

**Методичні вказівки  
до самостійної роботи студентів  
з дисципліни «Технічна термодинаміка»,  
напрямок підготовки «Теплоенергетика»  
Частина 2**

Міністерство освіти і науки України  
Вінницький національний технічний університет

**Методичні вказівки  
до самостійної роботи студентів  
з дисципліни «Технічна термодинаміка»,  
напрямок підготовки «Теплоенергетика»  
Частина 2**

Вінниця  
ВНТУ  
2017

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 9 від 17.04.2014 р.)

Рецензенти :

**І. В. Коц**, кандидат технічних наук, доцент

**Д. В. Степанов**, кандидат технічних наук, доцент

Методичні вказівки до самостійної роботи студентів з дисципліни «Технічна термодинаміка», напрям підготовки «Теплоенергетика». Ч. 2. / Уклад. С. Й. Ткаченко, М. М. Чепурний, О. П. Остапенко. – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 65 с.

В методичних вказівках викладено програму вивчення дисципліни «Технічна термодинаміка» для студентів напряму підготовки «Теплоенергетика» (спеціальності «Теплоенергетика»). Подано приклади термодинамічних розрахунків циклів паротурбінних і газотурбінних установок, розрахунків термодинамічних процесів витікання газів і пари, стиснення газів в компресорах, розрахунків циклів двигунів внутрішнього згорання та циклів холодильних машин і теплонасосних установок.

Методичні вказівки призначені для самостійної роботи студентів та містять практичні завдання до самостійної роботи студентів і перелік контрольних запитань для самоперевірки.

## ЗМІСТ

Передмова.....	4
1 ПРОГРАМА ВИВЧЕННЯ ДИСЦИПЛІНИ.....	5
1.1 Мета та завдання навчальної дисципліни.....	5
1.2 Інформаційний обсяг навчальної дисципліни.....	6
2 ПРИКЛАДИ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ .....	11
2.1 Термодинамічні процеси витікання газів і пари.....	11
2.2 Стиснення газів в компресорах .....	14
2.3 Цикли газотурбінних установок.....	16
2.4 Цикли паротурбінних установок.....	18
2.5 Цикли двигунів внутрішнього згорання.....	23
2.6 Цикли холодильних машин і теплонасосних установок.....	24
3 КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ ЗНАНЬ.....	30
4 ПРАКТИЧНІ ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ.....	32
4.1 Термодинамічні процеси витікання газів і пари.....	32
4.2 Стискання газів в компресорах .....	34
4.3 Цикли газотурбінних установок.....	37
4.4 Цикли паротурбінних установок.....	40
4.5 Цикли двигунів внутрішнього згорання.....	45
4.6 Цикли холодильних машин і теплонасосних установок.....	47
Література.....	54
Додатки.....	55

## ПЕРЕДМОВА

Однією з головних задач напряму підготовки 6.050601 – «Теплоенергетика» (спеціальності «Теплоенергетика») є задача раціонального використання енергоресурсів в теплотехнічних та теплоенергетичних установках, в основу роботи яких покладені певні термодинамічні цикли. Виходячи з цього, витікає необхідність застосування теоретичних знань, отриманих при вивченні дисципліни «Технічна термодинаміка», для вирішення конкретних інженерних задач в галузі теплотехнології та теплоенергетики за допомогою методів термодинамічного аналізу.

Поставлена мета може бути досягнута тільки при усвідомленому виконанні завдань студентами. Для виконання самостійної роботи студенту необхідно розуміти фізичну суть термодинамічних процесів, які складають задану схему теплотехнологічної або теплоенергетичної установки, володіти методами розрахунків процесів і циклів з використанням термодинамічної діаграми і таблиць стану, систематично працювати з рекомендованою літературою.

«Методичні вказівки...» передбачають завдання для самостійної роботи студентів: контрольні запитання для самоперевірки знань студентів за основними темами та варіанти практичних завдань для самостійної роботи. «Методичні вказівки...» містять необхідні додатки, що полегшує їх використання для вирішення практичних завдань. Це дозволить студентам працювати самостійно і творчо.

Автори вдячні рецензентам за слушні пропозиції та поради в процесі підготовки даних «Методичних вказівок...» до друку.

## 1 ПРОГРАМА ВИВЧЕННЯ ДИСЦИПЛІНИ

Програма вивчення навчальної дисципліни складена з урахуванням вимог освітньо-професійних програм підготовки бакалаврів напряму підготовки 6.050601 – «Теплоенергетика» за спеціальністю «Теплоенергетика».

**Предметом** вивчення навчальної дисципліни «Технічна термодинаміка» є фундаментальні газові закони, закони перетворення енергії в термодинамічних процесах ідеальних і реальних газів, циклах теплосилових і холодильних машин і комбінованих установках; методи розрахунків термодинамічних процесів і циклів та їх аналіз.

**Міждисциплінарні зв'язки.** Вивчення дисципліни «Технічна термодинаміка» базується на матеріалах таких дисциплін: «Вища математика», «Фізика». Дана дисципліна дозволяє поглибити вивчення таких дисциплін: «Тепломасообмін», «Холодильна техніка та технологія», «Джерела теплопостачання промислових підприємств».

Програма навчальної дисципліни складається з дванадцяти змістових модулів.

Змістовий модуль 1. Основні поняття технічної термодинаміки.

Змістовий модуль 2. Перший закон термодинаміки.

Змістовий модуль 3. Другий закон термодинаміки.

Змістовий модуль 4. Аналіз основних процесів ідеального газу.

Змістовий модуль 5. Реальні гази і процеси з реальними газами.

Змістовий модуль 6. Вологе повітря.

Змістовий модуль 7. Процеси течії газів і рідин.

Змістовий модуль 8. Основи теорії тепломеханічних циклів теплосилових установок.

Змістовий модуль 9. Газосилові та комбіновані цикли та установки.

Змістовий модуль 10. Паросилові цикли та установки. Парогазові установки.

Змістовий модуль 11. Цикли холодильних машин і теплонасосних установок.

Змістовий модуль 12. Ексергетичні баланси стаціонарних поточних процесів.

### 1.1 Мета та завдання навчальної дисципліни

Мета викладання навчальної дисципліни «Технічна термодинаміка» полягає в тому, щоб дати студентам знання з фундаментальних газових законів, законів перетворення енергії в термодинамічних процесах ідеальних

і реальних газів, циклах теплосилових і холодильних машин і комбінованих установках; виробити у студентів навички розрахунків термодинамічних процесів і циклів та методів їх аналізу.

Основними завданнями вивчення дисципліни «Технічна термодинаміка» є:

- формування у студентів навичок розрахунків та методів аналізу термодинамічних процесів ідеальних і реальних газів, циклів теплосилових і холодильних машин і комбінованих установок;
- навчання практичних способів роботи з діаграмами реальних газів;
- розуміння і засвоєння принципів роботи циклів теплосилових установок, холодильних машин і теплонасосних установок;
- отримання навичок аналізу отриманих рішень;
- одержання теоретичних навичок для вивчення дисциплін, які викладаються в подальшому.

Згідно з вимогами освітньо-професійної програми, студенти повинні:

- **знати:** основні газові закони, закони збереження енергії в термодинамічних системах; методику розрахунків термодинамічних процесів ідеальних і реальних газів, циклів та комбінованих установок;
- **вміти:** виконувати розрахунки процесів ідеальних та реальних газів за допомогою таблиць і відповідних діаграм, виконувати аналіз досконалості роботи окремих процесів і циклів з використанням довідкової і наукової літератури, аналізувати отримані результати та приймати рішення за результатами цих розрахунків, знаходити раціональні методи розв'язання практичних завдань, визначати раціональні схеми енергокомбінування.

## 1.2 Інформаційний обсяг навчальної дисципліни

### Змістовий модуль 1. Основні поняття технічної термодинаміки.

Тема 1. Термодинамічні системи. Параметри стану.

Види термодинамічних систем (ТДС) та їх особливості. Види енергії та форми енергообміну в ТДС. Стан ТДС. Параметри і функції стану. Термодинамічні процеси. Координати стану і потенціали взаємодії.

Тема 2. Види термодинамічних процесів. Поточні процеси. Рівняння стану робочого тіла.

Види термодинамічних процесів. Рівноважні та нерівноважні, оборотні та необоротні термодинамічні процеси. Поточні процеси та їх особливості. Робоче тіло. Ідеальний газ. Реальні гази. Рівняння стану робочого тіла. Рівняння стану ідеальних і реальних газів.

Тема 3. Форми енергообміну та їх взаємоперетворення в ТДС.

Внутрішня енергія і ентальпія. Робота. Робота зміни об'єму і зміни тиску. Тепло і теплоємності.

### **Змістовий модуль 2. Перший закон термодинаміки.**

Тема 4. Закони збереження енергії в ТДС. Замкнені термодинамічні процеси і цикли. Цикл Карно.

Перший закон термодинаміки. Рівняння першого закону термодинаміки для закритих та відкритих ТДС. Теплоємність. Визначення теплоємності за молекулярно-кінетичною теорією та за допомогою таблиць.

Тема 5. Суміші ідеальних газів.

Основні визначення. Властивості сумішей ідеальних газів. Калоричні параметри сумішей ідеальних газів. Теплоємність суміші газів.

### **Змістовий модуль 3. Другий закон термодинаміки.**

Тема 6. Другий закон термодинаміки. Замкнені термодинамічні процеси і цикли. Цикл Карно.

Другий закон термодинаміки. Узагальнені рівняння термодинаміки. Перший і другий закони термодинаміки для замкнених процесів. Цикл Карно. Теорема Карно. Ентропія і другий закон термодинаміки. Ентропія і термодинамічна вірогідність. Термодинамічна шкала температур. Зміна ентропії в оборотних процесах. Зміна ентропії в необоротних процесах. Зміна ентропії в ustalених потоках речовини. Визначення зміни ентропії. Рівняння Гюї-Стодоли. T-s діаграма та її властивості. Втрати роботоспроможності робочого тіла. Задачі вивчення термодинамічних процесів.

Тема 7. Ефективність енергоперетворень в ТДС. Ексергетичний аналіз.

Обмеження перетворюваності енергії. Ексергія та анергія. Ексергетичні втрати і ексергетичні коефіцієнти корисної дії.

### **Змістовий модуль 4. Аналіз основних процесів ідеального газу.**

Тема 8. Термодинамічні процеси ідеальних газів та їх аналіз.

Основні математичні методи. Рівняння Максвелла. Частинні похідні внутрішньої енергії та ентальпії. Диференціальні рівняння теплоємності. Алгоритм аналізу будь-якого термодинамічного процесу. Політропний процес, його основні співвідношення і властивості. Окремі випадки політропних процесів: ізотермічний, ізобарний, ізохорний, адіабатний процеси. Аналіз термодинамічних процесів.

### **Змістовий модуль 5. Реальні гази і процеси з реальними газами.**

Тема 9. Термодинамічні властивості і процеси реальних газів. Реальні гази. Водяна пара. Процеси генерації пари.

Фазові діаграми. Умови рівноваги двофазних систем та закономірності фазових переходів. Водяна пара. Процес пароутворення і параметри водян-



ної пари. Процеси генерації пари. Термодинамічні таблиці води і водяної пари. Діаграми станів реальних речовин.

Тема 10.  $h$ - $s$  діаграма водяної пари та принципи її побудови.

$h$ - $s$  діаграма водяної пари (діаграма Мольє) та принцип її побудови. Визначення параметрів водяної пари за допомогою діаграми.

Тема 11. Термодинамічні процеси з водяною парою на  $h$ - $s$  діаграмі.

Основні термодинамічні процеси водяної пари на  $h$ - $s$  діаграмі: ізохорний процес, ізобарний процес, ізотермічний процес, ізоентропний (адіабатний) процес, процес при сталій мірі сухості пари, процес дроселювання водяної пари, процес змішування потоків водяної пари з різними параметрами.

**Змістовий модуль 6. Вологе повітря.**

Тема 12. Парогазові суміші. Вологе повітря.

Властивості парогазових сумішей. Вологе повітря. Основні характеристики вологого повітря. Калоричні параметри вологого повітря.

Тема 13.  $h$ - $d$  діаграма вологого повітря. Основні процеси з вологим повітрям.

$h$ - $d$  діаграма вологого повітря. Основні процеси з вологим повітрям, загальні характеристики.

Тема 14. Тепловологісні процеси на  $h$ - $d$  діаграмі.

Основні процеси з вологим повітрям: загальні характеристики, процеси в теоретичній сушарці, ізобарне охолодження вологого повітря, ізобарне змішування двох потоків вологого повітря, зволоження повітря парою, зволоження повітря водою.

**Змістовий модуль 7. Процеси течії газів і рідин.**

Тема 15. Процеси течії і дроселювання газів і пари. Процеси в соплах та дифузорах.

Загальні положення процесів течії. Адіабатна течія ідеальних газів в каналах. Сопло Лаваля. Баланс енергій для витікання газу із сопла. Баланс енергій при течії газу в дифузори.

Тема 16. Процеси дроселювання і процеси в ежекторах.

Дроселювання газів і пари. Дроселювання реальних газів. Процеси в ежекторах.

**Змістовий модуль 8. Основи теорії тепломеханічних циклів теплосилових установок.**

Тема 17. Основи теорії тепломеханічних циклів теплосилових установок (ТСУ). Класифікація циклів теплових машин. Простий ідеальний цикл ТСУ. Реальний простий цикл ТСУ.

**Змістовий модуль 9. Газосилові та комбіновані цикли та установки.**

Тема 18. Стиснення газів в компресорах.

Процеси стиснення в компресорах: одноступінчастий і багатоступінчастий компресори, їх переваги і недоліки, компресори об'ємного і динамічного стиснення.

Тема 19. Цикли газотурбінних установок та їх ефективність. Розрахунки циклів газотурбінних установок.

Цикли газотурбінних установок (ГТУ). ГТУ відкритого та замкнутого типу. Цикл ГТУ з ізобарним підведенням теплоти (цикл Брайтона). Теоретичні та реальні цикли ГТУ.

Тема 20. Регенеративні цикли газотурбінних установок.

Регенеративні цикли газотурбінних установок. Переваги регенеративних циклів ГТУ. Цикл ГТУ зі ступінчастим стисненням, нагріванням робочого тіла та регенерацією.

Тема 21. Цикли двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) та реактивних двигунів.

Цикли двигунів внутрішнього згоряння: цикл Отто (карбюраторні ДВЗ), цикл Дизеля, цикл Трінклера (безкомпресорні дизелі), техніко-економічні показники роботи ДВЗ.

**Змістовий модуль 10. Паросилові цикли та установки. Парогазові установки.**

Тема 22. Цикли паротурбінних установок (ПТУ). Цикл Ренкіна та його ефективність.

Цикл найпростішої паротурбінної установки. Теоретичні та дійсні цикли ПТУ.

Тема 23. Засоби підвищення ККД циклів ПТУ.

Вплив параметрів пари на ефективність циклу ПТУ. Засоби підвищення ККД циклів ПТУ.

Тема 24. Регенеративні цикли паротурбінних установок.

Регенеративні цикли паротурбінних установок. Визначення показників ефективності циклу ПТУ з регенерацією.

Тема 25. Цикли ПТУ з проміжним перегрівом пари.

Цикли ПТУ з проміжним перегрівом пари. Умови ефективного застосування проміжного перегріву в циклі ПТУ.

Тема 26. Теплофікаційні цикли ПТУ.

Теплофікаційні цикли ПТУ, їх переваги та недоліки порівняно з конденсаційними циклами.

Тема 27. Цикли парогазових установок (ПГУ).

Цикли парогазових установок (ПГУ). Схеми ПГУ з вприском води і пари, з контактними економайзерами.

Тема 28. Методи розрахунків циклів ПГУ.

Методи розрахунків циклів ПГУ. Порівняння показників роботи комбінованих установок, ПТУ та ГТУ.

**Змістовий модуль 11. Цикли холодильних машин і теплонасосних установок.**

Тема 29. Цикли холодильних машин. Газова холодильна машина.

Цикли холодильних машин та теплонасосних установок. Цикл газової холодильної машини.

Тема 30. Газова холодильна машина з проміжним газоохолодником.

Цикл газової холодильної машини з проміжним газоохолодником та його переваги.

Тема 31. Цикли парокомпресійних холодильних машин.

Робочі тіла для парокомпресійних холодильних машин. Цикли парокомпресійних холодильних машин. Цикли парокомпресійних холодильних машин з регенерацією теплоти.

Тема 32. Цикли парострумінних та абсорбційних холодильних машин.

Цикли парострумінних холодильних машин. Цикли абсорбційних холодильних машин.

Тема 33. Цикли теплонасосних установок.

Цикли теплонасосних установок. Робочі тіла. Цикли парокомпресійних теплонасосних установок. Цикли абсорбційних теплонасосних установок.

**Змістовий модуль 12. Ексергетичні баланси стаціонарних поточних процесів.**

Тема 34. Ексергетичні баланси стаціонарних поточних процесів.

Ексергія усталеного потоку речовини. Ексергетичні баланси. Внутрішні та зовнішні втрати ексергії, ексергетичні коефіцієнти корисної дії.

## 2 ПРИКЛАДИ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ

### 2.1 Термодинамічні процеси витікання газів і пари

**Приклад 2.1.** Повітря з параметрами:  $P_1 = 10$  бар,  $t_1 = 100$  °С витікає із звуженого сопла, вихідна площа поперечного перерізу якого складає  $50 \text{ мм}^2$ . Визначити теоретичну швидкість витікання і витрату газу, якщо тиск за соплом дорівнює  $0,6$  МПа. Визначити також, як зміняться ці величини, якщо кінцевий тиск газу буде складати  $5$  бар.

#### Розв'язування

Перший варіант витікання.

Відношення тисків  $\beta = P_2/P_1 = 6/10 = 0,6 > \beta_{кр} = 0,528$ .

Отже, швидкість витікання менша, ніж критична і визначається за формулою, м/с

$$C = \sqrt{2k/(k-1) \cdot R \cdot T_1 (1 - \beta^{(k-1)/k})} = \\ = \sqrt{2 \cdot (2 \cdot 1,4)/(1,4 - 1) \cdot 287 \cdot 373 \cdot (1 - 0,6^{(1,4-1)/1,4})} = 319.$$

Питомий об'єм повітря на вході в сопло,  $\text{м}^3/\text{кг}$

$$v_1 = R T_1/P_1 = 0,287 \cdot 373/1000 = 0,107.$$

Питомий об'єм повітря на виході із сопла,  $\text{м}^3/\text{кг}$

$$v_2 = v_1/\beta^{1/k} = 0,107/0,6^{1/1,4} = 0,1541.$$

Масова витрата газу,  $\text{кг/с}$

$$G = f \cdot C/v_2 = 50 \cdot 10^{-6} \cdot 319/0,154 = 0,1035.$$

Другий варіант витікання.

Відношення тисків  $\beta = P_2/P_1 = 5/10 = 0,5 < \beta_{кр} = 0,528$ .

Для звуженого сопла за умови  $\beta < \beta_{кр}$  швидкість дорівнює критичній швидкості і визначається за формулою

$$C_{кр} = \sqrt{2k/(k+1) \cdot R \cdot T_1} = \sqrt{(2 \cdot 1,4)/(1,4 + 1) \cdot 287 \cdot 373} = 353,36.$$

Питомий об'єм газу за соплом,  $\text{м}^3/\text{кг}$

$$v_{кр} = v_1/\beta_{кр}^{1/k} = 0,107/0,528^{1/1,4} = 0,169885.$$

Витрата повітря,  $\text{кг/с}$

$$G = f \cdot C_{кр} / v_{кр} = 50 \cdot 10^{-6} \cdot 353,36/0,16885 = 0,1046.$$



$$C_{кр} = 44,76 \cdot \sqrt{h_1 - h_{кр}} = 44,76 \sqrt{2900 - 2700} = 490,3.$$

Швидкість пари на виході із сопла, м/с

$$C_2 = 44,76 \cdot \sqrt{h_1 - h_2} = 44,76 \sqrt{2900 - 2480} = 917,3.$$

Витрата пари на турбіну, кг/с

$$G = z \cdot f \cdot C_2 / v_2 = 8 \cdot 420 \cdot 10^{-6} \cdot 917,3 / 0,8 = 3,85.$$

Теоретична потужність турбіни, МВт

$$N_T = G \cdot (h_0 - h_2) \cdot 10^{-3} = 3,85 \cdot (2900 - 2480) \cdot 10^{-3} = 1,618.$$

Площа мінімального перерізу сопла, м<sup>2</sup>

$$F_k = G \cdot v_{кр} / (z \cdot C_k) = 3,85 \cdot 0,18 / (8 \cdot 490,3) = 1,766 \cdot 10^{-4}$$

або  $f_k = 176,6 \text{ мм}^2.$

Діаметри мінімального і вихідного перерізів сопла, м<sup>2</sup>

$$d_{\min} = \sqrt{4f_k / \pi} = \sqrt{4 \cdot 1,766 \cdot 10^{-4} / 3,14} = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ або } 150 \text{ мм}^2.$$

$$d_2 = \sqrt{4f_2 / \pi} = \sqrt{4 \cdot 420 \cdot 10^{-6} / 3,14} = 2,3 \cdot 10^{-2} \text{ або } 230 \text{ мм}^2.$$

Довжина дифузора сопла Лавалля, мм

$$l_d = (d_2 - d_k) / [2 \operatorname{tg}(\gamma / 2)] = (230 - 150) / [2 \operatorname{tg}6^\circ] = 423.$$

Дійсна швидкість пари на виході із сопла, м/с

$$C_{2д} = C_2 \cdot \varphi = 917,3 \cdot 0,96 = 880,6.$$

Коефіцієнт втрат енергії

$$\xi = 1 - \varphi^2 = 1 - 0,96^2 = 0,0784.$$

Втрати енергії в сопловому апараті, кДж/кг

$$\Delta h = \xi(h_1 - h_2) = 0,0784 (2900 - 2480) \approx 33.$$

Дійсний теплоперепад в сопловому апараті, кДж/кг

$$H_d = (h_1 - h_2) - \Delta h = (2900 - 2480) - 33 = 387.$$

Дійсна ентальпія пари на виході з сопла, кДж/кг

$$h_{2д} = h_2 + \Delta h = 2480 + 33 = 2513.$$

Отже, процес розширення пари йде по лінії 1 – 2д (рис. 2.1).

