

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Харківський державний університет харчування та торгівлі

**ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ЦИКЛІВ ОДНОСТУПЕНЕВИХ  
ПАРОКОМПРЕСІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН**

Методичні вказівки до самостійної роботи  
під час підготовки до практичних занять  
із дисципліни «Теплофізичні основи низькотемпературної техніки»  
для студентів усіх форм навчання  
спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»  
ступеня підготовки «бакалавр»

Харків  
ХДУХТ  
2016

Методичні вказівки до самостійної роботи під час підготовки до практичних занять із дисципліни «Теплофізичні основи низькотемпературної техніки» [Електронний ресурс] / укладачі : Д. П. Семенюк, О. В. Петренко,. – Електрон. дані. – Х. : ХДУХТ, 2016. – 1 електрон. опт. диск (CD-RW); 12 см. – Назва з тит. екрана

Укладачі: Д. П. Семенюк, канд. техн. наук, проф. кафедри холодильної та торговельної техніки і прикладної механіки  
О. В. Петренко, канд. техн. наук, доц. кафедри холодильної та торговельної техніки і прикладної механіки

Рецензент: М. І. Погожих, д-р техн. наук, проф. кафедри фізико-математичних і інженерно-технічних дисциплін

Кафедра холодильної та торговельної техніки і прикладної механіки

Схвалено науково-методичною комісією факультету обладнання та технічного сервісу.

Протокол від «31» жовтня 2016 року № 2

Схвалено вченою радою ХДУХТ

Протокол від «7» липня 2016 року № 12

Схвалено редакційно-видавничою радою ХДУХТ

Протокол від «6» липня 2016 року № 4

© Семенюк Д. П.,  
Петренко О. В., 2016  
© Харківський державний  
університет харчування  
та торгівлі, 2016

## ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	4
1. ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ	5
1.1. Термодинамічні основи роботи холодильних машин	5
1.2. Парокомпресорні холодильні машини	11
1.3. Властивості холодильних агентів	12
2. ОПИС ПАКЕТУ КОМП'ЮТЕРНИХ ПРОГРАМ COOLPACK	17
2.1. Побудова $T-s$ та $lgr-i$ діаграм для відповідного холодильного агента в програмі CoolPack	19
2.1.1. Побудова $T-s$ діаграми	19
2.1.2. Побудова $lgr-i$ діаграми	20
2.2. Визначення параметрів холодоагенту в характерних точках циклу за допомогою комп'ютерної програми CoolPack	23
3. ПРАКТИЧНА РОБОТА. ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ЦИКЛІВ ОДНОСТУПЕНЕВИХ ПАРОКОМПРЕСІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН	26
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	32

## ПЕРЕДМОВА

Раціональна експлуатація холодильної машини неможлива без правильного розуміння термодинамічних процесів, що відбуваються в ній. Вивчення окремих процесів, що входять у цикл парової компресійної машини, а також зв'язку між ними, їхнього взаємного впливу один на одного може бути значно спрощене при використанні термодинамічних діаграм холодильних агентів.

Уміння користуватися діаграмами необхідно також для контролю й аналізу параметрів діючих холодильних установок; налаштування приладів автоматичного контролю й регулювання; розрахунку та підбору холодильного обладнання при реконструкції та розширенні діючих установок.

Графічне зображення холодильного циклу дозволяє розглядати одночасно різні зміни в стані холодоагента, що відбуваються протягом циклу, і вплив цих змін на цикл без відтворення в пам'яті різних цифрових величин, пов'язаних із циклом.

На сучасному етапі з'явилися нові можливості вивчення роботи та визначення термодинамічної досконалості та енергоефективності холодильних машин за допомогою обчислювальної техніки. Персональний комп'ютер може виконувати великий об'єм обчислювальних операцій за короткий період часу, що дозволяє дослідити роботу холодильної машини в різних режимах і одночасно забезпечує необхідну точність. Такий метод доцільний ще й тому, що дозволяє дуже точно, за допомогою комп'ютерних програм, визначати властивості холодильних агентів за термодинамічними діаграмами та будувати самі діаграми і цикли холодильних машин на них. Для цього використовуються прикладні комп'ютерні пакети програм, однією з таких є програма CoolPack.

Застосування пакету комп'ютерних програм CoolPack дозволить розширити уявлення про процеси штучного охолодження за допомогою холодильних машин та сприятимуть розвитку у студентів навичок використання обчислювальної техніки в інженерній праці.

# 1. ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

## 1.1. Термодинамічні основи роботи холодильних машин

Другий закон термодинаміки є теоретичною основою, на якій базується робота теплових двигунів, холодильних установок і теплових насосів, так званих термодинамічних машин, в яких один вид енергії перетворюється у другий.

Одне з формулювань другого закону термодинаміки говорить, що теплота від тіл менш нагрітих (з температурою  $T_2$ ) не може передаватись більш нагрітим тілам ( $T_1 > T_2$ ) без компенсації. Тим самим підкреслюється певна направленість або **необоротність** природних процесів передачі теплоти [1].

Щодо циклічних процесів, які лежать в основі роботи холодильних машин, компенсуючим процесом слід вважати **витрату енергії зовні**. Холодильні машини працюють за **зворотними циклами**, в яких робота стиснення робочого тіла (холодильного агента), більша роботи його розширення. Для функціонування зворотних циклів, крім холодильного агента, який відтворює цикл, необхідно мати, як мінімум, два джерела теплоти з різними температурами – **нижнє** (холодне) джерело з температурою  $T_X$  і **верхнє** (гаряче) джерело з температурою  $T_T$ , причому  $T_X < T_T$ . Особливістю холодильних машин є те, що температура верхнього джерела знаходиться на рівні температури навколишнього середовища  $T_{НС}$ .

При вивченні термодинамічних процесів холодильних установок розглядають **оборотні цикли** холодильних машин, наприклад цикл Карно, та **необоротні реальні цикли**.

До необоротності циклів призводить наявність різниці температур між об'єктом охолодження (холодним джерелом) і холодильним агентом, який отримує теплоту від цього об'єкта, а також між холодильним агентом та гарячим джерелом. Очевидно, що

$$T_X \geq T_2, \quad (1.1)$$

де  $T_2$  – температура холодильного агента при отриманні теплоти від холодного джерела.

Знак « $\geq$ » відноситься до оборотного процесу підводу теплоти холодильному агенту, а знак « $>$ » – до необоротного процесу.

Треба зазначити, що зовнішня корисна робота в циклі витрачається так, щоб температура холодильного агента стала рівною або більшою за температуру гарячого джерела і тому

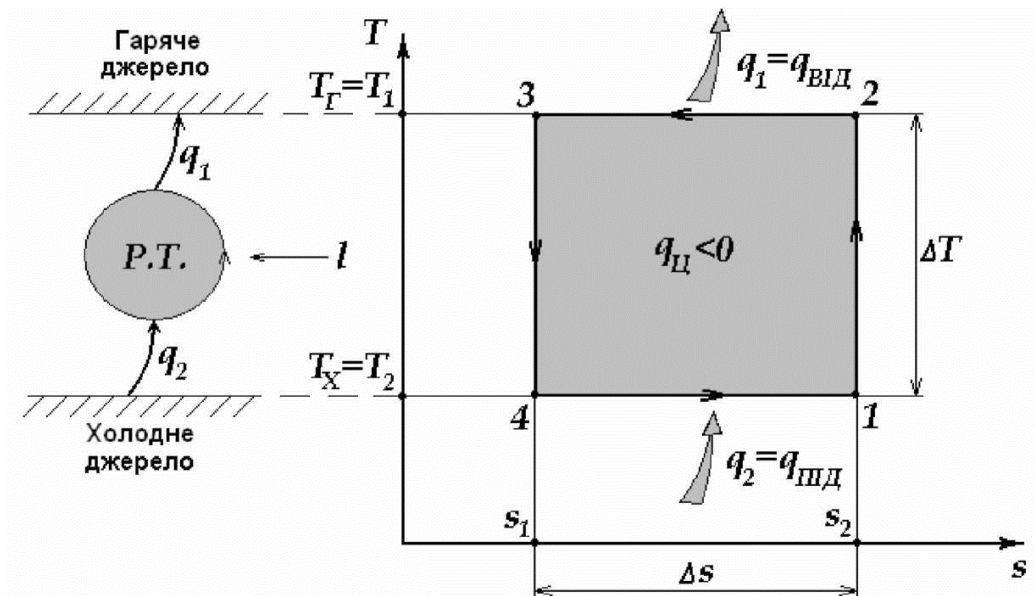
$$T_T \leq T_1, \quad (1.2)$$

де  $T_1$  – температура холодильного агента при передачі теплоти гарячому джерелу.

Така необоротність циклів називається **зовнішньою необоротністю** [1, 2].

Необоротність циклу холодильної машини має місце не тільки в процесах **підведення** та **відведення** теплоти, але й в процесах **розширення** і **стиснення** холодильного агента через наявність тертя. Така необоротність називається **внутрішньою**.

На рис. 1.1 показано термодинамічну схему холодильної машини, що працює за зворотним циклом Карно.



**Рисунок 1.1 – Термодинамічна схема та зворотний цикл Карно холодильної машини у  $T$ - $s$  діаграмі**

Внаслідок витрати роботи  $l$ , теплота від нижнього менш нагрітого середовища, в кількості  $q_2$  передається верхньому більш нагрітому середовищу, в кількості  $q_1$ . Перший закон термодинаміки для кругових процесів можна записати так [1, 3]:

$$q_{\text{Ц}} = l_{\text{Ц}} = l. \quad (1.3)$$

Крім того, теплота циклу складається з теплоти процесів, що його утворюють, а саме: теплоти підводу  $q_2$  в процесі (1–2) і теплоти відводу  $q_1$  в процесі (3–4). Основна властивість  $T$ - $s$  діаграми полягає в тому, що площа діаграми, обмежена кривою процесу, крайніми ординатами і віссю ентропій, еквівалентна питомій теплоті, тобто:

$$P_{\text{л}41s_2s_14} = q_2, \quad (1.4)$$

$$P_{\text{л}23s_1s_22} = q_1.$$

Як видно з рис. 1.1,  $q_2$  – це теплота, що підводиться до робочого тіла (холодоагента), яке відтворює зворотний цикл, а  $q_1$  – це теплота, яка від нього відводиться в циклі. Тоді

$$q_{ц} = q_{nid} - q_{vid} = (q_2 - q_1) < 0. \quad (1.5)$$

Порівнюючи вирази (1.3) і (1.5), будемо мати

$$l = q_{ц} = (q_2 - q_1) < 0. \quad (1.6)$$

Від’ємне значення роботи циклу говорить про те, що без затрати зовнішньої роботи, охолодження об’єктів до температури нижчої за температуру навколишнього середовища та вироблення холоду, є неможливим.

