

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»



НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
Кафедра транспортних систем та енергомеханічних комплексів

О.П. Трофимова, Ю.О. Комісаров

**РОЗРАХУНОК ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ ГАРЯЧОГО
ВОДОПОСТАЧАННЯ**

**Методичні рекомендації до виконання індивідуального завдання
з дисципліни «Установки для кондиціонування повітря шахт»
для здобувачів ступеня бакалавра
освітньо-професійної програми
«Енергомеханічні комплекси гірничих підприємств»
зі спеціальності 184 Гірництво**

Дніпро
НТУ «ДП»
2024

Розрахунок теплонасосної установки гарячого водопостачання [Електронний ресурс] : методичні рекомендації до виконання індивідуального завдання з дисципліни «Установки для кондиціонування повітря шахт» для здобувачів ступеня бакалавра освітньо-професійної програми «Енергомеханічні комплекси гірничих підприємств» зі спеціальності 184 Гірництво / уклад.: О.П. Трофимова, Ю.О. Комісаров ; М-во освіти і науки України, Нац. техн. ун-т «Дніпровська політехніка». – Дніпро : НТУ «ДП», 2024. – 51 с.

Укладачі:

О.П. Трофимова,
Ю.О. Комісаров.

Затверджено кафедрою транспортних систем та енергомеханічних комплексів (протокол № 32 від 08.10.2024).

Уміщено теоретичні відомості за темою індивідуального завдання, варіанти завдання та початкові дані з рекомендаціями до його виконання, приклад розрахунку завдання, контрольні питання, список використаної та рекомендованої літератури.

Орієнтовано на активізацію навчальної діяльності здобувачів ступеня бакалавра спеціальності 184 Гірництво та закріплення практичних навичок при засвоєнні дисципліни «Установки для кондиціонування повітря шахт».

Відповідальний за випуск завідувач кафедри транспортних систем та енергомеханічних комплексів Л.Н. Ширін, д-р техн. наук, проф.

ЗМІСТ

Загальні положення	4
ІНДИВІДУАЛЬНЕ ЗАВДАННЯ. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ	5
1 ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА	5
1.1 Теоретичні основи роботи теплових насосів	5
1.2 Схеми теплонасосних установок	7
1.3 Розрахунок потрібної теплової потужності теплонасосної установки.....	9
1.4 Розрахунок термодинамічного циклу теплових насосів	10
1.5 Розрахунок теплообмінника шахтної води	14
1.6 Розрахунок пластинчастого теплообмінника	21
2. ЗАВДАННЯ ТА ПОЧАТКОВІ ДАНІ.....	28
3. МЕТОДИЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИКОНАННЯ ТА ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ ІНДИВІДУАЛЬНОГО ЗАВДАННЯ.....	29
4. ОЦІНЮВАННЯ ВИКОНАННЯ І ЗАХИСТУ ІНДИВІДУАЛЬНОГО ЗАВДАННЯ.....	30
5. ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ ІНДИВІДУАЛЬНОГО ЗАВДАННЯ	31
5.1 Приклад розрахунку термодинамічного циклу теплового насоса.....	31
5.2 Приклад розрахунку теплообмінника шахтної води.....	34
5.3 Приклад розрахунку пластинчастого теплообмінника.....	38
Контрольні запитання.....	42
Список використаної та рекомендованої літератури	44
Додаток А. Діаграми стану фреонів	45
Додаток Б. Довідкові таблиці.....	47
Додаток В. Зразок титульного аркуша.....	51

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

«Установки для кондиціонування повітря шахт» – дисципліна вибіркової частини для здобувачів освітньо-професійної програми «Енергомеханічні комплекси гірничих підприємств» першого (бакалаврського) рівня вищої освіти.

У рамках курсу розглядаються основи геотермії, процеси формування теплових режимів гірничих виробок, принципи отримання холоду, термодинамічні цикли, процеси і будова холодильних машин та інших елементів, схеми, принципи проектування установок для кондиціонування повітря шахт, основи їх ефективної експлуатації, теплонасосна технологія використання низькопотенційного тепла для кондиціонування повітря в глибоких шахтах; утилізація низькопотенційного тепла шляхом перетворення на електричну енергію.

На багатьох промислових підприємствах велика частина непродуктивних витрат доводиться на гаряче водопостачання і теплопостачання об'єктів. При цьому отримання теплової енергії традиційним способом – спалюванням твердого палива в котельних установках – завдає непоправного збитку навколишньому середовищу і створює несприятливу екологічну обстановку.

Перспективним напрямом вирішення проблем теплопостачання підприємств представляється застосування енергозберігаючих теплонасосних технологій, що використовують низькопотенційне природне і викидне тепло.

Вугільні і рудникові шахти, теплові електростанції характеризуються наявністю могутніх відновлюваних джерел енергії, до яких відноситься теплота шахтних вод, вентиляційних викидів, охолоджувальної води конденсаторів теплових електростанцій, компресорних установок, господарсько-побутових стоків, порідних відвалів і ін. Як правило, теплота цих джерел через невисоку температуру не може бути використана в системах теплопостачання безпосередньо. Але вона може бути перетворена в тепло більш високого потенціалу за допомогою теплових насосів – машин, що працюють за зворотним термодинамічним циклом.

В методичних рекомендаціях представлено відомості про основи теорії розрахунків термодинамічних циклів та обладнання теплонасосної установки. Подано рекомендації до виконання індивідуального завдання з розрахунку теплонасосної установки гарячого водопостачання.

Використання даного матеріалу полегшить сприйняття та рівень засвоєння навчального матеріалу, а також надасть змогу здобувачу набути досвіду використання знань, умінь і навичок з енергозбереження при кондиціонуванні повітря в шахтах у безпосередній практичній діяльності.