Потужність турбіни, МВт

$$N_T = G \cdot H_d \cdot 10^{-3} = 3,85 \cdot 387 \cdot 10^{-3} = 1,49.$$

## 2.2 Стиснення газів в компресорах

**Приклад 2.3.** Одноступінчастий поршневий компресор, діаметр і хід поршня якого 250 і 200 мм, відповідно, всмоктує повітря з температурою 25 °С і тиском 740 мм рт. ст. Стиснення здійснюється до температури 170 °С. Визначити необхідну потужність привода компресора, теплоту, яка відводиться з охолодною водою, якщо швидкість поршня  $W = 4$  м/с, відносний об'єм шкідливого простору  $\sigma = 0,04$ , відносний внутрішній ККД компресора  $\eta_{oi} = 0,8$ , механічний ККД  $\eta_m = 0,86$ , показник політропи  $n = 1,25$ ; підігрів охолодної води  $\Delta t = 12$  °С.

### Розв'язування

Тиск повітря, що всмоктується компресором, бар

$$P_1 = P/750 = 740/750 = 0,98666.$$

Міра підвищення тиску в компресорі

$$\lambda = P_2/P_1 = (T_2/T_1)^{n/n-1} = (443/298)^{1,25/(1,25-1)} = 7,26.$$

Тиск повітря після стиснення в компресорі, бар

$$P_2 = P_1 \cdot \lambda = 0,98666 \cdot 7,26 = 7,163.$$

Об'ємний ККД компресора

$$\eta_o = 1 - \sigma (\lambda^{1/n} - 1) = 1 - 0,04 (7,26^{1/1,25} - 1) = 0,844.$$

Початкова густина повітря, кг/м<sup>3</sup>

$$\rho_1 = P_1/(R \cdot T_1) = 98,666/(0,287 \cdot 298) = 1,153.$$

Частота обертання вала, об/с

$$n_b = W/(2S) = 4/(2 \cdot 0,2) = 10.$$

Об'ємна подача компресора, м<sup>3</sup>/с

$$V = (\pi \cdot D^2/4)S \cdot n_b \cdot \eta_o = 0,785 \cdot 0,25^2 \cdot 0,2 \cdot 10 \cdot 0,844 = 0,0828.$$

Масова подача компресора, кг/с

$$G = V \cdot \rho_1 = 0,0828 \cdot 1,153 = 0,09548.$$

Питома робота політропного стиснення, кДж/кг

$$l_n = n \cdot R \cdot T_1 / (n - 1) (1 - \lambda^{(n-1)/n}) = 1,25 \cdot 0,287 \cdot 298 / (1,25 - 1) (1 - 7,26)^{(1,25-1)/1,25} = -208.$$

Від'ємний знак характеризує підведену роботу (роботу стиснення).

Необхідна потужність привода компресора, кВт

$$N = G \cdot l_n / (\eta_{oi} \cdot \eta_m) = 0,09548 \cdot 208 / (0,8 \cdot 0,86) = 28,87.$$

Теплота, яка відводиться в процесі стиснення, кВт

$$Q = G \cdot C_{pn} (t_2 - t_1) = 0,09548 \cdot 1,005 (170 - 25) = 13,914.$$

Витрата охолодної води, кг/с

$$G_{\text{ов}} = Q / (C_{\text{рв}} \cdot \Delta t) = 13,914 / (4,19 \cdot 12) = 0,2767.$$

**Приклад 2.4.** Повітря з параметрами  $P_1 = 0,1$  МПа,  $t_1 = 17$  °С і витратою  $150 \text{ м}^3/\text{хв}$  стискається в політропному ( $n = 1,2$ ) компресорі, потужність якого  $1,383$  МВт. Визначити кількість ступенів стиснення в компресорі, тиск на виході з останнього ступеня, якщо потужність, яка відводиться з кожного ступеня в процесі охолодження повітря до початкової температури, складає  $268$  кВт. Визначити також необхідну потужність, відведену теплоту в разі застосування компресора, кількість ступенів стиснення якого на один менше, ніж першого. Теплоємності вважати сталими.

#### Розв'язування

Початкова густина повітря,  $\text{кг}/\text{м}^3$

$$\rho_1 = P_1 / (R \cdot T_1) = 100 / (0,287 \cdot 290) = 1,2.$$

Масова витрата повітря,  $\text{кг}/\text{с}$

$$G = V \cdot \rho_1 / 60 = 150 \cdot 1,2 / 60 = 3.$$

Ізохорна та ізобарна теплоємності повітря,  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$

$$C_v = R / (k - 1) = 0,287 / (1,4 - 1) = 0,7175;$$

$$C_p = k \cdot C_v = 1,4 \cdot 0,7175 \approx 1.$$

Теплоємність політропного процесу,  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$

$$C_n = C_v (n - k) / (n - 1) = 0,7175 (1,2 - 1,4) / (1,2 - 1) = - 0,7175.$$

Різниця температур в процесі проміжного охолодження повітря,  $\text{К}$

$$\Delta T = Q / (G \cdot C_p) = 268 / (3 \cdot 1) = 89,33.$$

Температура повітря на виході з кожного ступеня стиснення,  $\text{К}$

$$T_i = T_1 + \Delta T = 290 + 89,33 = 379,33.$$

Міра підвищення тиску в ступені

$$\lambda_i = (T_i / T_1)^{n / (n-1)} = (379,33 / 290)^{1,2 / (1,2-1)} = 5.$$

Потужність, яка витрачається на стиснення повітря в кожному ступені,  $\text{кВт}$

$$\begin{aligned} L &= G \cdot n \cdot R \cdot T_1 (1 - \lambda_1^{(n-1)/n}) / (n - 1) = \\ &= 3 \cdot 1,2 \cdot 0,287 \cdot 290 \cdot (1 - 5^{(1,2-1)/1,2}) / (1,2 - 1) = 460,92. \end{aligned}$$

Кількість ступенів стиснення в компресорі

$$z = N / L = 1383 / 460,92 = 3.$$



Кінцевий тиск повітря, МПа

$$P_k = P_1 \cdot \lambda_i^z = 0,1 \cdot 5^3 = 12,5.$$

В разі застосування двоступінчастого стиснення ( $z = 2$ ) міра стиснення в кожному ступені

$$\lambda_i = (P_k/P_1)^{1/z} = (12,5/0,1)^{1/2} = 11,18.$$

Температура повітря за ступенем, К

$$T_2 = T_1 \cdot \lambda_i^{(n-1)/n} = 290 \cdot (11,18)^{(1,2-1)/1,2} = 433,65.$$

Теплова потужність, яка відводиться після першого ступеня стиснення, кВт

$$Q = G \cdot C_p (T_2 - T_1) = 3 \cdot 1 (433,65 - 290) = 430,95.$$

Потужність, яка витрачається на стиснення повітря в кожному ступені, кВт

$$L = G \cdot n \cdot R \cdot T_1 (1 - \lambda_i^{(n-1)/n}) / (n - 1) = \\ = 3 \cdot 1,2 \cdot 0,287 \cdot 290 (1 - 11,18^{(1,2-1)/1,2}) / (1,2 - 1) = 742,09.$$

Потужність двоступінчастого компресора, МВт

$$N_2 = z \cdot L \cdot 10^{-3} = 2 \cdot 742,09 \cdot 10^{-3} = 1,484.$$

Отже, в разі двоступінчастого стиснення потужність компресора збільшується на, МВт

$$\Delta N = N_2 - N = 1,484 - 1,383 = 0,101 \text{ або на } 10,7\%.$$

## 2.3 Цикли газотурбінних установок

**Приклад 2.5.** Вважаючи теплоємності сталими, визначити температури в характерних точках ідеального циклу ГТУ із ізобарним підведенням теплоти (циклу Брайтона), питому і загальну витрату умовного палива, потужність, яка втрачається з відпрацьованими газами, якщо відомо:  $t_1 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $V = 755 \text{ мм рт. ст.}$ , повітря стискається в компресорі до п'ятикратного збільшення густини, температура газів на вході в турбіну  $950 \text{ }^\circ\text{C}$ , потужність електрогенератора 4 МВт. Схема циклу ГТУ і зображення його на T-s діаграмі наведені на рис. 2.2.

### Розв'язування

Міра підвищення тиску в компресорі

$$\lambda = P_2/P_1 = (\rho_2/\rho_1)^k = 5^{1,4} = 9,52.$$

Значення показника степеня

$$m = (k - 1)/k = (1,4 - 1)/1,4 = 0,2857.$$

Температура повітря за компресором, К

$$T_2 = T_1 \cdot \lambda^m = 288 \cdot 9,52^{0,2857} = 548.$$

Температура газів за турбіною, К

$$T_4 = T_3 / \lambda^m = 1223 / 9,52^{0,2857} = 642.$$

Ізобарна теплоємність повітря, кДж/(кг · К)

$$C_p = k \cdot R / (k - 1) = R / m = 0,287 / 0,2857 = 1,004 \approx 1.$$

Питома робота компресора, кДж/кг

$$l_k = C_p(T_2 - T_1) = 1(548 - 288) = 260.$$

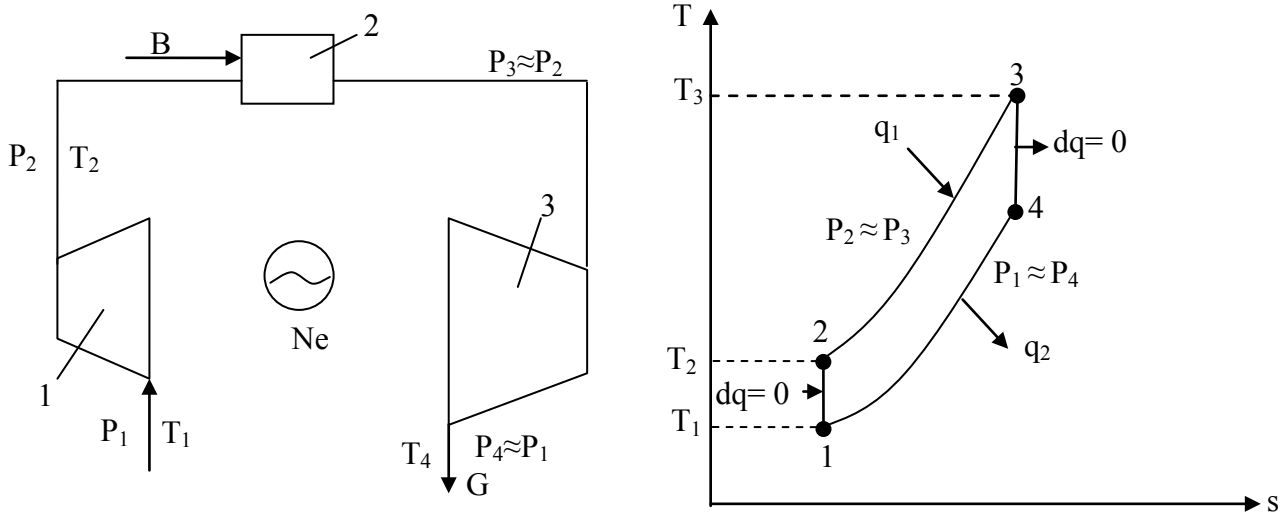


Рисунок 2.2 – Схема і цикл ГТУ на T-s діаграмі: 1 – компресор; 2 – камера згорання; 3 – газова турбіна; 4 – електрогенератор

Питома робота в турбіні, кДж/кг

$$l_m = C_p(T_3 - T_4) = 1(1223 - 642) = 581.$$

Питома робота циклу ГТУ, кДж/кг

$$l_{\text{ц}} = l_m - l_k = 581 - 260 = 321.$$

Питома теплота, яка підведена в камері згорання, кДж/кг

$$q_{\text{кз}} = q_1 = C_p(T_3 - T_2) = 1(1223 - 548) = 675.$$

Термічний ККД циклу

$$\eta_t = l_{\text{ц}} / q_{\text{кз}} = 321 / 675 = 0,4755.$$

Питома витрата умовного палива, кг/кВт·год.

$$b_y = 0,123 / \eta_t = 0,123 / 0,4755 = 0,2586.$$

Загальна витрата умовного палива, кг/с

$$B_y = b_y \cdot N_e / 3,6 = 0,2586 \cdot 4 / 3,6 = 0,2874.$$

Витрата робочого тіла в ГТУ, кг/с

$$G = N_e \cdot 10^3 / l_{ц} = 4 \cdot 10^3 / 321 = 12,46.$$

Потужність компресора, МВт

$$N_k = G \cdot l_k \cdot 10^{-3} = 12,46 \cdot 260 \cdot 10^{-3} = 3,24.$$

Потужність газової турбіни, МВт

$$N_{гт} = N_e + N_k = 4 + 3,24 = 7,24.$$

Коефіцієнт використання потужності

$$\varphi = N_e / N_{гт} = 4 / 7,24 = 0,55.$$

Теплота, яка підведена в камері згорання, МВт

$$Q_{кз} = B_y \cdot Q_{нy}^p = G \cdot q_{кз} \cdot 10^{-3} = 0,2874 \cdot 29,3 = 8,42.$$

Теплова потужність, яка втрачається з відпрацьованими газами, МВт

$$Q_{вт} = (1 - \eta_t) Q_{кз} = (1 - 0,4755) \cdot 8,42 = 4,42.$$

## 2.4 Цикли паротурбінних установок

Задачі цього розділу розв'язуються за допомогою h-s діаграми водяної пари.

**Приклад 2.5.** Паротурбінна установка (ПТУ) з потужністю електрогенератора  $N_e = 150$  МВт працює за циклом Ренкіна (рис. 2.3). Визначити показники роботи циклу і витрату умовного палива, якщо початкові параметри пари дорівнюють:  $P_0 = 14$  МПа,  $t_0 = 550$  °С, а густина пари в процесі розширення в турбіні зменшується в 666,666 разів. Визначити також, як зміняться показники роботи дійсного циклу ПТУ, для якого коефіцієнти корисної дії становлять: турбіни – 0,85; електромеханічний – 0,965; живильного насоса – 0,8, парогенератора – 0,9; температура зовнішнього середовища – 20 °С.

### Розв'язування

На h-s діаграмі визначаємо початкову точку 0 на перетині ізобари  $P_0$  та ізотерми  $t_0$ . Параметри пари в точці 0:  $h_0 = 3500$  кДж/кг;  $v_0 = 0,03$  м<sup>3</sup>/кг;  $s_0 = 6,68$  кДж/(кг·К). Питомий об'єм в кінцевій точці розширення пари в турбіні (на вході в конденсатор), м<sup>3</sup>/кг

$$v_k = v_0 \cdot 666,666 = 0,03 \cdot 666,66 = 20.$$

Визначаємо на діаграмі точку К на перетині ізентропи  $s_0$  із ізохорою  $v_k$ . Параметри пари в точці К:  $h_k = 2060$  кДж/кг;  $P_k = 6$  кПа;  $t_k = 35$  °С.

Теоретична робота пари в турбіні (теоретичний теплоперепад), кДж/кг

$$H_0 = h_0 - h_k = 3500 - 2060 = 1440.$$

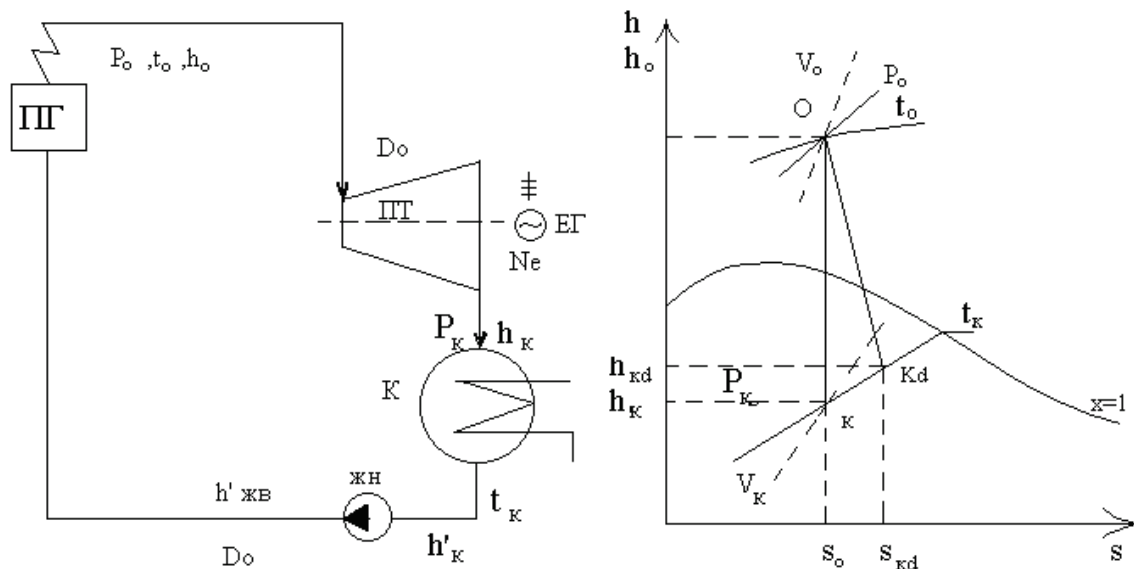


Рисунок 2.3 – Схема ПТУ та зображення процесів розширення пари на  $h$ - $s$  діаграмі: ПГ – парогенератор; ПТ – парова турбіна; К – конденсатор; ЖН – живильний насос

Ентальпія конденсату, кДж/кг

$$h'_k = C_p t_k = 4,19 \cdot 35 = 146,65.$$

Питома втрата теплоти в конденсаторі, кДж/кг

$$q_k = h_k - h'_k = 2060 - 146,65 = 1293,35.$$

Питома робота живильного насоса, кДж/кг

$$l_n = v'(P_0 - P_k) = 10^{-3} (1400 - 6) = 14.$$

Ентальпія живильної води, кДж/кг

$$h'_{ж.в} = h'_k + l_n = 146,65 + 14 = 160,65.$$

Витрата пари на турбіну, кг/с

$$D_0 = N_e \cdot 10^3 / H_0 = 150 \cdot 10^3 / 1440 = 104,16.$$

Термічний ККД циклу Ренкіна

$$\eta_t = (H_o - l_n)/(h_o - h'_{ж.в}) = (1440 - 14)/(3500 - 160,65) = 0,427.$$

Питома витрата умовного палива, кг/кВт·год

$$b_y = 0,123/\eta_t = 0,123/0,427 = 0,288.$$

Загальна витрата умовного палива, кг/с

$$B_y = b_y N_e/3,6 = 0,288 \cdot 150/3,6 = 12.$$

Визначимо показники роботи дійсного циклу ПТУ.

Дійсний (робочий) теплоперепад в турбіні, кДж/кг

$$H_p = H_o \cdot \eta_{oi} = 1440 \cdot 0,85 = 1224.$$

Дійсна ентальпія пари на виході з турбіни, кДж/кг

$$h_{kd} = h_o - H_p = 3500 - 1224 = 2276.$$

Точку  $K_d$  на  $h$ - $s$  діаграмі визначаємо на перетині ізоентальпи  $h_{kd}$  з ізобарою  $P_k$ . Параметри пари в точці  $K_d$ :  $s_{kd} = 7,4$  кДж/(кг К);  $v_{kd} = 11$  м<sup>3</sup>/кг;  $x_{kd} = 0,88$ .

Дійсна питома робота живильного насоса, кДж/кг

$$l_{нд} = l_n/\eta_n = 14/0,8 = 17,5.$$

Ентальпія живильної води, кДж/кг

$$h'_{ж.в} = h'_k + l_{нд} = 146,65 + 17,5 = 164,15.$$

Витрата пари на турбіну, кг/с

$$D_o = N_e \cdot 10^3 / (H_p \cdot \eta_{ем}) = 150 \cdot 10^3 / (1224 \cdot 0,965) = 127.$$

Термічний ККД дійсного циклу ПТУ, кг/с

$$\eta_{td} = (H_p - l_{нд}) / (h_o - h'_{ж.в}) = (1224 - 17,5) / (3500 - 164,15) = 0,3616.$$

Коефіцієнт корисної дії ПТУ

$$\eta_{пту} = \eta_{td} \cdot \eta_{пг} = 0,3616 \cdot 0,9 = 0,3255.$$

Питома витрата умовного палива, кг/кВт·год

$$b_y = 0,123/\eta_{пту} = 0,123/0,3255 = 0,3778.$$

Загальна витрата умовного палива, кг/с

$$B_{y1}^d = b_y N_e/3,6 = 0,3778 \cdot 150/3,6 = 15,74.$$

Отже, перевитрата умовного палива в дійсній ПТУ складає, кг/с

$$\Delta B_y = B_{y1}^d - B_y = 15,74 - 12 = 3,74$$

$$\text{або } \Delta B_y = 3,74 \cdot 3,6 = 13,464 \text{ т/год.}$$

Питомі втрати теплоти в конденсаторі, кДж/кг

$$q_{\text{кд}} = h_{\text{кд}} - h'_k = 2276 - 146,65 = 2129,35.$$

**Приклад 2.6.** Підігрів охолодної води в конденсаторі парової турбіни дорівнює 20 К, а її витрата 3600 м<sup>3</sup>/год. Тиск в конденсаторі становить 0,005 МПа, а питомі втрати теплоти – 0,573 кВт год. В складі ПТУ є два змішувальних регенеративних підігрівники (РП), в яких температура конденсату рівномірно підвищується на 80 °С. Підігрівники заживлені паром з відборів турбіни з тиском 1,8 і 0,8 бара, відповідно (рис. 2.4). Визначити витрату умовного палива і показники роботи ПТУ, яка працює за теоретичним циклом, якщо температура пари перед турбіною складає  $t_0 = 480$  °С.

