

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

В.В. Дубровська, В.І. Шкляр

ТЕРМОДИНАМІКА ТА ТЕПЛООБМІН
ЦИКЛИ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

РОЗРАХУНКОВА РОБОТА

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавр
за освітньою програмою
«Інжиніринг автоматизованих електротехнічних комплексів»
спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»*

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2021

Рецензент: *Закладний Олег Олександрович*, канд. техн. наук, доц.

Відповідальний редактор *Єщенко Олександр Іванович*, канд. техн. наук, доц.

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(протокол № 2 від 9 грудня 2021 р.)
за поданням Вченої ради Інституту енергозбереження та енергоменеджменту
(протокол № 3 від 26 жовтня 2021 р.)*

Електронне мережне навчальне видання

Дубровська Вікторія Василівна, канд. техн. наук, доц.
Шкляр Віктор Іванович, канд. техн. наук, доц.

ТЕРМОДИНАМІКА ТА ТЕПЛООБМІН

ЦИКЛИ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

РОЗРАХУНКОВА РОБОТА

Термодинаміка та теплообмін. Цикли холодильних установок: розрахункова робота [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 141 «*Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка*» / В.В. Дубровська, В.І Шкляр; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 0,6 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – 45 с.

В навчальному посібнику наведені теоретичні матеріали для виконання розрахункової роботи «Цикли холодильних установок» з дисципліни «Термодинаміка та теплообмін».

Навчальний посібник призначений для студентів спеціальностей 141 «*Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка*». Видання включає індивідуальні завдання для виконання розрахункової роботи.

© В.В. Дубровська, В.І. Шкляр, 2021
© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1 МЕТА РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ	5
2 ЗАВДАННЯ НА РОЗРАХУНКОВУ РОБОТУ	5
3 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ	5
4 ЦИКЛ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ	6
4.1 Цикл повітряної холодильної установки.....	11
4.1.1 Приклад розрахунку циклу повітряної холодильної установки .	15
4.2 Цикл парокомпресійної холодильної установки	16
4.2.1 Приклад розрахунку циклу парокомпресійної холодильної установки	26
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	29
ДОДАТКИ	30

ВСТУП

Найбільш істотну роль в термодинаміці відіграють теплові процеси, тому вивченню таких процесів надається велике значення. Глибоке знання термодинамічних процесів (циклів) дозволяє створювати і експлуатувати теплотехнічне обладнання на більш високому якісному рівні.

Одними з таких циклів є зворотні термодинамічні цикли [1, 2], за якими працюють холодильні установки і теплові насоси.

Холодильна установка - це комплекс, що включає в себе генератор холоду, охолоджуючу систему і допоміжні пристрої, призначений для отримання і використання штучного холоду в технологічних процесах в харчовій, хімічній, металургійній, гірничій, нафтовій, газовій та медичній галузях. Холодильні установки широко застосовують і в будівництві, комфортному і технологічному кондиціонуванні повітря, на транспорті, в опріснювальних установках.

Штучне охолодження (тобто охолодження нижче температури навколишнього середовища) може відбуватися тільки з витратою енергії, найчастіше електричної, що витрачається на привод холодильної машини.

Завдання холодильної техніки - забезпечити створення оптимальних умов холодильної технології при мінімальних витратах енергії (сировини), збереженні високої якості продукції, що випускається.

Методичні вказівки до виконання розрахункової роботи включають розрахунок холодильного циклу. Розглянуто теоретичні основи, наведені аналітичні залежності та приклади розрахунків циклу.

1 МЕТА РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ

Мета роботи полягає в оволодінні методикою виконання теплотехнічних розрахунків циклів холодильних установок, визначати ефективність їх роботи; закріпленні теоретичних знань, отриманих при вивченні дисципліни «Термодинаміка та теплообмін», а саме розділу: «Другий закон термодинаміки. Характеристика термодинамічних циклів» та навчитися використовувати наукову і технічну літературу та інші джерела інформації.

2 ЗАВДАННЯ НА РОЗРАХУНКОВУ РОБОТУ

В роботі необхідно визначити характеристики холодильного циклу:

- питому холодопродуктивність установки – q_2 ;
- витрачену в циклі роботу – l_0 ;
- холодильний коефіцієнт – ε ;
- потужність приводу компресора – N_k ;
- витрати повітря і холодоагенту – M .

Вихідні дані для розрахунків наведено в таблицях Д1 – Д2.

3 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ

Розрахункова робота складається з двох частин:

1. Визначення основних характеристик циклу повітряної холодильної установки;
2. Визначення основних характеристик циклу парокомпресійної холодильної установки.

Пояснювальна записка до розрахункової роботи повинна бути виконана на аркушах А4 з рамкою і супроводжуватись відповідними схемами, рисунками, діаграмами з побудованими циклами та поясненнями до них.

4 ЦИКЛ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Холодильними установками називаються теплові машини, призначені для охолодження тіл до температури нижче температури навколишнього середовища. Холодильна машина забезпечує зниження температури в обмеженому просторі (в холодильній камері) нижче температури навколишнього середовища і підтримує там необхідний температурний рівень протягом певного часу. Робота холодильної машини, пов'язана з безперервним перенесенням теплоти від менш нагрітого тіла (охолоджуваного), що знаходиться в холодильній камері, до більш нагрітого – до оточуючого середовища, і згідно з другим законом термодинаміки може бути реалізована з витратою зовнішньої енергії. Робоче тіло в таких установках виконує зворотний цикл, в якому напрям процесів на діаграмах зображується проти годинникової стрілки.

Теплоту, передану при температурі нижче температури навколишнього середовища, називають холодом.

Перенесення теплоти від менш нагрітого до більш нагрітого джерела стає можливим в разі організації будь-якого компенсуючого процесу. У зв'язку з цим цикли холодильних установок завжди реалізуються в результаті витрат енергії.

У зворотних циклах кількість відведеної від робочого тіла теплоти завжди більше кількості підведеної теплоти, а сумарна робота стиснення більше сумарної роботи розширення. Завдяки цьому установки, що працюють за подібними циклами, є споживачами енергії. Холодильні установки відрізняються застосуванням робочим тілом і принципом дії. Передача теплоти від «холодного» джерела до «гарячого» може здійснюватися за рахунок витрати роботи або ж витрат теплоти. Щоб відведена від «холодного» джерела теплота могла бути віддана «гарячому» джерелу (зазвичай - навколишньому повітрю), необхідно підняти температуру робочого тіла вище температури навколишнього середовища. Це досягається швидким (адіабатним) стисненням робочого тіла з витратою роботи або підведенням до нього теплоти ззовні.

Роботу холодильної машини можна здійснити, використовуючи в якості зовнішньої енергії механічну, теплову або електричну. Машини двох останніх типів називають відповідно тепловикористовуючими і термоелектричними. Одним з основних процесів в безупинно діючій холодильній машині з витратою механічної або теплової енергії є процес стиснення робочого тіла. Машини, в яких такий процес здійснюють механічними агрегатами – компресорами називають компресорними; при використанні для стиснення струменевих апаратів (ежекторів) – ежекторними; при використанні термохімічних компресорів, що працюють за принципом хімічної абсорбції – абсорбційними.

В якості компресорних агрегатів в холодильних машинах застосовують компресори об'ємного стиснення - поршневі, роторні, гвинтові, а також кінетичного стиснення – лопаткові (в більшості випадків відцентрового типу). Залежно від числа ступенів підвищення тиску (ступенів стиснення) в компресорі холодильні машини поділяють на одно-, дво- та багатоступеневі для отримання низьких температур.

Холодильні машини (агрегати) за фізичним процесом, покладеним в основу їх роботи, поділяють на види:

1. Парокомпресійні, абсорбційні, ежекторні машини використовують процеси фазового переходу робочого тіла з рідкого стану в газоподібний.
2. Повітряні детандерні працюють на основі процесу розширення повітря, при цьому виробляється зовнішня робота.
3. Повітряні вихрові. Засновані на тому ж принципі, але без виробництва зовнішньої роботи.
4. Термоелектричні.

За типом споживаної енергії холодильні машини поділяють на наступні види:

1. Працюючі на основі механічної енергії - компресійні.
2. Споживають теплоту - ежекторні, абсорбційні і ряд компресорних, що мають турбінний привод.
3. Споживають електроенергію - термоелектричні.

За температурним рівнем, з якого здійснюють відведення теплоти, холодильні машини всіх типів поділяють на:

- високотемпературні (діапазон охолодження від -10 до $+20$ ° C);
- середньотемпературні (від -30 до -10 ° C);
- низькотемпературні (нижче -30 ° C).

Принципова схема холодильної машини (рис. 4.1) має так само, як і тепловий двигун, два джерела теплоти: нижнє холодне (охолоджуване тіло) і верхнє гаряче (теплоприймач), в якості якого найчастіше виступає навколишнє середовище. Підведена до робочого тіла питома теплота q_2 відбирається від охолоджуваного тіла, за рахунок чого його температура знижується. Тому таку теплоту називають питомою холодопродуктивністю установки q_x . Відповідно до прийнятого правила знаків $q_2 > 0$. Відведена від робочого тіла теплота q_1 і витрачена в циклі робота l_0 є негативними величинами ($q_1 < 0, l_0 < 0$).

