$$\varphi = 1 + \varepsilon \quad (11)$$

Термодинамічна досконалість теплового насоса визначається його ексергетичним ККД η_{ex} , який можна обчислити так:

$$\eta_{\text{ex}} = Q_{\text{в}} * \omega / N \quad (12)$$

де $Q_{\text{в}}$ – теплопродуктивність,

N – потужність компресора,

ω – температурна функція або коефіцієнт працездатності теплоти, що визначається як термічний ККД циклу Карно між температурами T_1 і T_2 (температурою довкілля)

$$\omega = \frac{T_2 - T_{oc}}{T_2} \quad (13)$$

Приблизна залежність коефіцієнта перетворення теплоти від температури показана на рис.6

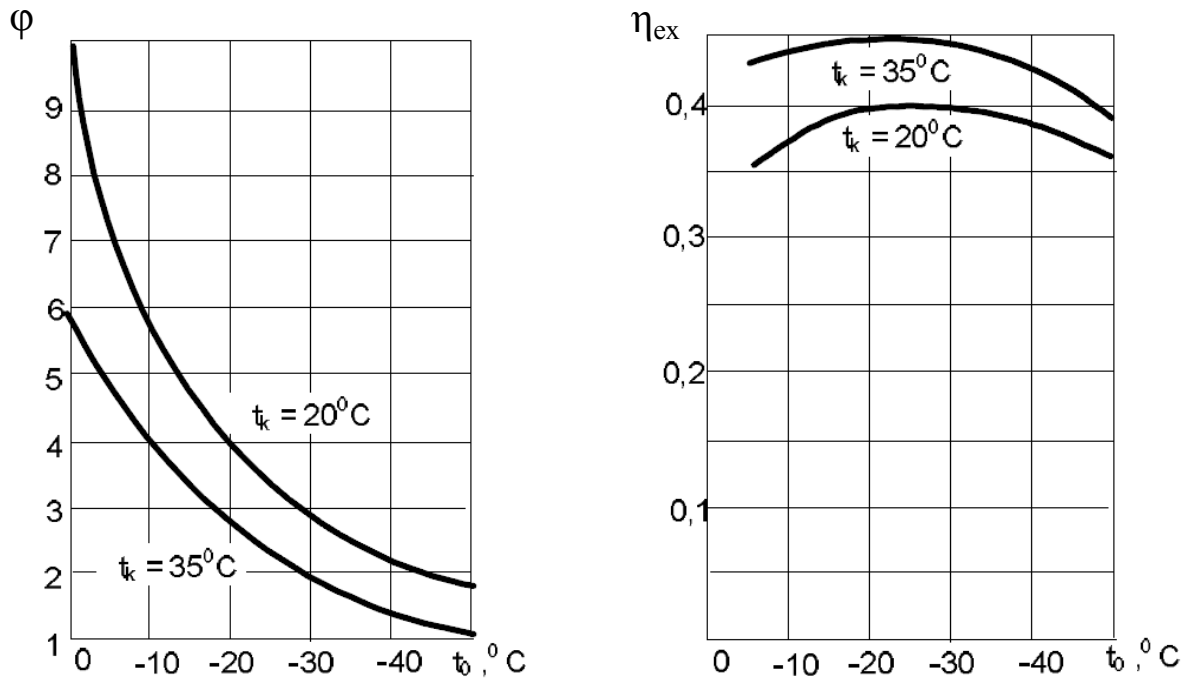


Рис. 6. Залежність коефіцієнта перетворення та ексергетичного ККД η_{ex} від температур конденсації (t_{2k}) і випаровування (t_{2o})

З формули (3) видно, що величина коефіцієнта перетворення ϕ залежить від різниці температур кипіння холодоагенту у випарнику і його конденсації у конденсаторі.