### Розв'язування

Із додатка Б визначаємо температуру конденсату  $t_k = 32,88 \approx 33$  °С.

Ентальпія конденсату, кДж/кг

$$h'_k = C_p \cdot t_k = 4,187 \cdot 33 = 138.$$

Ентальпія пари на вході в конденсатор, кДж/кг

$$h_k = h'_k + q_k = 138 + 0,573 \cdot 3600 = 2200.$$

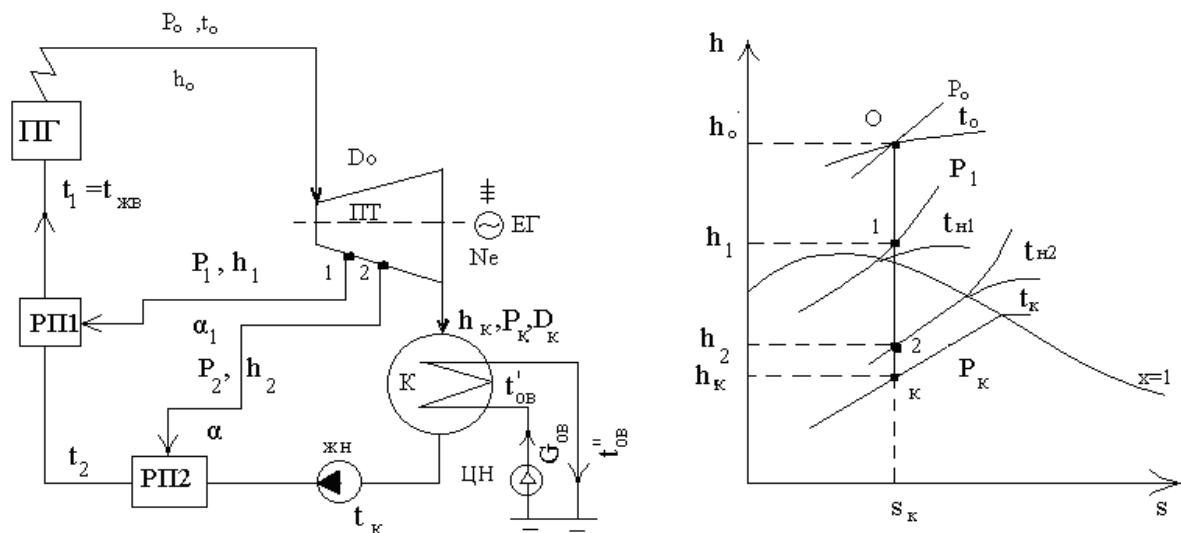


Рисунок 2.4 – Схема ПТУ і зображення робочого процесу пари в турбіні на h-s діаграмі: ПГ – парогенератор; ПТ – парова турбіна;

ЕГ – електрогенератор; ЖН – живильний насос;

ЦН – циркуляційний насос; РП – регенеративні підігрівники

Кінцеву точку К на h-s діаграмі визначаємо на перетині ізоентальпи  $h_k$  із ізобарою  $P_k = 5$  кПа. Початкову точку 0 визначаємо на перетині ізоентропи  $S_k = 7,2$  кДж/(кг К) з ізотермою  $t_0 = 480$  °С. Ентальпія пари на вході в турбіну  $h_0 = 3425$  кДж/кг, а початковий тиск  $P_0 = 30$  бар. Точки відборів пари з турбіни 1 і 2 визначаємо на перетині ізоентропи  $S_k$  із ізобарами  $P_1$  і  $P_2$ , відповідно.

Ентальпії пари у відборах турбіни, кДж/кг:  $h_1 = 2720$ ;  $h_2 = 2575$ .

За допомогою додатка Б визначаємо температуру насичення у відборах, °С,

$$t_{н1} = 117; t_{н2} = 93,5.$$

Температура живильної води, °С

$$t_{ж.в} = t_k + \Delta t_{ж.в} = 33 + 80 = 113.$$

Ентальпія живильної води, кДж/кг

$$h'_{ж.в} = C_p \cdot t_{ж.в} = 4,2 \cdot 113 = 474,6.$$

Теплота, яку отримує вода в кожному РП в процесі підігрівання, кДж/кг

$$q_{в1} \approx q_{в2} = \Delta t_{ж.в} \cdot C_p / 2 = 80 \cdot 4,19 / 2 = 167,6.$$

Теплота, яку віддає пара в підігрівниках, кДж/кг

$$q_{п1} = h_1 - C_p \cdot t_{н1} = 2720 - 4,2 \cdot 117 = 2228,6$$

$$q_{п2} = h_2 - C_p \cdot t_{н2} = 2575 - 4,19 \cdot 93,5 = 2183,2.$$

Частки відборів пари з турбіни на РП

$$\alpha_1 = q_{в1} / (q_{в1} + q_{п1}) = 167,6 / (167,6 + 2228,6) = 0,007;$$

$$\alpha_2 = (1 - \alpha_1) q_{в1} / (q_{в1} + q_{п2}) = (1 - 0,07) 167,6 / (167,6 + 2183,2) = 0,0663.$$

Частка пари, яка надходить в конденсатор

$$\alpha_k = 1 - \alpha_1 - \alpha_2 = 1 - 0,07 - 0,0663 = 0,8637.$$

Теоретичний тепलोперепад в турбіні, кДж/кг

$$H_0 = h_0 - h_k = 3425 - 2200 = 1225.$$

Коефіцієнти недовиробітку роботи в турбіні

$$y_1 = (h_1 - h_k) / H_0 = (2720 - 2200) / 1225 = 0,424$$

$$y_2 = (h_2 - h_k) / H_0 = (2575 - 2200) / 1225 = 0,306.$$

Теоретична робота в турбіні, кДж/кг

$$l_{\text{то}} = H_0(1 - \alpha_1 y_1 - \alpha_2 y_2) = 1225(1 - 0,07 \cdot 0,424 - 0,0663 \cdot 0,306) = 1163,8.$$

Питома витрата теплоти в конденсаторі, кДж/кг

$$q_k = 0,573 \cdot 3600 = 2062.$$

Витрата пари в конденсаторі турбіни з рівняння балансу конденсатора, кг/с

$$D_k = G_{\text{ов}} \cdot C_p \cdot \Delta t_{\text{ов}} / (3600 \cdot q_k) = 3600 \cdot 4,187 \cdot 20 / (3600 \cdot 2062) = 40,6.$$

Витрата пари на турбіну, кг/с

$$D_o = D_k / \alpha_k = 40,6 / 0,8637 = 47.$$

Потужність ПТУ, МВт

$$N = D_k \cdot l_{\text{то}} = 47 \cdot 1163,8 \cdot 10^{-3} = 54,7.$$

Термічний ККД циклу ПТУ

$$\eta_t = l_{\text{то}} / (h_o - h'_{\text{ж.в}}) = 1163,8 / (3425 - 474,6) = 0,394.$$

Питома витрата умовного палива, кг/кВт·год

$$b_y = 0,123 / \eta_t = 0,123 / 0,394 = 0,312.$$

Загальна витрата умовного палива, кг/с

$$B_y = b_y \cdot N / 3,6 = 0,312 \cdot 54,7 / 3,6 = 4,74.$$

## 2.5 Цикли двигунів внутрішнього згорання

**Приклад 2.7.** Визначити допустиму міру стискання для чотиритактного карбюраторного двигуна і його ефективний ККД, якщо початкові параметри робочого тіла з газовою сталою  $R = 0,27$  кДж/(кг·К) складають:  $P_1 = 0,1$  МПа;  $t_1 = 17$  °С; діаметр і хід поршня 94,5 і 80 мм, відповідно; кількість циліндрів  $z = 4$ ; кутова швидкість обертання колінчастого вала  $\omega = 377$  рад/с; механічний ККД – 0,8; витрата палива – 5,4 кг/год; допустима температура займання паливної суміші – 340 °С; тиск відпрацьованих газів – 0,2 МПа; теплота згорання палива  $Q_n^p = 40$  МДж/кг. В розрахунках прийняти, що робоче тіло – двоатомні гази, а теплоємності – сталі.

### Розв'язування

Допустима міра стискання

$$\varepsilon = v_1 / v_2 = (T_d / T_1)^{(k-1)} = (613 / 290)^{(1,4-1)} = 6,5.$$

Питомий об'єм газів до і після стискання, відповідно, м<sup>3</sup>/кг

$$v_1 = R \cdot T_1 / P_1 = 0,27 \cdot 290 / 100 = 0,783;$$

$$v_2 = v_1 / \varepsilon = 0,783 / 6,5 = 0,12.$$



Термічний ККД циклу

$$\eta_t = 1 - 1/\varepsilon^{k-1} = 1 - 1/6,5^{(1,4-1)} = 0,527.$$

Температура газів в кінці робочого ходу, К

$$T_4 = T_1 \cdot P_4/P_1 = 290 \cdot 2/1 = 580.$$

Температура газів після згорання робочої суміші, К

$$T_3 = T_4 \cdot \varepsilon^{k-1} = 580 \cdot 6,5^{1,4-1} = 1226.$$

Ізохорна теплоємність робочого тіла, кДж/(кг·К)

$$C_v = R/(k - 1) = 0,27/(1,4 - 1) = 0,675.$$

Підведена і відведена теплота в циклі, кДж/кг

$$q_1 = C_v(T_3 - T_2) = 0,675 (1226 - 613) = 413,77;$$

$$q_2 = C_v(T_4 - T_1) = 0,675 (580 - 290) = 195,77.$$

Питома робота циклу, кДж/кг

$$l_{ц} = q_1 - q_2 = 413,77 - 195,77 = 218.$$

Середньоіндикаторний тиск, кПа

$$P_i = l_{ц} / (v_1 - v_2) = 218 / (0,783 - 0,12) = 328,8.$$

Робочий об'єм циліндра, м<sup>3</sup>

$$V_p = 0,785 \cdot D^2 \cdot S = 0,785 \cdot 0,0945^2 \cdot 0,08 = 5,6 \cdot 10^{-4}.$$

Частота обертання вала, об/с

$$n_b = \omega / (2\pi) = 377 / (2 \cdot 3,14) = 60.$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = N_i \cdot \eta_m = 2P_i \cdot V_p \cdot n_b \cdot z \cdot \eta_m / \tau = 2 \cdot 328,8 \cdot 5,6 \cdot 10^{-4} \cdot 60 \cdot 4 \cdot 0,8 / 4 = 17,67.$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = N_e / (B \cdot Q_n^p) = 17,67 / (40 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3}) = 0,294.$$

## 2.6 Цикли холодильних машин і теплонасосних установок

**Приклад 2.8.** Визначити холодильний і ексергетичний ККД, потужності компресора і детандера повітряної холодильної машини (рис. 2.5), якщо відомо: витрата повітря  $V = 7200$  м<sup>3</sup>/год.; параметри навколишнього середовища  $B = 755$  мм рт. ст.;  $v_{nc} = 0,833$  м<sup>3</sup>/кг; температура повітря в холодильній камері ( $-13$  °С); величина недогріву в холодильній камері та газоо-

холоднику  $\theta = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ ; холодовидатність  $Q_0 = 120 \text{ кВт}$ ; ККД компресора і детандера 0,84 і 0,86, відповідно.

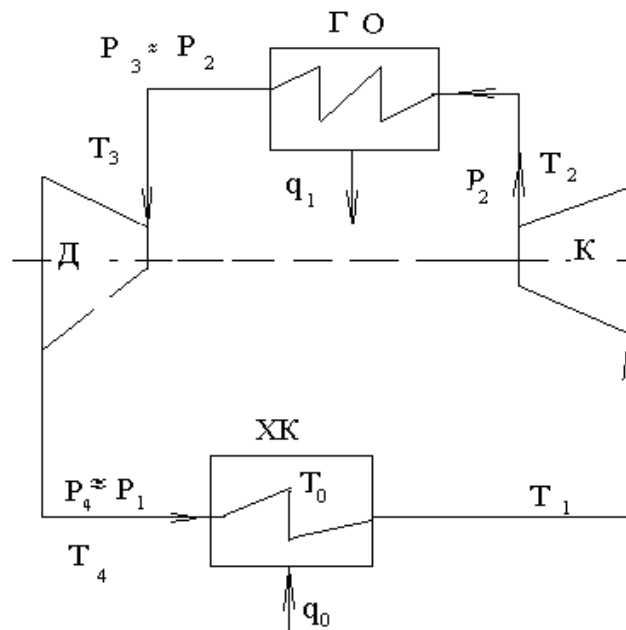


Рисунок 2.5 – Схема повітряної холодильної машини:  
 XK – холодильна камера; К – компресор; ГО – газоохолодник;  
 Д – детандер

### Розв'язування

Атмосферний тиск, кПа

$$P_{\text{нс}} = (B/750) 100 = (755/750) 100 = 101.$$

Температура навколишнього повітря, К

$$T_{\text{нс}} = P_{\text{нс}} v_{\text{нс}}/R = 101 \cdot 0,833/0,287 = 290.$$

Масова витрата повітря, кг/с

$$G = V/(v_{\text{нс}} \cdot 3600) = 7200 / (0,833 \cdot 3600) = 2,4.$$

Питома холодовидатність, кДж/кг

$$q_0 = Q/G = 120/2,4 = 50.$$

Температури повітря на виході з газоохолодника і холодильної камери, відповідно, К

$$T_3 = T_{\text{нс}} + \theta = 290 + 5 = 295,$$

$$T_1 = T_0 - \theta = 260 - 5 = 255.$$

Температура повітря на виході з детандера, К

$$T_4 = T_1 - q_0/C_p = 255 - 50/1 = 205.$$

Питома робота в детандері, кДж/кг

$$l_d = C_p(T_3 - T_4) = 1 (295 - 205) = 90.$$

Міра зменшення тиску в детандері

$$\lambda = (T_3/T_4)^{k/(k-1)} = (295/205)^{1,4/(1,4-1)} = 3,57.$$

Температура повітря за компресором, К

$$T_2 = T_1[1 + (\lambda^{(k-1)/k} - 1)/\eta_k] = 255 [1 + (3,57^{(1,4-1)/1,4} - 1) / 0,84] = 388.$$

Питома робота компресора, кДж/кг

$$l_k = C_p (T_2 - T_1) = 1 (388 - 255) = 133.$$

Потужність детандера і компресора, кВт

$$N_d = G l_d = 2,4 \cdot 90 = 216$$

$$N_k = G l_k = 2,4 \cdot 133 = 319.$$

Питома робота циклу, кДж/кг

$$l_{\text{ц}} = l_k - l_d = 133 - 90 = 43.$$

Холодильний коефіцієнт

$$\varepsilon = q_o/l_{\text{ц}} = 50/43 = 1,163.$$

Питома теплота, яка відведена в газоохолоднику. КДж/кг

$$q_1 = q_o + l_{\text{ц}} = 50 + 43 = 93.$$

Питома ексергія підведеної теплоти, кДж/кг

$$e_{xqo} = q_o (T_{\text{нс}} / T_o - 1) = 50 (290 / 260 - 1) = 5,77.$$

Ексергетичний ККД холодильної машини

$$\eta_e = e_{xqo}/l_{\text{ц}} = 5,77/43 = 0,134.$$

**Приклад 2.9.** В парокompресійній теплонасосній установці (ТНУ) з тепловою потужністю випарника  $Q_B = 21$  МВт температура випаровування холодоагенту становить  $t_B = 13$  °С. Температура конденсації  $t_K = 65$  °С. Холодоагентом є аміак. Величина недогріву води у конденсаторі складає  $\theta = 5$  °С. Відносний внутрішній ККД компресора складає  $\eta_{oi}^{KM} = 0,75$ ; а електромеханічний ККД  $\eta_{em} = 0,95$ ; ККД теплообмінників  $\eta_{то} = 0,98$ . Визначити температуру води на виході конденсатора  $t_{\text{ТН}}$ , масову витрату холодоагенту, потужність компресора теплового насоса, теплову потужність конденсатора, коефіцієнт перетворення реального теплонасосного циклу та циклу Карно.

### Розв'язання

Принципова схема парокompресійної ТНУ показана на рис. 2.6.  
Побудова циклу парокompресійної ТНУ на  $\lg P-h$  діаграмі показана на рис. 2.7.

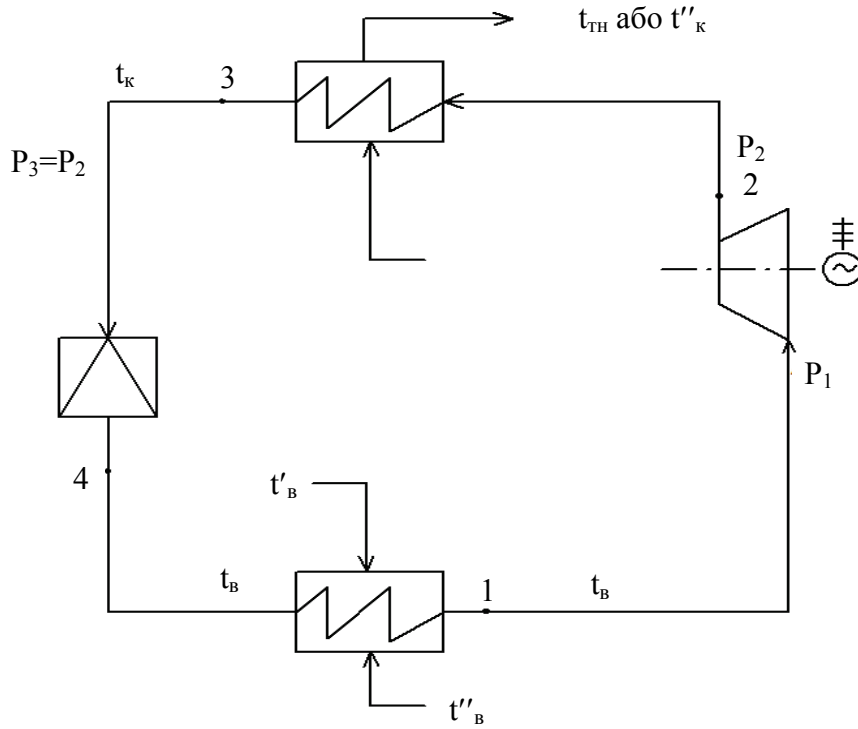


Рисунок 2.6 – Принципова схема парокompресійної ТНУ

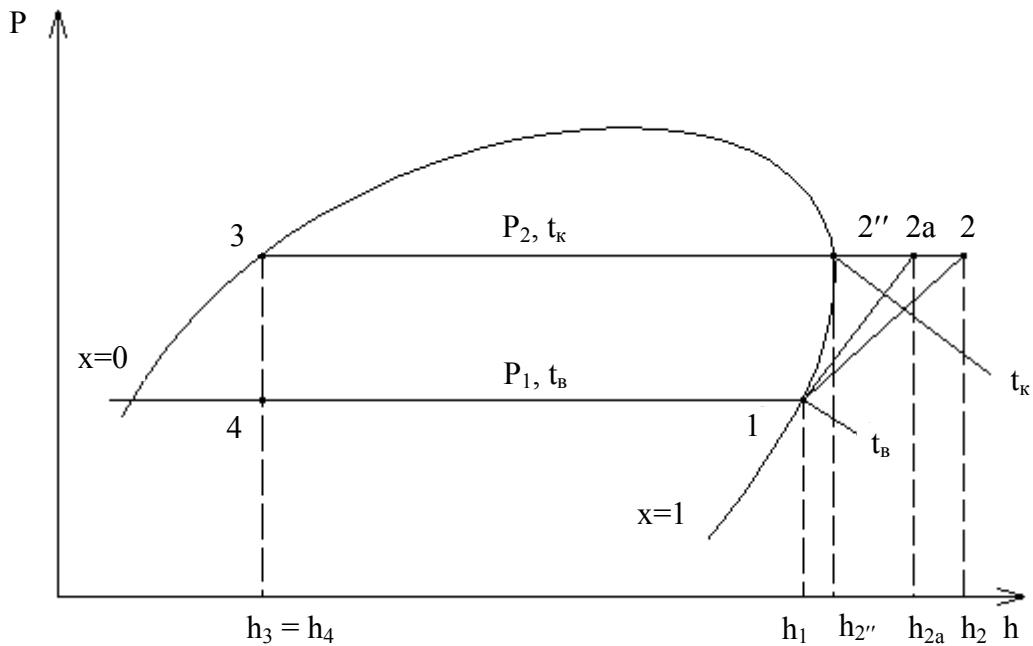


Рисунок 2.7 – Цикл парокompресійної ТНУ на  $\lg P-h$  діаграмі

Будуємо цикл парокомпресійної ТНУ на діаграмі та визначаємо ентальпію холодоагенту у відповідних точках циклу:

$$h_1 = 1675 \text{ кДж/кг}; h_3 = h_4 = 710 \text{ кДж/кг}; h_{2a} = 1897 \text{ кДж/кг}.$$

Визначаємо температуру води на виході з конденсатора теплового насоса

$$t_{\text{TH}} = t_{\text{к}} - \theta = 65 - 5 = 60 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Питома теплота, підведена до випарника

$$q_{\text{в}} = h_1 - h_4 = 1675 - 710 = 965 \text{ кДж/кг}.$$

Адіабатний теплоперепад в компресорі

$$H_{\text{а}} = l_{\text{кмо}} = h_{2a} - h_1 = 1897 - 1675 = 222 \text{ кДж/кг}.$$

Дійсний робочий теплоперепад в компресорі

$$H_{\text{р}} = l_{\text{км}} = \frac{H_{\text{а}}}{\eta_{\text{oi}}^{\text{км}}} = \frac{222}{0,75} = 296 \text{ кДж/кг}.$$

Дійсна ентальпія холодоагенту на виході з компресора, в точці 2, (рис. 2.7)

$$h_2 = h_1 + H_{\text{р}} = 1675 + 296 = 1971 \text{ кДж/кг}.$$

Питома теплота, відведена з конденсатора

$$q_{\text{к}} = h_2 - h_3 = 1971 - 710 = 1261 \text{ кДж/кг}.$$

Витрата холодоагенту

$$G_{\text{ха}} = \frac{Q_{\text{в}} \cdot 10^3}{q_{\text{в}}} = \frac{21 \cdot 10^3}{965} = 21,76 \text{ кг/с}.$$

Потужність, яка витрачається на компресор,

$$N_{\text{км}} = \frac{G_{\text{ха}} \cdot H_{\text{р}}}{\eta_{\text{ем}} \cdot 10^3} = \frac{21,76 \cdot 296}{0,95 \cdot 10^3} = 6,78 \text{ МВт}.$$

Теплова потужність конденсатора

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{ха}} \cdot q_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{то}} \cdot 10^3 = 21,76 \cdot 1261 \cdot 0,98 \cdot 10^{-3} = 26,89 \text{ МВт}$$

або з рівняння енергетичного балансу ТНУ

$$Q_{\text{к}} = N_{\text{км}} + Q_{\text{в}} = 6,78 + 21 = 27,78 \text{ МВт}.$$

Примітка. Рівняння енергетичного балансу ТНУ має похибку до 5%.