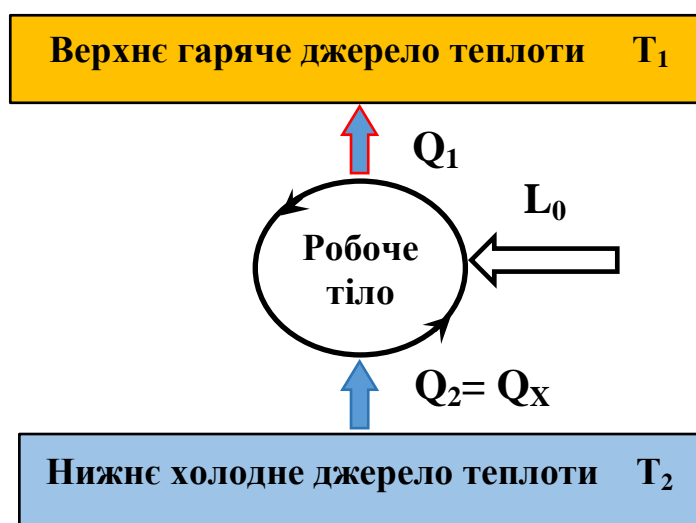


Рисунок 4.1 – Принципова схема холодильної машини

Робочі тіла холодильних машин називають холодильними агентами. За видом холодоагенту холодильні установки поділяються на дві групи: газові (повітряні) і парові.

На рис. 4.2 зображений довільний зворотний цикл a-b-c-d-a в діаграмі T-s.

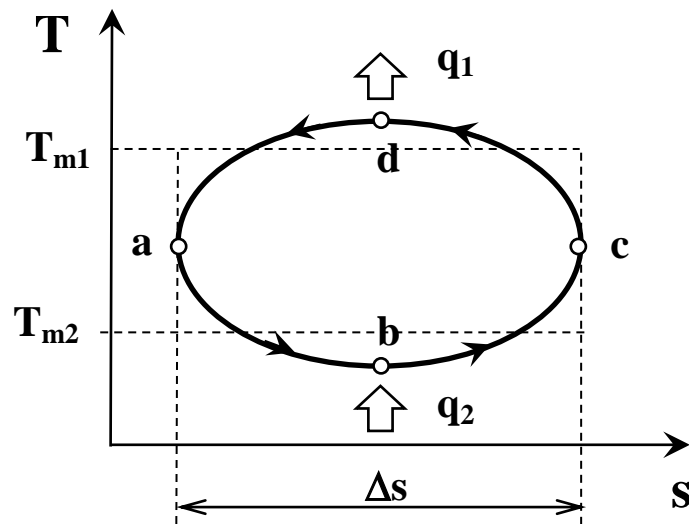


Рисунок 4.2 – Довільний зворотний цикл

Підведена до робочого тіла теплота q_2 еквівалентна площі під кривою процесу a-b-c. Теплота q_1 еквівалентна площі під кривою процесу c-d-a, причому ця площа дорівнює сумі площі під кривою a-b-c і площі, обмеженої циклом, еквівалентної роботі циклу l_0 . Таким чином, перший закон термодинаміки для зворотного циклу можна записати як:

$$q_1 = q_2 + l_0,$$

де q_1 і l_0 беруться за абсолютною величиною.

Ефективність роботи холодильного циклу оцінюється холодильним коефіцієнтом ε :

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_0} = \frac{q_2}{q_1 - q_2}. \quad (4.1)$$

Холодильний коефіцієнт визначає питому холодопродуктивність (працездатність) машини, тобто кількість теплоти, що відводиться в процесі охолодження на одиницю енергії, що витрачається. Холодильний коефіцієнт і питома холодопродуктивність - основні енергетичні показники роботи холодильної машини.

Чим більше питома холодопродуктивність установки на одиницю витраченої енергії, тим вище ефективність зворотного циклу. Холодильний коефіцієнт можна визначити через середньо інтегральні температури підведення T_{m2} і відведення T_{m1} теплоти:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{T_{m2} \cdot \Delta s}{T_{m1} \cdot \Delta s - T_{m2} \cdot \Delta s} = \frac{T_{m2}}{T_{m1} - T_{m2}}. \quad (4.2)$$

З виразу (4.2) випливає, що холодильний коефіцієнт буде збільшуватися при зростанні середньо інтегральної температури підведення теплоти T_{m2} , що суперечить призначенню холодильної машини. Також холодильний коефіцієнт зростає зі зменшенням різниці середніх температур підведення і відведення теплоти, що обумовлено зменшенням витраченої роботи.

Зворотний цикл Карно (рис. 4.3), що є еталоном для холодильних циклів, так само як і прямий цикл, складається з двох ізотермічних процесів підведення 2-3 і відведення теплоти 4-1 і двох адіабатних процесів стиснення 3-4 і розширення 1-2 робочого тіла (рис. 4.2). Умовою здійснення циклу є відсутність різниці температур між охолоджуваним середовищем і робочим тілом, а також між теплоприймачем і робочим тілом.

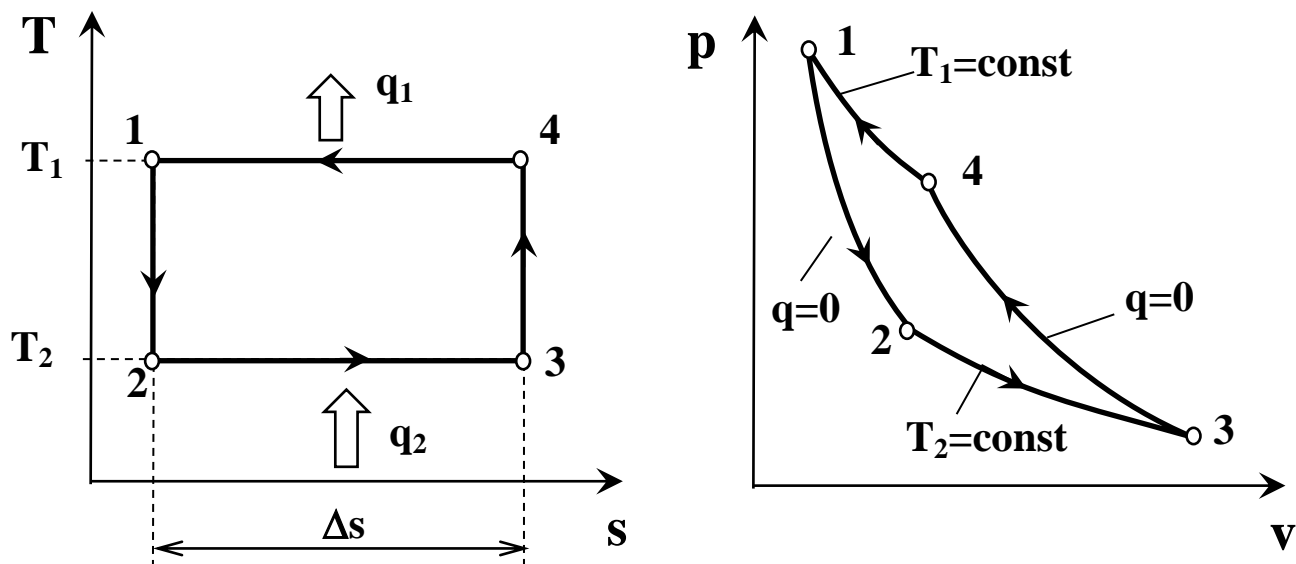


Рисунок 4.3 – Зворотний цикл Карно в координатах T-s і p-v

Холодильний коефіцієнт циклу Карно не залежить від властивостей робочого тіла і визначається виразом:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{T_2 \cdot \Delta s}{T_1 \cdot \Delta s - T_2 \cdot \Delta s} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}.$$

Також неважко показати, що зворотний цикл Карно найбільш ефективний серед всіх довільних циклів в заданому інтервалі температур.

Практичне застосування зворотного циклу Карно пов'язано з тими ж труднощами, що й здійснення прямого циклу, тому цикл Карно слугує еталоном і дає можливість оцінити температури, яких треба дотримуватися для отримання максимальної ефективності холодильної установки.

4.1 Цикл повітряної холодильної установки

Робочим тілом повітряної холодильної установки (рис. 4.4) є повітря.

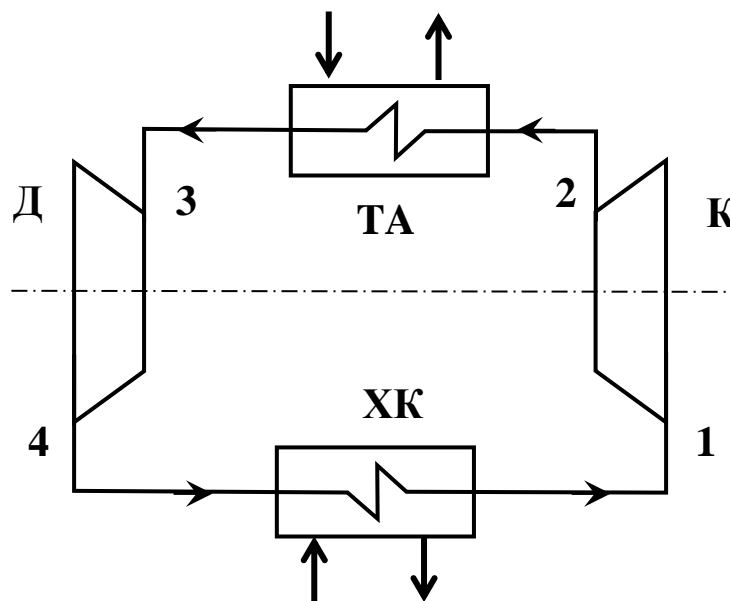


Рисунок 4.4 – Принципова схема повітряної холодильної установки

Повітря з тиском p_3 і температурою T_3 надходить в детандер Д – повітряну турбіну, де адіабатно розширюється до тиску p_4 (процес 3-4, рис. 4.5).