Приймаючи в енергетичних балансах термодинамічних машин теплоту і роботу як додатні величини, значення зовнішньої роботи знайдеться за формулою

$$l = q_1 - q_2. \quad (1.7)$$

Ефективність холодильного циклу оцінюється відношенням виробленого холоду (холодопродуктивності) до витраченої роботи, яке називається **холодильним коефіцієнтом**:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l} = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{1}{\frac{q_1}{q_2} - 1}. \quad (1.8)$$

Холодильний коефіцієнт показує, яку кількість холоду можна відняти від об’єкта охолодження, витративши при цьому одиницю зовнішньої роботи. За своїм змістом величина  $\varepsilon$  може бути як більшою, так і меншою за 1.

Формули (1.3–1.8) були отримані без урахування будь-яких особливостей зворотного циклу Карно, і тому їх можна використовувати для будь-яких холодильних машин.

До особливостей циклу Карно слід віднести наступне.

Ефективність циклу Карно не залежить від властивостей робочого тіла і визначається значеннями температур холодного і гарячого джерел. Цей висновок легко довести. Згідно з рис. 1.1

$$q_1 = T_H - \Delta s, \quad q_2 = T_C - \Delta s,$$

тоді

$$\varepsilon_{\hat{E}} = \frac{\dot{O}_{\bar{O}} \cdot \Delta s}{\dot{O}_{\bar{A}} \cdot \Delta s - \dot{O}_{\bar{O}} \cdot \Delta s} = \frac{\dot{O}_{\bar{O}}}{\dot{O}_{\bar{A}} - \dot{O}_{\bar{O}}}. \quad (1.9)$$

У даному інтервалі температур (між максимальною температурою підводу і мінімальною температурою відводу теплоти) цикл Карно є найбільш ефективним

$$\varepsilon \leq \varepsilon_K. \quad (1.10)$$

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l} \leq \frac{\dot{Q}_{\bar{o}}}{\dot{Q}_{\bar{A}} - \dot{Q}_{\bar{o}}}. \quad (1.11)$$

В технічній літературі [4; 5] поряд з холодильним коефіцієнтом пропонується ввести коефіцієнт корисної дії холодильної машини, який оцінює наближення довільного холодильного циклу до зворотного оборотного циклу Карно в тому ж інтервалі температур

$$\eta_{\bar{o},i} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{\hat{E}}}. \quad (1.12)$$

Це можна підтвердити на прикладі аналізу роботи повітряної холодильної компресійної машини (ПХМ). Порівнювальний аналіз проведемо за допомогою  $T$ - $s$  діаграми (див. рис. 1.2).

Як видно з рис. 1.2, цикл ПХМ складається з чотирьох процесів:

(1–2) – адіабатне стиснення повітря ( $s = const$ ) у компресорі (I) до температури, яка вище за температуру навколишнього середовища;

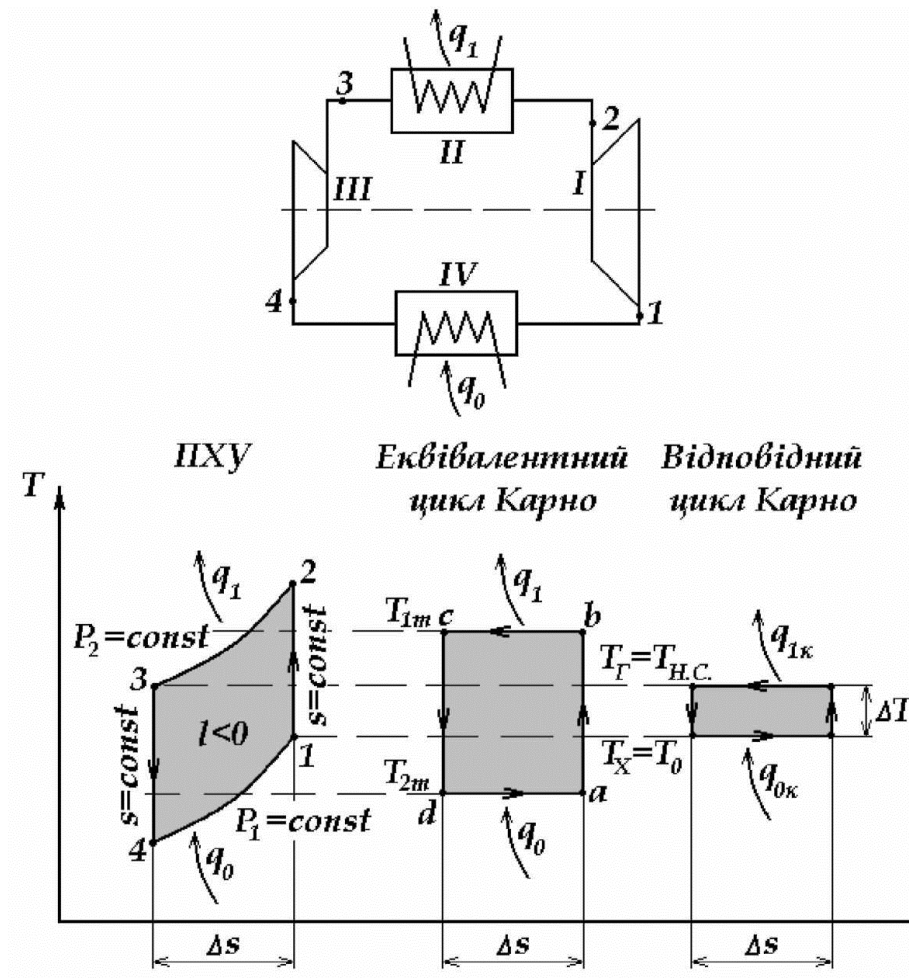
(2–3) – ізобарний процес відводу теплоти від стисненого повітря до навколишнього середовища ( $p_2 = const$ ) у водяному холодильнику (II);

(3–4) – адіабатне розширення повітря ( $s = const$ ) у детандері (III);

(4–1) – ізобарний процес підводу теплоти до холодного повітря від об'єкту охолодження ( $p_1 = const$ ) у холодильній камері (IV).

В холодильній техніці при термодинамічному аналізі використовується метод циклів і вводиться поняття еквівалентного циклу Карно, а також питома холодопродуктивність позначається  $q_0$ .





**Рисунок 1.2 – Схема та порівнювальний аналіз роботи зворотних циклів ПХМ, еквівалентного і відповідного циклів Карно**

Еквівалентний цикл Карно, який замінює довільний цикл (в нашому випадку цикл ПХМ), протікає при середньотермодинамічних температурах підведення і відведення теплоти і має ефективність, що дорівнює ефективності довільного циклу. З рис. 1.2 очевидно, що

$$T_{1m} = \frac{q_1}{\Delta s}, \quad (1.13)$$

$$T_{2m} = \frac{q_0}{\Delta s}, \quad (1.14)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_K^{EK} = \frac{\dot{Q}_{2m}}{\dot{Q}_{1m} - \dot{Q}_{2m}}, \quad (1.15)$$

де  $T_{1m}$ ,  $T_{2m}$  – середньотермодинамічна температура відводу та підводу теплоти у зворотному еквівалентному циклі Карно відповідно;

$\varepsilon_K^{EK}$  – холодильний коефіцієнт еквівалентного циклу Карно;

$\Delta s$  – зміна ентропії в процесах підведення і відведення теплоти.

На рис. 1.2 для порівняння поряд з еквівалентним циклом Карно зображено відповідний цикл Карно, який у заданому інтервалі температур  $\Delta T$  є найбільш ефективним і завжди відбувається при максимальній температурі підведення і мінімальній температурі відведення в циклі [2]. Такими температурами є:

$T_0$  – температура об'єкта охолодження (найбільша температура підведення  $T_1$ );

$T_{HC}$  – температура навколишнього середовища (найнижча температура відведення теплоти  $T_3$ ).

При заданих сталих температурах  $T_0$  і  $T_{HC}$  холодильний коефіцієнт досягає найбільшого значення:

$$\varepsilon_K = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_{HC} - \dot{Q}_0}, \quad (1.16)$$

яке відповідає оборотному циклу Карно для холодильної машини, в якій коефіцієнт корисної дії дорівнює одиниці ( $\eta_{x.m} = 1$ ). Звідси можна зробити висновок, що при сталих температурах  $T_0$  і  $T_{HC}$  для довільної холодильної машини коефіцієнт корисної дії холодильної машини є мірою термодинамічної досконалості та втрат ексергії, наприклад при наявності зовнішньої необоротності в процесах підведення і відведення теплоти. Тому цей коефіцієнт ще називається *ексергетичним коефіцієнтом корисної дії*:

$$\eta_E = \eta_{x.m} \leq 1. \quad (1.17)$$

Відхилення значення  $\eta_E$  від 1 служить мірою втрат ексергії, яких можна, в принципі, уникнути і які можуть бути зменшені шляхом досконалості, з точки зору енергозбереження, проведення циклу та покращення конструкції апаратів холодильної установки.

Зв'язок між  $\varepsilon$ ,  $\varepsilon_K$ , та  $\eta_E$  визначеться з наступних співвідношень; на основі рівнянь (1.11), (1.14) і (1.15); отримаємо

$$\eta_E = \frac{\varepsilon}{\frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_{HC} - \dot{Q}_0}} = \varepsilon \cdot \frac{\dot{Q}_{HC} - \dot{Q}_0}{\dot{Q}_0}, \quad (1.18)$$

або

$$\eta_E = \varepsilon \cdot |\tau_E|, \quad (1.19)$$

де  $\varepsilon$  – холодильний коефіцієнт реальної установки;

$\tau_E = \frac{\dot{Q}_0 - \dot{Q}_{HC}}{\dot{Q}_0}$  – фактор Карно, ексергетична температурна функція [6].

Для процесів вироблення холоду, коли  $T_0 < T_{НС}$ , фактор Карно змінюється в широкому інтервалі значень від  $-\infty$  до 0 [5]. В холодильній практиці для того, щоб не оперувати від'ємними значеннями, фактор Карно в формулі (1.19) беруть по модулю. Математично не складно довести, що

$$|\tau_E| = -\frac{(\dot{Q}_0 - \dot{Q}_{НС})}{\dot{Q}_0} = \frac{\dot{Q}_{НС} - \dot{Q}_0}{\dot{Q}_0}.$$

У відповідному циклі Карно процеси відведення і підведення теплоти протікають ізотермічно. Карнотизація циклів холодильних машин потребує застосування реальних процесів, що протікають при  $T = const$ . Такими процесами є процеси фазового переходу – кипіння та конденсація. А холодильною машиною, що використовує ці процеси, є парокompресорна холодильна машина.

## 1.2. Парокompресорні холодильні машини

У парокompресорних холодильних машинах (ПКХМ) в якості холодильного агента використовують вологу насичену пару будь-якої рідини з температурою кипіння, яка не перевищує  $0^\circ\text{C}$  при атмосферному тиску.

На рис. 1.3 зображена принципова схема ПКХМ з дросельним вентиляем, яка працює по сухому ходу компресора та її цикл у  $T-s$  та  $lgp-i$  діаграмах.