ІНДИВІДУАЛЬНЕ ЗАВДАННЯ

РОЗРАХУНОК ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

Мета роботи: сформуванати уявлення, знання устрою, принципу дії, процесів, що відбуваються в елементах установок для кондиціонування повітря шахт, теорії їх роботи, основних правил експлуатації та принципів проектування; розширити технічний світогляд фахівців з гірництва у відношенні перспективних інноваційних способів і технологій енергозбереження та розуміння ефективності їх впровадження на гірничих підприємствах

Прилади та матеріали: матеріали лекційних та практичних занять, схеми, таблиці, *i-p* діаграми стану холодоагенту.

В результаті виконання індивідуального завдання будуть сформовані наступні **результати навчання:** знати схеми та принципи когенераційних та теплонасосних технологій, способи та перспективні технічні рішення кондиціонування повітря в шахтах; вміти оцінювати енергетичну ефективність теплотехнічних установок, що працюють за когенераційними та теплонасосними технологіями; знати способи нормалізації теплових умов праці шахтарів; знати принципи, устрій та теоретичні основи роботи парокompресійних холодильних установок (ПКХУ), вміти розраховувати їх термодинамічні цикли; знати принципи визначення, налаштування та регулювання режимів роботи ПКХУ; знати основні питання безпечної, надійної та ефективної експлуатації ПКХУ; знати принципи проектування установок для кондиціонування повітря в шахтах.

1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

1.1 Теоретичні основи роботи теплових насосів

В даний час в світовій практиці найбільше поширення набули парокompресійні теплові насоси. Робоча речовина в цих установках зазнає фазові перетворення і може знаходитися в рідкому стані і в станах вологої і перегрітої пари. Схема парокompресійного теплового насоса приведена на рис. 1.1.1 Установа складається з 4-х основних елементів: компресора К, конденсатора Кд, випарника В і дроселя Др.

За термодинамічний цикл теплового насоса розглядаємо цикл (рис. 1.1.2) з перегрівом пари холодоагенту на виході випарника і переохолодженням конденсату, яке може бути здійснене як в самому конденсаторі, так і в окремому апараті.

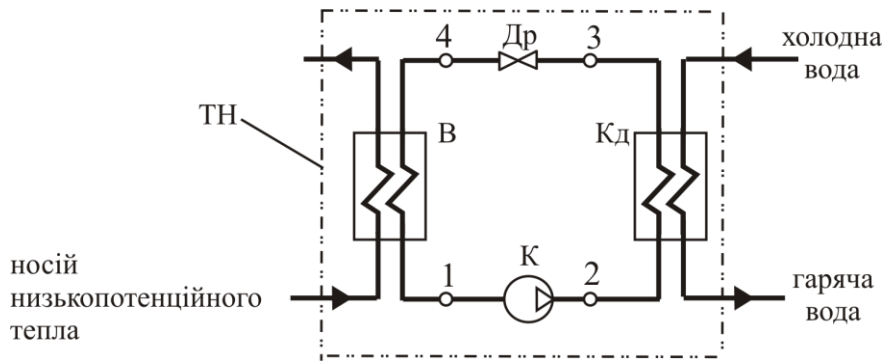


Рисунок 1.1.1 – Схема парокompресійного теплового насоса:
 ТН – тепловий насос; К – компресор; В – випарник; Кд – конденсатор;
 Др – дросель

За термодинамічний цикл теплового насоса розглядаємо цикл (рис. 1.1.2) з перегрівом пари холодоагенту на виході випарника і переохолодженням конденсату, яке може бути здійснене як в самому конденсаторі, так і в окремому апараті.

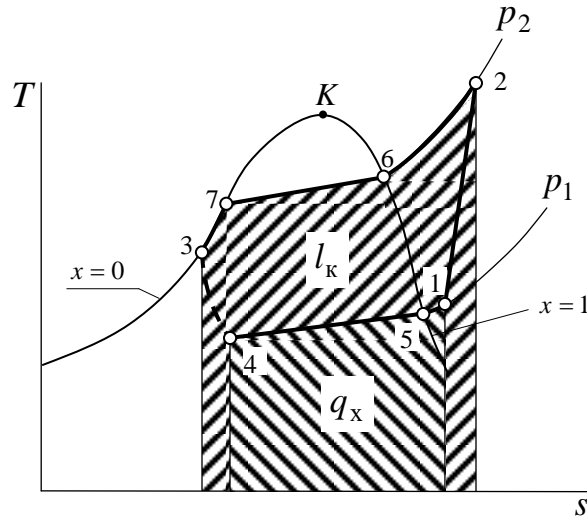


Рисунок 1.1.2 – Термодинамічний цикл теплового насоса

Цикл в координатах (T – температура, s – ентропія) зображений для випадку робочого тіла, киплячого при змінній температурі, на фоні ліній насиченої рідини (для якої ступінь сухості пари $x=0$) і сухої насиченої пари ($x=1$), що сходяться в критичній точці K , а також ізобар $p_1 = const$ і $p_2 = const$, відповідних тискам всмоктування і нагнітання компресора (втратами тиску холодоагенту у випарнику і конденсаторі нехтується).

Точки 1 – 4 циклу відображують стан речовини в точках 1 – 4, показаних на схемі теплового насоса (див. рис. 1.1.1). Точки 5, 6 і 7 відповідають початку і кінцю фазових переходів речовини в процесах теплообміну у випарнику і конденсаторі. Лінія 1-2 відповідає процесу стиснення робочого тіла в компресорі, 2-6-7-3 – охолодженню, конденсації його в конденсаторі і переохолодженню конденсату, 3-4 – дроселюванню і 4-5-1 – кипінню і перегріву пари у випарнику. Заштриховані площі відповідають кількості тепла, що відбирається у низькотемпературного джерела у випарнику, (питомій холодопродуктивності циклу q_x) і питомій роботі компресора l_k . Сума цих площ відповідає питомій теплопродуктивності циклу q_T , тобто кількості тепла, що віддається високотемпературному джерелу в конденсаторі.

$$q_T = q_x + l_k. \quad (1.1.1)$$

Розмірність q_x , l_k і q_T – кДж/кг. Холодопродуктивність Q_x , теплопродуктивність Q_T і потужність компресора N_k теплового насоса, кВт, пов'язані з питомими величинами співвідношеннями:

$$Q_T = m_a q_T; \quad (1.1.2)$$

$$Q_x = m_a q_x; \quad (1.1.3)$$

$$N_k = m_a l_k \quad (1.1.4)$$

де m_a – масова витрата холодоагенту в контурі теплового насоса, кг/с.