Температура повітря в детандері знижується від T_3 до T_4 і стає нижче температури охолоджуваного тіла, що створює умови для теплообміну між тілом і холодоагентом. Холодне повітря надходить в холодильну камеру – ХК,

відбирає теплоту від охолоджуваного тіла при постійному тиску $p_4=p_1$, в результаті чого температура охолоджуваного тіла знижується, а саме повітря нагрівається до температури T_1 (процес **4-1**). З холодильної камери повітря направляється в компресор – К, де адіабатно стискається, в результаті чого його тиск підвищується від p_1 до p_2 , а температура – до T_2 , більшої ніж температура навколишнього середовища (процес **1-2**).

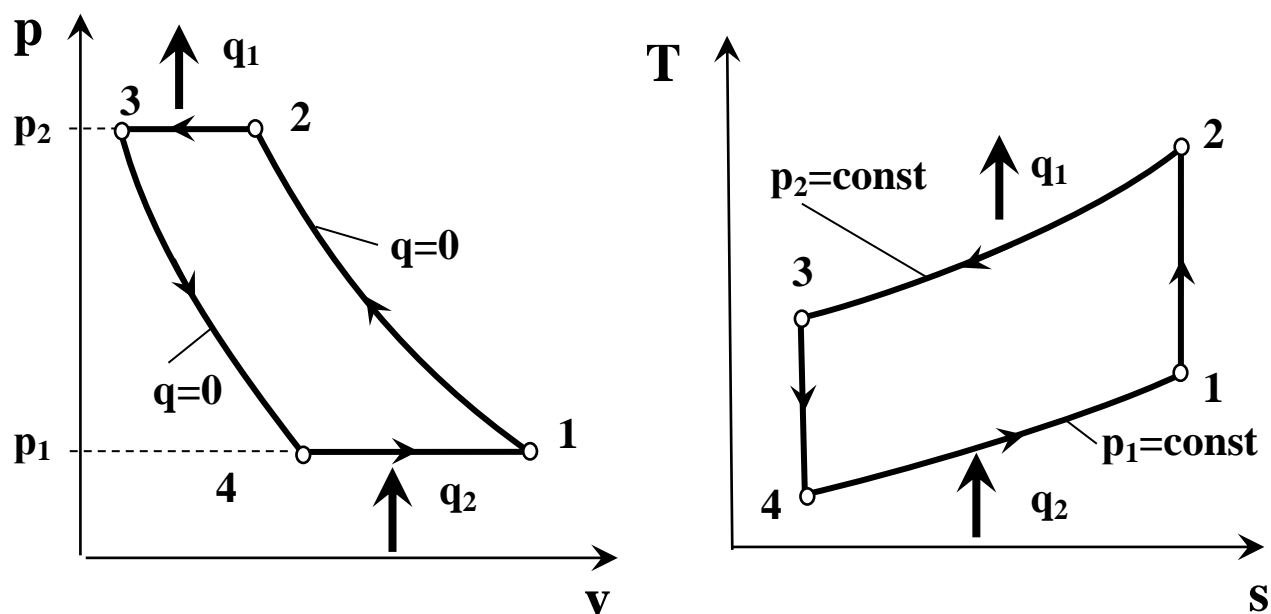


Рисунок 4.5 – Цикл повітряної холодильної установки в координатах p - v і T - s :
 1-2 - адіабатне стиснення повітря в компресорі – К; 2-3 - ізобарне відведення теплоти від повітря в теплообмінному апараті – ТА; 3-4 - адіабатне розширення повітря в детандері – Д; 4-1 - ізобарне підведення теплоти до повітря в холодильній камері – ХК.

Робота, отримана в детандері при розширенні робочого тіла, віддається зовнішньому споживачу (наприклад, виробляючи електроенергію за допомогою з'єданого з детандером електрогенератором) або частково компенсує витрати роботи на привід компресора.

Стиснене компресором повітря надходить в теплообмінний апарат – охолоджувач, що являє собою теплообмінник поверхневого типу, в якому температура повітря знижується при постійному тиску $p_2 = p_3$ внаслідок відведення теплоти в навколишнє середовище за допомогою охолоджуючої

води, що циркулює через охолоджувач (процес **2-3**). Далі повітря знову надходить в детандер.

Питома кількість теплоти, що підводиться до повітря в холодильній камері (питома холодопродуктивність установки), визначається з рівняння:

$$q_2 = q_x = c_p (T_1 - T_4), \quad (4.3)$$

а питома кількість теплоти, що відводиться в охолоджувачі в навколишнє середовище:

$$q_1 = c_p (T_2 - T_3). \quad (4.4)$$

Питома робота, витрачена на стиснення повітря в компресорі:

$$l_k = c_p (T_2 - T_1), \quad (4.5)$$

а питома робота, отримана при розширенні повітря в детандері:

$$l_d = c_p (T_3 - T_4). \quad (4.6)$$

Робота, витрачена в циклі, визначається як різниця робіт компресора і детандера:

$$l_0 = l_k - l_d.$$

Ефективність циклу можна оцінити за допомогою холодильного коефіцієнта установки, що визначається за формулою (4.1):

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_0} = \frac{q_2}{q_1 - q_2},$$

або з урахуванням формул (4.3) і (4.4):

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_4}{(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)}.$$

Для адіабатного процесу **1-2** можна записати:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}},$$

і аналогічно для адіабатного процесу **3-4**:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Оскільки для ізобарних процесів 4-1 і 2-3:

$$p_1 = p_4, \quad p_2 = p_3,$$

тоді:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}.$$

Звідси за правилами пропорції:

$$\frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4} = \frac{T_2}{T_1}.$$

Тоді холодильний коефіцієнт циклу повітряної холодильної установки буде:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad \text{або} \quad \varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}.$$

За своєю величиною ε може бути як більше, так і менше одиниці.

У даному інтервалі температур (між максимальною температурою підводу T_1 і мінімальною температурою відводу теплоти T_3 рис. 4.5) цикл Карно є найбільш ефективним:

$$\varepsilon \leq \varepsilon_K. \quad (4.7)$$

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l} \leq \frac{T_1}{T_3 - T_1}. \quad (4.8)$$

Основним недоліком повітряної холодильної установки є її низька ефективність. Оскільки теплоємність повітря невелика ($c_p \approx 1$ кДж/кг·К), то для збільшення холодопродуктивності Q_X установки і підтримки потрібної температури в холодильній камері доводиться збільшувати витрати холодоагенту:

$$Q_X = Mq_X = Mc_p(T_1 - T_4), \quad (4.9)$$

де M – витрата холодоагенту, кг/с.

Тому найчастіше дані пристрої використовуються в системах кондиціонування повітря.

4.1.1 Приклад розрахунку циклу повітряної холодильної установки

Повітряна холодильна установка (див. рис. 4.4) має холодопродуктивність $Q_x = 100 \text{ МДж / год} = 27,78 \text{ кВт}$ [3]. Параметри повітря на вході в компресор (рис. 4.4 - 4.5): $p_1 = 1 \text{ бар}$ і $t_1 = -5 \text{ }^\circ\text{C}$. Після стиснення повітря має тиск $p_2 = 5 \text{ бар}$. Температура повітря після охолоджувача $t_3 = 22 \text{ }^\circ\text{C}$. Показник адиабати $k=1,4$.

Визначити параметри повітря в характерних точках циклу, питому холодопродуктивність установки, витрачену в циклі роботу, холодильний коефіцієнт, витрату повітря, потужність приводу компресора і потужність детандера.

Температури T_2 і T_4 визначимо з рівнянь процесів адиабатного стиснення 1-2 і розширення 3-4 (рис. 4.5) відповідно:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}; T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = (-5 + 273) \left(\frac{5}{1}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 424,5 \text{ К.}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{k-1}{k}}; T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} = (22 + 273) \left(\frac{5}{1}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 186,3 \text{ К.}$$

З рівняння стану ідеального газу $pv = R T$, записаного для 1 кг, знайдемо питомий об'єм повітря на вході в компресор:

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287(-5 + 273)}{1 \cdot 10^5} = 0,7692 \text{ м}^3 / \text{кг.}$$

Інші значення питомих об'ємів знаходяться аналогічно.

Питома холодопродуктивність установки визначається з рівняння (4.3):

$$q_2 = q_x = c_p (T_1 - T_4) = 1,004(268 - 186,3) = 82,03 \text{ кДж / кг,}$$

де $c_p = 1,004 \text{ кДж/ кг}\cdot\text{К}$ – середня питома ізобарна теплоємність повітря.