Коефіцієнт перетворення реального теплонасосного циклу

$$\varphi = \frac{Q_K}{N_{KM}} = \frac{26,89}{6,78} = 3,976.$$

Коефіцієнт перетворення циклу Карно (теоретичний)

$$\varphi_T = \frac{T_K}{T_K - T_B} = \frac{338}{338 - 286} = 6,5.$$

### 3 КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ ЗНАНЬ

1. Що розуміють під корисною роботою циклу Ренкіна?
2. Як визначаються теплові втрати в конденсаторі парової турбіни?
3. Як впливає підвищення початкового тиску на значення ентальпій пари перед турбіною і в конденсаторі в циклі Ренкіна?
4. Що розуміють під питомою витратою пари і питомою витратою палива в циклі Ренкіна?
5. З якою метою запроваджують регенеративне підігрівання живильної води в циклі ПТУ?
6. Що розуміють під коефіцієнтом недовироблення при роботі турбіни з відборами пари?
7. Як визначається термічний ККД теоретичного і реального циклу ПТУ?
8. Як впливає збільшення початкової температури пари перед турбіною на ефективність циклу ПТУ?
9. Як впливає збільшення початкового тиску пари перед турбіною на ефективність циклу ПТУ?
10. Як впливає підвищення початкових параметрів пари (тиску і температури) на ефективність циклу ПТУ?
11. Як визначається теоретична робота пари в турбіні при роботі турбіни з відборами пари?
12. Як визначити термічний ККД циклу ПТУ з регенерацією?
13. Як визначається коефіцієнт використання теплоти у теплофікаційному циклі ПТУ?
14. Як визначається термічний ККД циклу ГТУ?
15. Як впливає значення температури  $T_4$  на термічний ККД циклу ГТУ?
16. Для чого здійснюється регенерація в циклі ГТУ?
17. Що називається мірою регенерації?
18. Чи можна досягти повної регенерації в циклі ГТУ і за яких умов?
19. Як впливає регенерація теплоти відхідних газів після турбіни на ефективність роботи ГТУ?
20. З якою метою використовується регенеративне підігрівання повітря в циклі ГТУ?
21. Як впливає температура повітря перед компресором на показники роботи ГТУ?
22. Як визначається термічний ККД парогазової установки?
23. Що характеризує коефіцієнт перетворення і від яких параметрів він залежить?
24. Які установки називаються термотрансформаторами і як оцінюється їх ефективність?
25. Що називають холодильним коефіцієнтом і від яких параметрів він залежить?

26. Як впливає температура в камері охолодження на потужність компресора холодильної машини?
27. Як визначається холодильний коефіцієнт газової холодильної машини?
28. Для чого застосовується проміжний газоохолодник в циклі газових холодильних машин?
29. Для чого застосовується детандер в газових холодильних машинах?
30. Від яких величин залежить значення холодильного коефіцієнта газової холодильної машини з регенерацією?
31. Як впливає значення температури конденсації холодоагенту на потужність компресора холодильної машини?
32. Як впливає значення температур випаровування та конденсації на ефективність холодильної машини?
33. Як впливає величина необоротних втрат при стисненні холодоагенту на ефективність роботи холодильної машини?
34. З якою метою застосовують переохолодження холодоагенту в парокompресійних холодильних машинах?
35. Чи можна в циклі газової холодильної машини замінити детандер дроселем?
36. Чи можна в циклі парокompресійної холодильної машини замінити дросель детандером?
37. Якими показниками оцінюється ефективність роботи теплового насоса?
38. Як впливає температура живильної води на ефективність циклу ПТУ?
39. Як впливає величина втрат в конденсаторі на термічний ККД ПТУ?
40. Як впливає наявність відборів пари на значення термічного ККД ПТУ?
41. Як визначити ексергію теплоти?
42. Як впливає значення температури навколишнього середовища на величину ексергії теплоти?
43. Яка величина називається фактором Карно і що він характеризує?
44. Як впливає температура охолодної води на потужність компресора теплового насоса?
45. Як впливають температури випаровування і конденсації на потужність компресора теплового насоса?
46. Що називають коефіцієнтом перетворення і що він характеризує?



## 4 ПРАКТИЧНІ ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ

### 4.1 Термодинамічні процеси витікання газів і пари

**Задача 4.1.1.** Який двоатомний газ з початковими параметрами:  $P_1 = 60$  бар,  $t_1 = 27$  °С, витікаючи в середовище з тиском 3,5 МПа із звуженого сопла з площею перерізу 15 мм<sup>2</sup> має витрату 0,22 кг/с? Чому дорівнюють параметри газу за соплом і швидкість витікання?

**Задача 4.1.2.** Повітря з витратою 0,5 кг/с витікає із звуженого сопла діаметром 21,12 мм. Визначити параметри повітря перед соплом і поза ним, якщо швидкість витікання дорівнює 500 м/с.

**Задача 4.1.3.** Початкове значення ентропії пари дорівнює 7 кДж/(кг·К), а кінцеві параметри пари за соплом складають:  $t_2 = 30$  °С;  $x_2 = 0,84$ . Визначити тип сопла, витрату пари, втрати енергії в процесі витікання, потужність парової турбіни, якщо швидкість витікання пари із сопла діаметром 25 мм складає 580 м/с.

**Задача 4.1.4.** Азот і гелій витікають із звужених сопел діаметром 25 мм з однаковою швидкістю. Визначити витрату газів, температуру газів перед соплом, якщо початковий тиск газів 0,5 МПа, а температура азоту на 560 °С більша, ніж температура гелію.

**Задача 4.1.5.** Дифузор комбінованого сопла має довжину 60 мм і кут конусності  $\gamma = 12^\circ$ . Із сопла витікає суха насичена пара, початковий тиск якої 2 МПа, а витрата 0,3 кг/с. Визначити кінцеву швидкість витікання, діаметри звуженого і вихідного перерізів сопла, якщо кінцева густина пари складає 2 кг/м<sup>3</sup>.

**Задача 4.1.6.** В сопло газової турбіни надходить суміш газів з властивостями:  $R = 0,28$  кДж/(кг·К),  $k = 1,36$  і температурою 727 °С. Визначити параметри суміші в усіх характерних перерізах сопла, діаметри і критичну швидкість, якщо у вихідному перерізі сопла діаметром 28 мм швидкість витікання і витрата дорівнюють 960 м/с і 0,5 кг/с, відповідно.

**Задача 4.1.7.** В процесі витікання перегрітої пари із звуженого сопла діаметром 21,34 мм вона стає сухою насиченою. Визначити початкові та кінцеві параметри пари, міру розширення, якщо швидкість і витрата пари дорівнюють 447,6 м/с і 0,2 кг/с, відповідно.

**Задача 4.1.8.** Визначити діаметри в критичному і кінцевому перерізах сопла турбіни потужністю 360 кВт, якщо питома витрата пари на турбіну складає 10 кг/(кВт·год), швидкісний коефіцієнт 0,95, а кінцеві параметри пари:  $P_2 = 0,1$  МПа,  $x_2 = 0,99$ ;  $d_2 = 20$  мм.

**Задача 4.1.9.** Температура повітря на вході в сопло дорівнює 700 °С. При цьому співвідношення тисків складає  $P_1/P_2 = 10$ , а співвідношення площ  $f_{кр}/f_2 = 0,7$ . Визначити параметри газу в характерних перерізах сопла, його витрату і теоретичну потужність турбіни.

**Задача 4.1.10.** Азот і двоокис вуглецю витікають із звужених сопел з однаковою швидкістю. Визначити температури газів на вході в сопло і на виході з нього, а також діаметри сопел, якщо витрата газів дорівнює 0,5 кг/с, а витікання здійснюється в атмосферу з барометричним тиском 740 мм рт. ст., температура азоту на 300 К нижче за температуру CO<sub>2</sub>.

**Задача 4.1.11.** Визначити, який газ витікає із звуженого сопла з витратою 0,687 кг/с, якщо кінцевий тиск 0,55 МПа, діаметр сопла 25 мм, а початкові параметри двоатомного газу дорівнюють:  $P_1 = 1$  МПа,  $\rho_1 = 6,968$  кг/м<sup>3</sup>.

**Задача 4.1.12.** Визначити характерні діаметри сопла, довжину дифузора для кута конусності  $\gamma = 12^\circ$ , якщо швидкість двоокису вуглецю на виході із сопла 878 м/с, витрата 0,5 кг/с, початкові параметри газу:  $P_1 = 1$  МПа,  $T_1 = 1200$  К, а кінцева густина 0,833 кг/м<sup>3</sup>.

**Задача 4.1.13.** Водяна пара з параметрами  $t = 360^\circ\text{C}$ ,  $\rho = 5$  кг/м<sup>3</sup> розширюється в соплах до чотирикратного зменшення густини. Визначити розміри сопла, якщо витрата пари складає 3,5 кг/с, а швидкісний коефіцієнт – 0,95.

**Задача 4.1.14.** Швидкість витікання пари із сопла діаметром 20 мм складає 460 м/с, а витрата – 0,25 кг/с. Визначити початкові та кінцеві параметри пари, інші розміри сопла, якщо кінцева міра сухості пари – 0,95.

**Задача 4.1.15.** В парову турбінку надходить пара з параметрами  $t = 390^\circ\text{C}$ ,  $\rho = 1$  кг/м<sup>3</sup>. В клапанах турбіни пара дроселюється, внаслідок чого її питомий об'єм зростає в 1,2 рази. Після цього пара надходить в сопло, де розширюється до температури 150 °С. Визначити характерні розміри сопла, якщо витрата пари складає 7200 кг/год.

**Задача 4.1.16.** Суха насичена пара з густиною 2 кг/м<sup>3</sup> розширюється в соплах до кінцевої міри сухості 0,85. Визначити діаметри критичного і кінцевого перерізів сопла, якщо довжина дифузора складає 80 мм, а кут конусності – 10°.

**Задача 4.1.17.** В процесі витікання двоокису вуглецю із сопла його густина зменшується в десять разів. Визначити параметри газу в характерних перерізах, його витрату, якщо відомо, що початкова температура 650 °С, а кінцевий діаметр сопла в 1,33 рази більший, ніж мінімальний.

**Задача 4.1.18.** Параметри пари на виході із сопла діаметром 30 мм дорівнюють:  $P_2 = 0,06$  бар,  $x_2 = 0,83$ . При цьому витрата пари складає 3600 м<sup>3</sup>/год. Визначити початкові параметри пари, мінімальний діаметр сопла і довжину дифузора, якщо  $\gamma = 11^\circ$ .

**Задача 4.1.19.** Суміш триатомних газів з тиском 1 МПа витікає із сопла з кінцевим діаметром 25 мм. При цьому витрата і швидкість дорівнюють 0,4 кг/с і 920 м/с, відповідно. Визначити кінцеві та початкові параметри газів, їх газову сталу, розміри сопла, якщо кінцева температура газів складає 560 К.

**Задача 4.1.20.** Параметри пари перед соплом з кінцевим діаметром 27 мм становлять:  $P_1 = 2$  МПа,  $t_1 = 350^\circ\text{C}$ . При цьому швидкість витікання і витрата дорівнюють 780 м/с і 0,95 кг/с, відповідно. Визначити розміри сопла, число

Маха, якщо кут конусності  $\gamma = 12^\circ$ .

**Задача 4.1.21.** Окис вуглецю і двоокис вуглецю з однаковою початковою температурою витікають із звужених сопел з однаковим діаметром 20 мм. При цьому швидкість витікання першого газу на 100 м/с більша, ніж другого. Визначити початкову температуру, витрати газів.

**Задача 4.1.22.** Суха насичена пара з густиною  $\rho = 5 \text{ кг/м}^3$  розширюється в соплах до трикратного зменшення температури. Визначити розміри сопла, якщо витрата пари дорівнює  $5550 \text{ м}^3/\text{год}$ , кут конусності  $\gamma = 12^\circ$ , а швидкісний коефіцієнт – 0,95.

**Задача 4.1.23.** Кінцеві параметри пари на виході із сопла складають:  $t_2 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\rho_2 = 0,1 \text{ кг/м}^3$ . Визначити початкові параметри пари, число Маха, довжину дифузора з кутом конусності  $\gamma = 12^\circ$ , якщо швидкість пари на виході дорівнює 600 м/с, діаметр сопла 26 мм.

**Задача 4.1.24.** Двоокис вуглецю з початковим тиском 1,2 МПа витікає із сопла з площею поперечного перерізу  $200 \text{ см}^2$ . Швидкість і температура газу на виході із сопла дорівнюють 1200 м/с і 1200 К, відповідно. Визначити розміри сопла, число Маха, якщо витрата газу 2,5 кг/с.

**Задача 4.1.25.** Азот з параметрами  $t_1 = 127 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\rho = 0,4 \text{ кг/м}^3$  витікає із звуженого сопла в атмосферу, тиск якої 736 мм рт. ст. Визначити витрату газу, його кінцеві параметри, втрати енергії, якщо діаметр сопла 22 мм, швидкісний коефіцієнт 0,96. Визначити також ці показники за умови, що початкова швидкість газу перед соплом буде дорівнювати 50 м/с.

## 4.2 Стискання газів в компресорах

**Задача 4.2.1.** Повітря з параметрами:  $V = 736 \text{ мм рт. ст.}$ ,  $t_1 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$  стискається в одноступінчастому компресорі діаметром 210 мм і ходом поршня 200 мм. Визначити теоретичну потужність адіабатного і політропного ( $n = 1,2$ ) компресорів, якщо швидкість поршня дорівнює 4,5 м/с, а кінцева температура повітря в обох випадках не повинна перевищувати  $180 \text{ }^\circ\text{C}$ .

**Задача 4.2.2.** Потужність компресора діаметром 285 мм і ходом поршня 370 мм дорівнює 25 кВт. Компресор стискає повітря з параметрами  $P_1 = 1 \text{ бар}$ ,  $t_1 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$  до чотирикратного зменшення об'єму. Визначити подачу компресора, якщо відносний об'єм шкідливого простору  $\sigma = 0,035$ , показник політропи  $n = 1,22$ , кутова швидкість вала –  $62,2 \text{ рад/с}$ .

**Задача 4.2.3.** Подача повітряного компресора  $720 \text{ м}^3/\text{год}$  для  $v_1 = 0,9 \text{ м}^3/\text{кг}$  і  $V = 740 \text{ мм рт. ст.}$  Процес стискання політропний з  $n = 1,2$ . Визначити необхідну теоретичну потужність привода компресора, діаметр і хід поршня, якщо  $S/D = 1,2$ , швидкість поршня 4,8 м/с, в процесі стискання густина зростає в чотири рази.

**Задача 4.2.4.** Двоциліндровий поршневий компресор діаметром 200 мм і ходом поршня  $S = 220 \text{ мм}$  стискає повітря з параметрами  $P_1 = 0,1 \text{ МПа}$  та

$\rho_1 = 1,2 \text{ кг/м}^3$  до шестикратного збільшення температури. Визначити потужність привода компресора, якщо  $n_B = 540 \text{ об/хв}$ ,  $\eta_m = 0,87$ ;  $\eta_o = 0,85$ ;  $\eta_{oi} = 0,81$ .

**Задача 4.2.5.** Поршневий компресор стискає двоокис вуглецю з параметрами:  $\rho_1 = 1,3 \text{ кг/м}^3$ ,  $t_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ , до семикратного збільшення тиску. Потужність привода компресора дорівнює 50 кВт. Визначити масову подачу компресора, якщо  $\eta_o = 0,82$ ;  $\eta_m = 0,85$ ;  $\eta_{oi} = 0,8$ ;  $\omega = 100,48 \text{ рад/с}$ ;  $n = 1,2$ . Визначити також діаметр і хід поршня, якщо  $S = 1,15 D$ .

**Задача 4.2.6.** Визначити потужності адіабатного та ізотермічного компресорів, в яких окис вуглецю стискається до п'ятикратного збільшення густини, якщо  $D = 100 \text{ мм}$ ,  $S = 120 \text{ мм}$ ,  $\eta_o = 0,83$ ,  $\eta_m = 0,87$ ;  $P_1 = 98 \text{ кПа}$ ;  $W_n = 4,2 \text{ м/с}$ ,  $t_1 = 17 \text{ }^\circ\text{C}$ .

**Задача 4.2.7.** Визначити необхідну кількість обертів політропного ( $n=1,2$ ) компресора, який стискає азот до шестикратного зменшення об'єму, якщо споживана потужність 30 кВт,  $D = S = 110 \text{ мм}$ , подача –  $360 \text{ м}^3/\text{год}$ ,  $\eta_o = 0,84$ ;  $\eta_m = 0,87$ .

**Задача 4.2.8.** Визначити потужності політропного ( $n=1,15$ ) та ізотермічного компресора, які стискають повітря, якщо зміна ентропії в процесі стискання складає  $0,85 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ ,  $D = 150 \text{ мм}$ ,  $S = 160 \text{ мм}$ ; кутова швидкість –  $90 \text{ рад/с}$ ,  $P_1 = 740 \text{ мм рт. ст.}$ ,  $\rho_1 = 1,15 \text{ кг/м}^3$ ;  $\eta_o = 0,85$ ;  $\eta_m = 0,87$ .

**Задача 4.2.9.** Визначити діаметр і хід поршня адіабатного компресора, який стискає гелій до п'ятикратного збільшення густини, якщо споживана потужність 25 кВт;  $D = 0,9S$ ; швидкість поршня  $W_n = 4,2 \text{ м/с}$ ;  $t_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\eta_o = 0,87$ ;  $\eta_m = 0,85$ ;  $P_1 = 745 \text{ мм рт. ст.}$

**Задача 4.2.10.** Визначити діаметр і хід поршня політропного компресора ( $n = 1,18$ ) за умови, що  $D = S$ , якщо теоретична потужність 32 кВт,  $\omega = 96 \text{ рад/с}$ ,  $P_1 = 736 \text{ мм рт. ст.}$ ,  $t_1 = -27 \text{ }^\circ\text{C}$ , а зміна ентропії  $\Delta s = 0,82 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ .

**Задача 4.2.11.** Визначити потужність адіабатного компресора, який стискає повітря до дев'ятикратного збільшення температури, якщо початкові параметри:  $P_1 = 755 \text{ мм рт. ст.}$ ;  $\rho_1 = 1,11 \text{ кг/м}^3$ ,  $D = 100 \text{ мм}$ ;  $S = 120 \text{ мм}$ ;  $W_n = 3,8 \text{ м/с}$ ;  $\eta_o = 0,87$ ;  $\eta_m = 0,87$ ;  $\eta_{oi} = 0,85$ .

**Задача 4.2.12.** Компресор стискає повітря з параметрами  $P_1 = 760 \text{ мм рт. ст.}$ ,  $t_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$  до п'ятикратного збільшення густини. Визначити, як зміниться теоретична потужність політропного ( $n = 1,25$ ) компресора, якщо в ньому стискати двоокис вуглецю, а політропне стискання замінити адіабатним за умови сталої подачі. Діаметр і хід поршня  $D = S = 140 \text{ мм}$ , кутова швидкість вала –  $56,2 \text{ рад/с}$ .

**Задача 4.2.13.** Азот з початковими параметрами: тиском  $P_1 = 0,1 \text{ МПа}$  і  $v_1 = 0,89 \text{ м}^3/\text{кг}$  стискається в ізотермічному компресорі, потужність якого 36 кВт. Визначити, як зміниться подача компресора, якщо в ньому стискати повітря до восьмикратного збільшення температури по політропі ( $n = 1,2$ ) за умови сталої потужності. При цьому  $D = S = 150 \text{ мм}$ , швидкість поршня  $W_n = 4,4 \text{ м/с}$ .

**Задача 4.2.14.** Двоокис вуглецю стискається в ізотермічному компресорі до п'ятикратного зменшення об'єму. При цьому зміна ентропії складає  $0,75 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ . Визначити кількість обертів вала, якщо  $D = S = 144 \text{ мм}$ , а початкові параметри газу складають:  $P_1 = 0,11 \text{ МПа}$ ,  $t_1 = 47 \text{ }^\circ\text{C}$ . Визначити також, як зміниться подача компресора, якщо ізотермічний тиск замінити на адіабатний за умови сталої потужності та кількості обертів вала.