Відповідно

$$Q_T = Q_x + N_k. \quad (1.1.5)$$

1.2 Схеми теплонасосних установок

В залежності від виду та якості носіїв низькопотенційного і високопотенційного тепла можуть застосовуватися різні схемні рішення теплонасосних установок (ТНУ).

Вода низькопотенційного тепла найчастіше забруднена і містить тверді частинки, що знаходяться в зваженому стані, а вода, що нагрівається для системи гарячого водопостачання (ГВП), містить солі жорсткості, які можуть відкладатися на поверхнях теплообмінних апаратів у вигляді накипу. Щоб не допустити забруднення поверхонь теплообміну випарників і конденсаторів теплових насосів, в технологічній схемі ТНУ передбачаються проміжні контури передачі тепла від забрудненої води до холодоагенту і від холодоагенту до води, що нагрівається, в яких циркулює чиста вода (рис. 1.2.1).

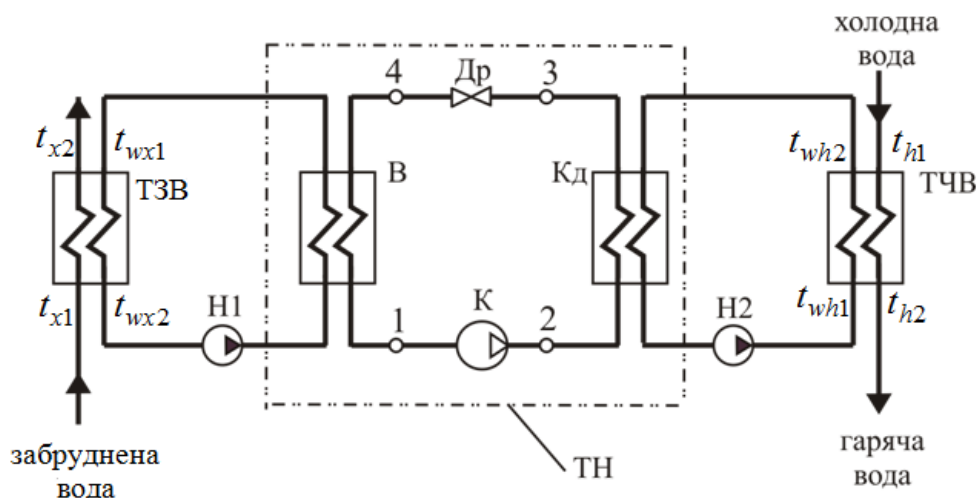


Рисунок 1.2.1 – Схема ТНУ, що використовує низькопотенційне тепло води:
 ТЗВ – теплообмінник забрудненої води; ТЧВ – теплообмінник чистої води;
 Н1, Н2 – насоси проміжних контурів випарника і конденсатора

У разі використання за джерело низькопотенційного тепла вихідного вентиляційного струменя можна застосувати схему ТНУ, приведену на рис. 1.2.2.

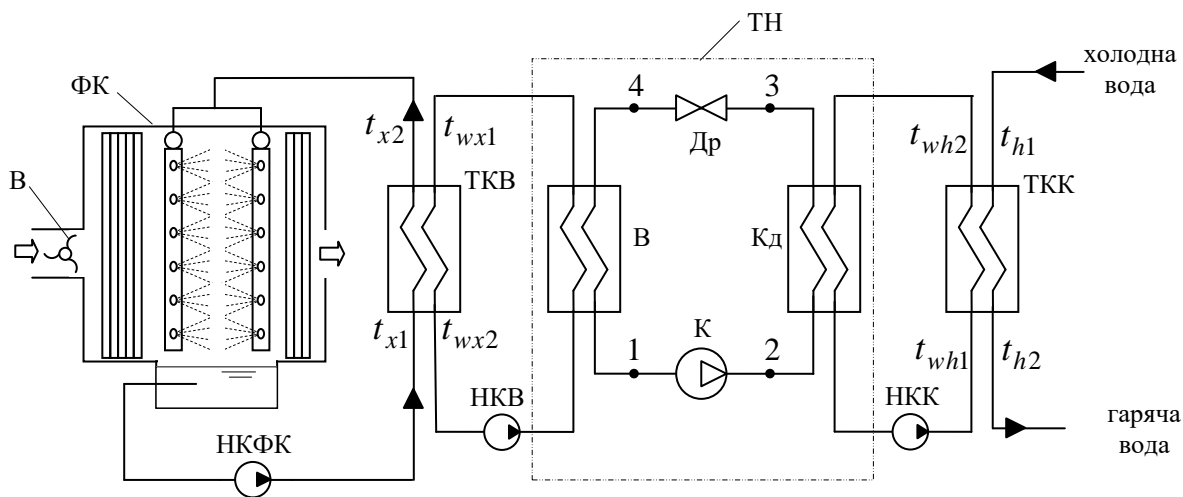


Рисунок 1.2.2 – Схема ТНУ, що використовує тепло вихідного вентиляційного струменя:

В – вентилятор; ФК – форсункова камера; ТКВ – теплообмінник контуру випарника; ТКК – теплообмінник контуру конденсатора; НКФК, НКВ і НКК – насоси контурів форсункових камер, випарника і конденсатора