Питома кількість теплоти, що відводиться в охолоджувачі в навколишнє середовище, визначається згідно (4.4) як:

$$q_1 = c_p (T_2 - T_3) = 1,004(424,5 - 295) = 130,02 \text{ кДж / кг.}$$

Питому роботу, витрачену на стиснення повітря в компресорі, знайдемо з виразу (4.5):

$$l_{\text{к}} = c_p (T_2 - T_1) = 1,004(424,5 - 268) = 157,1 \text{ кДж / кг},$$

а питому роботу, отриману при розширенні повітря в детандері, за виразом (4.6):

$$l_{\text{д}} = c_p (T_3 - T_4) = 1,004(295 - 186,3) = 109,1 \text{ кДж / кг}.$$

Робота, витрачена в циклі, визначається як різниця робіт компресора і детандера:

$$l_0 = l_{\text{к}} - l_{\text{д}} = 157,1 - 109,1 = 48 \text{ кДж / кг}.$$

Ефективність циклу можна оцінити за допомогою холодильного коефіцієнта установки, що визначається за формулою (4.1):

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_0} = \frac{82,03}{48} = 1,71.$$

Витрату холодильного агента в циклі можна знайти через співвідношення повної і питомої холодопродуктивності:

$$M = \frac{Q_x}{q_x} = \frac{100 \cdot 10^3}{82,03 \cdot 3600} = 0,3386 \text{ кг / с}.$$

Потужність, необхідна для приводу компресора, дорівнює:

$$N_{\text{к}} = M \cdot l_{\text{к}} = 0,3386 \cdot 157,1 = 53,2 \text{ кВт},$$

а потужність, що виробляється детандером:

$$N_{\text{д}} = M \cdot l_{\text{д}} = 0,3386 \cdot 109,1 = 36,9 \text{ кВт},$$

4.2 Цикл парокompресійної холодильної установки

В якості робочих тіл в парокompресійних установках використовуються холодоагенти. Основною їх особливістю є здатність в рідкому стані кипіти за нормальних умов при порівняно низькій температурі за рахунок теплоти охолоджуваного тіла. Вони повинні бути безпечними для життєдіяльності

людини; не викликати зниження якості харчових продуктів; мати невисоку вартість.

Всі холодильні агенти як органічного, так і неорганічного походження мають позначення відповідно до системи, розробленої Міжнародною організацією зі стандартизації (ISO).

Основними холодильними агентами є вода, аміак, фреони (хладони) і повітря.

Воду застосовують головним чином в установках кондиціонування повітря, де зазвичай температура теплоносія $t_H > 0$ °С. Як холодильний агент воду використовують в установках абсорбційного і ежекторного типів.

Аміак має малий питомий об'єм при температурі кипіння мінус 70 °С, велику теплоту паротворення, слабку розчинність в маслі і інші переваги. Його застосовують в поршневих компресійних і абсорбційних установках. До недоліків аміаку слід віднести отруйність, горючість, вибухонебезпечність при концентраціях в повітрі 16 - 26,8%.

Фреони - галогенопохідні граничних вуглеводнів, що отримуються шляхом заміни атомів водню в насиченому вуглеводні C_nH_{2n+2} атомами фтору, хлору, бромю ($C_n, H_x, F_y, Cl_z, Br_u$). Число молекул окремих складових, що входять в хімічні сполуки хладонів, пов'язані залежністю $x + y + z + u = 2n + 2$. Будь-який холодильний агент позначається символами RN, де R - символ, який вказує на вид холодильного агенту, N - номер хладону або присвоєний номер для інших холодильних агентів.

Номер фреону розшифровується в такий спосіб:

• перша цифра в двозначному номері або перші дві цифри в тризначному позначають насичений вуглеводень C_nH_{2n+2} , на базі якого отримано хладон:

- 1 – CH_4 (метан);
- 11 – C_2H_6 (етан);
- 21 – C_3H_8 (пропан);
- 31 – C_4H_{10} (бутан).

- праворуч вказують число атомів фтору в хладоні: CFC13 – R11, CF2Cl2 – R12, C3F4Cl4 – R214, CCl4 – R10.
- при наявності в хладоні вакантних атомів водню їх число додають до числа десятків номера: CHFCl2 – R21, CHF2Cl – R22.
- якщо до складу хладону входять атоми бромю, після основного номера пишуть літеру В, а за нею число атомів бромю: CF2Br2 – R12B2.

В якості робочих тіл можуть використовуватися *азеотропні суміші*, що складаються з двох холодильних агентів. Наприклад, азеотропну суміш, що складається з 48,8% R22 по масі і 51,2% R115 (C₂F₅Cl), називають хладоном R502, його температура кипіння при тиску 0,1 МПа – 45,6 °С.

У позначеннях сумішей холодильних агентів вказують назви складових і їх масові частки. Хладон R502 можна позначити R22 / R115 (48,8 / 51,2). Цифрами, починаючи з 500, умовно позначають азеотропні суміші, процентний склад яких в процесі кипіння і конденсації практично не змінюється.

Холодильним агентам неорганічного походження (аміак, вода) привласнюють номери, рівні їх молекулярній масі, збільшеної на 700. Так, аміак і воду позначають відповідно R717 і R718.

Холодильний агент повинен володіти певними теплофізичними і фізико-хімічними властивостями, від яких залежать конструкція холодильної машини і витрата енергії.

До теплофізичних властивостей відносяться динамічна в'язкість μ , теплопровідність λ , густина ρ та ін. Вони, як і теплота пароутворення r , впливають на коефіцієнт тепловіддачі при кипінні і конденсації. Великим значенням λ , ρ , r і малій в'язкості відповідають великі значення коефіцієнтів тепловіддачі.

На гідравлічний опір при циркуляції холодильного агенту в системі впливають μ і ρ : чим вони більші, тим більше опір. Кількість циркулюючого в системі холодильного агенту зменшується зі зростанням теплоти пароутворення.

До фізико-хімічних властивостей відносяться розчинність холодильних агентів в мастильних маслах і воді, інертність до металів, вибухонебезпечність і займистість.

Надлишкова волога в хладоні (за температури нижче нуля) при проходженні через дросель перетворюється на лід і «запаює» дросельний отвір. З цієї причини холодильні машини мають спеціальні осушувальні пристрої.

Фреони при відсутності вологи в області застосовуваних в холодильній техніці температур на метали не діють.

Із загального світового виробництва хлорфторвуглеводнів (хладонів) 30% використовується в якості холодоагентів в холодильних установках. Визначено, що хладони є потенційно небезпечними хімічними сполуками по відношенню до озону. Озон захищає Землю від впливу ультрафіолетових променів, поглинаючи велику частину радіації, яка шкідлива для людей, тварин і рослин. Хладони під впливом ультрафіолетових променів в стратосфері розкладаються з виділенням хлору, який зменшує товщину озонового шару Землі.

Штучне охолодження в парових холодильних машинах засноване на процесі кипіння холодильних агентів при низьких температурах, в результаті чого вони переходять з рідкого стану в пару, поглинаючи певну кількість теплоти. Щоб процес штучного охолодження був замкнутим і повторюваним, пара холодильного агента стискається, а потім конденсується шляхом охолодження. Таким чином, в холодильній машині відбуваються два процеси фазового переходу холодоагенту: з рідини в пару - кипіння і з пари в рідину - конденсація.

На рис. 4.6 наведена принципова схема парокомпресійної установки. Волога пара холодоагенту з низькою температурою надходить у випарник холодильної камери ХК, в якому вона закипає при постійному тиску ($p_4 = p_1$) за рахунок теплоти, яка відбирається від охолоджуваного тіла, внаслідок чого температура тіла знижується. Потім пара прямує в компресор К, в якому вона адіабатно стискається до тиску p_2 . Стиснена компресором пара надходить в теплообмінний апарат - охолоджувач ТА, в якому вона охолоджується при

постійному тиску, віддаючи тепло в навколишнє середовище, і конденсується. Далі рідкий холодоагент дроселюється, проходячи через дросель Др, в результаті чого його температура і тиск знижуються, а частина холодоагенту випаровується без підведення теплоти ззовні. Дросель дозволяє плавно регулювати температуру в холодильній камері шляхом зміни ступеня відкриття вентиля. Після дроселювання парорідинна суміш холодоагенту повертається у випарник для повторного випаровування, замикаючи цикл роботи холодильної машини.

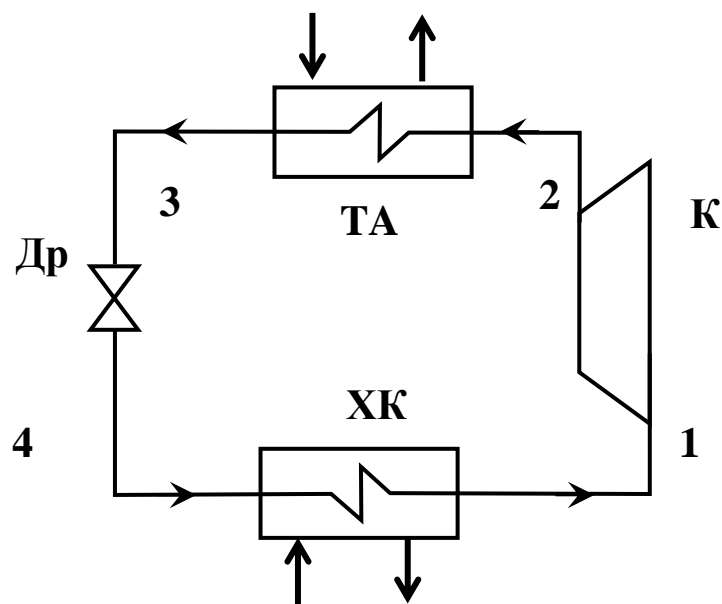


Рисунок 4.6 – Схема парокомпресійної холодильної установки

У парокомпресійних холодильних установках зазвичай застосовуються два види схем:

- цикл з вологим ходом компресора (рис. 4.7, а), в якому з холодильної камери виходить волога пара, а на виході з компресорів отримують суху насичену пару;
- цикл з сухим ходом компресора (рис. 4.7, б), в якому з холодильної камери виходить суха насичена пара, а компресор працює в області перегрітої пари.