**Задача 4.2.15.** Політропний ( $n = 1,2$ ) компресор стискає повітря з початковими параметрами:  $P_1 = 740 \text{ мм рт. ст.}$ ,  $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  до п'ятикратного збільшення густини. Відношення шкідливого об'єму до робочого об'єму циліндра складає  $0,03$ . Визначити теоретичну потужність компресора і об'ємний ККД, якщо  $D = S = 160 \text{ мм}$ ,  $\omega = 90 \text{ рад/с}$ .

**Задача 4.2.16.** Компресор з характеристиками:  $D = 120 \text{ мм}$ ,  $S = 150 \text{ мм}$  стискає повітря з параметрами  $P_1 = 96 \text{ кПа}$ ,  $v_1 = 0,9 \text{ м}^3/\text{кг}$  до десятикратного збільшення температури по політропі ( $n = 1,3$ ). З метою економії електроенергії електропривод замінили на інший, потужність якого на  $15\%$  менша, ніж першого. Якою має бути витрата охолодної води, щоб за нових умов зберегти подачу повітря і його тиск, якщо швидкість поршня  $4,6 \text{ м/с}$ , а підігрівання охолодної води  $-10 \text{ }^\circ\text{C}$ .

**Задача 4.2.17.** Азот з початковими параметрами:  $P_1 = 1,2 \text{ бар}$ ,  $t_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$  стискається в політропному ( $n = 1,25$ ) компресорі до двадцятидвократного збільшення густини. Визначити економію електроенергії в разі застосування двоступінчастого компресора з проміжним охолодженням повітря до початкової температури, якщо  $D = S = 130 \text{ мм}$ ,  $n = 780 \text{ об/хв}$ , величина підігрівання охолодної води  $12 \text{ }^\circ\text{C}$ , ККД насоса охолодної води  $-0,8$ , а його напір  $-1900 \text{ мм рт. ст.}$

**Задача 4.2.18.** На потреби електростанції необхідно подавати  $480 \text{ кг/год}$  повітря з тиском  $3,6 \text{ МПа}$ . На станції є електродвигуни потужністю  $10, 20$  і  $30 \text{ кВт}$ . Підібрати кількість ступенів політропного ( $n = 1,22$ ) компресора за умови, що температура повітря на виході з кожного ступеня не повинна перевищувати  $125 \text{ }^\circ\text{C}$ . Визначити, який із зазначених електродвигунів забезпечує необхідну потужність компресора, а також витрату охолодної води, якщо температура повітря після стискання в останньому ступені повинна бути не вища  $45 \text{ }^\circ\text{C}$ , а величина підігрівання охолодної води в повітроохолодниках дорівнює  $15 \text{ }^\circ\text{C}$ . Початкові параметри повітря:  $P_1 = 1 \text{ бар}$ ;  $\rho_1 = 1,18 \text{ кг/м}^3$ .

**Задача 4.2.19.** Визначити швидкість поршня адіабатного компресора, який стискає окис вуглецю з початковими параметрами:  $P_1 = 758 \text{ мм рт. ст.}$ ,  $v_1 = 0,88 \text{ м}^3/\text{кг}$ , якщо  $D/S = 0,95$ ; кількість обертів вала  $-540 \text{ об/хв}$ ; теоретична потужність  $30 \text{ кВт}$ . Визначити також, як зміниться ця швидкість, якщо  $n_B = 780 \text{ об/хв}$ .

**Задача 4.2.20.** Визначити кількість обертів вала політропного ( $n = 1,15$ ) компресора, який стискає водяну пару з початковими параметрами:  $P_1 = 1,1 \text{ бар}$ ,  $t_1 = 115 \text{ }^\circ\text{C}$  до чотирикратного зменшення об'єму, якщо теоретична потужність компресора  $50 \text{ кВт}$ , а  $D/S = 0,92$ .

**Задача 4.2.21.** Визначити економію електроенергії при стисканні повітря в двоступінчастому політропному ( $n = 1,26$ ) компресорі в порівнянні з одноступінчастим, якщо повітря з початковими параметрами:  $P_1 = 765$  мм рт. ст.,  $t_1 = 27$  °С стискається до двадцятип'ятикратного збільшення густини, а  $D = S = 130$  мм.

**Задача 4.2.22.** Визначити граничну міру підвищення тиску одноступінчастого компресора, коли подача дорівнює нулю. Обчислення зробити для таких значень показника політропи:  $n = 1$ ;  $n = 1,2$ ;  $n = 1,4$  і таких значень відносного об'єму шкідливого простору:  $\sigma = 0,02$ ;  $\sigma = 0,035$ ;  $\sigma = 0,05$ . Стискається двоатомний газ.

**Задача 4.2.23.** В компресорі стискається двоокис сірки з початковими параметрами:  $P_1 = 0,115$  МПа,  $T = 330$  К. Визначити необхідну потужність привода компресора, якщо показник політропи  $n = 1,2$ ,  $D = S = 0,16$  м, стискання здійснюється до п'ятикратного збільшення густини, відносна величина шкідливого об'єму  $0,05$ , швидкість поршня  $4,5$  м/с, а ККД компресора  $0,78$ .

**Задача 4.2.24.** Азот з початковими параметрами:  $t_1 = 17$  °С,  $v_1 = 0,875$  м<sup>3</sup>/кг стискається в адіабатному компресорі до п'ятидесятикратного збільшення тиску. Визначити температуру, густину газу після стискання, витрату охолодної води в проміжному охолоднику, необхідну теоретичну потужність, якщо  $D = 0,92 \cdot S$ ;  $S = 140$  мм, а кутова швидкість вала  $62,8$  рад/с.

**Задача 4.2.25.** Визначити необхідну кількість обертів вала політропного ( $n = 1,25$ ) компресора з діаметром  $100$  мм і ходом поршня  $120$  мм, який стискає кисень з початковими параметрами:  $P_1 = 1,3$  бар,  $t_1 = -33$  °С до чотирикратного збільшення густини, якщо відносна частка шкідливого простору  $0,04$ , ККД компресора  $0,78$ , а споживана потужність  $26$  кВт.

### 4.3 Цикли газотурбінних установок

Виконати розрахунки циклу газотурбінної установки, визначити витрату умовного палива, скласти ексергетичний баланс. В розрахунках прийняти, що початкові параметри повітря перед компресором дорівнюють  $P_1 = 101,3$  кПа,  $T_1 = 288$  К; коефіцієнти корисної дії компресора і газової турбіни –  $0,85$  і  $0,87$ , відповідно; ККД камери згорання –  $0,98$ ; ККД електрогенератора –  $0,985$ . Інші дані для розрахунків згідно із заданим варіантом вибрати з табл. 4.1.

**Примітка.** Якщо в результаті розрахунків або за умови завдання міра підвищення тиску  $\lambda \geq 9$ , то застосовується схема ГТУ з двоступінчастим стисканням повітря в компресорі з проміжним охолодженням після першого ступеня до початкової температури.

Таблиця 4.1 – Дані для розрахунків циклу ГТУ

Варіант	Показники												
	$N_0$ , МВт	Витрата газу $V$ , тис. м <sup>3</sup> /год	$T_3$ , К	$T_2$ , К	$\lambda = P_2/P_1$	$T_3/T_2$	$P_1/P_2$	$P_1/P_4$	$P_4/P_3$	$P_4/P_2$	$\Delta T = T_n - T_2$ , К	$\theta = T_4 - T_2$ , К	$\nu$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1		72				2,5					100		0,65
2	6			600					0,145				0,75
3	4	84			14						90		0,73
4	4							0,4			80		0,66
5	10	96	1323				0,13						0,8
6	10							2				70	0,7
7	78								0,375		95		0,75
8	2,5		1273					2,2					0,62
9	108								0,365	0,16			0,65
10	16				16							100	0,74
11	127			590				2,3					0,75
12	25					2,4				0,14			0,72
13	145									0,15			0,65
14	1,5								0,42			105	0,68
15	33				17						80	100	
16	148			585							75		0,75
17	45								0,4	0,155		100	
18	96		1173					2,2			80		0,72
19	52					2,6					90		0,75

Продовження таблиці 4.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
20		135						2,25		0,155			0,7
21	60		1293						0,43	0,16			
22		116			18			2,4					0,75
23	72			580							80	120	
24		69							0,425			100	0,78
25	75					2,45				0,157			0,68
26		84					0,135					95	0,7
27	12,5				20					0,15		100	
28		58	1273					2,3			95		
29	90			595							85		0,73
30		48					0,127				90	115	
31	100					2,5				0,147	100		
32		72			22						90		0,76
33	45							2,45		0,155	87		
34		55	1323						0,46		95		
35	57			575							85		0,72
36		115			15,6					0,15	80		
37	25						0,13				90		0,75
38	37							2,35	0,42				0,73
39		108				2,47					85	110	
40	67			585							80		0,68



#### 4.4 Цикли паротурбінних установок

**Задача 4.4.1.** Параметри пари за турбіною дорівнюють:  $\rho = 1 \text{ кг/м}^3$ ,  $x_k = 0,94$ , а початкова температура  $t_0 = 400 \text{ }^\circ\text{C}$ . Визначити теплоту, яка витрачена на перегрів пари в парогенераторі, витрату умовного палива в циклі Ренкіна, якщо витрата охолодної води складає  $5400 \text{ т/год}$ , а величина її підігрівання  $- 20 \text{ К}$ .

**Задача 4.4.2.** Початкові параметри пари перед турбіною в циклі Ренкіна складають:  $P_0 = 2 \text{ МПа}$ ,  $\rho = 6,25 \text{ кг/м}^3$ . Пара розширюється до тринадцятикратного зменшення температури. Визначити витрату умовного палива, теплоту пароутворення в кінцевій точці, витрату охолодної води, якщо потужність електрогенератора  $6 \text{ МВт}$ , а величина підігрівання охолодної води  $- 18 \text{ }^\circ\text{C}$ .

**Задача 4.4.3.** Парогенератор генерує пару з параметрами:  $P = 4 \text{ МПа}$ ,  $t = 420 \text{ }^\circ\text{C}$ . Тиск перед паровою турбіною в циклі Ренкіна має дорівнювати  $2 \text{ МПа}$ , а кінцева температура  $33 \text{ }^\circ\text{C}$ . Визначити витрату умовного палива і охолодної води, якщо величина її підігрівання складає  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ , потужність електрогенератора  $4 \text{ МВт}$ . Визначити також перевитрату умовного палива завдяки дроселюванню пари після парогенератора в циклі Ренкіна.

**Задача 4.4.4.** Температура пари в конденсаторі турбіни  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ , а питома втрата теплоти  $0,6 \text{ кВт}\cdot\text{год}$ . Визначити теплоту пароутворення в кінцевій точці, витрату умовного палива в циклі Ренкіна, якщо потужність електрогенератора  $2,5 \text{ МВт}$ , а розширення пари в турбіні здійснюється до тридцятикратного зменшення тиску.

**Задача 4.4.5.** Паротурбінна установка в циклі Ренкіна працює з початковими параметрами:  $t_0 = 470 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\rho_0 = 2,857 \text{ кг/м}^3$ . Побудувати криву залежності термічного ККД циклу і витрати умовного палива від величини тиску в конденсаторі, який дорівнюватиме:  $3, 5, 8, 10 \text{ кПа}$ . Потужність електрогенератора  $4 \text{ МВт}$ .

**Задача 4.4.6.** Кінцевий тиск пари в циклі Ренкіна  $- 5 \text{ кПа}$ , а питома втрата в конденсаторі  $- 0,585 \text{ кВт}\cdot\text{год}$ . Побудувати криву залежності термічного ККД циклу і потужності живильного насоса від значення початкової температури, яка має дорівнювати:  $350, 400, 450 \text{ і } 500 \text{ }^\circ\text{C}$ . Потужність електрогенератора  $- 6 \text{ МВт}$ .

**Задача 4.4.7.** Кінцеві параметри пари в циклі Ренкіна складають: густина  $\rho_k = 0,05 \text{ кг/м}^3$ ,  $x_k = 0,84$ , а потужність електрогенератора  $- 12 \text{ МВт}$ . Побудувати залежності термічного ККД циклу і витрати умовного палива від початкового тиску, який має дорівнювати:  $1,5; 2,0; 3,0 \text{ і } 4,0 \text{ МПа}$ .

**Задача 4.4.8.** Потужність електрогенератора в циклі Ренкіна  $- 12 \text{ МВт}$ , а витрата умовного палива  $- 1,09 \text{ кг/с}$ . Визначити початкові параметри пари і витрату охолодної води, якщо величина її підігрівання  $20 \text{ К}$ , а кінцеві параметри складають:  $P_k = 5 \text{ кПа}$ ,  $S_k = 7 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ .

**Задача 4.4.9.** Початкові параметри пари в циклі Ренкіна становлять:  $P_0 = 3 \text{ МПа}$ ,  $t_0 = 420 \text{ }^\circ\text{C}$ , а витрата пари  $- 10 \text{ кг/с}$ . Визначити кінцеві параметри пари, витрату умовного палива і охолодної води, якщо величина

її підігрівання  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а потужність електрогенератора –  $9,7\text{ МВт}$ .

**Задача 4.4.10.** На перегрів сухої насиченої пари з тиском  $5\text{ МПа}$  витрачається  $0,16666\text{ кВт}\cdot\text{год}$  теплоти. Далі пара виконує роботу в турбіні, де її температура зменшується в  $16$  разів. Визначити витрату умовного палива, якщо витрата охолодної води в конденсаторі –  $10800\text{ т/год}$ , величина її підігрівання –  $20\text{ К}$ , а значення ККД складають:  $\eta_{oi} = 0,83$ ;  $\eta_{em} = 0,964$ ;  $\eta_{пр} = 0,91$ .

**Задача 4.4.11.** Міра сухості пари на виході з турбіни –  $0,9$ , а теплота пароутворення –  $2300\text{ кДж/кг}$ . Визначити витрату умовного палива в циклі Ренкіна, якщо початкова густина пари  $5\text{ кг/м}^3$ , витрата охолодної води в конденсаторі –  $7200\text{ м}^3/\text{год}$ , а величина її підігрівання –  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $h'' = 2580\text{ кДж/кг}$ .

**Задача 4.4.12.** Суха насичена пара з тиском  $1,5\text{ МПа}$  перегрівається в парогенераторі на  $170\text{ }^{\circ}\text{C}$ , після чого виконує роботу в циклі Ренкіна. При цьому її густина зменшується в  $100$  разів. Визначити витрату умовного палива, показник адіабати, витрату охолодної води, якщо величина її підігрівання –  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а потужність електрогенератора –  $5\text{ МВт}$ .

**Задача 4.4.13.** Пара з початковими параметрами:  $t_0 = 470\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\rho_0 = 25\text{ кг/м}^3$  спочатку дроселюється до трикратного збільшення об'єму, а потім виконує роботу в турбіні до двохсоткратного зменшення тиску. Визначити витрату умовного палива і теплоту пароутворення в кінцевій точці, якщо витрата охолодної води складає  $5400\text{ т/год}$ , а величина її підігрівання –  $17\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити також ці показники за умови, що дроселювання пари не відбувається.

**Задача 4.4.14.** Температура пари в конденсаторі турбіни –  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ , питома витрата теплоти –  $0,58\text{ кВт}\cdot\text{год}$ . Питома витрата умовного палива в циклі Ренкіна з електрогенератором  $12\text{ МВт}$  складає  $0,3936\text{ кг/кВт}\cdot\text{год}$ . Визначити параметри пари перед турбіною і витрату охолодної води в конденсаторі, якщо величина її підігрівання  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Задача 4.4.15.** Порівняти показники роботи і витрату умовного палива дійсного і теоретичного циклів Ренкіна, якщо витрата охолодної води та величина її підігрівання складають  $12000\text{ т/год}$  і  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , відповідно, кінцеві параметри:  $P_k = 0,035\text{ бар}$  і  $h_k = 2150\text{ кДж/кг}$ , початкова густина –  $6,25\text{ кг/м}^3$ ;  $\eta_{oi} = 0,825$ ;  $\eta_{em} = 0,96$ ;  $\eta_{пр} = 0,9$ .

**Задача 4.4.16.** Початкові параметри пари в циклі Ренкіна складають:  $\rho_0 = 10\text{ кг/м}^3$ ;  $t_0 = 490\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а витрата пари –  $72\text{ т/год}$ . Визначити кінцеві параметри пари, витрату умовного палива і охолодної води, якщо величина її підігрівання  $15\text{ К}$ , а потужність електрогенератора –  $15\text{ МВт}$ .

**Задача 4.4.17.** Початкові параметри пари в циклі Ренкіна складають:  $\rho_0 = 8,333\text{ кг/м}^3$ ;  $t_0 = 510\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Пара розширюється в турбіні з показником політропи  $n = 1,184$  до кінцевого тиску  $7\text{ кПа}$ . Визначити витрату умовного палива, якщо  $\eta_{em} = 0,96$ ;  $\eta_{пр} = 0,91$ , витрата охолодної води  $7200\text{ м}^3/\text{год}$ , а величина її підігрівання –  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Задача 4.4.18.** Ентальпія сухої насиченої пари дорівнює  $2600\text{ кДж/кг}$ , а теплота пароутворення –  $2230\text{ кДж/кг}$ . Міра сухості пари на виході з турбіни  $0,9$ . Визначити показники роботи і витрату умовного палива в циклі Ренкіна, якщо

розширення пари в турбіні здійснюється до п'ятидесятикратного зменшення густини, а потужність електрогенератора – 6 МВт.

**Задача 4.4.19.** Питома витрата умовного палива в циклі Ренкіна складає 0,34 кг/кВт·год. Визначити початкові параметри і витрату умовного палива, якщо витрата охолодної води становить 20000 т/год, величина її підігрівання в конденсаторі – 20 К, питома втрата теплоти в конденсаторі – 0,576 кВт·год, а температура конденсату – 30 °С.

**Задача 4.4.20.** Визначити внутрішній відносний ККД турбіни, витрати умовного палива і охолодної води в циклі Ренкіна з початковими параметрами:  $\rho_0 = 16,666 \text{ кг/м}^3$ ;  $t_0 = 530 \text{ °С}$ , якщо необоротні втрати в турбіні складають 150 кДж/кг, кінцевий тиск 0,06 бар,  $N_e = 12 \text{ МВт}$ ;  $\eta_{см} = 0,96$ ;  $\eta_{пт} = 0,9$ ; величина підігрівання охолодної води – 18 °С.

**Задача 4.4.21.** Кінцеві параметри пари на виході з турбіни:  $x_k = 0,9$ ;  $\rho_k = 0,05$ , а початкова температура 450 °С. Пара розширюється в турбіні з показником політропи  $n = 1,17$ . Визначити відносний внутрішній ККД турбіни, витрату умовного палива, якщо витрата охолодної води 10800 т/год, а величина її підігрівання – 20 °С;  $\eta_{см} = 0,97$ ;  $\eta_{пт} = 0,91$ .

**Задача 4.4.22.** Кінцева міра сухості пари в турбіні 0,87, а теплота пароутворення – 2384 кДж/кг. Визначити теплоту, яка витрачена на перегрів пари в парогенераторі, витрату умовного палива і охолодної води, якщо величина її підігрівання 20 К, ентальпія сухої насиченої пари для кінцевого тиску – 2600 кДж/кг, питома витрата пари – 3,6 кг/кВт·год і загальна витрата пари – 36 кг/с.

**Задача 4.4.23.** Початкові параметри пари в циклі Ренкіна складають:  $t_0 = 450 \text{ °С}$ ;  $\rho_0 = 10 \text{ кг/м}^3$ . Визначити теплоту пароутворення в кінцевій точці, витрату умовного палива і охолодної води, якщо величина її підігрівання 15 °С, потужність електрогенератора – 10 МВт, а витрата пари – 36 т/год.

**Задача 4.4.24.** В парогенераторі генерується суха насичена пара з тиском 1 МПа, яка виконує роботу в турбіні до стократного зменшення тиску. Визначити, як зміняться показники роботи циклу Ренкіна і витрата умовного палива, якщо здійснити перегрів пари на 200 °С, за умови  $P_k = \text{const}$  і  $D_0 = 270 \text{ т/год} = \text{const}$ .

**Задача 4.4.25.** Температура конденсації пари в циклі Ренкіна складає 33 °С, а витрата охолодної води та величина її підігрівання 18000 т/год і 20 °С, відповідно. При цьому питома втрата теплоти дорівнює  $q_k = 0,545 \text{ кВт·год}$ . Визначити початкові параметри пари перед турбіною, витрату умовного палива і пари, якщо питомі витрати умовного палива і пари складають 0,35 і 3,4 кг/кВт·год, відповідно.

**Задача 4.4.26.** Параметри пари в парогенераторі складають:  $P_0 = 4 \text{ МПа}$ ;  $t_0 = 480 \text{ °С}$ . Визначити, до якого тиску треба дроселювати пару перед турбіною, щоб для кінцевого тиску за турбіною 5 кПа питома витрата умовного палива не перевищувала 0,3647 кг/кВт·год. Визначити також витрату пари, якщо потужність електрогенератора 6 МВт.

**Задачі 4.4.27 – 4.4.68.** Паротурбінна установка працює з проміжним перегрівом пари. В схемі ПТУ є один регенеративний підігрівник живильної води. Підігрів охолодної води в конденсаторі турбіни прийняти рівним 17 °С. Визначити потужності живильного і циркуляційного насосів за умови, що перепад тиску в останньому дорівнює 0,4 МПа. Визначити га-кож витрату умовного палива на ПТУ. Дані для розрахунків вибрати із табл. 4.2 згідно з заданим варіантом.