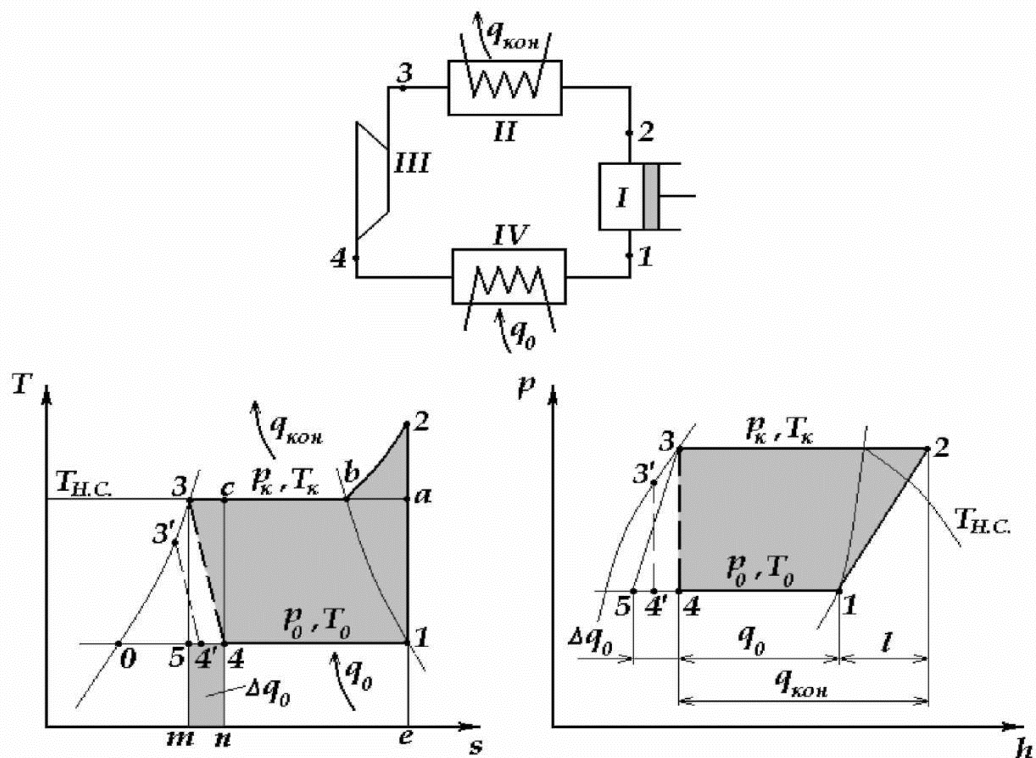


Рисунок 1.3 – Схема і теоретичний цикл одноступеневої холодильної машини з дросельним вентиляем

Згідно зі схемою і циклом ПКХМ робочі процеси холодильної машини є наступними:

(1–2) – адіабатне стиснення робочого тіла у компресорі (I);

(2–3) – ізобарне охолодження і конденсація пари холодильного агента за рахунок відводу теплоти в навколишнє середовище у конденсаторі (II), причому, тиск і температура у процесі конденсації позначені  $p_k$  і  $T_k$ ;

(3–4) – розширення робочого тіла у дросельному вентилі (III);

(4–1) – кипіння робочого тіла у випарнику (IV) за рахунок підводу теплоти від джерела з низькою температурою, причому, оскільки розглядається зразковий цикл, то температура кипіння холодильного агента і температура об'єкта охолодження співпадають і рідина кипить при тискові  $p_0$  і температурі  $T_0$ ;

(3–3') – процес переохолодження рідкого холодоагента у конденсаторі (II);

(3'–4') – розширення робочого тіла у дросельному вентилі (III) після переохолодження;

(4'–1) – кипіння робочого тіла у випарнику (IV) в циклі з переохолодженням рідкого холодоагента;

(3–5) – адіабатне розширення холодоагента у детандері.

Процес дроселювання позначено пунктирною лінією, тому що він є *необоротним*. Цей процес відбувається при  $i = const$  [5]. Порівняно з повітряною холодильною машиною адіабатне розширення в детандері (циліндрі розширювання) замінено дроселюванням у дросельному вентилі, що забезпечує простоту і зручність регулювання роботи холодильної машини. Крім того, через великі габаритні розміри у детандері мають місце великі теплонадходження, що погіршує ефективність роботи холодильної машини, і яких в ПКХМ вдається уникнути.

ПКХМ, яка працює по сухому ходу компресора, забезпечує безпечну роботу компресора без гідравлічних ударів. Попадання краплин рідкого холодоагента у компресор може призвести до аварії.

На рис. 1.3 чітко видно, що процес дроселювання призводить до зменшення холодопродуктивності. Для того, щоб це не відбувалось, вводять переохолодження рідкого холодильного агента або в самому конденсаторі, або в додатковому теплообміннику для переохолодження (на рисунку не показано).

### 1.3. Властивості холодильних агентів

У парокомпресорних холодильних машинах застосовують холодильні агенти, які повинні мати певні термодинамічні, фізико-хімічні та фізіологічні властивості [7; 8]. Практика експлуатації ПКХМ встановлює такі технологічні вимоги до холодильних агентів:

– критична температура повинна бути істотно вищою від температури оточуючого середовища (вода, повітря) для забезпечення відведення теплоти від холодоагента при його конденсації;

– теплота випаровування при низьких температурах має бути якнайбільшою для зменшення кількості холодоагента, який циркулює в тракці

холодильної машини. За цієї умови розміри машини будуть зменшуватися при заданій холодопродуктивності;

- густина пари холодоагента має бути якнайбільшою для зниження робочих об'ємів машин;

- тиск пари за умов конденсації повинен бути помірним. Це дозволить забезпечити умови міцності елементів холодильної машини та зменшити витрати металу на їх виготовлення;

- тиск пари у випарнику повинен бути трохи вищим від атмосферного. Ця умова виключає всмоктування атмосферного повітря в робочий тракт і спрощує виявлення нещільностей і місць витікання пари холодоагента;

- холодоагент має бути хімічно інертним стосовно конструкційних і мастильних матеріалів машини;

- холодоагент має бути пожежо- і вибухобезпечним в експлуатації та нешкідливим для обслуговуючого персоналу;

- холодоагент повинен бути економічно доступним [4; 7; 8].

У табл. 1.1 наведено основні фізичні властивості найбільш уживаних холодоагентів.

До теплофізичних властивостей, поданих у табл. 1.1, необхідно додати інформацію про особливості робочих тіл холодильних машин, тобто їх класифікувати.

Холодоагенти можна розділити на *природні* (аміак  $\text{NH}_3$ , вуглекислота  $\text{CO}_2$ , хлорметил  $\text{CH}_3\text{Cl}$  та ін.) і *штучні*, об'єднані спільною назвою *фреони*.

Фреони – галоїдні похідні насичених вуглеводнів ( $\text{C}_m\text{H}_n$ ), отримані шляхом заміни атомів *водню* атомами *хлору* і *фтору*.

Хімічна формула фреону, отриманого на базі вуглеводню  $\text{C}_m\text{H}_n$ :  $\text{C}_m\text{H}_x\text{F}_y\text{Cl}_z$ , причому

$$x+y+z=n.$$

Зі зменшенням  $x$  зменшується займистість фреону. Зі збільшенням  $y$  знижуються токсичність та корозійна активність.

Позначення фреонів  $\Phi\text{-N}$ , де  $\text{N}$  – номер фреону (двозначне чи тризначне число). Перша цифра в двозначному номері чи перші дві цифри в тризначному номері вказують насичений вуглеводень ( $\text{C}_m\text{H}_n$ ) на базі якого отриманий фреон.

Встановлені наступні значення цих цифр: **1** –  $\text{CH}_4$  (*метан*); **11** –  $\text{C}_2\text{H}_6$  (*етан*); **21** –  $\text{C}_3\text{H}_8$  (*пропан*); **31** –  $\text{C}_4\text{H}_{10}$  (*бутан*).

Справа пишеться число атомів фтору ( $y$ ) фреону:  $\text{CF}_2\text{Cl}_2$  –  **$\Phi\text{-12}$** ;  $\text{CCl}_4$  –  **$\Phi\text{-10}$** ;  $\text{C}_3\text{F}_4\text{Cl}_4$  –  **$\Phi\text{-214}$** ,  $\text{C}_3\text{Cl}_3$  –  **$\Phi\text{-210}$** .

При наявності у фреоні атомів водню число їх ( $x$ ) додається до числа десятків номера:  $\text{CFCl}_3$  –  **$\Phi\text{-11}$** ;  $\text{CHFCl}_2$  –  **$\Phi\text{-21}$** ;  $\text{C}_3\text{F}_4\text{Cl}_4$  –  **$\Phi\text{-214}$** ;  $\text{C}_3\text{H}_2\text{F}_4\text{Cl}_2$  –  **$\Phi\text{-234}$** .

Робочі тіла холодильних машин можна розділити на три групи за значеннями температури кипіння  $t_0$  при нормальних умовах ( $p = 0,1013$  МПа).

**Група 1:**  $t_0 > 0^\circ\text{C}$  (тиск конденсації  $p_K < 0,3$  МПа при температурі конденсації  $30^\circ\text{C}$ ).

**Група 2:**  $0 > t_0 > -50^\circ\text{C}$  (тиск конденсації  $0,3 < p_K < 2,0$  МПа).

**Група 3:**  $t_0 < -50^\circ\text{C}$  (тиск конденсації  $p_K = 2,0 \dots 7,0$  МПа).

Таблиця 1.1

## Основні фізичні властивості холодоагентів [8]

Холодильний агент	Хімічна формула	Молекулярна маса, г	Температура кипіння (при р=760 мм рт.ст.), °С	Параметри критичної точки			Температура конденсації, °С	Показник адіябаты $k = c_p/c_v$
				Температура, °С	Тиск, МПа	Густина, кг/м <sup>3</sup>		
Аміак	NH <sub>3</sub>	17,03	-33,4	132,4	11,298	4,13	-77,7	1,3
Вуглекислота	CO <sub>2</sub>	44,01	-78,5	31,0	7,375	2,16	-56,6	1,3
Сірчаний ангідрид	SO <sub>2</sub>	64,06	-10,08	157,2	7,873	1,92	-75,2	1,26
Хлорметил	CH <sub>3</sub> Cl	50,49	23,74	143,1	6,677	2,70	-97,6	1,20
Монофтортрихлорметан (фреон-11)	CFCl <sub>3</sub>	137,39	23,7	198,0	4,374	1,805	-111,0	1,13
Дифтордихлорметан (фреон-12)	CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	120,92	-29,8	112,0	4,115	1,793	-155,0	1,14
Трифтормонохлорметан (фреон-13)	CF <sub>3</sub> Cl	104,47	-81,5	28,78	3,86	1,721	-180,0	-
Монофтордихлорметан (фреон-21)	CHFCl <sub>2</sub>	102,92	8,90	178,5	5,166	1,915	-135,0	1,16
Дифтормонохлорметан (фреон-22)	CHF <sub>2</sub> Cl	86,48	-40,8	96,0	4,936	1,905	-160,0	1,20
Тетрафтордихлоретан (фреон-114)	C <sub>2</sub> F <sub>4</sub> Cl <sub>2</sub>	170,91	3,5	145,8	3,275	1,715	-94,0	1,107
Дифтормонохлоретан (фреон-22)	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>5</sub> Cl	100,48	-9,25	137,0	4,119	2,30	-130,8	1,135

Чим вище температура  $t_0$ , тим нижчим буде тиск у конденсаторі й тим глибшим розрідження у випарнику (табл. 1.2).