Теплота, що підводиться до робочого тіла в холодильній камері (питома холодопродуктивність установки), визначається з рівняння:

$$q_2 = q_x = h_1 - h_4. \quad (4.10)$$

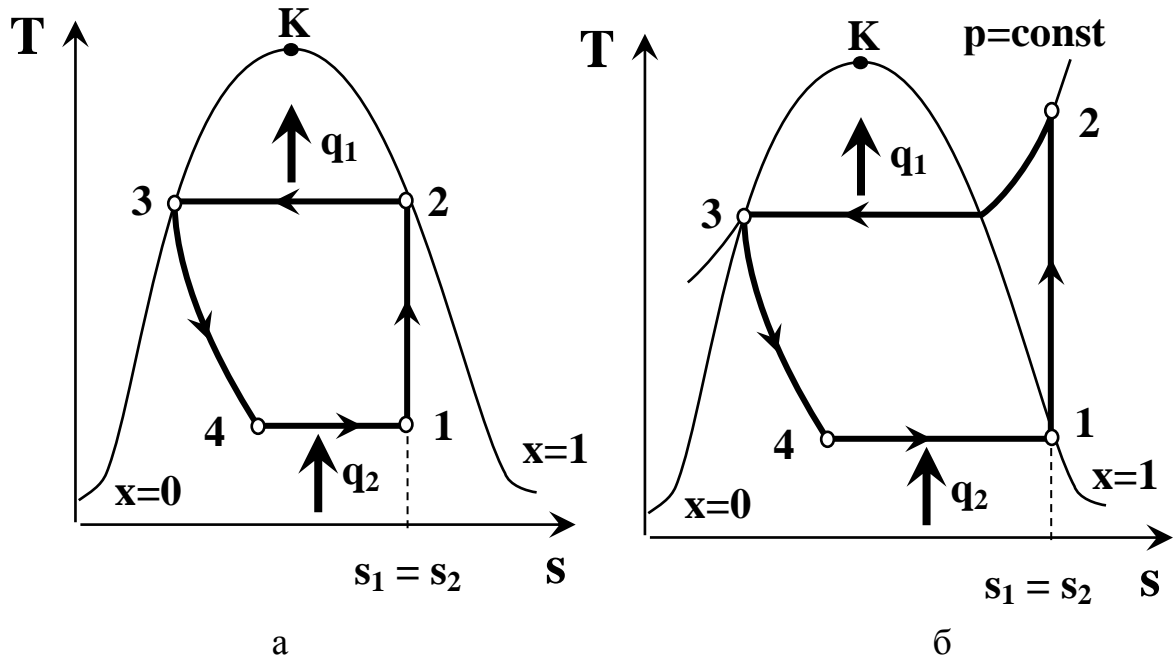


Рисунок 4.7 – Цикли парокомпресійних холодильних установок:

а – вологий хід компресора; б - сухий хід компресора:

1-2 – процес адіабатного стиснення пари в компресорі; 2-3 – ізобарне відведення теплоти від пари в навколишнє середовище; 3-4 – процес дроселювання; 4-1 – ізобарно-ізотермічний процес підведення теплоти до холодоагенту в холодильній камері.

Теплота, що відводиться в охолоджувачі в навколишнє середовище:

$$q_1 = h_2 - h_3. \quad (4.11)$$

Оскільки процес дроселювання газів відбувається без здійснення роботи, то робота, витрачена в циклі, визначається тільки роботою компресора

$$l_0 = l_k = h_2 - h_1. \quad (4.12)$$

Холодильний коефіцієнт установки можна знайти як:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_0} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}. \quad (4.13)$$

Ентальпії робочого тіла в характерних точках циклу, визначаються за діаграмами або за таблицями, складеними для відповідних холодоагентів.

Значення ентальпій h залежать від прийнятого на конкретних діаграмах або в таблицях початку відліку. В різних джерелах (підручниках, довідниках) вони можуть не збігатися при одних і тих же значеннях t і p .

При розрахунках холодильних машин використовують два варіанти p - h діаграм. Ці варіанти відрізняються масштабом осі тиску: в одному випадку - це p , в іншому – $\lg p$. Діаграма p - h більш точна в області критичної точки і застосовується, наприклад, для холодоагенту CO_2 , холодильний цикл якого лежить біля критичної точки. Для інших холодоагентів, використовуваних далеко від критичної точки, зручніше працювати з діаграмою $\lg p$ - h .

Діаграма (рис. 4.8 а) розділена на три зони, відокремлені одна від одної кривими насиченої рідини і насиченої пари.

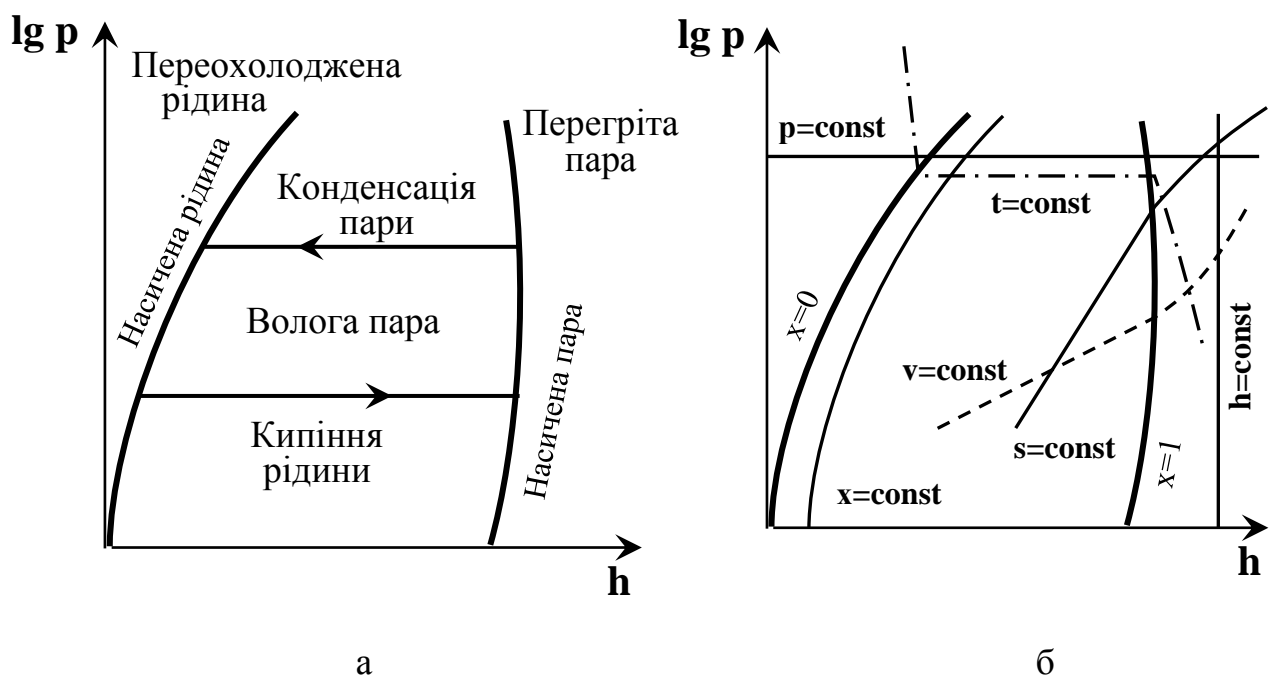


Рисунок 4.8 – Діаграма $\lg p$ - h параметрів холодильних агентів:
 а – три зони фазового переходу та лінії насичення;
 б – криві основних параметрів.

Сітку діаграми складають горизонтальні лінії – ізобари і вертикальні лінії – ізоентальпи. Для більш чіткого зображення теплових процесів зазвичай по осі ординат застосовують логарифмічний масштаб ($\lg p$). На діаграмі нанесені лінії постійних t , s , x та v (рис. 4.8 б).

Зона переохолодженої рідини означає, що в будь-якій точці цієї зони холодоагент знаходиться в рідкому стані при температурі нижче температури насичення при відповідному тиску.

Зона вологої пари відповідає процесам переходу з рідини в пару або з пари в рідину. У будь-якому випадку холодоагент представлений у вигляді парорідинної суміші, яка називається вологою парою. Таким чином, волога пара - це суміш насиченої рідини і насиченої пари, яка знаходиться або в стані кипіння, або в стані конденсації. Температура суміші насичених пари і рідини однакова і називається температурою насичення при певному тиску насичення.