Схема передбачає відбір частини вихідного вентиляційного струменя з виходу дифузора головної вентиляційної установки і подачі цієї частини для охолодження в форсункові камери ФК за допомогою вентилятора В. Повітря, що виходить з шахти, забруднено пиловими частинками, які уловлюватимуться водою, циркулюючою в контурі форсункових камер. Щоб не допустити

забруднення поверхонь теплообміну випарника теплового насоса, передачу тепла з контуру форсункових камер до холодоагенту теплового насоса здійснюємо за допомогою проміжного контуру циркуляції чистої води, в якому чиста вода одержує низькопотенційне тепло в теплообміннику ТКВ. Аналогічно, щоб уникнути забруднення поверхонь теплообміну конденсатора теплового насоса, передачу тепла від холодоагенту до води, що нагрівається для системи ГВП, також здійснюємо за допомогою проміжного контуру і теплообмінника ТКК.

Схема теплонасосної утилізації тепла турбокомпресорних станцій наведена на рис. 1.2.3.

Відповідно до наведеної схеми вода в системі охолодження турбокомпресора циркулює по замкнутому контуру, нагріваючись у повітроохолоджувачах компресора і охолоджуючись у випарнику теплового насоса. Тепло, відібране від цієї води, передається тепловим насосом високотемпературному джерелу – системі опалювання, або гарячого водопостачання підприємства.

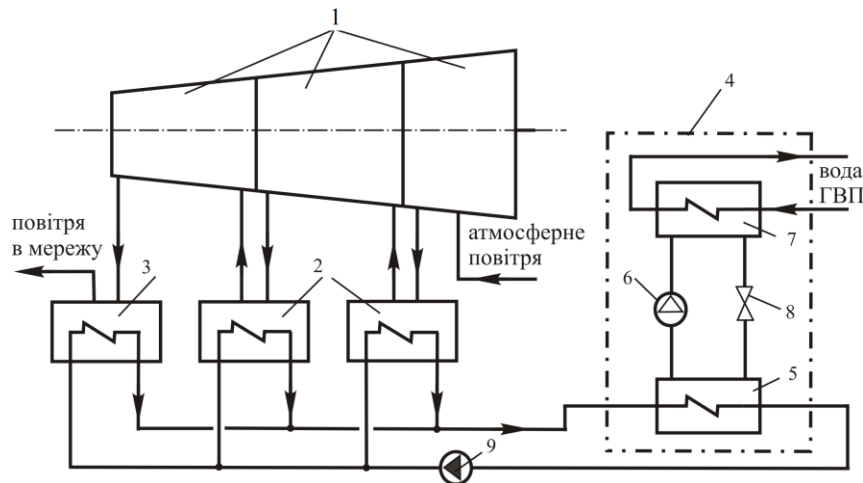


Рисунок 1.2.3 – Схема теплонасосної утилізації тепла турбокомпресорної установки:

1 – секції неохолоджуваних ступенів; 2,3 – відповідно проміжні і кінцевий повітроохолоджувачі, 4 – тепловий насос; 5 – випарник; 6 – компресор; 7 – конденсатор; 8 – дросель; 9 – водяний насос

1.3 Розрахунок потрібної теплової потужності тну

Потрібна теплова потужність ТНУ, кВт, визначається, виходячи з необхідності нагріву добової кількості гарячої води, що витрачається, протягом заданого добового циклу роботи установки

$$Q_T = \frac{V_{\text{доб}}}{3600\tau_{\text{доб}}} \rho_w c_w (t_{h2} - t_{h1}) \quad (1.3.1)$$

де $\rho_w = 1000 \text{ кг/м}^3$ і $c_w = 4,19 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{°C)}$ – густина і теплоємність води, що нагрівається; $V_{\text{доб}}$ – добова потреба шахти в гарячій воді, м^3 ; $\tau_{\text{доб}}$ – тривалість добового робочого циклу теплових насосів, ч; t_{h1} – початкова температура чистої води, що нагрівається для системи гарячого водопостачання, °C ; t_{h2} – кінцева температура чистої води, що нагрівається для системи гарячого водопостачання, °C .

Відповідно до розрахованого значення потрібної теплової потужності ТНУ приймається число теплових насосів і теплонасосних модулів, організованих за вказаною в завданні схемою. Число і теплопродуктивність модулів приймаються такими, щоб теплопродуктивність кожного модуля Q_T знаходилася б в межах від 150 до 400 кВт.

1.4 Розрахунок термодинамічного циклу теплових насосів

Розрахунок здійснюється за допомогою i - p діаграми стану заданого холодоагенту (додатки Г).

Відповідно до заданих температурних напорів на теплих кінцях теплообмінника шахтної води і випарника теплового насоса температура фреону на виході з випарника (в точці 1 термодинамічного циклу, див. рис. 1.4.1)

$$t_1 = t_{x1} - \Delta t_{x1} - \Delta t_1. \quad (1.4.1)$$

де t_{x1} – початкова температура носія низькопотенційного тепла, °C ;
 Δt_{x1} – температурний напір на теплому кінці теплообмінника ТШВ (див. рис. 1.2.1);
 Δt_1 – температурний напір на теплому кінці випарника теплового насоса, °C ;

Температура сухої насиченої пари у випарнику (в точці 5 циклу)

$$t_5 = t_1 - \Delta t_{sh}. \quad (1.4.2)$$

де Δt_{sh} – перегрів пари у випарнику, °C .

За знайденою температурою t_5 і заданою температурою точки роси в конденсаторі t_6 (температура точки роси холодоагенту в конденсаторі, °C ;) знаходяться відповідні значення тиску у випарнику і конденсаторі $p_{\text{кип}} = p_5$ і $p_{\text{конд}} = p_6$.