Таблиця 4.2

Варіант	Показники																
	$P_0$ , МПа	$t_0$ , °С	$P_2$ , кПа	$t_k$ , °С	$\chi_k$	$q_k$ , кВт/год	$\chi_1$	$P_1$ , бар	$\gamma_1$	$t_{нт}^{\circ}$ , °С	$\theta_{нт-т_{кв}}^{\circ}$	$t_{кв}^{\circ}$ , °С	$P_{nm}$ , бар	$t_{nm}^{\circ}$ , °С	$q_{nm}$ , кВт/год	$G_{ov}$ , тис т/год	$N_e$ , МВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1	12		4				0,98	1,2				35		530	0,13		100
2		540		33		0,585			0,28			40	30			14	
3	14	540			0,87						50	35		540			110
4		535	5				1					45	25		0,133	8	
5	10			30				1,4			40			540	0,135		150
6		540	5			0,59			0,29			35	26			12	
7	13			35		0,6				110	40				0,127		160
8		520	4		0,88			1,3				35		530		9	
9	11			33		0,585			0,3		45				0,128		100
10		545	5				1			105			28			10	
11	15			40		0,595					30	40		540			200
12			4					1,2				45	30	535	0,13	16	
13		550		33	0,87				0,32		35			530			140
14	12	530	4				0,99					35		540	0,125	7,8	
15		535	5			0,585			0,3			40		520			150
16	13			33							30	50		510	0,133	13,8	
17		530			0,87					110	40		25	520			130
18	10		5				0,98	1,3				40			0,13	14,4	

Продовження таблиці 4.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
19		530		30		0,59			0,29		35			530			160
20	12		4				1			105		35			0,127	10,8	
21	14	540			0,86			1,4			40				0,125		140
22		530		33					0,28			45	26	540		7,2	
23			4			0,6		1,2						530	0,128		200
24	9				0,87		0,99	1,5				50			0,126	19	
25	11	530		30					0,3		45		28	530			180
26		530	5			0,58				110	40				0,127	14,8	
27	15			33			1	1,3				50		540			135
28		530	5		0,88					115		50	26	520		16,2	
29		520		30		0,59			0,285								175
30	12		4					1,4				60		545	0,13	11,3 6	
31		540		35	0,87				0,28		40		20	540			220
32			5					1,3				55	24	520	0,128	13,6	
33		530		30			0,99			115	35					17,2	
34	10	535			0,88				0,29			50			0,127		110
35				33		0,585					40	45	25	530	0,125	16,4	
36			5				0,98			110	30				0,128		150
37	13	540		30				1,2				50	28	550		15,8	
38		520			0,87				0,285						0,127	17,6	
39	8		5			0,59	0,97				40	45	22		0,125		50
40		530		33				1,4						530		18,4	
41		510	4			0,575			0,27					510	0,13		75

## 4.5 Цикли двигунів внутрішнього згорання

В процесі розв'язування задач вважати, що робочим тілом є повітря, а теплоємності мають сталі значення.

**Задача 4.5.1.** Визначити термічний ККД, теоретичну потужність і робочий об'єм циліндра чотирициліндрового чотиритактного дизельного двигуна, якщо  $P_1 = 0,1$  МПа;  $T_1 = 290$  К;  $\varepsilon = 17$ ;  $T_3 = 1700$  К; підведена теплота  $Q = 640000$  кДж/год;  $\omega = 167,466$  рад/с. Визначити також літрову потужність (потужність веднесену до 1 л робочого об'єму циліндра).

**Задача 4.5.2.** Чотирициліндровий двотактний дизельний двигун з циліндрами діаметром  $D = 108$  мм і ходом поршня  $127$  мм використовується для привода компресора, який стискає  $450$  м<sup>3</sup>/год повітря з параметрами  $P_1 = 0,1$  МПа,  $t_1 = 10$  °С до тиску  $3$  МПа. Визначити витрату умовного палива, якщо середньоіндикаторний тиск складає  $720$  кПа, швидкість поршня  $8,5$  м/с; ККД компресора –  $0,75$ ; механічний ККД дизеля –  $0,85$ .

**Задача 4.5.3.** Визначити термічний ККД, теоретичну потужність чотиритактного чотирициліндрового карбюраторного двигуна, якщо:  $P_1 = 0,105$  МПа,  $t_1 = 10$  °С;  $\varepsilon = 6$ ;  $n = 720$  об/хв; витрата робочого палива складає  $0,1$  кг на  $1$  кг робочого тіла;  $Q_n^p = 34$  МДж/кг.

**Задача 4.5.4.** Визначити термічний ККД і витрату умовного палива в чотирициліндровому чотиритактному дизельному двигуні з характеристиками  $D = 105$  мм;  $S = 125$  мм, якщо: швидкість поршня  $6$  м/с;  $P_1 = 1$  бар;  $t_1 = 17$  °С;  $P_3 = 5,2$  МПа;  $P_4 = 0,35$  МПа.

**Задача 4.5.5.** Для циклу ДВЗ зі змішаним підведенням теплоти і характеристиками:  $D = 0,12$  м;  $S = 0,14$  м визначити термічний ККД і витрату палива з теплою згорання  $Q_n^p = 40$  МДж/кг; якщо кількість циліндрів –  $6$ ; кількість тактів –  $4$ ;  $P_1 = 740$  мм рт. ст.,  $\rho_1 = 1,125$  кг/м<sup>3</sup>;  $P_3 = 5$  МПа;  $P_5 = 0,25$  МПа; теплота, що підведена в ізобарному процесі  $400$  кДж/кг.

**Задача 4.5.6.** Визначити витрату робочого тіла в чотиритактному восьмициліндровому карбюраторному ДВЗ, якщо повний об'єм циліндра –  $7,9 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>, об'єм камери згорання –  $7 \cdot 10^{-5}$  м<sup>3</sup>,  $\omega = 251,2$  рад/с; початковий питомий об'єм –  $0,825$  м<sup>3</sup>/кг.

**Задача 4.5.7.** Визначити індикаторну та ефективну потужність восьмициліндрового чотиритактного карбюраторного ДВЗ, якщо:  $P_1 = 0,75$  МПа;  $D = 110$  мм;  $S = 100$  мм;  $\omega = 108$  рад/с; механічний ККД –  $0,8$ .

**Задача 4.5.8.** Визначити ефективну потужність і питому ефективну витрату палива в шестициліндровому дизельному ДВЗ, якщо:  $P_1 = 0,85$  МПа;  $\varepsilon = 16,7$ ; об'єм камери згорання –  $12 \cdot 10^{-5}$  м<sup>3</sup>;  $\omega = 220$  рад/с;  $\eta_m = 0,8$ ; витрата палива –  $0,0105$  кг/с.

**Задача 4.5.9.** Визначити питому витрату умовного палива в шестициліндровому чотиритактному дизельному ДВЗ, якщо:  $P_e = 0,75$  МПа, повний об'єм циліндра –  $7,9 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>, об'єм камери згорання  $6,9 \cdot 10^{-5}$  м<sup>3</sup>;  $W_n = 6$  м/с; витрата палива –  $4,2 \cdot 10^{-3}$  кг/с;  $\eta_m = 0,82$ .

**Задача 4.5.10.** Визначити середньоіндикаторний тиск та індикаторну потужність чотирициліндрового чотиритактного дизельного ДВЗ, якщо:  $N_e = 100$  кВт;  $\omega = 157$  рад/с;  $\varepsilon = 15$ ; об'єм камери згорання  $- 2,5 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>;  $\eta_m = 0,84$ .

**Задача 4.5.11.** Визначити індикаторну потужність і питому індикаторну витрату палива в шестициліндровому чотиритактному дизельному ДВЗ, якщо  $P_e = 0,62$  МПа;  $D = 0,11$  м;  $S = 120$  мм;  $W_n = 8,2$  м/с;  $\eta_m = 0,82$ ; витрата палива  $- 5,55 \cdot 10^{-3}$  кг/с.

**Задача 4.5.12.** Визначити діаметр циліндра і хід поршня чотирициліндрового чотиритактного дизельного ДВЗ, якщо  $N_e = 80$  кВт;  $P_e = 0,6$  МПа;  $n = 1800$  об/хв;  $W_n = 9,6$  м/с;  $S/D = 1,185$ .

**Задача 4.5.13.** Визначити потужність механічних втрат шестициліндрового чотиритактного карбюраторного ДВЗ, якщо:  $P_i = 0,75$  МПа;  $D = 110$  мм;  $S = 100$  мм;  $\omega = 314$  рад/с;  $\eta_m = 0,825$ .

**Задача 4.5.14.** Визначити індикаторну потужність і потужність механічних втрат шестициліндрового двотактного дизельного ДВЗ, якщо:  $P_e = 0,65$  МПа  $\varepsilon = 16$ ; об'єм камери згорання  $- 7,8 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>;  $W_n = 9$  м/с;  $S = 0,14$  м;  $\eta_m = 0,83$ .

**Задача 4.5.15.** Визначити середньоіндикаторний тиск і середнє значення тиску механічних втрат восьмициліндрового карбюраторного ДВЗ, якщо:  $D = S = 0,1$  м;  $N_e = 150$  кВт;  $W_n = 11$  м/с;  $\eta_m = 0,81$ .

**Задача 4.5.16.** Визначити ефективну потужність і питому ефективну витрату палива у восьмициліндровому чотиритактному карбюраторному ДВЗ, якщо: індикаторна робота за цикл  $- 650$  кДж;  $D = 100$  мм;  $S = 110$  мм;  $n = 1200$  об/с;  $\eta_m = 0,83$ ; витрата палива  $- 36,0$  кг/год.

**Задача 4.5.17.** Визначити питому індикаторну і ефективну витрати палива чотирициліндрового дизельного ДВЗ, якщо:  $P_i = 0,68$  МПа;  $\varepsilon = 15,5$ ; повний об'єм циліндра  $- 38 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>;  $\omega = 157$  рад/с;  $\eta_m = 0,835$ ; витрата палива  $21,6$  кг/год.

**Задача 4.5.18.** Визначити ефективну потужність і потужність механічних втрат шестициліндрового чотиритактного дизельного ДВЗ, якщо:  $P_e = 0,55$  МПа;  $D = 110$  мм;  $S = 120$  мм;  $W_n = 8,5$  м/с;  $\eta_m = 0,81$ .

**Задача 4.5.19.** Визначити середній індикаторний тиск та індикаторну потужність шестициліндрового чотирикратного дизельного ДВЗ, якщо:  $D = S = 150$  мм;  $n = 1400$  об/хв; площа індикаторної діаграми  $2 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup>; довжина діаграми  $- 0,15$  м, масштаб діаграми  $- 6 \cdot 10^7$  Па/м.

**Задача 4.5.20.** Визначити індикаторну потужність і потужність механічних втрат чотирициліндрового чотиритактного дизельного ДВЗ, якщо:  $\varepsilon = 17$ ; повний об'єм циліндра  $- 1,2 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>;  $\omega = 157$  рад/с;  $\eta_m = 0,82$ ; індикаторна діаграма з масштабом  $0,8 \cdot 10^8$  Па/м має довжину  $200$  мм і площу  $1,8 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup>.

**Задача 4.5.21.** Визначити середньоєфективний тиск і середній тиск механічних втрат двоциліндрового чотиритактного дизельного ДВЗ, якщо:  $N_e = 18$  кВт;  $D = 105$  мм;  $S = 120$  мм;  $n = 1800$  об/хв;  $\eta_m = 0,8$ .

**Задача 4.5.22.** Визначити ефективну потужність і механічний ККД шестициліндрового чотиритактного дизельного ДВЗ, якщо:  $P_e = 0,7$  МПа; повний об'єм циліндра  $8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ ; об'єм камери згорання  $7 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$ ;  $n = 1900$  об/хв; потужність механічних втрат – 15 кВт.

**Задача 4.5.23.** Визначити середню швидкість поршня і міру стискання чотирициліндрового чотиритактного карбюраторного ДВЗ, якщо:  $N_e = 52$  кВт;  $P_e = 0,6$  МПа;  $S = 100$  мм;  $W_n = 6,6$  м/с; об'єм камери згорання  $10^{-4} \text{ м}^3$ .

**Задача 4.5.24.** Визначити кутову швидкість обертання колінчастого вала і міру стискання в шестициліндровому чотиритактному карбюраторному ДВЗ, якщо:  $N_e = 65$  кВт;  $P_e = 0,62$  МПа;  $n = 2800$  об/хв; повний об'єм циліндра –  $6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ .

**Задача 4.5.25.** Визначити індикаторну потужність і механічний ККД шестициліндрового чотиритактного карбюраторного ДВЗ, якщо:  $P_i = 0,7$  МПа;  $D = S = 100$  мм;  $W_n = 9,2$  м/с; потужність механічних втрат – 24 кВт.

#### 4.6 Цикли холодильних машин і теплонасосних установок

В процесі розв'язання задач цього розділу величину недогріву в теплообмінниках прийняти рівною  $\theta = 5$  °С, а витрату повітря за нормальних умов.

**Задача 4.6.1.** В компресор повітряної холодильної машини повітря надходить з параметрами:  $P = 740$  мм рт. ст.;  $t = -10$  °С, де стискається до п'ятикратного збільшення густини. В газоохолоднику температура повітря зменшується до 5 °С. Визначити потужність компресора і детандера, холодовидатність холодильної машини, її ексергетичний ККД, якщо витрата повітря  $7200 \text{ м}^3/\text{год}$ .

**Задача 4.6.2.** Холодовидатність повітряної холодильної машини (ХМ) складає  $36000 \text{ кДж/год}$ . Параметри повітря перед компресором:  $P_1 = 98$  кПа;  $t_1 = -13$  °С. Температура повітря на вході в детандер ( $-10$  °С). Визначити витрату повітря, потужність компресора і детандера, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД, якщо міра підвищення тиску в компресорі дорівнює 5.

**Задача 4.6.3.** Температура в холодильній камері повітряної холодильної машини ( $-15$  °С), а температура навколишнього середовища –  $18$  °С. В компресорі ХМ повітря стискається до чотирикратного зменшення об'єму. Визначити холодовидатність, потужності компресора і детандера, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД, якщо початковий тиск  $0,1$  МПа, а витрата повітря –  $3600 \text{ м}^3/\text{год}$ .

**Задача 4.6.4.** Холодовидатність повітряної ХМ дорівнює  $140$  кВт. Визначити потужність детандера і компресора, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД, витрату повітря, якщо відомо: температура в холодильній камері ( $-10$  °С), а підігрів повітря  $15$  °С, температура навколишнього середовища  $15$  °С, ККД компресора і детандера по  $0,84$ .



**Задача 4.6.5.** Теоретична потужність компресора повітряної ХМ складає 200 кВт, а підвищення температури в компресорі 130 °С. Визначити холодовидатність, потужності газоохолодника і детандера, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД, якщо температура в холодильній камері – 10 °С, а температура навколишнього середовища 18 °С.

**Задача 4.6.6.** Теоретична потужність детандера повітряної ХМ дорівнює 100 кВт, а зменшення температури в ньому 100 °С. Визначити холодовидатність, потужності газоохолодника і компресора, ексергетичний ККД і холодильний коефіцієнт, якщо температури в холодильній камері та навколишнього середовища складають (– 17 °С) і 20 °С, відповідно.

**Задача 4.6.7.** Потужність газоохолодника теоретичної повітряної ХМ становить 500 кВт. Визначити холодовидатність, потужності компресора і детандера, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД, якщо температура в холодильній камері (– 12 °С), температура навколишнього середовища 17 °С, а стиснення повітря здійснюється до збільшення густини в 3,8 рази.

**Задача 4.6.8.** В теоретичному циклі ХМ циркулює 3600 м<sup>3</sup>/год повітря, температура якого за детандером складає 192 К. Визначити холодовидатність, потужності детандера і компресора, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД, якщо: температура в холодильній камері та в навколишньому середовищі (– 25) і + 20 °С, відповідно, а тиск перед компресором – 760 мм рт.ст.

**Задача 4.6.9.** Потужність газоохолодника холодильної машини дорівнює 440 кВт, а витрата повітря 74000 м<sup>3</sup>/год; параметри навколишнього середовища:  $P_{\text{нс}} = 765$  мм рт. ст.;  $\rho_{\text{нс}} = 1,25$  кг/м<sup>3</sup>. Визначити холодовидатність, потужності компресора і детандера, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД, якщо температура повітря в холодильній камері складає (– 10 °С).

**Задача 4.6.10.** Холодовидатність теоретичної повітряної ХМ складає 185 кВт, а величина підігрівання повітря в холодильній камері 65 °С. Визначити потужності газоохолодника, компресора і детандера, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД, якщо температура в холодильній камері (– 12 °С), а тиск в детандері зменшується в чотири рази.

**Задача 4.6.11.** В циклі повітряної ХМ процеси розширення і стиснення здійснюються політропно ( $n = 1,2$ ). При цьому зміна ентропії в процесі розширення становить 0,213 кДж/(кг·К). Визначити потужності компресора і детандера, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД, якщо температура навколишнього середовища 20 °С, температура в холодильній камері (– 12 °С), а витрата повітря за нормальних умов складає – 10800 м<sup>3</sup>/год.

**Задача 4.6.12.** В циклі повітряної холодильної машини процеси розширення і стиснення здійснюються політропно ( $n = 1,25$ ). При цьому зміна ентропії в процесі стиснення дорівнює 0,115 кДж/(кг К). Визначити потужності компресора і детандера, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД, якщо температура повітря на виході з холодильної камери

дорівнює 260 К, температура навколишнього середовища 25 °С, а витрата повітря – 7200 м<sup>3</sup>/год.

**Задача 4.6.13.** В теоретичному циклі ХМ стиснення повітря здійснюється до чотирикратного збільшення густини. Визначити потужність детандера і компресора, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД, якщо потужність газоохолодника 520 кВт; температура навколишнього середовища і в холодильній камері складають 25 °С і –23 °С, відповідно.

**Задача 4.6.14.** Зміна ентропії в газоохолоднику повітряної ХМ складає 0,27 кДж/(кг·К). Стиснення повітря здійснюється до чотирикратного зменшення об'єму. Визначити роботу детандера і компресора, холодильний коефіцієнт і ексергетичний коефіцієнт, якщо температура навколишнього середовища 17 °С.

**Задача 4.6.15.** В холодильній камері повітряної холодильної машини ентропія збільшується на 0,3 кДж/(кг·К). Визначити потужність детандера і компресора, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД, якщо температура навколишнього середовища 15 °С, параметри повітря на вході в компресор:  $P_1 = 735$  мм рт. ст.;  $\rho_1 = 1,315$  кг/м<sup>3</sup>.

**Задача 4.6.16.** Витрата повітря в циклі холодильної машини складає 6,48 т/год, а потужність детандера – 180 кВт. Визначити потужність компресора, холодильної камери і газоохолодника, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД, якщо температура навколишнього середовища 285 К, а температура в холодильній камері (–15 °С).

**Задача 4.6.17.** Холодовидатність повітряної ХМ дорівнює 360 кВт. Визначити потужності компресора, газоохолодника і детандера, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД, якщо температура в холодильній камері (–15 °С), температура навколишнього середовища 15 °С, а температура повітря на виході з детандера 195 К.

**Задача 4.6.18.** В циклі повітряної ХМ циркулює 5400 м<sup>3</sup>/год повітря. Визначити потужності холодильної камери, компресора, детандера і газоохолодника, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД, якщо температура навколишнього середовища 288 К; параметри повітря перед компресором:  $P = 735$  мм рт. ст.,  $v_1 = 0,761$  м<sup>3</sup>/кг, а розширення в детандері здійснюється до чотирикратного зменшення тиску.

**Задача 4.6.19.** Холодовидатність повітряної ХМ складає 200 кВт, а зміна ентропії в холодильній камері 0,262 кДж/(кг·К). Визначити потужності компресора, газоохолодника і детандера, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД, якщо температура навколишнього середовища 20 °С, а температура повітря за детандером 200 К.

**Задача 4.6.20.** Зміна ентропії в детандері повітряної ХМ становить 0,1 кДж/(кг К), а параметри навколишнього середовища:  $v=0,89$  м<sup>3</sup>/кг;  $P_0 = 740$  мм рт. ст. Визначити потужності детандера, компресора і газоохолодника, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД, якщо витрата повітря складає 8640 м<sup>3</sup>/год, а температура після стиснення в

компресорі 355 К, стиснення і розширення політропні з показником  $n = 1,3$ .

**Задача 4.6.21.** Визначити потужності компресора, детандера і холодильної камери повітряної ХМ, якщо потужність газоохолодника 400 кВт, параметри навколишнього середовища:  $P = 745$  мм рт. ст.;  $\rho = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>, температура в холодильній камері ( $-13$  °С), а температура повітря за детандером 195 К.

**Задача 4.6.22.** Холодовидатність повітряної ХМ складає 360 кВт, а температура навколишнього середовища 17 °С. Визначити потужності компресора і газоохолодника, якщо робота детандера дорівнює 100 кДж/кг. Визначити холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД за умови, що температура в холодильній камері ( $-15$  °С).

**Задача 4.6.23.** Питома робота компресора повітряної холодильної машини складає 140 кДж/кг, а потужність газоохолодника 500 кВт. Визначити холодовидатність, потужності компресора і детандера, якщо температура в холодильній камері ( $-15$  °С), а параметри навколишнього середовища:  $P = 736$  мм рт. ст.,  $v = 0,88$  м<sup>3</sup>/кг.

**Задача 4.6.24.** Температура в холодильній камері ХМ дорівнює ( $-15$  °С). В циклі циркулює повітря з витратою 5400 м<sup>3</sup>/год, параметри навколишнього середовища:  $P = 740$  мм рт. ст.,  $\rho_1 = 1,22$  кг/м<sup>3</sup>. При цьому потужність газоохолодника складає 400 кВт. Визначити потужності компресора і детандера, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД.

**Задача 4.6.25.** Повітряна ХМ працює з політропним розширенням і стиском ( $n = 1,27$ ) робочого тіла. Зміна ентропії в газоохолоднику дорівнює 0,25 кДж/(кг·К), а стиснення здійснюється до чотирикратного збільшення густини. Визначити холодовидатність, потужності компресора і детандера, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД, якщо температура навколишнього середовища 20 °С, а витрата повітря 7200 м<sup>3</sup>/год.