Фазовий перехід від рідини до пари на діаграмі проходить зліва направо, а з пари в рідину - справа наліво. Частку пари в парорідинній суміші відображають лінії постійного паровмісту - x . Вони показують масову частку пари в парорідинній суміші в частках одиниці (рис. 4.8 б). На лінії насиченої рідини паровміст $x = 0$, на лінії насиченої пари $x = 1$, в області вологої пари $0 < x < 1$.

Зона перегрітої пари відображає стан пара, температура якого вища за температуру насичення при відповідному тиску p .

На приграничних кривих насичених рідини або пари холодоагент має параметри насичення, але при цьому являє собою вже однорідну фазу, тобто. або рідина, або пара.

При експлуатації дуже важливо відрізнити за показами контрольно-вимірювальних приладів переохолоджену рідину від насиченої, а перегріту пару - від вологої або насиченої пари, так як від цього залежать ефективність і безпека роботи установки. При одному і тому ж p насичена рідина, волога пара і насичена пара мають однакову t , переохолоджена рідина - нижчу, а перегріта пара - вищу t . Таким чином, покази манометрів при всіх перерахованих станах будуть однакові, а термометрів - різні.

Діаграма ентальпія - тиск відображає шість параметрів холодильного агента, які зображені у вигляді різних ліній (рис. 4.8 б). Цифрові значення

основних параметрів наведені в питомих величинах, тобто віднесені до 1 кг холодоагенту, і проставлені на полі діаграми над відповідними кривими.

Лінії постійного паровмісту проходять тільки в області вологої пари. Паровміст позначається символом x .

Лінії постійних тисків - ізобари - проходять через всі зони горизонтально. Логарифмічний масштаб в зображенні ізобар застосований через нерівномірність шкали тисків в області вакууму і надлишкового тиску. Величина абсолютного тиску в $\text{Па} \cdot 10^5$ або в МПа, проставлена на вертикальній шкалі зліва діаграми, позначається символом p .

Лінії постійних температур - ізотерми - в області переохолодження проходять майже вертикально, в області вологої пари - горизонтально. Тут ізотерми збігаються з ізобарами, так як фазовий стан холодоагент змінює при постійних значеннях t і p . В зоні перегрітої пари ізотерми йдуть похило вниз. Значення t ($^{\circ}\text{C}$), розташовані поруч з кривими постійної температури в зонах переохолодження і перегріву, а також на кривих насиченої рідини і пари.

Лінії постійних питомих ентальпій проходять вертикально. Питомою ентальпією називають повну енергію 1 кг робочого тіла, що дорівнює сумі питомої внутрішньої енергії і потенційної енергії тиску. Важливо відзначити, що в термодинамічному процесі при постійному p зміна питомої ентальпії дорівнює питомій кількості підведеної теплоти. Це положення є основою теплових розрахунків холодильного обладнання. Значення питомої ентальпії в кДж / кг проставлені на горизонтальній шкалі внизу і вгорі діаграми і позначені символом h .

Лінії постійних питомих об'ємів - ізохори - позначені переривчастими кривими, що проходять в областях вологої і перегрітої пари. В області рідини ізохори не нанесені через занадто малий об'єм рідини в порівнянні з об'ємом пари, що важко показати в масштабі діаграми. Тому питомий об'єм рідкого холодоагенту по діаграмі не визначається. Його можна визначити за таблицею насиченої пари холодоагенту. Значення питомих об'ємів v , в $\text{м}^3 / \text{кг}$, проставлені в зонах вологої і перегрітої пари над відповідними кривими.

Лінії постійної питомої ентропії - адиабати - проходять через поле діаграми по діагоналі. Ентропія - функція стану термодинамічної системи, яка характеризує напрямок протікання процесу теплообміну між системою і зовнішнім середовищем. Значення ентропії в кДж / (кг·К) наведені над відповідними кривими і позначені символом s .

Кожній точці на полі діаграми відповідає стан холодоагенту зі строго визначеними параметрами. Якщо дві точки з'єднати лінією, то вона відображає процес, що протікає між двома станами. У деяких діаграмах холодильних агентів середня частина діаграми в області вологої пари може бути опущена, так як параметри холодоагентів в цій зоні не використовуються для аналізу і розрахунків холодильних установок.

Перевагою діаграми **lg p - h** є те, що теплота і робота в цій діаграмі зображуються не площами, а відрізками по осі абсцис. Так, теплота, підведена в ізотермічному процесі 1-2, дорівнює різниці ентальпій $h_2 - h_1$ або відрізка 1-2.

Загальний вигляд діаграми **lg p-h** для фреону R22 [4] наведено на рис. 4.9.

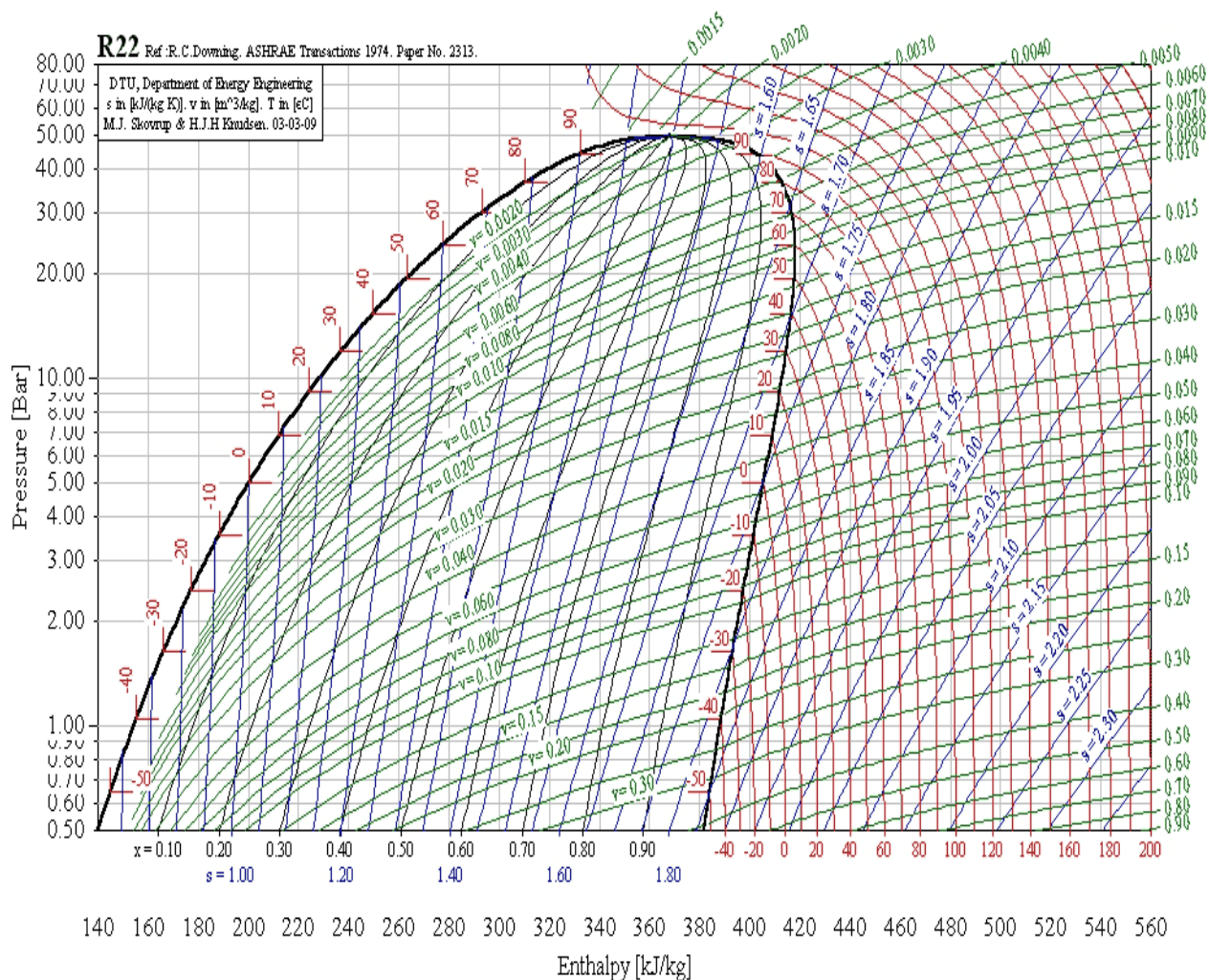


Рисунок 4.9 – Діаграма lg p-h для фреону R22

4.2.1 Приклад розрахунку циклу парокомпресійної холодильної установки

Парокомпресійна холодильна установка (див. рис. 4.6) працює на фреоні R-22 [3] з вологим ходом компресора (див. рис. 4.7 а), тому у компресорі стискається волога пара. Температура робочого тіла у випарнику холодильної камери $t_1 = -10\text{ }^\circ\text{C}$. Температура конденсації пари в охолоджувачі $t_3 = 20\text{ }^\circ\text{C}$. Холодопродуктивність установки $Q_x = 100\text{ кВт}$.

Визначити параметри робочого тіла в характерних точках циклу, скориставшись діаграмою **lg p-h** для фреону R-22 (рис.4.10). Знайти питому холодопродуктивність установки; теплоту, що віддається навколишньому середовищу; витрачену в циклі роботу; холодильний коефіцієнт установки; витрату холодильного агенту і потужність приводу компресора.