Чим нижча температура  $t_0$ , тим вищий тиск у конденсаторі та випарнику, тим ближче температура конденсації до критичної температури. При цьому зменшується рушійна сила теплопереносу від холодоагента в оточуюче середовище, ускладнюється конструкція машини, зростають необоротні теплові втрати, підвищується витрата зовнішньої енергії і падає холодильний коефіцієнт  $\varepsilon$  [8].

Таблиця 1.2

**Тиск в апаратах холодильних машин, працюючих на різних агентах  
(при температурі кипіння  $t_0 = -15\text{ }^\circ\text{C}$   
та температурі конденсації  $t_k = 30\text{ }^\circ\text{C}$ ) [8]**

Холодильний агент	Абсолютний тиск у випарнику $p_0$ , МПа	Абсолютний тиск у конденсаторі $p_k$ , МПа	Різниця тисків $p_k - p_0$ , МПа	Ступінь стиснення $p_k/p_0$
CO <sub>2</sub>	2,289	7,192	4,903	3,14
NH <sub>3</sub>	0,236	1,167	0,931	4,94
Фреон-22	0,297	1,202	0,905	4,05
Фреон-12	0,183	0,743	0,560	4,07
CH <sub>3</sub> Cl	0,144	0,659	0,515	4,57
SO <sub>2</sub>	0,0807	0,457	0,376	5,66
Фреон-142	0,0796	0,394	0,314	4,94
Фреон-114	0,0466	0,255	0,208	5,47
Фреон-21	0,0362	0,216	0,180	5,95
Фреон-11	0,0201	0,126	0,106	6,27

Саме з цих причин перестала використовуватися як холодоагент вуглекислота CO<sub>2</sub>, незважаючи на найбільшу об'ємну холодопродуктивність  $q_v$  (табл. 1.3) і, як наслідок, найменший об'єм циліндра компресора.

Важливим параметром для оцінки перспективності холодоагентів є робочі тиски у випарнику та конденсаторі холодильної машини. Від цих тисків залежать зусилля на робочому органі компресора, параметри міцності вузлів машини і її трубопроводів, коефіцієнт корисної дії компресора. Ці тиски також знаходяться у прямому зв'язку з температурою кипіння (див. табл. 1.2).

Найкращими за цими параметрами є аміак, фреон-22, фреон-12 і хлористий метил.

Наступним важливим параметром є об'ємна холодопродуктивність  $q_v$ , від якої залежить розмір циліндра компресора. Найбільше значення  $q_v$  має двоокисвуглецю, а за ним ідуть ті ж самі аміак, фреон-22, фреон-12 і хлористий метил (див. табл. 1.3). Ці холодоагенти доцільно використовувати в холодильних машинах з поршневыми компресорами при малих габаритах машини.

**Питома холодопродуктивність різних холодильних агентів і порівняльні розміри циліндрів компресорів (при  $t_0 = -15\text{ }^\circ\text{C}$  і  $t = 30\text{ }^\circ\text{C}$  без переохолодження рідини) [8]**

Холодильний агент	Теплота утворення, кДж/кг	Ступінь сухості після дроселювання, х, %	Холодопродуктивність, $q_0$ , кДж/кг	Питомий об'єм сухої насиченої пари $v_1$ , м <sup>3</sup> /кг	Об'ємна холодопродуктивність, $q_v$ , кДж/кг	Порівняльні розміри компресорів ( $V_{hCO_2} = 1$ )
CO <sub>2</sub>	273,2	52,8	129,0	0,0166	7763,8	1,0
NH <sub>3</sub>	1312,7	16,0	1078,5	0,5087	2167,1	3,58
Фреон–22	217,7	26,0	161,1	0,0778	2068,3	3,75
Фреон–12	161,5	26,6	118,6	0,0927	1279,5	6,07
CH <sub>3</sub> Cl	420,7	16,9	349,7	0,291	1202,9	6,45
SO <sub>2</sub>	391,9	15,5	331,3	0,405	816,8	9,50
Фреон–142	229,5	25,2	171,1	0,2585	661,8	11,8
Фреон–114	141,8	30,1	99,4	0,2627	377,7	20,6
Фреон–21	254,7	18,4	190,9	0,5705	364,3	21,3
Фреон–11	191,1	19,2	158,1	0,771	204,7	38,0

Холодоагенти з малими значеннями  $q_v$  (фреони 11 і 21) доцільно використовувати в установках високої холодопродуктивності із застосуванням у них турбокомпресорних машин з їх швидкохідністю і великою об'ємною продуктивністю.

Визначальними експлуатаційними характеристиками є хімічна активність, токсичність, пожежо- і вибухонебезпечність робочих тіл, а також їх відносна вартість.

Необхідно відзначити високу токсичність сірчаного ангідриду, аміаку і хлористого метилу. Навіть незначний вміст пари цих речовин у повітрі ((0,5–1)% об'ємний) призводить до важких отруєнь і швидкої загибелі. На відміну від інших речовин, різкий запах аміаку може служити сигналом, що попереджає про небезпеку. Через високу шкідливість і руйнівну дію на деталі машин, особливо в присутності вологи, сірчистий ангідрид у сучасних холодильних машинах не застосовується. З міркувань шкідливості, а також вибухонебезпечності виключений з експлуатації і хлористий метил.



## 2. ОПИС ПАКЕТУ КОМП'ЮТЕРНИХ ПРОГРАМ COOLPACK

Пакет комп'ютерних програм CoolPack – це зібрання програм моделювання, які використовуються для проектування, аналізу та оптимізації систем охолодження [9].

Всі програми в пакеті CoolPack розділені на 6 груп:

1. Refrigeration Utilities – *властивості холодильних агентів.*
2. Cool Tools: Cycle analysis – *аналіз циклів систем охолодження.*
3. Cool Tools: Design – *проектування систем охолодження.*
4. Cool Tools: Evaluation – *енергетичний аналіз системи охолодження, та розрахунок шляхів збереження енергії.*
5. Cool Tools: Auxiliary – *допоміжні засоби для аналізу та розрахунку систем охолодження.*
6. Dynamic – *динаміка зміни температури холодоагента.*

Кожну з вище перелічених груп можна побачити на панелі інструментів (див. рис. 2.1).

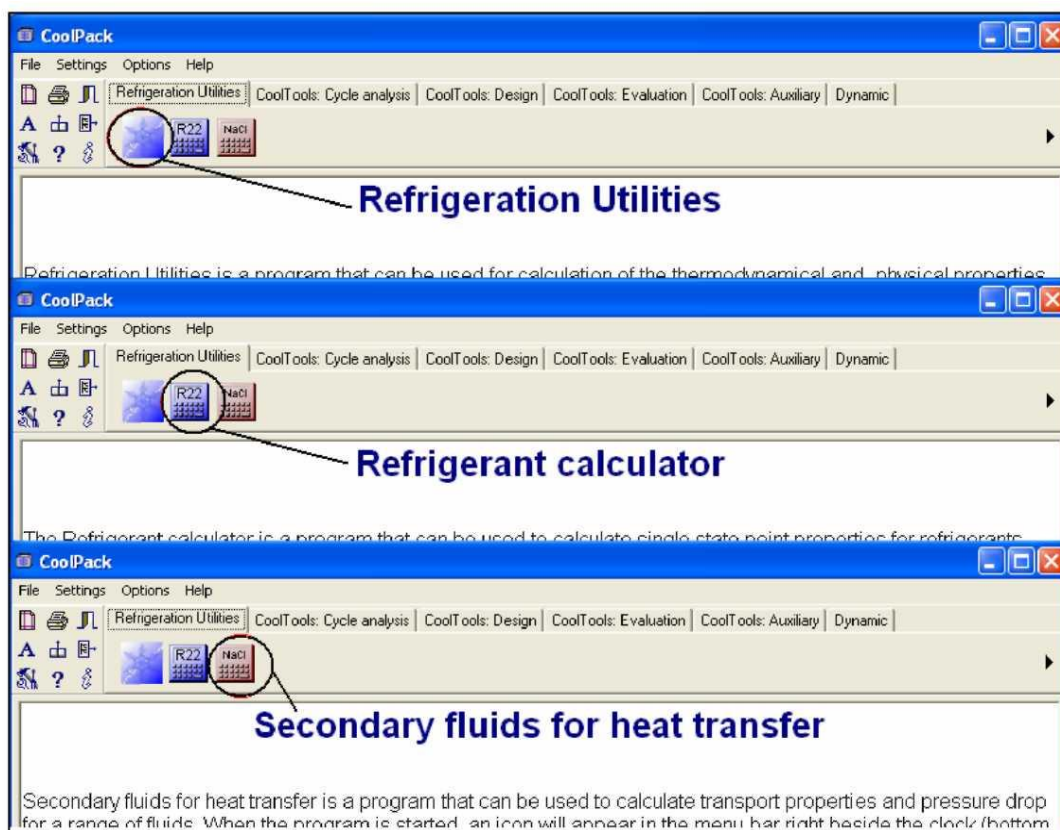


Рисунок 2.1 – Три вкладки робочого вікна пакету програм CoolPack

При виконанні лабораторної роботи ми будемо використовувати першу групу програм пакету CoolPack, а саме – *Refrigeration Utilities*.

Refrigeration Utilities – група програм, яка може використовуватись для аналізу і обчислення термодинамічних і фізичних властивостей різних

холодильних агентів. Також вона дає можливість виконувати прості обчислення для стандартних циклів охолодження.

Група програм Refrigeration Utilities має наступні особливості:

- можливість побудови  $lgr-i$ ,  $T-s$  та  $i-s$  діаграм для ряду холодильних агентів;
- обчислення стандартного циклу охолодження;
- таблиці насиченості холодильних агентів;
- таблиці термодинамічних і фізичних властивостей холодильних агентів;
- можливість побудови  $i-x$  діаграми (ентальпія – ступінь вологості) для вологого повітря при тиску в межах від 0,014 до 50 бар.

Група програм Refrigeration Utilities включає в себе три програми (див. рис. 2.1), а саме: безпосередньо **Refrigeration Utilities**, **Refrigerant calculator** та **Secondary fluids for heat transfer**, які використовуються для визначення окремих точкових характеристик холодоагентів.

В даній лабораторній роботі безпосередньо будемо працювати з програмою **Refrigeration Utilities**.

Щоб активувати пакет програм CoolPack необхідно знайти файл на «Робочому столі» **CoolPack.exe** та запустити його. Далі у вікні програми (див. рис. 2.1) обираємо необхідну нам програму – **Refrigeration Utilities**. Робоче вікно програми має вигляд представлений на рис. 2.2.