Тиск в точці 1 циклу (на вході в компресор)

$$p_1 = p_{\text{кип}}. \quad (1.4.3)$$

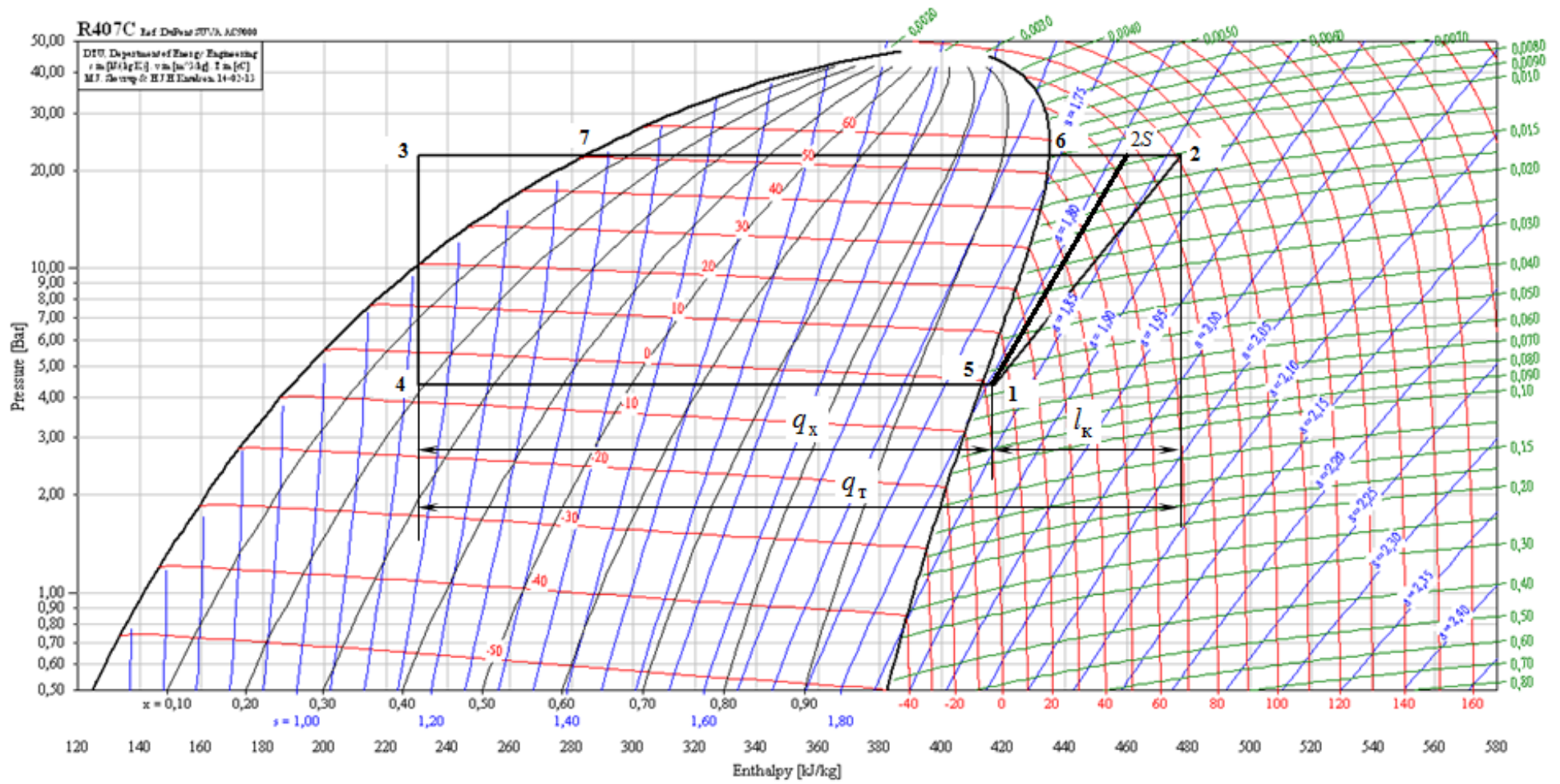


Рисунок 1.4.1 – Термодинамічний цикл теплового насоса

На перетині ізобари p_1 з ізотермою t_1 знаходимо точку 1, в якій визначаємо за допомогою i - p діаграми ентальпію i_1 , ентропію s_1 , питомий об'єм v_1 .

Теоретичний процес стиснення пари фреону в компресорі приймається адіабатним, тобто відбувається без теплообміну з навколишнім середовищем, і зображується на i - p діаграмі лінією – ізентропою, яка проводиться з точки 1 до перетину з ізобарою $p_6 = p_{\text{конд}}$. Точка перетину позначається на рис. 1.4.1 2s і по ній визначається значення ентальпії i_{2s} .

Розраховується перепад ентальпії в теоретичному адіабатному процесі стиснення

$$\Delta i_s = i_{2s} - i_1. \quad (1.4.4)$$

Реальний процес стиску фреону в компресорі з урахуванням втрат енергії на тертя при розрахунках змінюється політропним процесом без тертя, але з підведенням зовнішнього тепла, еквівалентного за величиною теплоти тертя, яка розраховується за допомогою заданого ККД η_s .

Перепад ентальпії в реальному процесі стиснення пари фреону в компресорі

$$\Delta i_{1-2} = \frac{\Delta i_s}{\eta_s}. \quad (1.4.5)$$

де η_s – ізентропний ККД компресора теплового насоса.

Ентальпія в кінці реального адіабатного процесу стиснення 1–2

$$i_2 = i_1 + \Delta i_{1-2}. \quad (1.4.6)$$

Точку 2 знаходимо на перетині ізентальпи i_2 з ізобарою $p_2 = p_{\text{конд}}$ і в цій точці визначаємо значення ентропії s_2 і температури t_2 .