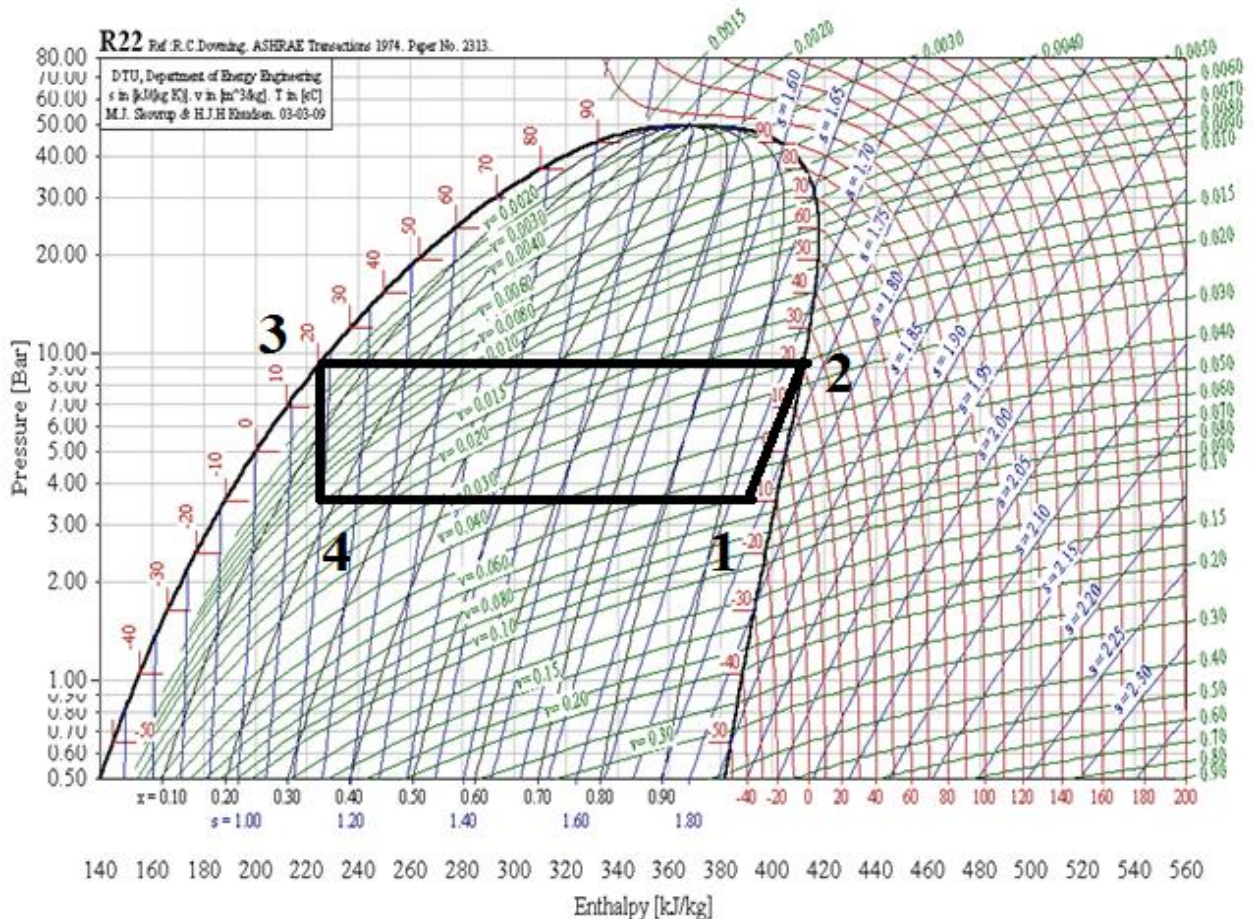


Рисунок 4.10 – Зображення процес холодильної машини у діаграма lg p-h для фреону R22

З компресора холодильної установки виходить суха насичена пара (точка 2, рис. 4.7 а) параметри якої визначаються за діаграмою lg p-h (рис. 4.10) на перетині ізотерми $t_2 = t_3 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ з граничною кривою сухої насиченої пари ($x=1$).

Параметри сухої насиченої пари:

$$t_2 = 20 \text{ }^\circ\text{C}; p_2 = 9 \text{ бар} = 9 \cdot 10^5 \text{ Па}; h_2 = h'' = 410 \text{ кДж / кг};$$

$$s_2 = s'' = 1,72 \text{ кДж / кг} \cdot \text{К}; v_2 = v'' = 0,026 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

В теплообміннику (конденсаторі) пара повністю конденсується в ізобарному процесі 2-3 (рис. 4.7 а) при $p_3 = p_2 = 9 \cdot 10^5 \text{ Па}$ до стану киплячої рідини.

Параметри киплячої рідини:

$$t_3 = 20 \text{ }^\circ\text{C}; h_3 = h' = 225 \text{ кДж / кг}; s_3 = s' = 1,08 \text{ кДж / кг} \cdot \text{К}.$$

При дроселюванні робочого тіла в дросельному вентилі в процесі **3-4** ентальпія залишається постійною, тому $h_4 = h_3 = 224 \text{ кДж / кг}$. Тоді для знаходження параметрів фреону після дросельного вентиля з точки 3 проводимо вниз лінію $h = \text{const}$ до перетину з ізотермою $t_4 = t_1 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$, тому що процес 4 - 1 у випарнику ізобарно-ізотермічний.

Отримуємо наступні значення параметрів робочого тіла у точці 4:

$$t_4 = -10 \text{ }^\circ\text{C}; p_4 = 3,7 \text{ бар} = 3,7 \cdot 10^5 \text{ Па}; s_4 = 1,1 \text{ кДж / кг} \cdot \text{К};$$

$$x_4 = 0,18, v_4 = 0,012 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Оскільки процес підвищення тиску в компресорі адіабатний, то $s_1 = s_2 = 1,724 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$. Для знаходження параметрів вологої пари на вході в компресор з точки 2 проводимо вниз лінію $s_2 = \text{const}$ до перетину з ізобарою $p_4 = p_1 = 3,7 \cdot 10^5 \text{ Па}$, яка відповідає температурі насичення фреону $t_1 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$. Отримуємо наступні значення:

$$h_1 = 390 \text{ кДж / кг}, x_1 = 0,95, v_1 = 0,062 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Теплота, що підводиться до робочого тіла в холодильній камері (питома холодопродуктивність установки), відповідно до рівняння (4.10):

$$q_2 = q_x = h_1 - h_4 = 390 - 225 = 165 \text{ кДж / кг.}$$

Теплота, що відводиться в охолоджувачі (конденсаторі) в навколишнє середовище, відповідно до формули (4.11) розраховується так:

$$q_1 = h_2 - h_3 = 410 - 225 = 185 \text{ кДж / кг.}$$

Робота, витрачена в циклі, визначається згідно з виразом (4.12):

$$l_0 = l_k = h_2 - h_1 = 410 - 390 = 20 \text{ кДж / кг,}$$

або:

$$l_0 = q_1 - q_2 = 185 - 165 = 20 \text{ кДж / кг.}$$

Тоді холодильний коефіцієнт установки:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_0} = \frac{165}{20} = 8,25.$$

Повна холодопродуктивність установки:

$$Q_x = M \cdot q_x.$$

Витрата холодильного агенту:

$$M = \frac{Q_x}{q_x} = \frac{100}{165} = 0,606 \text{ кг / с.}$$

Потужність приводу компресора:

$$N_k = M \cdot l_k = 20 \cdot 0,606 = 12,1 \text{ кВт.}$$

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Константинов С.М., Панов Є.М. Теоретичні основи теплотехніки: підручник. – К.: «Золоті ворота», 2012. – 592 с.
2. Дубровська В. В., Шкляр В.І. Термодинаміка та теплообмін: Навчальний посібник. Київ : НТУУ «КПІ», 2016. –150с.
3. Островская, А.В Теоретические основы теплотехники. Техническая термодинамика: учебное пособие / А.В. Островская, В.Н. Королев ; Мин-во науки и высш. образования РФ.— Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2020.— 240 с.
4. Термодинамические диаграммы $i - \lg P$ для хладагентов. М.: АВИСАНКО, 2003. – 50 с.