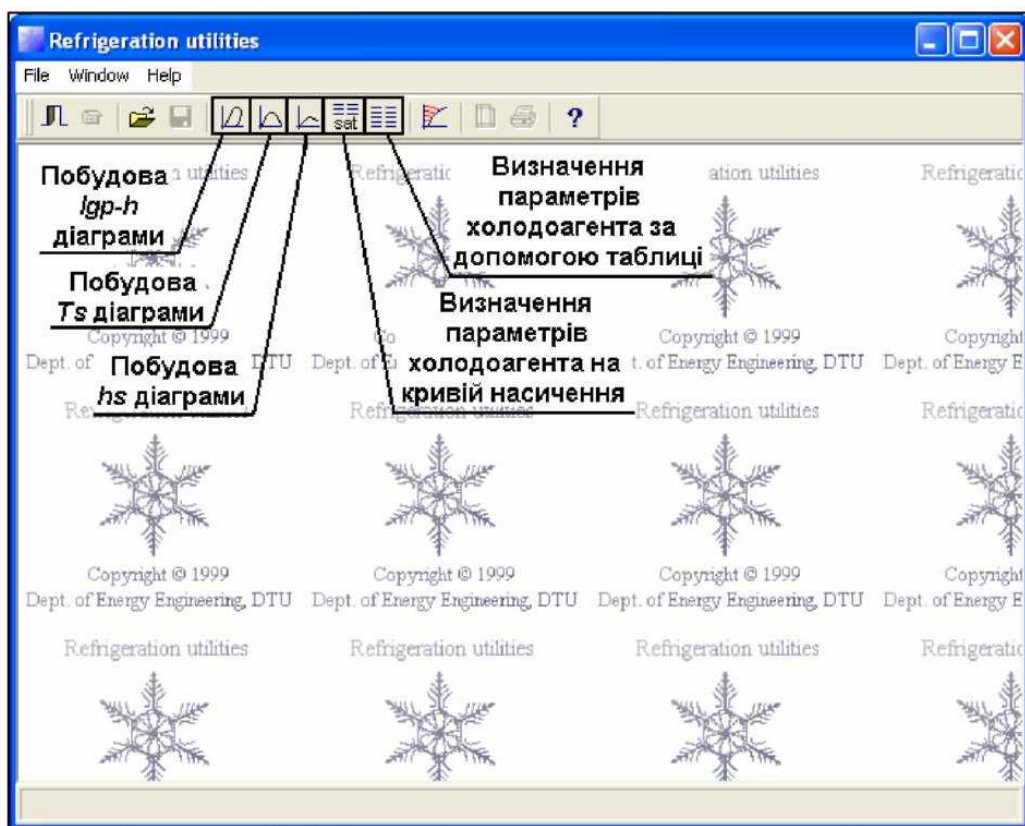



Рисунок 2.2 – Вигляд робочого вікна програми Refrigeration Utilities

## 2.1. Побудова $T-s$ та $lgr-i$ діаграм для відповідного холодильного агента в програмі CoolPack

Розглянемо принцип побудови  $T-s$  та  $lgr-i$  діаграм для відповідного холодильного агента в програмі CoolPack.

### 2.1.1. Побудова $T-s$ діаграми

Щоб побудувати  $T-s$  діаграму для певного холодоагента, знаходимо на панелі інструментів кнопку, що відповідає даній команді –  (див. рис. 2.2), і натискаємо на неї. Після натиснення на екрані з'явиться вікно (див. рис. 2.3), в якому необхідно задати параметри для побудови  $T-s$  діаграми.

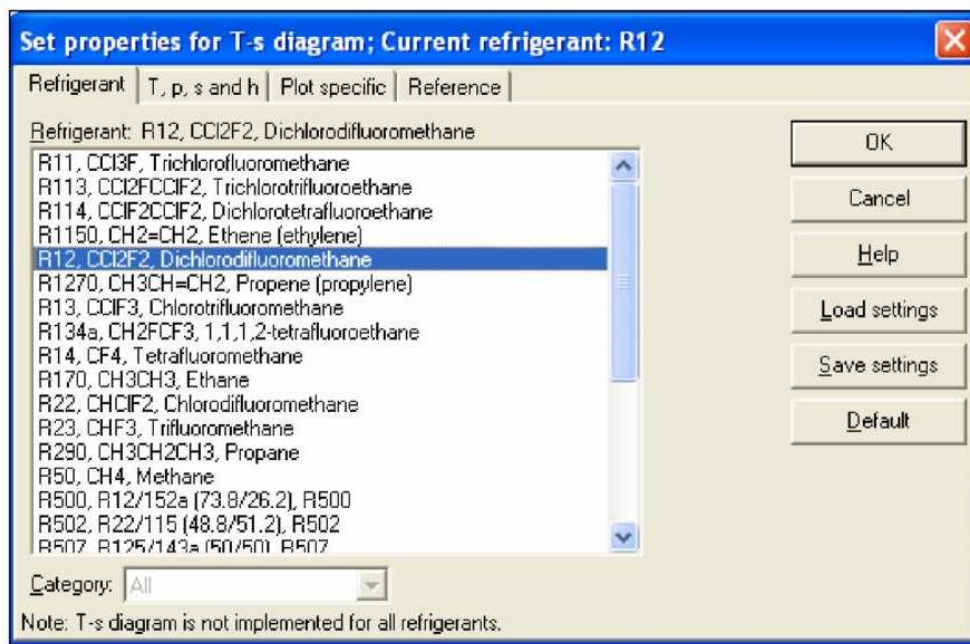


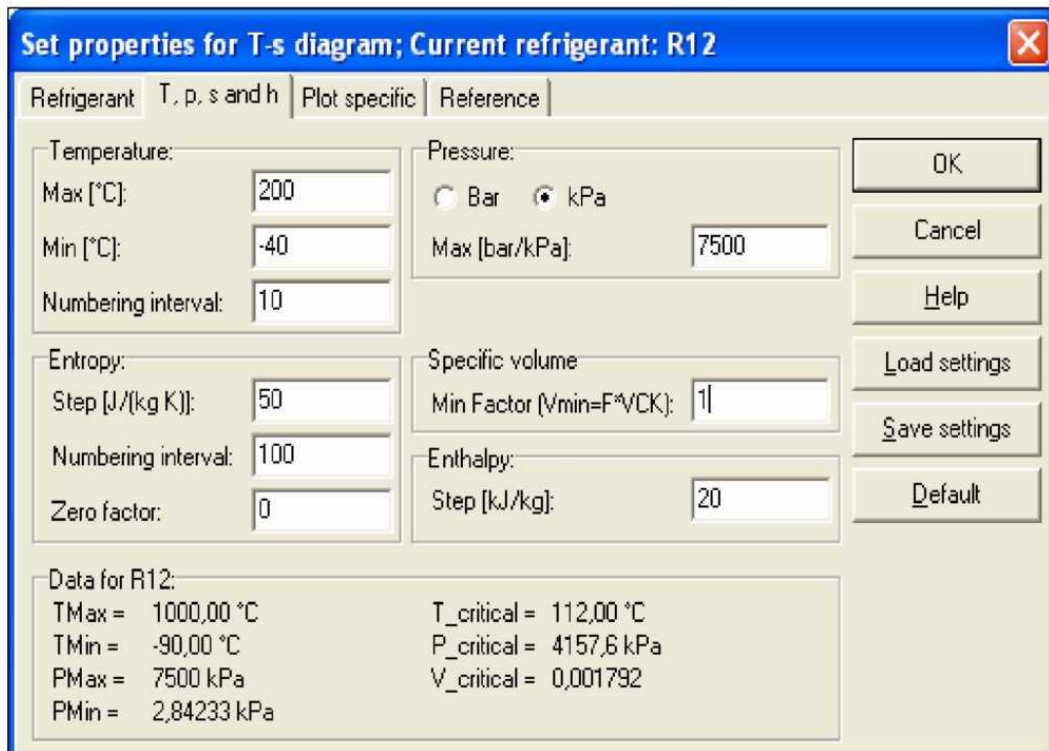
Рисунок 2.3 – Допоміжне вікно для побудови  $T-s$  діаграми: вкладка для вибору холодоагента

Спочатку необхідно обрати потрібний нам холодильний агент з представленого списку (див. рис. 2.3). Нехай це буде, наприклад, **фреон-12 (R12)**.

Далі необхідно задати параметри для побудови діаграми (див. рис. 2.4).

Також програма дає можливість налаштувати густоту побудови ізохор та ізобар на діаграмі (**вкладка *Plot specific***, див. рис. 2.2 або 2.3).

Задавши всі необхідні параметри, тиснемо на «ОК» і програма побудує  $T-s$  діаграму для заданого холодоагента (див. рис. 2.5).



**Рисунок 2.4 – Допоміжне вікно для побудови T-s діаграми: вкладка для введення параметрів побудови**

### 2.1.2. Побудова lgp-i діаграми

Щоб побудувати lgp-i діаграму для певного холодоагента, натискаємо на



кнопку на панелі інструментів (див. рис. 2.2). Далі, аналогічно як і для T-s діаграми, задаємо необхідні параметри для побудови, і отримуємо в результаті потрібну нам lgp-i діаграму (див. рис. 2.6).