На перетині ізобари $p_7 = p_{\text{конд}}$ з лінією насиченої рідини (ступінь сухості пари $x = 0$) знаходиться точка 7 циклу, в якій визначається температура t_7 , після чого розраховується температура

$$t_3 = t_7 - \Delta t_{sc}. \quad (1.4.7)$$

де Δt_{sc} – переохолодження конденсату холодоагенту, °C.

Точка 3 циклу знаходиться на перетині ізобари $p_3 = p_{\text{конд}}$ з ізотермою t_3 , яка зображується на ділянці рідинного фреону вертикальною лінією, що починається з

точки перетину лінією $x = 0$ і лінії ізотерми t_3 , що знаходиться на ділянці вологої насиченої пари фреону. В цій точці визначається ентальпія i_3 .

Після дроселювання (на вході у випарник) холодоагент знаходиться в стані вологої пари. В результаті дроселювання вологої пари ентальпія не змінюється, тому в точці 4 ентальпія

$$i_4 = i_3. \quad (1.4.8)$$

Тиск в точці 4

$$p_4 = p_1. \quad (1.4.9)$$

В знайдених характерних точках циклу визначаємо решту параметрів, яких бракує: температуру, питомий об'єм, ентальпію, ентропію, ступінь сухості пари холодоагенту. Результати розрахунку зводимо в таблицю, складену за формою табл. 1.4.1.

Таблиця 1.4.1 – Результати розрахунку термодинамічного циклу

Точка	Температура T , °C	Тиск p , МПа	Питомий об'єм v , м ³ /кг	Ентальпія i , кДж/кг	Ентропія s , кДж/(кг·К)	Ступінь сухості x
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						

Побудований на фоні i - p діаграми стану фреону термодинамічний цикл теплового насоса надано на рисунку 1.4.1.

Питома холодопродуктивність циклу

$$q_x = i_1 - i_4. \quad (1.4.10)$$

Питома теплопродуктивність циклу

$$q_T = i_2 - i_3. \quad (1.4.11)$$

Питома робота компресора

$$l_k = i_2 - i_1. \quad (1.4.12)$$

Витрата холодоагенту

$$m = \frac{Q_T}{q_T}. \quad (1.4.13)$$

Об'ємна подача компресора при умовах всмоктування

$$\dot{V}_1 = mv_1 \quad (1.4.14)$$

де v_1 – питомий об'єм фреону при умовах на вході в компресор, м³/кг.

Холодопродуктивність

$$Q_x = mq_x. \quad (1.4.15)$$

Потужність компресора

$$N_k = ml_k. \quad (1.4.16)$$

Коефіцієнт трансформації тепла теплового насоса

$$k_{\text{тн}} = \frac{Q_T}{N_k}. \quad (1.4.17)$$

1.5 Розрахунок теплообмінника шахтної води (ТШВ)

За теплообмінник приймаємо кожухотрубний горизонтальний теплообмінник.

Конструкція теплообмінника схематично представлена на рис. 1.5.1. Шахтна вода рухається в трубках теплообмінника (для зручності очищення). В міжтрубному просторі тече чиста вода проміжного контуру.

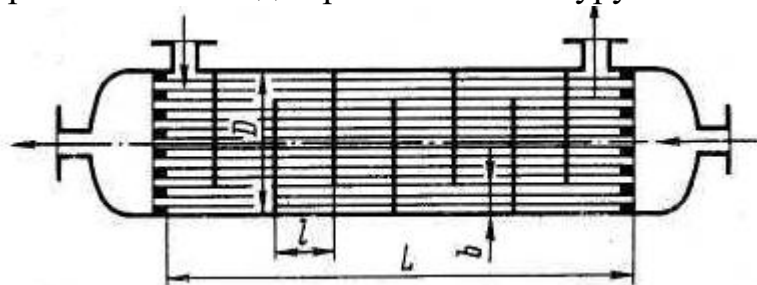


Рисунок 1.5.1 – Конструкція теплообмінника шахтної води

При проектуванні таких теплообмінників ряд параметрів приймають на основі спроектованих аналогів. Теплову потужність Q_x ТШВ можна рекомендувати 150 – 400 кВт.

В даному проекті Q_x визначається розрахунками в розділі 4. Витрату шахтної води можна приймати в діапазоні 60 – 80 м³/год, а витрату води в проміжному контурі 40 – 60 м³/год.

Число ходів в трубному і міжтрубному просторі, а також довжину трубок визначають розрахунками. В розрахунках приймати, щоб відстань між перегородками l (див. рис. 1.5.1) дорівнювала б 60-80 мм.

Задача розрахунку полягає у визначенні площі поверхні теплообміну, основних розмірів і температурного режиму теплообмінника шахтної води, що забезпечує передачу теплової потужності Q_x при відомих початковій температурі шахтної води t_{x1} , температурному напорі на тепловому кінці теплообмінника Δt_{x1} , витрат шахтної води V_x і чистої води в проміжному контурі V_w , швидкості води в трубках ω_x та діаметрах трубок d_b/d_3 . Теплові витрати через зовнішню поверхню теплообмінника враховуються коефіцієнтом η_T [1].

Варіанти завдань для розрахунку теплообмінника ТШВ надані в таблиці 1.5.1.

Розраховуються геометричні характеристики апарату.

Кількість трубок теплообмінника визначається за формулою

$$n = \pi \frac{4S_x}{\pi \cdot d_b^2}, \quad (1.5.1)$$

де S_x – площа прохідного перерізу труб, м²

$$S_x = \frac{V_x}{\omega_x \cdot 3600} \quad (1.5.2)$$

Компонування трубок у перерізу теплообмінника та визначення розмірів трубної решітки здійснюється на базі сформованого досвіду. Товщина трубок теплообмінників становить 0,5-2,5 мм. Внутрішній діаметр трубок d_b для полегшення очищення їх від накипу повинен бути не менше 14 мм, а для одержання компактних конструкцій – не більше 25 мм. Відстань S між трубками вибирається такою: $(1,3 - 1,5)d_3$. Довжина трубок не повинна перевищувати 6 м. Розміщення трубок (рис. 1.5.2) – ромбічне або по концентричних колах.