ДОДАТКИ

Таблиця Д1 – Вихідні дані для розрахунку повітряної холодильної установки

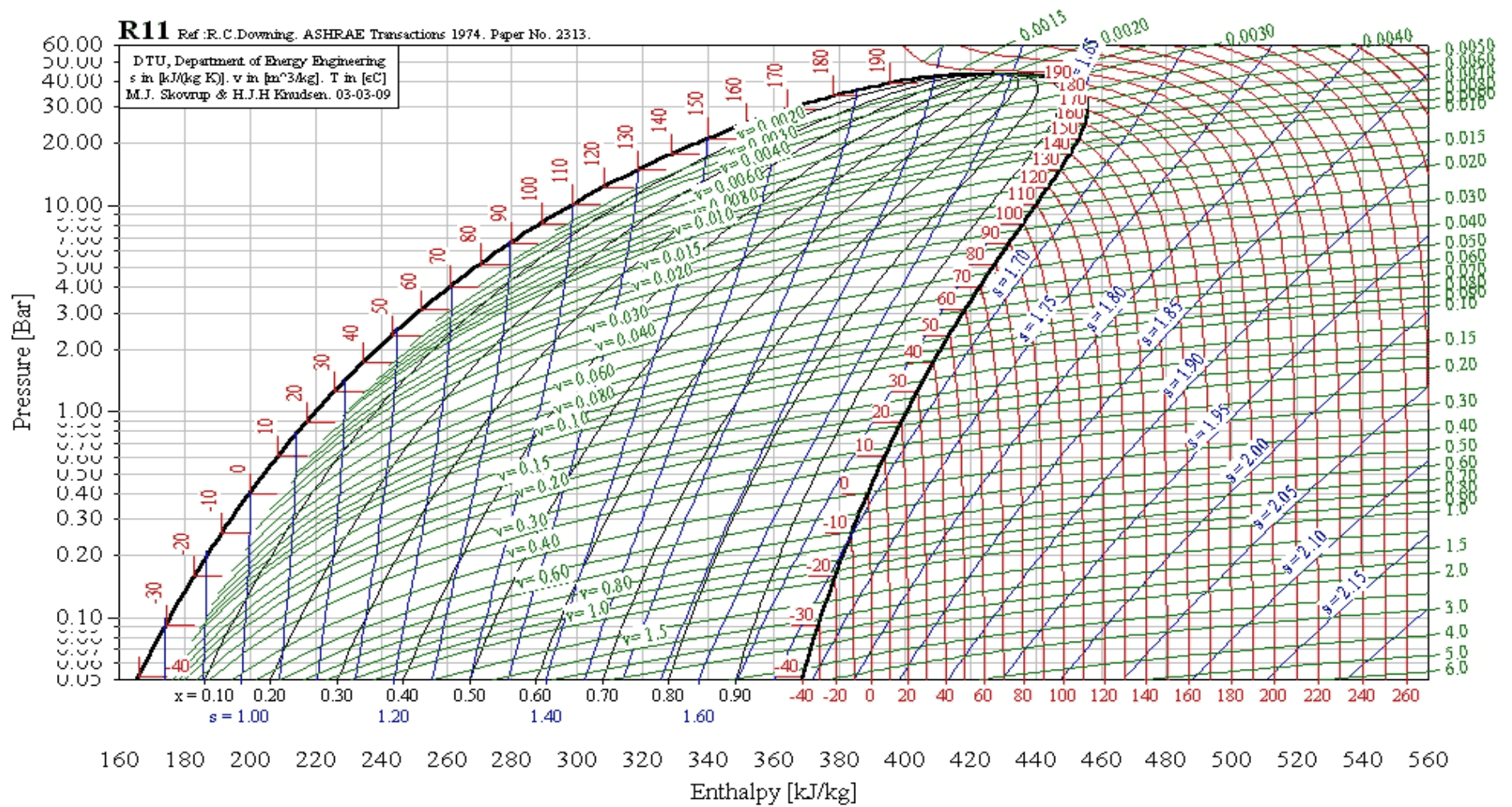
Варіант	Холодопродуктивність, Q_x , МДж/ГОД	p_1 , МПа	t_1 , °C	p_2 , кПа	t_3 , °C ,
1	85	0,1	-6	650	15
2	90	0,12	17	700	17
3	95	0,13	18	750	18
4	100	0,14	19	800	19
5	105	0,15	20	850	20
6	110	0,16	17	650	17
7	115	0,17	18	700	18
8	85	0,19	19	750	19
9	90	0,2	20	800	20
10	95	0,15	21	650	21
11					
12					
13					
14					
15					
16					
17					
18					
19					
20					
21					
22					
23					
24					
25					
26					

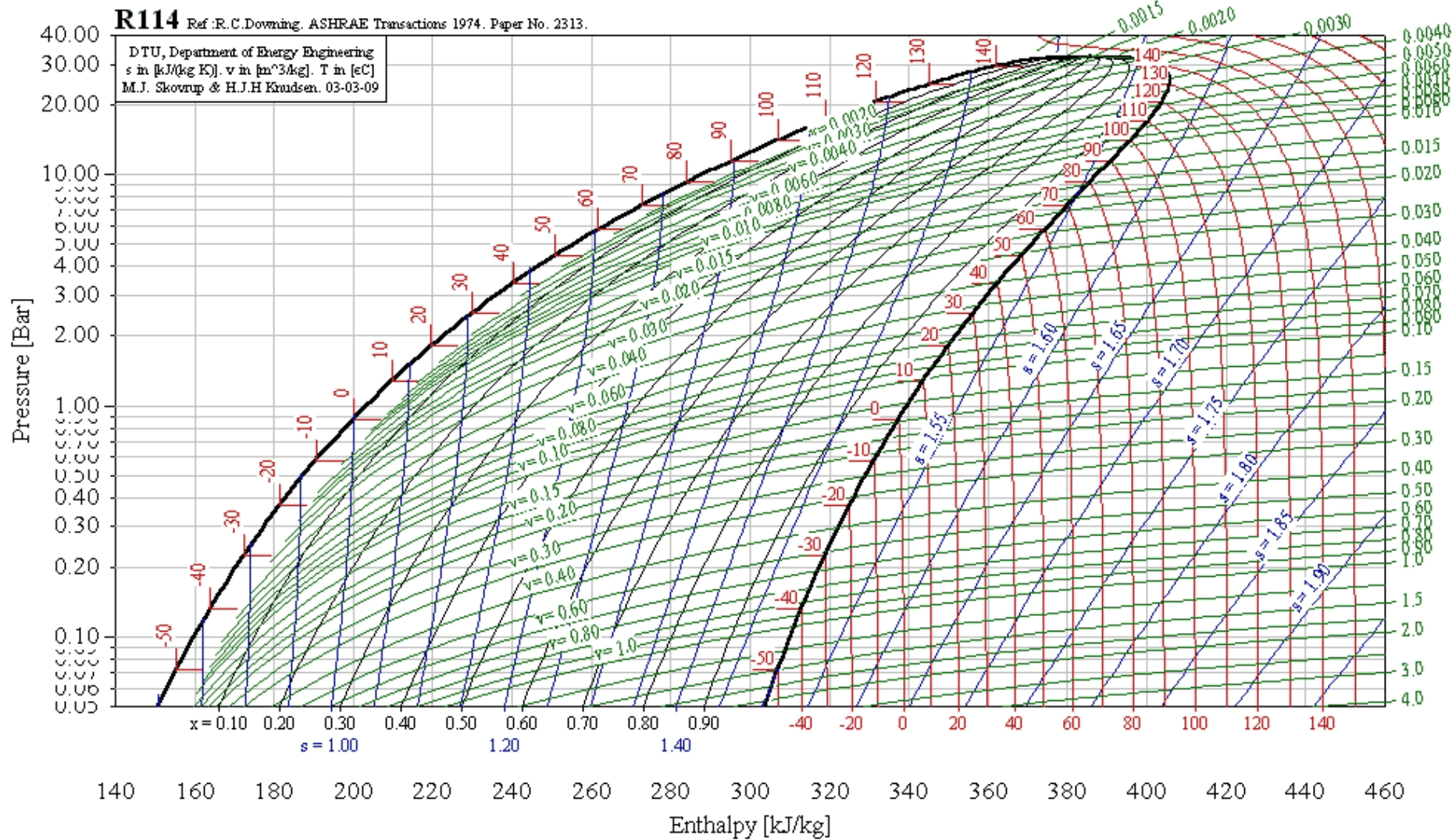
Таблиця Д2 – Вихідні дані для розрахунку парокомпресійної холодильної установки

Варіант	Тип холодоагенту	Холодопродуктивність, МДж/год	t_1 , °C	t_3 , °C
1			-20	15
2				17
3				18
4				19
5				20
6				17
7				18
8				19
9				20
10				21
11				
12				
13				
14				
15				
16				
17				
18				
19				
20				
21				
22				
23				
24				
25				
26				

Таблиця ДЗ Низькокиплячі рідини

Озоноруйнівні		Проміжні (перехідні)	Озонабезпечні		Природні холодоагенти			
CFC (ХФУ)			Синтетичні					
CFC (ХФУ)		HCFC (ГХФУ)		HFC (ГФУ)				
Одно- компонентні і сумішеві	Одно- компонентні і сумішеві	Сумішеві	Одно- компонентні	Сумішеві	Назва речовини	Позначення		
R11	R21	R401A	R23	R404A	Метан	R50		
R12	R22	R401B	R134a	R407A	Етан	R170		
R13	R123	R401C	R152a	R407B	Пропан	R290		
R113	R502	R402A	RC318	R407C	Бутан	R600		
R114		R402B		R410A	Ізобутан	R600a		
R500		R406A		R507	Аміак	R717		
		R408A		R508A	Вода	R718		
		R409A			Азот	R728		
					Повітря	R729		
					Кисень	R732		
					Аргон	R740		
					Діоксид вуглецю	R744		
					Етилен	R1150		
					Пропілен	R1270		
CFC - chlorofluorocarbon; HCFC - hydrochlorofluorocarbons; HFC - hydrofluorocarbons;			ХФУ - хлорфторвуглецеві; ГХФУ - гідрохлорфторвуглецеві; ГФУ - гідрофторвуглецеві.					





R12 Ref: R.C. Downing, ASHRAE Transactions 1974, Paper No. 2313.

DTU, Department of Energy Engineering
 s in [kJ/(kg K)], v in [m^3/kg], T in [$^{\circ}\text{C}$]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen, 03-03-09