**Задача 4.6.26.** В циклі повітряної ХМ циркулює 3600 м<sup>3</sup>/год повітря. Температура навколишнього середовища і в холодильній камері складають 17 і ( $-13$  °С), відповідно. Визначити холодовидатність, потужності компресора і детандера, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД, якщо температура повітря за детандером складає 197 К.

**Задача 4.6.27.** Потужність детандера повітряної ХМ складає 120 кВт, а розширення в ньому відбувається до чотирикратного зменшення густини. Визначити холодовидатність, потужності компресора і газоохолодника, якщо температура повітря за компресором 80 °С, а параметри навколишнього середовища:  $P = 740$  мм рт. ст.,  $T = 288$  К.

**Задача 4.6.28.** В циклі ХМ циркулює 9360 м<sup>3</sup>/год повітря, а питома робота компресора дорівнює 100 кДж/кг. Визначити холодовидатність, потужності детандера, газоохолодника, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД, якщо температура в холодильній камері  $-8$  °С, а параметри навколишнього середовища:  $P = 0,98$  бар,  $\rho_1 = 1,225$  кг/м<sup>3</sup>.

**Задача 4.6.29.** Процеси стиснення і розширення в повітряній ХМ здійснюються політропно ( $n = 1,27$ ). При цьому зміна ентропії в детандері становить  $0,22$  кДж/(кг К). Визначити потужності детандера, компресора і газоохолодника, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД, якщо холодовидатність складає  $250$  кВт, температура в холодильній камері ( $-10$  °С), а температура навколишнього середовища  $17$  °С.

**Задача 4.6.30.** Питома зміна ентропії в холодильній камері повітряної ХМ складає  $0,115$  кДж/(кг К), а температура в камері ( $-10$  °С). Визначити потужності компресора, газоохолодника, холодовидатність, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД, якщо потужність детандера  $120$  кВт, а температура навколишнього середовища  $15$  °С.

**Задача 4.6.31.** Потужність компресора аміачної ТНУ складає  $2$  МВт, а температура гарячої та зворотної води в системі теплофікації  $75$  і  $35$  °С, відповідно. Стиснення холодоагенту здійснюється до п'ятикратного збільшення густини. Визначити параметри  $\text{NH}_3$  в характерних точках циклу, потужності конденсатора і випарника, коефіцієнт перетворення і ексергетичний ККД, якщо ККД компресора  $0,82$ .

**Задача 4.6.32.** У випарнику аміачної ТНУ температура стічної води змінюється від  $30$  до  $20$  °С, а її витрата дорівнює  $360$  м<sup>3</sup>/год. Температура гарячої та зворотної води в системі теплофікації  $75$  і  $35$  °С, відповідно. Визначити потужності випарника, компресора і конденсатора, коефіцієнт перетворення і ексергетичний ККД, якщо ККД компресора  $0,825$ .

**Задача 4.6.33.** Міра підвищення тиску в компресорі ТНУ дорівнює  $6$ , а температура  $\text{NH}_3$  у випарнику  $15$  °С. Визначити потужності випарника і конденсатора, коефіцієнт перетворення і ексергетичний ККД, якщо температура зворотної води в системі теплофікації  $40$  °С, ККД компресора  $0,83$ , а потужність компресора  $2$  МВт.

**Задача 4.6.34.** ТНУ постачає  $180$  т/год гарячої води з температурою  $75$  °С. Зворотна вода повертається з температурою  $40$  °С. Тиск пари  $\text{NH}_3$  на вході в компресор дорівнює  $0,7$  МПа. Визначити потужності випарника, компресора і конденсатора, коефіцієнт перетворення і ексергетичний ККД, якщо ККД компресора складає  $0,825$ .

**Задача 4.6.35.** Витрата стічної води у випарнику аміачної ТНУ становить  $200$  м<sup>3</sup>/год, а значення температур  $25$  і  $15$  °С. Стиснення в компресорі ТНУ здійснюється до п'ятикратного збільшення густини. Визначити потужності випарника, компресора і конденсатора, якщо коефіцієнт перетворення дорівнює  $3,2$ . Обґрунтувати доцільність застосування ТНУ за умови  $T_{\text{nc}} = 288$  К;  $\eta_{\text{кот}}^{\text{н}} = 0,81$ ;  $\eta_{\text{ec}} = 0,355$ ;  $\eta_{\text{em}} = 0,9$ .

**Задача 4.6.36.** Аміачна ТНУ відпускає гарячу воду з температурою  $75$  °С і витратою  $180$  м<sup>3</sup>/год. У випарнику ТНУ стічна вода охолоджується з  $25$  до  $15$  °С. В процесі стиснення пари  $\text{NH}_3$  в компресорі питома ентропія збільшується на  $0,2$  кДж/(кг·К). Визначити потужності випарника, компресора, конденсатора, температуру зворотної води в системі теплофікації, коефіцієнт перетворення і ексергетичний ККД, якщо  $G_{\text{cb}} = 265$  м<sup>3</sup>/год.

**Задача 4.6.37.** Потужність випарника аміачної ТНУ складає 1 МВт, а температура стічної води на виході з нього  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити витрату гарячої води з температурою  $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ , яка постачається з конденсатора ТНУ, потужність компресора, ККД якого 0,82, коефіцієнт перетворення і ексергетичний ККД, якщо температура зворотної води в конденсаторі  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Задача 4.6.38.** Потужність конденсатора ТНУ дорівнює 5 МВт. Стічна вода у випарнику охолоджується від  $25$  до  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Стиснення  $\text{NH}_3$  в компресорі здійснюється до восьмикратного зменшення об'єму. Визначити витрати води в конденсаторі та випарнику, потужність компресора, коефіцієнт перетворення, ексергетичний ККД, якщо ККД компресора 0,84, а температура зворотної води  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Задача 4.6.39.** Температура гарячої та зворотної води в системі гарячого водопостачання від аміачної ТНУ складає  $75$  і  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ , відповідно, а її витрата  $540\text{ т/год}$ . Густина пари  $\text{NH}_3$  на вході в компресор дорівнює  $5\text{ кг/м}^3$ . Визначити потужності конденсатора, компресора і випарника, коефіцієнт перетворення і ексергетичний ККД, якщо зміна ентропії в процесі стиснення складає  $0,22\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ .

**Задача 4.6.40.** У випарнику аміачної ТНУ температура стічної води змінюється від  $28\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а її витрата складає  $540\text{ т/год}$ . Конденсатор ТНУ постачає гарячу воду з температурою  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити потужності конденсатора і компресора, коефіцієнт перетворення, витрату гарячої води, якщо температура зворотної води  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а ексергетичний ККД – 0,4.

**Задача 4.6.41.** Тиск у випарнику аміачної ТНУ складає  $0,6\text{ МПа}$ . ТНУ постачає гарячу воду з температурою  $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Зворотна вода повертається в конденсатор з температурою  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити витрату гарячої води, потужність випарника і компресора, коефіцієнт перетворення і ексергетичний ККД, якщо потужність конденсатора  $2,5\text{ МВт}$ , ККД компресора 0,84.

**Задача 4.6.42.** Витрата стічної води у випарнику аміачної ТНУ дорівнює  $180\text{ м}^3/\text{год}$ , а температура її змінюється від  $25$  до  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Густина пари  $\text{NH}_3$  за компресором складає  $25\text{ кг/м}^3$ . Визначити потужності випарника, компресора, витрату гарячої води, коефіцієнт перетворення і ексергетичний ККД, якщо зміна ентропії в процесі стиснення дорівнює  $0,18\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ , а температура зворотної води  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Задача 4.6.43.** Температура гарячої та зворотної води в конденсаторі аміачної ТНУ складе  $80$  і  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ , відповідно. В компресорі потужністю  $2\text{ МВт}$  стиснення здійснюється до восьмикратного збільшення густини. Визначити витрату гарячої води, потужності конденсатора і випарника, коефіцієнт перетворення і ексергетичний ККД ТНУ.

**Задача 4.6.44.** Витрата гарячої води з температурою  $75\text{ }^{\circ}\text{C}$  в систему теплофікації від аміачної ТНУ становить  $360\text{ м}^3/\text{год}$ . У випарнику температура стічної води зменшується від  $27$  до  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити витрату стічної води, потужність компресора, коефіцієнт перетворення і ексергетичний ККД, якщо ККД компресора 0,82, а його потужність  $2\text{ МВт}$ .

**Задача 4.6.45.** Потужність випарника аміачної ТНУ дорівнює 2,5 МВт, а температура стічної води на виході із нього  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити потужності компресора і конденсатора, витрату гарячої води в системі теплофікації, ексергетичний ККД, якщо коефіцієнт перетворення дорівнює 3,3, а температура зворотної води  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Задача 4.6.46.** Потужність конденсатора аміачної ТНУ складає 5 МВт, а ексергетичний ККД ТНУ 0,42. Температура гарячої води на виході з конденсатора ТНУ дорівнює  $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Витрата стічної води у випарнику складає  $168,5\text{ м}^3/\text{год}$ , а її температура на вході у випарник  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити температуру стічної води на виході з випарника, потужність компресора, витрату  $\text{NH}_3$  в циклі, а також температуру зворотної води в системі теплофікації.

**Задача 4.6.47.** В компресорі аміачної ТНУ суха насичена пара стискається до десятикратного збільшення густини. Температура води на виході з випарника дорівнює  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а температура зворотної води  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити витрату гарячої води, потужності випарника і конденсатора, коефіцієнт перетворення і ексергетичний ККД, якщо потужність компресора 2 МВт.

**Задача 4.6.48.** Температура гарячої та зворотної води в конденсаторі аміачної ТНУ становить 75 і  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Міра підвищення тиску в компресорі дорівнює 6,5. Визначити витрату гарячої води, потужність компресора, коефіцієнт перетворення і ексергетичний ККД, якщо потужність випарника 2 МВт, а ККД компресора 0,82.

**Задача 4.6.49.** У випарнику аміачної ТНУ температура стічної води змінюється від 30 до  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а її витрата складає  $200\text{ м}^3/\text{год}$ . ТНУ постачає гарячу воду з температурою  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити витрату гарячої води, потужність компресора, ексергетичний ККД, якщо коефіцієнт перетворення дорівнює 3,2, а температура зворотної води  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Задача 4.6.50.** Потужність компресора аміачної ТНУ дорівнює 1,6 МВт, а температура стічної води на виході з випарника  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити потужності випарника, конденсатора, витрату гарячої води, коефіцієнт перетворення, ексергетичний ККД, якщо міра підвищення тиску дорівнює 7, а температура зворотної води  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

## ЛІТЕРАТУРА

1. Чепурний М. М. Основи технічної термодинаміки / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко. – Вінниця : Поділля-2000, 2003. – 368 с.
2. Чепурний М. М. Технічна термодинаміка в прикладах і задачах / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко. – Вінниця : ВНТУ, 2004. – 150 с.
3. Остапенко О. П. Технічна термодинаміка: лабораторний практикум / Остапенко О. П. – Вінниця : ВНТУ, 2012. – 92 с.
4. Техническая термодинамика / [Крутов В. И., Исаев С. И., Кожин И. А. и др.] ; под ред. В. И. Крутова. – М. : Высшая школа, 1991. – 375 с.
5. Беляев Н. М. Термодинаміка / Беляев Н. М. – Киев : Вища школа, 1987. – 246 с.
6. Кириллин В. О. Техническая термодинамика / Кириллин В. О., Сычев В. В., Шейдлин О. Е. – М. : Энергоиздат, 1976. – 324 с.
7. Задачник по технической термодинамике и теории тепломассообмена / [Афанасьев В. Н., Исаев С. И., Кожин И. А. и др.] ; под ред. В. И. Крутова и Г. Б. Петражицкого. – М. : Высшая школа, 1986. – 383 с.
8. Ривкин Л. С. Термодинамические свойства воды и водяного пара / Ривкин Л. С. – М. : Энергия, 1980. – 192 с.
9. Ривкин Л. С. Термодинамические свойства газов / Ривкин Л. С. – М. : Энергия, 1973. – 224 с.

Додаток А

Таблиця А.1 – Основні фізичні властивості деяких газів

Назва	Хімічна формула	Густина при 0 °С і 760 мм рт. ст.	Молекулярна маса	Газова стала, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	Температура кипіння при 760 мм рт. ст.	Теплота пароутворення при 760 мм рт. ст., $\text{г} \cdot 10^{-3}, \text{Дж/кг}$	Критичні точки		Теплоємність при 20 °С і $p = 1 \text{ бар}$ , $\text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$	
							Температура, °С	Абсолютний тиск, бар	$C_p$	$C_v$
Азот	N <sub>2</sub>	1,25	28	297	-195,8	199,4	-147,1	33,49	1,05	0,746
Аміак	NH <sub>3</sub>	0,77	17	488	33,4	1374	+132,4	111,5	2,22	1,68
Ацетилен	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	1,171	26,0	320	-83,7(в)	830	+35,7	61,6	1,68	1,36
Бензол	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	-	78,1	106	+80,2	394	+288,5	47,7	1,25	1,140
Бутан	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	2,673	58,1	143	-0,5	387	+152	37,5	1,92	1,80
Повітря	-	1,293	(29,0)	287	-195	197	-140,7	37,2	1,01	0,721
Водень	H <sub>2</sub>	0,0899	2,02	2140	-252,8	450,5	-239,9	12,80	14,3	10,14
Гелій	He	0,179	4,0	2080	-268,9	19,5	-268,0	2,26	5,28	3,18
Двоокис азоту	NO <sub>2</sub>	-	46,0	181	+21,2	712	+158,2	100,00	0,804	0,62
Двоокис сірки	SO <sub>2</sub>	2,93	64,1	130	-10,8	394	+157,5	77,78	0,633	0,503
Двоокис вуглецю	CO <sub>2</sub>	1,90	44,0	189	78,2(сп)	574,0	+31,1	72,9	0,838	0,654
Кисень	O <sub>2</sub>	1,429	32	260	-83,0	213	-118,8	49,71	0,913	0,654
Метан	CH <sub>4</sub>	0,72	16,0	519	-161,6	511	-82,15	45,6	2,23	1,70
Оксид вуглецю	CO	1,25	28,0	297	-191,5	212	-140,2	34,53	1,05	0,754
Пропан	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	2,02	44,1	189	-42,1	427	+95,6	43	1,87	1,65
Сірководень	H <sub>2</sub> S	1,54	34,1	244	-60,2	549	+100,4	188,9	1,060	0,804
Хлор	Cl <sub>2</sub>	3,22	70,9	117	-33,8	306	+144,0	76,1	0,482	0,355



## Додаток Б

Таблиця Б.1 – Термодинамічні властивості води і водяної пари в стані насичення

р, бар	t, °C	v', м <sup>3</sup> /кг	v'', м <sup>3</sup> /кг	ρ'', кг/м <sup>3</sup>	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	г, кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7	8
0,010	6,92	0,0010001	129,9	0,00770	29,32	2513	2484
0,015	13,038	0,0010007	87,9	0,01138	54,75	2525	2470
0,020	17,514	0,0010014	66,97	0,01493	73,52	2533	2459
0,025	21,094	0,0010021	54,24	0,01843	88,5	2539	2451
0,030	24,097	0,0010028	45,66	0,02190	101,04	2545	2444
0,035	26,692	0,0010035	39,48	0,02533	111,86	2550	2438
0,040	28,979	0,0010041	34,81	0,02873	121,42	2554	2433
0,045	31,033	0,0010047	31,13	0,03211	130,00	2557	2427
0,050	32,88	0,0010053	28,19	0,03547	137,83	2561	2423
0,055	34,59	0,0010059	25,77	0,03880	144,95	2564	2419
0,060	36,18	0,0010064	23,74	0,04212	151,50	2567	2415
0,065	37,65	0,0010070	22,02	0,04542	157,68	2570	2412
0,070	39,03	0,0010075	20,53	0,04871	163,43	2572	2409
0,075	40,32	0,0010080	19,23	0,05198	168,8	2574	24,05
0,080	41,54	0,0010085	18,1	0,05525	173,9	2576	2402
0,085	42,69	0,0010090	17,1	0,05849	178,7	2578	2399
0,090	43,79	0,0010094	16,2	0,06172	183,3	2580	2397
0,095	44,84	0,0010098	15,4	0,06493	187,7	2582	2394
0,10	45,84	0,0010103	14,68	0,06812	191,9	2584	2392
0,11	47,72	0,0010111	13,4	0,07462	199,7	2588	2388
0,12	49,45	0,0010119	12,35	0,08097	207	2591	2384
0,13	51,07	0,0010126	11,46	0,08726	213,8	2594	2380
0,14	52,58	0,0010133	10,69	0,09354	220,1	2596	2376
0,15	54	0,0010140	10,02	0,0998	226,1	2599	2373
0,16	55,34	0,0010147	9,429	0,106	231,7	2601	2369
0,17	56,61	0,0010153	8,909	0,1123	236,9	2603	2366
0,18	57,82	0,0010159	8,444	0,1185	241,9	2605	2363
0,19	58,98	0,0010165	8,025	0,1247	246,7	2607	2360
0,20	60,08	0,0010171	7,647	0,1308	251,4	2609	2358
0,21	61,14	0,0010177	7,304	0,1369	255,9	2611	2355
0,22	62,16	0,0010183	6,992	0,143	260,2	2613	2353
0,23	63,14	0,0010188	6,708	0,1491	264,3	2614	2350
0,24	64,08	0,0101930	6,445	0,1551	268,2	2616	2348
0,25	64,99	0,0010199	6,202	0,1612	272	2618	2346
0,26	65,88	0,0010204	5,977	0,1673	275,7	2620	2344
0,27	66,73	0,0010209	5,769	0,1733	279,3	2621	2342
0,28	67,55	0,0010214	5,576	0,1793	282,7	2623	2640
0,29	68,35	0,0010218	5,395	0,1853	286	2624	2338
0,30	69,12	0,0010222	5,226	0,1913	289,3	2625	2336
0,32	70,6	0,0010232	4,922	0,20322	295,5	2627	2332
0,34	72,02	0,001024	4,65	0,2151	301,5	2630	2328

## Продовження таблиці Б.1

1	2	3	4	5	6	7	8
0,36	73,36	0,0010248	4,407	0,2269	307,1	2632	2325
0,38	74,64	0,0010256	4,189	0,2387	312,5	2634	2322
0,4	75,88	0,0010264	3,994	0,2504	317,7	2636	2318
0,45	78,75	0,0010282	3,754	0,2797	329,6	2641	2311
0,45	78,75	0,0010282	3,754	0,2797	329,6	2641	2311
0,5	81,35	0,0010299	3,239	0,3087	340,6	2645	2204
0,55	83,74	0,0010315	2,963	0,3375	350,7	2649	2298
0,6	85,95	0,001033	2,732	0,3661	360	2653	2293
0,65	88,02	0,0010345	2,534	0,3946	368,6	2657	2288
0,7	89,97	0,0010359	2,364	0,423	376,8	2660	2283
0,75	91,8	0,0010372	2,216	0,4512	384,5	2663	2278
0,8	93,52	0,0010385	2,087	0,4792	391,8	2665	2273
0,85	95,16	0,0010397	1,972	0,5071	398,7	2668	2269
0,9	96,72	0,0010409	1,869	0,535	405,3	2670	2265
0,95	98,21	0,0010421	1,777	0,5627	411,5	2673	2261
1,00	99,64	0,0010432	1,694	0,5903	417,4	2675	2258
1,1	102,32	0,0010452	1,55	0,6453	428,9	2679	2250
1,2	104,81	0,0010472	1,429	0,6999	439,4	2683	2244
1,3	107,14	0,0010492	1,325	0,7545	449,2	2687	2238
1,4	109,33	0,001051	1,236	0,8088	458,5	2690	2232
1,5	111,38	0,0010527	1,159	0,8627	467,2	2693	2226
1,6	113,32	0,0010543	1,091	0,9164	475,4	2696	2221
1,7	115,17	0,0010559	1,031	0,9699	483,2	2699	2216
1,8	116,94	0,0010575	0,9773	1,023	490,7	2702	2211
1,9	118,62	0,0010591	0,929	1,076	497,9	2704	2206
2	120,23	0,0010605	0,8854	1,129	504,8	2707	2202
2,1	121,78	0,0010619	0,8459	1,182	511,4	2709	2198
2,2	123,27	0,0010633	0,8098	1,235	517,8	2711	2193
2,3	124,71	0,0010646	0,7768	1,287	524	2713	2189
2,4	126,09	0,0010659	0,7465	1,34	529,8	2715	2185
2,5	127,43	0,0010672	0,7185	1,392	535,4	2717	2182
2,6	128,73	0,0010685	0,6925	1,444	540,9	2719	2178
2,7	129,98	0,0010697	0,6684	1,496	546,2	2721	2175
2,8	131,2	0,0010709	0,6461	1,548	551,4	2722	2171
2,9	132,39	0,0010721	0,6253	1,599	556,5	2724	2167
3	133,54	0,0010733	0,6057	1,651	561,4	2725	2164
3,1	134,66	0,0010744	0,5873	1,703	566,3	2727	2161
3,2	135,75	0,0010754	0,5701	1,754	571,1	2728	2157
3,3	136,82	0,0010765	0,5539	1,85	575,7	2730	2154
3,4	137,86	0,0010776	0,5386	1,857	580,2	2731	2151
3,5	138,88	0,0010786	0,5241	1,908	584,5	2732	2148
3,6	139,87	0,0010797	0,5104	1,959	588,7	2734	2145
3,7	140,84	0,0010807	0,4975	2,01	592,8	2735	2142
3,8	141,79	0,0010817	0,4852	2,061	596,8	2736	2139
3,9	142,71	0,0010827	0,4735	2,112	600,8	2737	2136
4	143,62	0,0010836	0,4624	2,163	604,7	2738	2133