За числом трубок та прийнятій відстані між трубками визначають діаметр розташування крайніх трубок D' (табл. 1.5.2).

Таблиця 1.5.1 – Початкові дані для розрахунку теплообмінника шахтної води (ТШВ)

№ варіанта	Чиста вода в ТШВ					Шахтна вода		
	V_w , м ³ /год	Δt_x , °С	ω_x , м/с	d_B , мм	d_3 , мм	V_x , м ³ /год	Δt_{x1} , °С	η_T
01	45	3,0	1,45	14	17	60	10	0,92
02	49	4,0	1,50	15	18	65	12	0,95
03	52	5,0	1,60	15	18	70	14	0,97
04	55	6,0	1,70	20	24	73	15	0,96
05	57	7,0	1,65	20	23	75	16	0,94
06	60	4,0	1,55	25	30	80	18	0,95
07	47	3,0	1,40	15	18	66	11	0,93
08	53	4,0	1,38	20	24	72	13	0,96
09	58	5,0	1,53	25	29	76	14	0,95
10	60	6,0	1,54	25	30	80	20	0,97
11	42	3,0	1,32	15	18	60	11	0,93
12	47	4,0	1,36	15	17	64	13	0,94
13	50	4,0	1,42	20	23	70	15	0,95
14	53	5,0	1,52	20	24	72	14	0,96
15	56	5,0	1,54	25	29	75	16	0,92
16	60	3,0	1,58	25	30	80	12	0,95
17	43	4,0	1,38	15	17	62	15	0,94
18	48	6,0	1,37	15	18	64	18	0,97
19	51	5,0	1,41	20	24	68	14	0,94
20	56	6,0	1,48	25	29	72	17	0,98
21	60	5,0	1,51	25	30	82	13	0,96
22	44	3,0	1,28	15	19	60	10	0,97
23	53	4,0	1,35	20	25	64	17	0,95
24	58	5,0	1,53	20	23	72	16	0,94
25	61	4,0	1,66	25	30	82	12	0,98

Внутрішній діаметр корпусу розраховують так:

$$D = D' + d_3 + 2m; \quad (1.5.3)$$

де m – кільцевий зазор між крайніми трубками й корпусом, приймається 6 мм і більше.

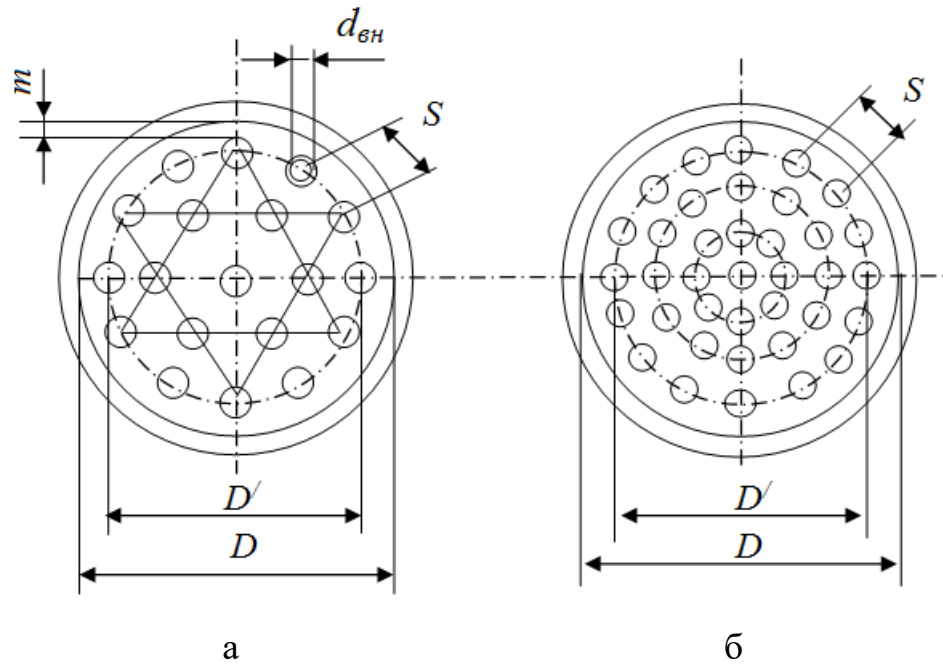


Рисунок 1.5.2 – Розміщення трубок у трубній решітці кожухотрубчастого ТА:
 а – ромбічне; б – концентричне

Таблиця 1.5.2 – Відносні значення діаметра трубної решітки залежно від числа трубок

D'/S	n_1	n_2	D'/S	n_1	n_2
2	7	7	22	439	410
4	19	19	24	517	485
6	37	37	26	613	566
8	61	62	28	721	653
10	91	93	30	823	747
12	127	130	32	931	847
14	187	173	34	1045	953
16	241	223	36	1165	1065
18	301	279	38	1306	1185
20	367	341	40	1459	1310

Примітка: n_1 – загальне число трубок при їх ромбічне розміщення;

n_2 – загальне число трубок при розміщенні їх по концентричних колах.

Визначається площа живого перерізу S_w у між трубному просторі за формулою [2]

$$S_w = Dl \left(1 - \frac{d_3}{S} \right) \sqrt{\chi}, \quad (1.5.4)$$

де $\frac{d_3}{S}$ – визначається з прийнятої відстані між трубками $S = 1,4d_3$;

$\chi = \frac{S_{\Pi}}{S_{\text{III}}}$ – відношення між величиною живого перерізу при повздовжньому току теплоносія у вікні перегородки і живого перерізу при поперечному току теплоносія. Значення $\sqrt{\chi}$ наведені в табл. 1.3.4 роботи [2] в залежності від $\frac{b}{D}$ та $\frac{l}{D}$.