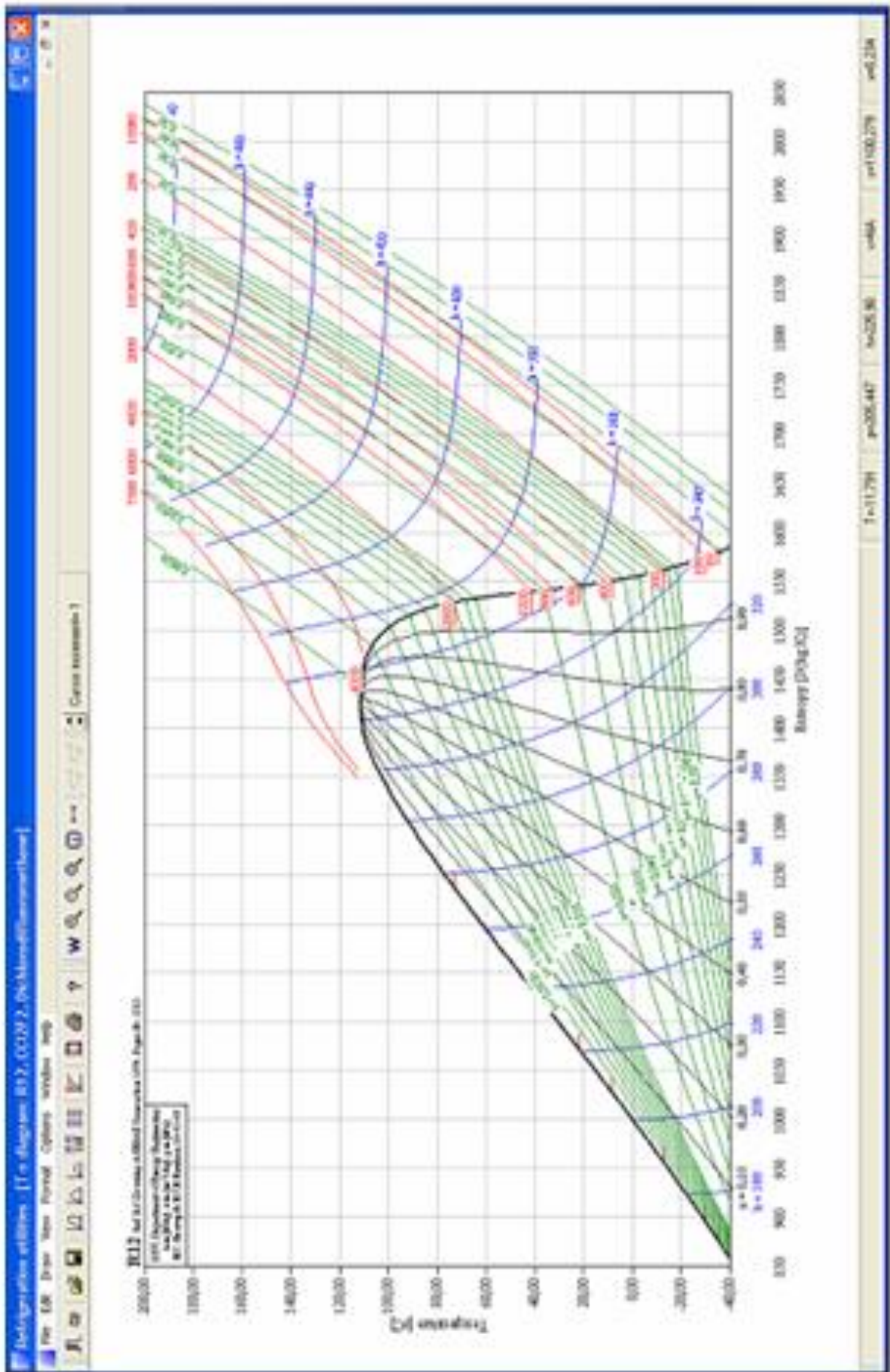


Рисунок 2.5 – T-s діаграма, побудована за допомогою пакету програм CoolPack

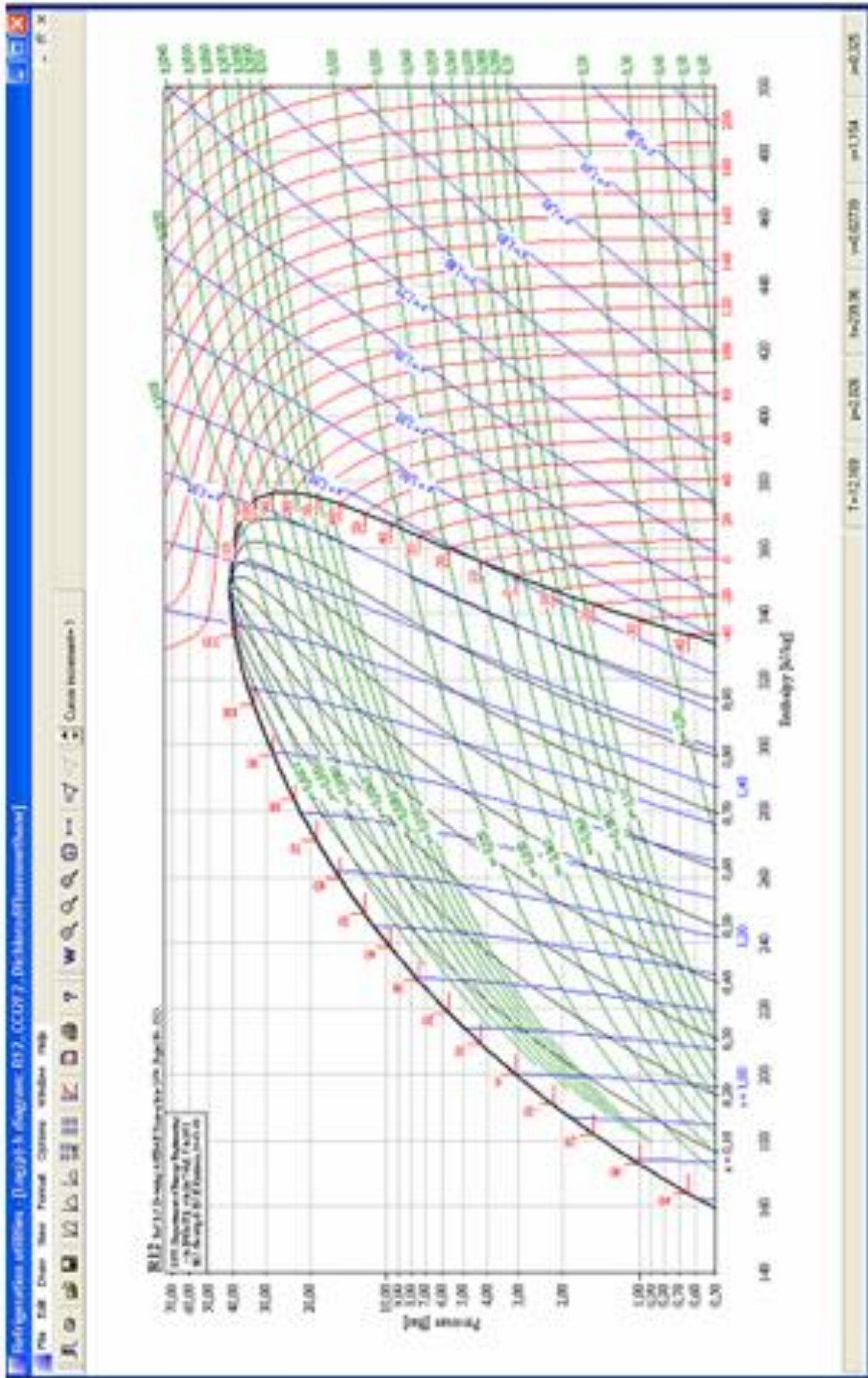


Рисунок 2.6 – *t*<sub>gr</sub>-*i* діаграма, побудована за допомогою пакету програм CoolPack

## 2.2. Визначення параметрів холодоагента в характерних точках циклу за допомогою комп'ютерної програми CoolPack

Для визначення параметрів холодильного агента програма CoolPack надає декілька можливостей:

- за допомогою діаграм;
- за допомогою таблиць.

Розглянемо *визначення параметрів холодильного агента за допомогою діаграм*. Для цього встановлюємо курсор в характерну точку на площині діаграми й в правому нижньому куті робочого вікна відображаються параметри холодильного агента, які відповідають цій точці (див. рис. 2.7): температура ( $T$ ), тиск ( $p$ ), ентальпія ( $h$ ), питомий об'єм ( $v$ ), ентропія ( $s$ ), ступінь вологості ( $x$ ).

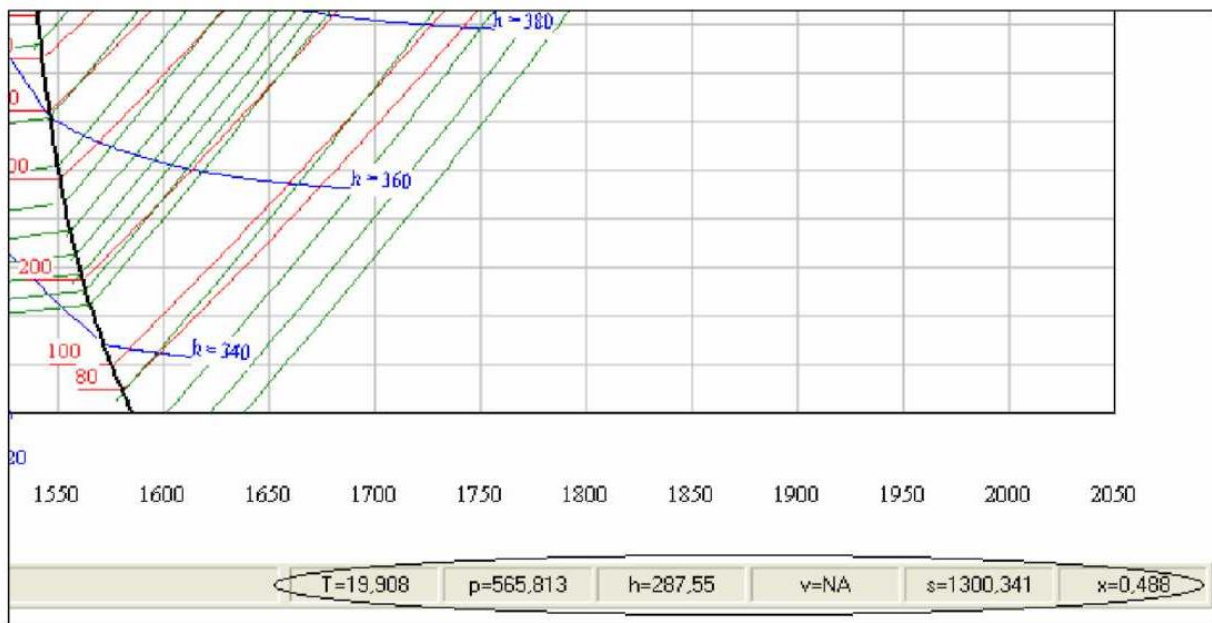

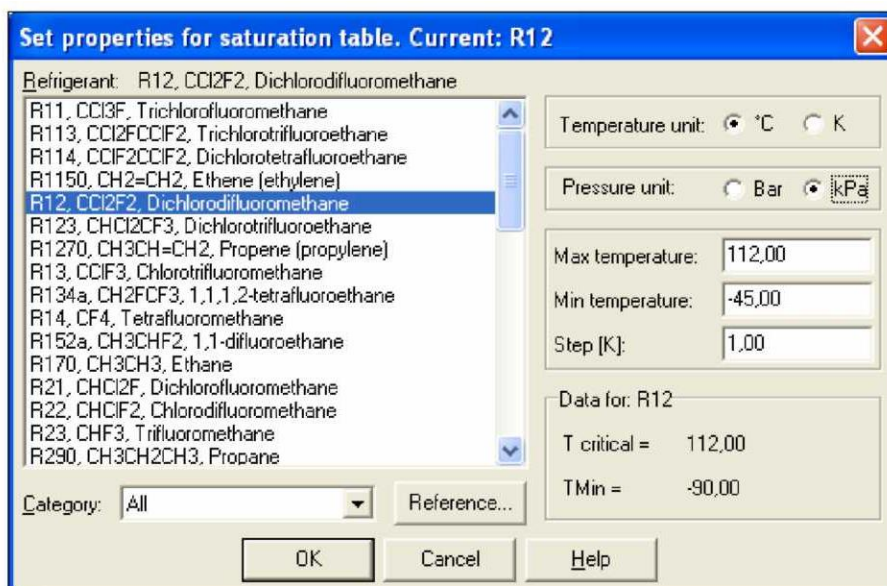


Рисунок 2.7 – Відображення параметрів, що відповідають положенню курсору в характерній точці на площині діаграми


Розглянемо *визначення параметрів холодильного агента за допомогою таблиць*. Натиснувши на кнопку  (див. рис. 2.2), що розташована на панелі інструментів, на екрані з'явиться робоче вікно, в якому необхідно обрати холодоагент, та задати необхідні параметри (якщо вони відрізняються від тих, що подані). Після чого на екран буде виведено таблицю значень параметрів холодильного агента на кривій насичення (див. рис. 2.8 та 2.9).