Температура кипіння залежить від температури джерела низькопотенційної теплоти, і проектуючи систему тепlopостачання з тепловим насосом інженер не має можливості змінити цю температуру. Зате, обираючи температуру конденсації проектувальник задає достатньо низьку температуру. Через це звичайні для водяних опалювальних систем температури теплоносія $95-70^\circ\text{C}$ ніколи не застосовують в системах з тепловими насосами. Найбільш економічні по витратам енергії є опалювальні системи, наприклад, системи з підігрівом підлоги («тепла підлога») або радіатори з розвиненою поверхнею і обдуванням (фанкойли).

Існує емпіричне правило :на 1°C зменшення температури теплоносія припадає $2,5\%$ збільшення коефіцієнта ϕ .

Відносно теплових насосів типу «вода – вода» можна говорити, що коефіцієнт перетворення ϕ є функцією від температури рідини на виході з випарника t_{2o} та на виході з конденсатора t_{2k}

$$\omega_{\text{в-в}} = f(t_{2k}, t_{2o}) \quad (14)$$

Аналіз характеристик з каталогів серійних теплових насосів «вода-вода» дозволив відобразити цю функцію у вигляді діаграми (рис.7)

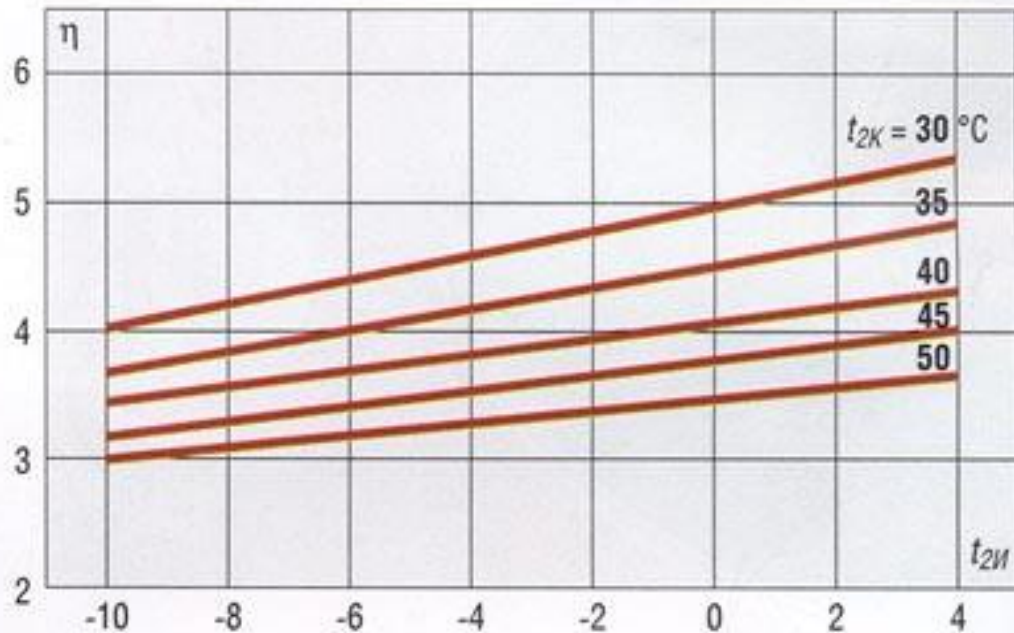


Рис.7 Залежність коефіцієнта перетворення ϕ теплового насосу «вода – вода» від температури антифризу на виході з випарника t_{2o} і температури теплоносія на виході з конденсатора t_{2k}

Користуючись електронними таблицями Excel, формулу (14) можливо виразити таким чином.

$$\phi_{\text{в-в}} = 0,1729 \times (41,5 + t_{2o} - 0,015 \times t_{2k} \times t_{2o} - 0,437 \times t_{2k}) \quad (15)$$

Тепловий насос зазвичай використовується з бойлером для того щоб в часі розділити процеси вироблення та відбору тепла, що дозволяє досягти оптимального вирівнювання цих процесів.