## Продовження таблиці Б.1

1	2	3	4	5	6	7	8
4,1	144,51	0,0010845	0,4518	2,213	608,5	2740	2131
4,2	145,32	0,0010855	0,4416	2,264	612,3	2741	2129
4,3	146,25	0,0010865	0,4319	2,315	616,1	2742	2126
4,4	147,09	0,0010874	0,4227	2,366	619,8	2743	2123
4,5	147,92	0,0010883	0,4139	2,416	623,4	2744	2121
4,6	148,73	0,0010892	0,4054	2,467	626,9	2745	2118
4,7	149,53	0,0010901	0,3973	2,517	630,3	2746	2116
4,8	150,31	0,001091	0,3895	2,568	633,7	2747	2113
4,9	151,08	0,0010918	0,3819	2,618	636,9	2748	2111
5	151,84	0,0010927	0,3747	2,669	640,1	2749	2109
5,2	153,32	0,0010943	0,3612	2,769	646,5	2750	2104
5,4	154,76	0,001096	0,3485	2,869	652,7	2752	2099
5,6	156,16	0,0010976	0,3368	2,969	658,8	2754	2095
5,6	156,16	0,0010976	0,3368	2,969	658,8	2754	2095
5,8	157,52	0,0010992	0,3258	3,069	664,7	2755	2090
6	158,84	0,0011007	0,3156	3,16	670,5	2757	2086
6,2	160,12	0,0011022	0,306	3,268	676	2758	2082
6,4	161,37	0,0011037	0,297	3,367	681,5	2760	2078
6,6	162,59	0,0011052	0,2885	3,467	686,9	2761	2074
6,8	163,79	0,0011066	0,2804	3,566	692,1	2762	2070
7	164,96	0,0011081	0,2728	3,666	697,2	2764	2067
7,2	166,1	0,0011095	0,2656	3,765	702,2	2765	2063
7,4	167,21	0,0011109	0,2588	3,864	707,1	2766	2059
7,6	168,3	0,0011123	0,2523	3,963	711,8	2767	2055
7,8	169,37	0,0011136	0,2462	4,062	716,4	2768	2052
8	170,42	0,0011149	0,2403	4,161	720,9	2769	2048
8,2	171,44	0,0011162	0,2347	4,26	725,4	2770	2045
8,4	172,44	0,0011175	0,2294	4,359	729,8	2771	2041
8,6	173,43	0,0011187	0,2243	4,458	734,2	2772	2038
8,8	174,4	0,00112	0,2195	4,556	738,6	2773	2034
9	175,35	0,0011213	0,2149	4,654	742,8	2774	2031
9,2	176,29	0,0011225	0,2104	4,753	746,9	2775	2028
9,4	177,21	0,0011237	0,2061	4,852	750,9	2776	2025
9,6	178,12	0,0011249	0,202	4,949	754,8	2777	2022
9,8	179,01	0,0011261	0,1982	5,045	758,8	2778	2019
10	179,88	0,0011273	0,1946	5,139	762,7	2778	2015
10,5	182,00	0,0011303	0,1856	5,388	772,1	2779	2007
11	184,05	0,0011331	0,1775	5,634	781,1	2781	2000
11,5	186,04	0,0011358	0,1701	5,879	789,8	2783	1993
12	187,95	0,0011385	0,1633	6,124	798,3	2785	1987
12,5	189,8	0,0011412	0,157	6,369	806,5	2786	1980
13	191,6	0,0011438	0,1512	6,614	814,5	2787	1973
13,5	193,34	0,0011464	0,1458	6,859	822,3	2789	1967
14	195,04	0,001149	0,1408	7,103	830	2790	1960
14,5	196,68	0,0011515	0,1361	7,348	837,4	2791	1954
15	198,28	0,0011539	0,1317	7,593	844,6	2792	1947

## Продовження таблиці Б.1

1	2	3	4	5	6	7	8
15,5	199,84	0,0011563	0,1276	7,837	851,5	2793	1941
16	201,36	0,0011586	0,1238	8,08	858,3	2793	1935
16,5	202,85	0,0011609	0,1201	8,325	865	2794	1929
17	204,3	0,0011632	0,1167	8,569	871,6	2795	1923
17,5	205,72	0,0011655	0,1135	8,812	878,1	2796	1918
18	207,1	0,0011678	0,1104	9,058	884,4	2796	1912
18,5	208,45	0,0011700	0,1075	9,303	890,6	2797	1907
19	209,78	0,0011722	0,1047	9,549	896,6	2798	1901
19,5	211,09	0,0011744	0,1021	9,795	902,6	2799	1896
20	212,37	0,0011766	0,09958	10,041	908,5	2799	1891
20,5	213,62	0,0011788	0,09719	10,29	914,2	2800	1886
21	214,84	0,0011809	0,09492	10,54	919,8	2800	1880
21,5	216,05	0,001183	0,09276	10,78	925,4	2800	1875
22	217,24	0,0011851	0,09068	11,03	930,9	2801	1870
19,5	211,09	0,0011744	0,1021	9,795	902,6	2799	1896
22,5	218,41	0,0011872	0,08869	11,28	936,3	2801	1865
23	219,5	0,0011892	0,8679	11,52	941,5	2801	1860
23,5	220,67	0,0011912	0,08498	11,77	946,7	2802	1855
24	221,77	0,0011932	0,8324	12,01	951,8	2802	1850
24,5	222,85	0,0011952	0,08156	12,26	956,8	2802	1845
25	223,93	0,0011972	0,07993	12,51	961,8	2802	1840
25,5	224,99	0,0011992	0,07837	12,76	966,8	2803	1836
26	226,03	0,0012012	0,7688	13,01	971,7	2803	1831
26,5	227,05	0,0012031	0,07545	13,25	976,6	2803	1820
27	228,06	0,001205	0,07406	13,5	981,3	2803	1822
27,5	229,06	0,0012069	0,07271	13,75	985,9	2803	1817
28	230,04	0,0012088	0,07141	14	990,4	2803	1813
28,5	231,01	0,0012107	0,07016	14,25	994,9	2803	1808
29	231,96	0,0012126	0,06895	14,5	999,4	2803	1804
29,5	232,9	0,0012145	0,06778	14,75	1003,8	2804	1800
30	233,83	0,0012163	0,06665	15	1008,3	2804	1796
31	235,66	0,0012201	0,0645	15,5	1016,9	2804	1787
32	237,44	0,0012238	0,06246	16,01	1025,3	2803	1778
33	239,18	0,0012274	0,06055	16,52	1033,7	2803	1769
34	240,88	0,001231	0,05875	17,02	1041,9	2803	1761
35	242,54	0,0012345	0,05704	17,53	1049,8	2803	1753
36	244,16	0,001238	0,05543	18,04	1057,5	2802	1745
37	245,75	0,0012415	0,05391	18,55	1065,2	2802	1737
38	247,31	0,001245	0,05246	19,06	1072,7	2802	1729
39	248,84	0,0012485	0,05108	19,58	1080,2	2801	1721
40	250,33	0,001252	0,04977	20,09	1087,5	2801	1713
41	251,8	0,0012554	0,04852	20,61	1094,7	2800	1705
42	253,24	0,0012588	0,04732	21,13	1101,7	2800	1698
43	254,66	0,0012622	0,04617	21,66	1108,5	2799	1691
44	256,05	0,0012656	0,04508	22,18	1115,3	2798	1683
45	257,41	0,001269	0,04404	22,71	1122,1	2798	1676

## Продовження таблиці Б.1

1	2	3	4	5	6	7	8
46	258,75	0,0012724	0,04305	23,23	1128,8	2797	1668
47	260,07	0,0012757	0,0421	23,76	1135,4	2796	1661
48	261,37	0,001279	0,04118	24,29	1141,8	2796	1654
49	262,65	0,0012824	0,04029	24,82	1148,2	2795	1647
50	263,91	0,0012857	0,03944	25,35	1154,4	2794	1640
51	265,15	0,001289	0,03863	25,89	1160,6	2793	1632
52	266,38	0,0012923	0,03784	26,43	1166,8	2792	1625
53	267,58	0,0012955	0,03708	26,97	1172,9	2791	1618
54	268,77	0,0012988	0,03635	27,51	1179	2791	1612
55	269,94	0,0013021	0,03564	28,06	1184,9	2790	1604,6
56	271,1	0,0013054	0,03495	28,61	1190,8	2789	1597,7
57	272,24	0,0013087	0,03429	29,16	1196,6	2788	1591
58	273,6	0,001312	0,03365	29,72	1202,4	2786	1584,3
59	274,47	0,0013152	0,03303	30,28	1208,2	2786	1577,6
60	275,56	0,0013185	0,03243	30,84	1213,9	2785	1570,8
61	276,64	0,0013217	0,03185	31,4	1219,6	2784	1564,1
62	277,71	0,001325	0,0313	31,95	1225,1	2782	1557,4
63	278,76	0,0013282	0,03076	32,51	1230,6	2781	1550,7
64	279,8	0,0013314	0,03024	33,07	1236	2780	1544,1
65	280,83	0,0013347	0,02973	33,64	1241,3	2779	1537,5
66	281,85	0,001338	0,02923	34,21	1246,6	2778	1530,9
67	282,86	0,0013412	0,02874	34,79	1251,8	2776	1524,4
68	283,85	0,0013445	0,02827	35,37	1257	2775	1517,9
69	284,83	0,0013478	0,02782	35,95	1262,2	2773	1511,4
70	285,8	0,001351	0,02737	36,54	1267,4	2772	1504,9
71	286,76	0,0013542	0,02694	37,12	1272,5	2771	1498,4
72	287,71	0,0013574	0,02652	37,71	1277,6	2769	1492
73	288,65	0,0013607	0,02611	38,3	1282,6	2768	1485,6
74	289,58	0,001364	0,02571	38,89	1287,6	2767	1479,2
75	290,5	0,0013673	0,02532	39,49	1292,7	2766	1472,8
76	291,41	0,0013706	0,02494	40,09	1297,7	2764	1466,4
77	292,32	0,0013739	0,02457	40,7	1302,6	2763	1460
78	293,22	0,0013772	0,02421	41,3	1307,4	2761	1453,7
79	294,1	0,0013805	0,02386	41,91	1312,2	2759	1447,4
80	294,98	0,0013838	0,02352	42,52	1317	2758	1441,1
81	295,85	0,0013872	0,02318	43,14	1321,8	2757	1434,8
82	296,71	0,0013905	0,02285	43,76	1326,6	2755	1428,5
83	297,56	0,0013938	0,02253	44,38	1331,4	2753	1422,2
84	298,4	0,0013972	0,02222	45	1336,1	2752	1416
85	299,24	0,0014005	0,02192	45,62	1340,8	2751	1409,8
86	300,07	0,0014039	0,02162	46,25	1345,4	2749	1403,7
87	300,89	0,0014073	0,02132	46,9	1350,1	2747	1397,6
88	301,71	0,0014106	0,02103	47,55	1354,7	2746	1391,5
89	302,52	0,001414	0,02075	48,19	1359,2	2744	1385,4
90	303,32	0,0014174	0,02048	48,83	1363,7	2743	1379,3
91	304,11	0,0014208	0,02021	49,48	1368,2	2741	1373,2

## Продовження таблиці Б.1

1	2	3	4	5	6	7	8
92	304,9	0,0014242	0,01995	50,13	1372,7	2740	1367
93	305,67	0,0014276	0,01969	50,79	1377,1	2738	1360,9
94	306,45	0,001431	0,01944	51,45	1381,5	2736	1354,7
95	307,22	0,0014345	0,01919	52,11	1385,9	2734	1348,4
96	307,98	0,001438	0,01895	52,77	1390,2	2732	1342,1
97	308,74	0,0014415	0,01871	53,44	1394,5	2730	1335,8
98	309,49	0,001445	0,01848	54,11	1398,9	2728	1329,5
99	310,23	0,0014486	0,01825	54,79	1403,3	2726	1323,2
100	310,96	0,0014521	0,01803	55,46	1407,7	2725	1317
102	312,42	0,0014592	0,01759	56,85	1416,4	2721	1304,6
104	313,86	0,0014664	0,01716	58,27	1425	2717	1292,3
106	315,28	0,0014736	0,01675	59,7	1433,5	2713	1280
108	316,67	0,0014808	0,01636	61,13	1441,9	2709	1267,3
110	318,04	0,001489	0,01598	62,58	1450,2	2705	1255,4
112	319,39	0,001496	0,01561	64,05	1458,4	2701	1243
114	320,73	0,001503	0,01526	65,54	1466,6	2697	1230,6
116	322,05	0,001511	0,01491	67,06	1474,8	2693	1218,3
118	323,35	0,001519	0,01458	68,59	1483	2689	1205,9
120	324,63	0,001527	0,01426	70,13	1491,1	2685	1193,5
122	325,9	0,001535	0,01395	71,7	1499,2	2680	1181
124	327,15	0,001543	0,01364	73,3	1507,3	2676	1168,5
126	328,39	0,001551	0,01334	74,94	1515,4	2671	1156
128	329,61	0,001559	0,01305	76,61	1523,5	2667	1143,4
130	330,81	0,001567	0,01277	78,3	1531,5	2662	1130,8
132	332	0,001576	0,0125	80	1539,5	2658	1118,2
134	333,18	0,001585	0,01224	81,72	1547,3	2653	1105,5
136	334,34	0,001594	0,01198	83,47	1555,1	2648	1092,7
138	335,49	0,001602	0,01173	85,25	1562,9	2643	1079,9
140	336,63	0,001611	0,01149	87,03	1570,8	2638	1066,9
142	337,75	0,00162	0,01125	88,89	1578,7	2633	1053,8
144	338,86	0,001629	0,01101	90,83	1586,6	2628	1040,7
146	339,96	0,001638	0,01078	92,76	1594,5	2622	1027,6
148	341,04	0,001648	0,01056	94,69	1602	2617	1014,5
150	342,11	0,001658	0,01035	96,62	1610	2611	1001,1
152	343,18	0,001668	0,01014	98,62	1618	2606	987,5
154	344,23	0,001678	0,009928	100,72	1626	2600	973,8
156	345,27	0,001688	0,00972	102,9	1634	2594	960
158	346,3	0,001699	0,009517	105,1	1642	2588	946,1
160	347,32	0,00171	0,009318	107,3	1650	2582	932
162	348,33	0,001721	0,009124	109,6	1658	2576	917,7
164	349,32	0,001732	0,008934	111,9	1666	2569	903,2
166	350,31	0,001744	0,008747	114,3	1674	2562	888,4
168	351,29	0,001756	0,008563	116,8	1682	2555	873,4
170	352,26	0,001768	0,008382	119,3	1690	2548	858,3
172	353,21	0,001781	0,008203	121,9	1698	2541	843
174	354,17	0,001794	0,008025	124,6	1707	2534	827,4

## Продовження таблиці Б.1

1	2	3	4	5	6	7	8
176	355,11	0,001808	0,007848	127,4	1715	2526	811,4
178	356,04	0,001822	0,007674	130,3	1723	2518	795
180	356,96	0,001837	0,007504	133,2	1732	2510	778,2
182	357,87	0,001853	0,007336	136,3	1741	2502	761,2
184	358,78	0,00187	0,007169	139,5	1749	2493	743,9
186	359,67	0,001887	0,007003	142,8	1758	2484	726,4
188	360,56	0,001904	0,00684	146,2	1767	2475	708,5
190	361,44	0,001921	0,00668	149,7	1776	2466	690
192	362,31	0,00194	0,00652	153,4	1785	2456	671
194	363,17	0,001961	0,00636	157,3	1795	2446	651
196	364,02	0,001985	0,00619	161,6	1805	2435	630
198	364,87	0,00201	0,00602	166,1	1816	2423	607
200	365,71	0,00204	0,00585	170,9	1827	2410	583
202	366,54	0,00207	0,00568	176	1838	2397	559
204	367,37	0,0021	0,00551	181,4	1849	2383	534
206	368,18	0,00213	0,00534	187,2	1861	2369	508
208	368,99	0,00217	0,00516	193,6	1874	2353	479
210	369,79	0,00221	0,00498	200,7	1888	2336	448
212	370,58	0,00226	0,0048	208,5	1903	2316	413
214	371,4	0,00232	0,0046	217,4	1920	2294	374
216	372,2	0,00239	0,00436	229,3	1940	2269	329
218	372,9	0,00249	0,00402	248,7	1965	2233	268
220	373,7	0,00273	0,00367	272,5	2016	2168	152

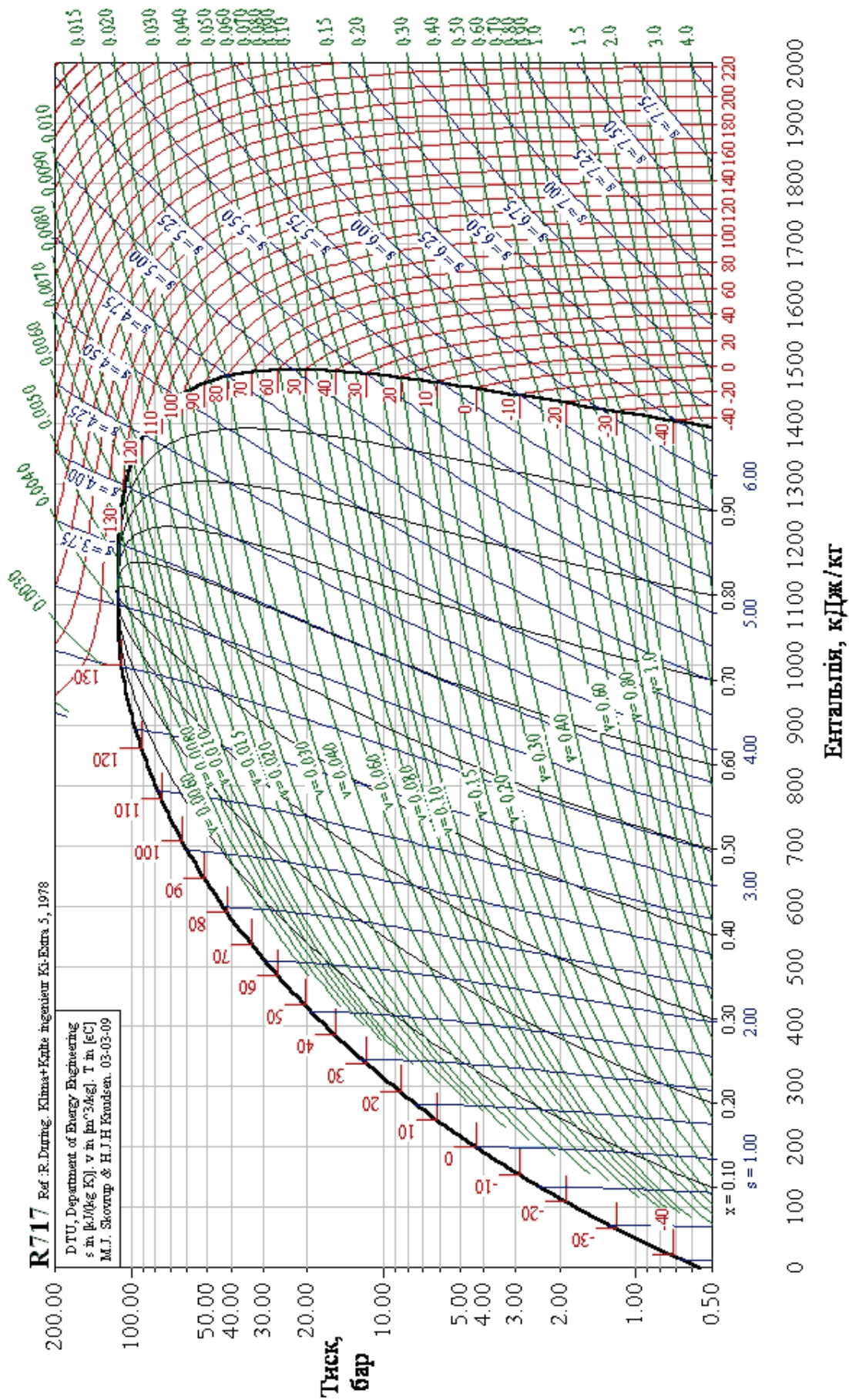
## Додаток В

Таблиця В.1 – Теплофізичні властивості сухого повітря за умови нормального атмосферного тиску

t, °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$C_p$ , кДж/(кг·°C)	$\lambda \cdot 10^2$ , Вт/(м·°C)	$\alpha \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6$ , Н·с/м <sup>2</sup>	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	Pr
-50	1,548	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	212	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,803	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	44,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724



Додаток Г – Lg P-h діаграма холодоагенту R717



*Навчальне видання*

Методичні вказівки  
до самостійної роботи студентів  
з дисципліни «Технічна термодинаміка»,  
напрямок підготовки «Теплоенергетика»  
Частина 2

Редактор В. Дружиніна  
Коректор З. Поліщук

Укладачі: Ткаченко Станіслав Йосипович  
Чепурний Марко Миколайович  
Остапенко Ольга Павлівна

Оригінал-макет підготовлено О. Остапенко

Підписано до друку 18.05.2017 р.  
Формат 29,7×42¼. Папір офсетний.  
Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. 7,8.  
Наклад 40 (1-й запуск 1-21) пр. Зам. № 2017-144.

Видавець та виготовлювач  
Вінницький національний технічний університет,  
інформаційний редакційно-видавничий центр.

ВНТУ, ГНК, к. 114.  
Хмельницьке шосе, 95,  
м. Вінниця, 21021.  
Тел. (0432) 59-85-32, 59-81-59,  
**press.vntu.edu.ua**,  
*E-mail: kivc.vntu@gmail.com.*

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи  
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р