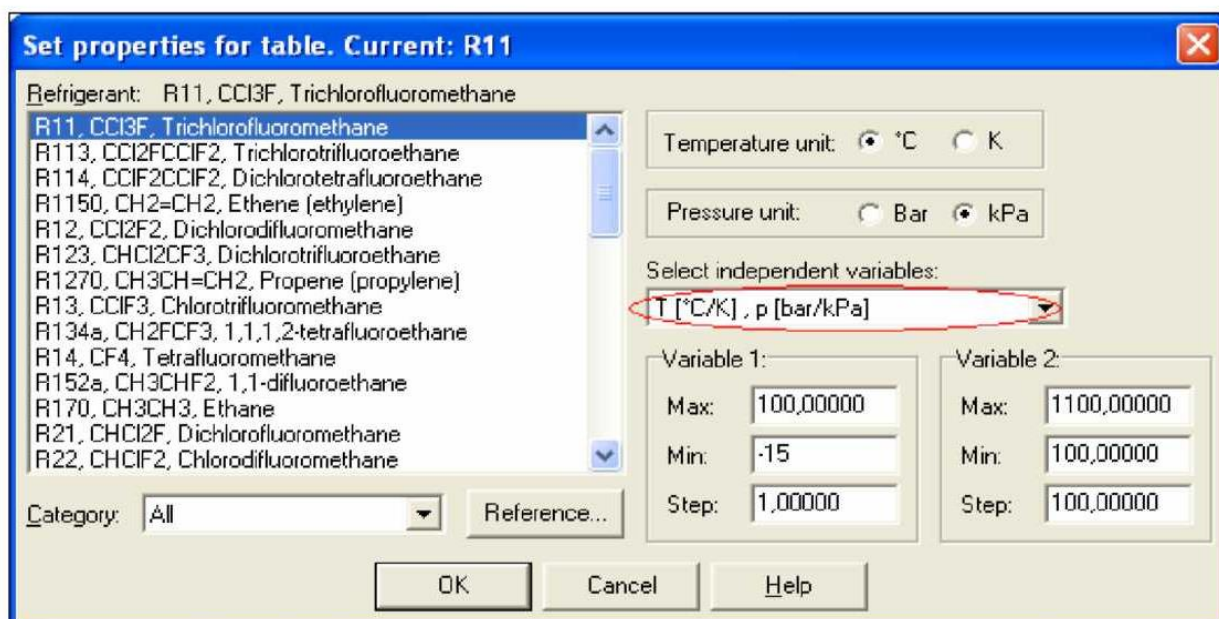
**Рисунок 2.8 – Допоміжне вікно для побудови таблиці значень параметрів певного холодильного агента на кривій насичення**

T	p	v <sub>l</sub>	v <sub>g</sub>	h <sub>l</sub>	h <sub>g</sub>	R	s <sub>l</sub>	s <sub>g</sub>
°C	kPa	dm <sup>3</sup> /kg	m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg K)	kJ/(kg K)
-45,00	50,44	0,6535	0,30273	159,54	331,23	171,69	0,8390	1,5915
-44,00	52,98	0,6547	0,28920	160,42	331,69	171,27	0,8428	1,5902
-43,00	55,62	0,6559	0,27640	161,30	332,16	170,86	0,8466	1,5890
-42,00	58,36	0,6571	0,26429	162,18	332,62	170,44	0,8504	1,5878
-41,00	61,21	0,6583	0,25282	163,06	333,08	170,02	0,8542	1,5866
-40,00	64,17	0,6595	0,24195	163,94	333,55	169,61	0,8580	1,5855
-39,00	67,24	0,6607	0,23164	164,82	334,01	169,19	0,8618	1,5843

**Рисунок 2.9 – Таблиця значень параметрів певного холодильного агента на кривій насичення**

Також можна побудувати таблицю параметрів холодильного агента в будь-якій потрібній точці (а не лише на кривій насичення), натиснувши на кнопку  (див. рис. 2.2). У допоміжному вікні, що з'явиться після натискання, необхідно вказати холодоагент, а також два незалежні параметри та їх граничні значення (рис. 2.10).





**Рисунок 2.10 – Допоміжне вікно для побудови таблиці для визначення залежного параметра при відомих двох незалежних параметрах**

Наприклад, необхідно при певній температурі і тиску знайти третій параметр, то тоді температура і тиск – незалежні параметри. Далі на екран буде виведено таблицю, в якій потрібно вказати третій, залежний параметр, значення якого необхідно знайти (рис. 2.11).

T	p	H gas
°C	kPa	kJ/kg
-15,000	100,000	378,5099111
-15,000	200,000	374,4528805
-15,000	300,000	369,4244253
-15,000	400,000	361,8418379
-15,000	500,000	N/A
-15,000	600,000	N/A
-15,000	700,000	N/A
-15,000	800,000	N/A
-15,000	900,000	N/A
-15,000	1000,000	N/A
-15,000	1100,000	N/A
-14,000	100,000	379,0773257
-14,000	200,000	375,071662

**Рисунок 2.11 – Таблиця для визначення залежного параметра при відомих двох незалежних параметрах**

### 3. ПРАКТИЧНА РОБОТА

## ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ЦИКЛІВ ОДНОСТУПЕНЕВИХ ПАРОКОМПРЕСІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

#### **Мета роботи:**

1. Закріпити та розширити знання, отримані при вивченні четвертого розділу «Термодинамічні цикли та процеси низькотемпературної техніки» курсу «Теплофізичні основи низькотемпературної техніки».
2. Ознайомитись з пакетом комп'ютерних програм CoolPack.
3. Провести варіантні комп'ютерні розрахунки показників енергоефективності ПКХМ для певного холодильного агента.
4. Визначити умови роботи холодильної машини, коли витрати енергії мінімальні.

#### **Основні завдання роботи:**

1. За допомогою пакета комп'ютерних програм CoolPack для певного холодильного агента побудувати і роздрукувати  $T-s$  та  $lgr-i$  діаграми.
2. На діаграмах побудувати цикли ПКХМ, які працюють за сухим ходом компресора, при наявності дросельного вентиля; детандера і переохолодження рідкого холодильного агента після конденсатора.
3. За допомогою  $T-s$  діаграми в комп'ютерній програмі CoolPack визначити основні параметри холодильного агента в вузлових точках циклу.
4. Зробити розрахунок питомих характеристик циклів, холодильного коефіцієнта, ексергетичного коефіцієнта корисної дії холодильної установки, витрати холодильного агента та потужності приводу компресора.
5. На основі проведених розрахунків обрати, яка ПКХМ, з дросельним вентилям, детандером або переохолодженням, є найефективнішою з точки зору термодинамічної досконалості та енергозбереження. Зробити висновки.

#### **Завдання для виконання роботи.**

Парокомпресорна холодильна машина працює на холодильному агенті (*див. табл. варіантів*) при температурі випаровування  $t_0$  (*див. табл. варіантів*). Пара з випарника виходить сухою насиченою. Температура конденсації дорівнює  $t_K$  (*див. табл. варіантів*). Загальна холодопродуктивність машини складає  $Q_0$  (*див. табл. варіантів*).

При розрахунку зразкового циклу ПКХМ необхідно визначити:

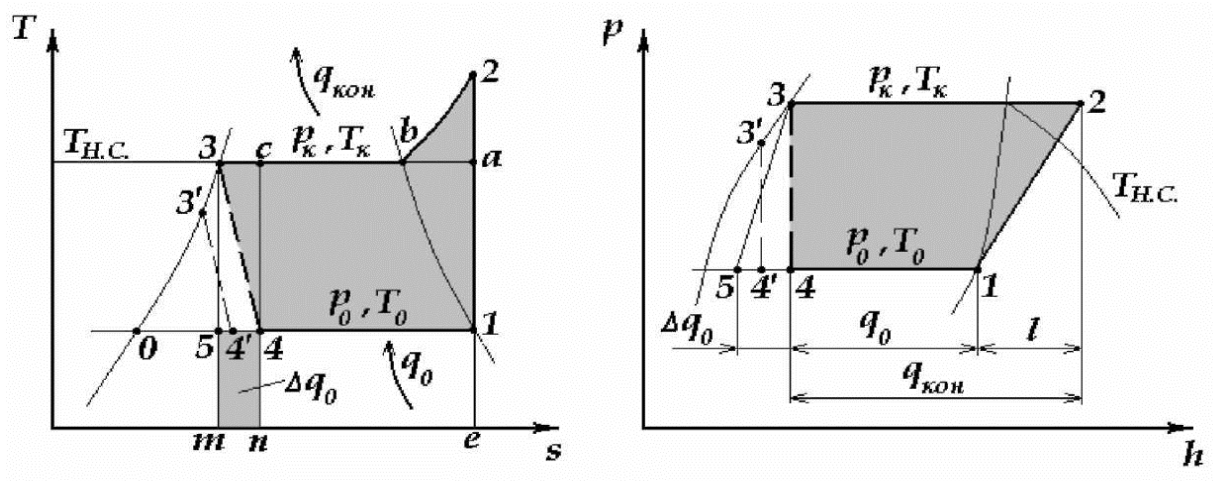
- потужність приводу компресора  $N$ , кВт;
- витрату холодильного агента  $G_0$ , кг/с;
- теплове навантаження конденсатора  $Q_K$ , кВт;
- холодильний коефіцієнт  $\varepsilon$ ;
- ексергетичний коефіцієнт ПКХМ.

Всі розрахунки необхідно провести також для випадку наявності детандера замість дросельного вентиля та коли введено переохолодження холодоагента у конденсаторі на  $10^\circ\text{C}$ .

**Порядок виконання роботи:**

1. За допомогою програми CoolPack будуються та роздруковуються  $T-s$  та  $lgr-i$  діаграми для заданого варіанту.

2. В  $T-s$  та  $lgr-i$  діаграмах будується цикл ПКХМ, нумерацію вузлових точок розставляють згідно з рис. 3.1.



**Рисунок 3.1 – Побудова циклу одноступеневої парокompресорної холодильної машини в  $T-s$  та  $lgr-i$  діаграмах**

3. За допомогою програми CoolPack визначаються параметри холодоагента ( $T, p, v, i, s$ ) в характерних точках циклу та заносяться до табл. 3.1

Таблиця 3.1

**Параметри холодильного агента у вузлових точках циклу**

Номер точки	Параметри					
	$T, ^\circ\text{C}$	$p, \text{кПа}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$s, \text{кДж/кг} \cdot \text{К}$	стан
1						
2						
3						
3'						
4						
4'						
5						

4. Далі за даними табл. 3.1 визначаються наступні величини у такій послідовності:

Питома теплота підведення в циклі або питома холодопродуктивність. Оскільки процес у випарнику ізобарний (1 – 4), то

$$q_{пд} = q_0 = \Delta i = i_1 - i_4, \text{кДж/кг.} \quad (3.1)$$

Питома теплота відведення в циклі або питома навантаження у конденсаторі. Процес (2–3) також є ізобарним, тоді

$$q_{ВД} = q_K = i_2 - i_3, \text{ кДж/кг.} \quad (3.2)$$

Питома робота циклу дорівнює у даному випадку питомій роботі на привід компресора і розраховується як різниця  $q_{ПД}$  і  $q_{ВД}$ . За абсолютним значенням ця робота дорівнює

$$l = q_{ВД} - q_{ПД}, \quad (3.3)$$

$$l = (i_2 - i_3) - (i_1 - i_4).$$

При дроселюванні  $i_3 = i_4$ . Тоді, розкривши дужки у рівнянні, будемо мати

$$l = i_2 - i_1, \text{ кДж/кг.} \quad (3.4)$$

Ту ж саму формулу отримаємо, якщо роботу циклу будемо розглядати як роботу на привід компресора  $l_{KM}$ , яка дорівнює наявній роботі адіабатного процесу  $l_{KM.H}$ , що береться з протилежним знаком

$$l = l_{KM}, \quad l = -l_{KM.H}, \quad l_{KM.H} = -\Delta i = i_1 - i_2.$$

Тоді

$$l = l_{KM} = i_2 - i_1. \quad (3.5)$$

Холодильний коефіцієнт обчислюється за рівнянням

$$\varepsilon = q_0 / l = i_1 - i_4 / i_2 - i_1. \quad (3.6)$$

Витрата холодильного агента, що циркулює в циклі, знаходиться з рівняння

$$G_0 = Q_0 / q_0, \text{ кг/с.} \quad (3.7)$$

Об'ємну витрату холодильного агента визначимо за залежністю

$$V_1 = G_0 \cdot v_1, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (3.8)$$

де  $v_1$  – питомий об'єм холодильного агента в точці 1,  $\text{м}^3/\text{кг}$ .

Потужність, що витрачається на привід компресора, обчислюється наступним чином:

$$N_T = G_0 \cdot l, \text{ кВт.} \quad (3.9)$$

Термодинамічна досконалість циклу ПКХМ з дросельним вентилям знайдеться в порівнянні з холодильною установкою, яка працює за зворотним циклом Карно, в тому ж інтервалі температур

$$\eta_E = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{\hat{E}}} = \varepsilon \cdot \frac{\dot{Q}_{HC} - \dot{Q}_0}{\dot{Q}_0} = \varepsilon \cdot \frac{\dot{Q}_{\hat{E}} - \dot{Q}_0}{\dot{Q}_0}. \quad (3.10)$$

Вище наведений порядок розрахунку необхідно провести для випадків, коли дросельний вентиль ПКХМ замінено детандером і, коли введено переохолодження холодильного агента у конденсаторі на 10 °С. При цьому необхідно враховувати відмінність цих циклів від попереднього.

**Цикл з переохолодженням.** Якщо переохолодження відбувається у конденсаторі, то змінюються формули для розрахунку  $q_0$  і  $q_K$ . Питома холодопродуктивність та питома навантаження конденсатора визначаються за рівняннями:

$$q_0^{nep} = i_1 - i_4', \text{ кДж/кг.} \quad (3.11)$$

$$q_K^{nep} = i_2 - i_3', \text{ кДж/кг.} \quad (3.12)$$

Питома робота циклу лишиться незмінною. Всі інші розрахункові формули лишаються без змін.

**Цикл при наявності детандера.** Питома холодопродуктивність і питома навантаження конденсатора будуть такими ж, як і в циклі ПКХМ з дросельним вентилям, а питома робота циклу зміниться. Детандер і конденсатор, як відомо, у ПКХМ закріплені на одному валу. Якщо в компресорі робота витрачається, то в детандері вона корисно використовується. Холодильний агент у детандері адіабатно розширюється, охолоджується і виконує корисну роботу. Тоді

$$l = l_{KM} - l_D. \quad (3.13)$$

$$l_{KM} = i_2 - i_1, \text{ а } l_D = i_3 - i_5. \quad (3.14)$$

5. Побудувати графіки залежності холодильного коефіцієнта та ексергетичного ККД від температури охолодження об'єкта. Для цього провести розрахунки для різних значень температури охолодження об'єкта з інтервалом в  $\pm 5$  °С відносно заданої температури  $t_0$  (3–4 точки).

6. Зробити висновки.

### **Оформлення практичної роботи**

Практична робота виконується в зошиті для практичних робіт чітким розбірливим почерком. Рисунки та схеми, які пояснюють окремі положення роботи виконуються олівцем. Об'єм роботи повинен бути достатнім для пояснення питань які вирішуються практичною роботою.

**У зошиті має бути наведено наступне:**

- назва практичної роботи та номера варіанта;
- мета практичної роботи;
- короткі теоретичні відомості;
- вихідні данні до виконання роботи згідно номера варіанта;

- роздруковані  $T-s$  та  $lgp-i$  діаграми з нанесеним на них циклами ПКХМ;
- таблицю з термодинамічними параметрами для кожної точки циклу;
- розрахунок основних характеристик роботи ПКХМ;
- графіки залежності холодильного коефіцієнта та ексергетичного ККД від температури охолодження об'єкта;
- короткі висновки по роботі.

### **Запитання для самоперевірки**

1. В чому полягає суть холодильного термодинамічного циклу?
2. На якому фізичному принципі основана робота парової компресійної холодильної машини?
3. Класифікація холодильних агентів, їх маркування (позначення) та властивості.
4. За якими циклами працюють холодильні машини і чому? Які особливості протікання циклів холодильних машин?
5. Чим цикли холодильних машин відрізняються від циклів теплових насосів?
6. Основні властивості холодильної машини, яка працює за циклом Карно. Які питомі характеристики для неї розраховуються? Чим визначається ефективність роботи?
7. Чим відрізняються холодильний коефіцієнт і коефіцієнт корисної дії холодильного циклу?
8. Дати визначення поняттю ексергетичного коефіцієнта холодильної машини. Як він пов'язаний з холодильним коефіцієнтом?
9. Фактор Карно. Як він використовується при визначенні ексергетичного ККД, холодильних машин і теплових насосів?
10. Яким є призначення основних елементів парової компресійної холодильної машини?
11. Які функції здійснює холодильний агент в системі парової компресійної холодильної машини?
12. Пояснити термодинамічну діаграму холодильного агента в координатах  $T-S$  та  $lgp-i$ .
13. Які процеси належать до теоретичного циклу парової компресійної холодильної машини та їх особливості?
14. Навести функціональну схему та охарактеризувати принцип роботи одноступеневої холодильної машини.
15. Парокомпресорна холодильна машина, зображення її циклу в  $T-s$  і  $lgp-i$  діаграмах (за сухим ходом компресора). З яких процесів складається цей цикл?
16. Як визначаються питомі характеристики і холодильний коефіцієнт для зразкового циклу ПКХМ?
17. Як проводяться розрахунки, якщо замість дросельного вентиля у зразкову ПКХМ вводиться детандер?
18. Цикл ПКХМ з переохолодженням рідкого холодильного агента. Обчислення його характеристик.

Таблиця варіантів

№ варіанта	Температура кипіння, $t_0$ , °C	Температура конденсації, $t_k$ , °C	Холодопродуктивність, $Q_0$ , кВт	Холодоагент
1	-10	20	10	R-11
2	-15	20	12	R-12
3	-5	15	14	R-13
4	-20	10	18	R-170
5	-25	5	16	R-22
6	-25	20	20	R-23
7	-15	15	32	R-717
8	-10	25	28	R-1270
9	-5	20	30	R-290 (пропан)
10	-10	15	24	R-744 (CO <sub>2</sub> )
11	-10	15	12	R-11
12	-15	10	14	R-12
13	-5	25	18	R-13
14	-20	5	16	R-170
15	-25	10	15	R-22
16	-25	15	18	R-23
17	-15	10	25	R-717
18	-10	30	24	R-1270
19	-5	30	21	R-290 (пропан)
20	-10	20	20	R-744 (CO <sub>2</sub> )
21	-15	20	20	R-11
22	-15	15	32	R-12
23	-10	25	28	R-13
24	-5	20	30	R-170
25	-20	15	24	R-22
26	-10	15	12	R-23
27	-10	10	14	R-717
28	-5	25	18	R-1270
29	-20	5	16	R-290 (пропан)
30	-15	10	15	R-744 (CO <sub>2</sub> )

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Барілович В. А. Основы технической термодинамики и теории тепло- и массообмена : учебное пособие / В. А. Барілович, Ю. А. Смирнов. – М. : Инфра-М, 2014. – 432 с.
2. Венгер Є. Ф. Основы статистичної фізики і термодинаміки / Є. Ф. Венгер. – К. : Вища школа, 2004. – 255 с.
3. Техническая термодинамика : учебник для вузов / В. А. Кирилин [и др.]. – 2-е изд. , перераб. и доп. – М. : Энергия, 2003. – 416 с.
4. Холодильные машины : учебник для втузов / А. В. Бараненко [и др.] ; под общ. ред. Л. С. Тимофеевского. – 2-е изд. , перераб. и доп. – СПб. : Политехника, 2006. – 944 с.
5. Бэр Г. Д. Техническая термодинамика / Г. Д. Бэр ; пер. с нем. ; под ред. проф. В. М. Бродянского – М. : Мир, 2007. – 513 с.
6. Брайдерт Г. Й. Проектирование холодильных установок. Расчеты, параметры, примеры / Г. Й. Брайдерт. – М. : Техносфера, 2006. – 336 с.
7. Бабакин Б. С. Хладагенты, масла, сервис холодильных систем : монография / Б. С. Бабакин. – Рязань : Узорочье, 2003. – 470 с.
8. Процеси та апарати хімічної технології : підручник. У 2 ч. Ч. 2 / Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, А. П. ГОТЛІНСЬКА, В. О. ЛЕЩЕНКО [та ін.] ; за ред. Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКОГО ; пер. з рос. Л. А. КОПІЄВСЬКОЇ. – Харків : НТУ «ХП», 2007. – 540 с.
9. CoolPack [Електронний ресурс]. – Режим доступу : [www.et.dtu.dk/CoolPack](http://www.et.dtu.dk/CoolPack)



Навчальне електронне видання комбінованого використання  
Можна використовувати в локальному та мережному режимах

## **ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ЦИКЛІВ ОДНОСТУПЕНЕВИХ ПАРОКОМПРЕСІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН**

Методичні вказівки до самостійної роботи  
під час підготовки до практичних занять  
із дисципліни «Теплофізичні основи низькотемпературної техніки»  
для студентів усіх форм навчання  
спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»  
ступеня підготовки «бакалавр»

Укладачі:

СЕМЕНЮК Дмитро Павлович  
ПЕТРЕНКО Олена Володимирівна

Відповідальний за випуск зав. кафедри холодильної та торговельної техніки  
і прикладної механіки проф. В. О. Потапов

Техн. редактор В. П. Вавіліна

План 2016 р., поз. 52/–

---

Підп. до друку 03.11.2016 р. Один електронний оптичний диск (CD-ROM);  
супровідна документація. Об'єм даних 1,850 МБ. Тираж 10 прим.

---

Видавець та виготівник

Харківський державний університет харчування та торгівлі  
вул. Клочківська, 333, м. Харків, 61051.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 4417 від 10.10.2012 р.