Для спрощення виконання розрахунків теплообмінника ТШВ можна рекомендувати значення $\frac{l}{D} = 0,2-0,3$, а $\frac{b}{D} = 0,3$. В такому випадку за даними таблиці 1.3.4 [2] значення $\sqrt{\chi}$ в розрахунках приймаємо в інтервалі 1,136-1,397.

Швидкість води в між трубному просторі теплообмінника

$$\omega_w = \frac{V_w}{S_w} \quad (1.5.5)$$

Кінцева температура шахтної води

$$t_{x2} = t_{x1} - \frac{Q_x}{\rho_x V_x c_x \eta_0}, \quad (1.5.6)$$

де $\rho_x = 1000 \text{ кг/м}^3$ – густина шахтної води;

$c_x = 4189,0 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{°C)}$ – теплоємність шахтної води.

Початкова температура води проміжного контуру

$$t_{w1} = t_{w2} - \frac{Q_x}{\rho_w V_w c_w}, \quad (1.5.7)$$

де t_{w2} – кінцева температура води в проміжному контурі

$$t_{w2} = t_{x1} - \Delta t_{x1};$$

$\rho_w = 1000 \text{ кг/м}^3$ – густина води проміжного контуру;

$c_w = 4189,0 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{°C)}$ – теплоємність води проміжного контуру.

Середньологарифмічний температурний напір

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{t_{x1} - t_{w2} - t_{x2} + t_{w1}}{\ln\left(\frac{t_{x1} - t_{w2}}{t_{x2} - t_{w1}}\right)}. \quad (1.5.8)$$

Середня температура шахтної води в апараті

$$t_x = \frac{t_{x1} + t_{x2}}{2}. \quad (1.5.9)$$

Середня температура води проміжного контуру в апараті

$$t_w = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2}. \quad (1.5.10)$$

По таблиці (див. додаток Д) знаходяться фізичні властивості води при середній температурі шахтної води в апараті t_x :

ν_x – кінематична в'язкість, $\text{м}^2/\text{с}$;

λ_x – теплопровідність, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{°C})$;

Pr_x – число Прандтля;

при середній температурі води проміжного контуру t_w :

ν_w – кінематична в'язкість, $\text{м}^2/\text{с}$;

λ_w – теплопровідність, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{°C})$;

Pr_w – число Прандтля;

і при середній температурі стінок трубок $t_{\text{ст}} = 0,5(t_x + t_w)$ число Прандтля $\text{Pr}_{\text{ст}}$.

Число Рейнольдса для шахтної води в трубках

$$\text{Re}_x = \frac{w_x d_B}{\nu_x}. \quad (1.5.11)$$

Для розвиненого турбулентного руху (при $\text{Re}_x > 10000$) число Нуссельта розраховується за формулою

$$\text{Nu}_x = 0,021 \text{Re}_x^{0,8} \text{Pr}_x^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_x}{\text{Pr}_{\text{CT}}} \right)^{0,25}. \quad (1.5.12)$$

Коефіцієнт тепловіддачі від шахтної води до стінок трубок, Вт/(м²·°С),

$$\alpha_x = \frac{\text{Nu}_x \lambda_x}{d_B}. \quad (1.5.13)$$

Число Рейнольдса для руху води в міжтрубному просторі

$$\text{Re}_w = \frac{w_w d_3}{\nu_w}. \quad (1.5.14)$$

Число Нуссельта для тепловіддачі від стінок трубок до води в міжтрубному просторі розраховується за формулою

$$\text{Nu}_w = 0,24 \text{Re}_w^{0,6} \text{Pr}_w^{0,36} \left(\frac{\text{Pr}_w}{\text{Pr}_{\text{CT}}} \right)^{0,25}. \quad (1.5.15)$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінок трубок до води в міжтрубному просторі, Вт/(м²·°С)

$$\alpha_w = \frac{\text{Nu}_w \lambda_w}{d}. \quad (1.5.16)$$

Коефіцієнт теплопередачі від шахтної води до чистої води в міжтрубному просторі, Вт/(м·°С)

$$k' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_{\text{CT}}}{\lambda_{\text{CT}}} + R_{\text{забр}} + \frac{1}{\alpha_x}}, \quad (1.5.17)$$

де $R_{\text{забр}} = 0,0002 \text{ м}^2 \cdot \text{°С} / \text{Вт}$ – термічний опір забруднень (табл. 3, додаток Д);

λ_{CT} – коефіцієнт теплопровідності стінки труби, Вт/(м·°С);

δ_{CT} – товщина стінки труби, м.

Загальну товщину теплообмінної труби L_{TP} визначаємо з рівняння теплопередачі

$$Q_x = \pi L_{\text{TP}} d_3 k \Delta t_{\text{CP}} \quad (1.5.18)$$

Звідки

$$L_{\text{тр}} = \frac{Q_x}{\pi L_{\text{тр}} d_3 k \Delta t_{\text{ср}}} \quad (1.5.19)$$

Довжина труби в пучку

$$L = \frac{L_{\text{тр}}}{n} \quad (1.5.20)$$

Якщо розрахована довжина труб L перевищує стандартне значення (6 м) приймається двоходовий або багатходовий теплообмінний апарат з довжиною 1-6 м за конкретним розміром, що відповідає ГОСТ 9929-79, або за розміром конструктивної необхідності. Тоді число труб визначається за виразом $n_1 = n n_{\text{хх}}$ ($n_{\text{хх}}$ – прийнята кількість ходів). Новий діаметр кожуха D_1 розраховується по формулі (1.5.3) за допомогою даних табл. 1.5.2.

1.6 Розрахунок пластинчастого теплообмінника

В ТНУ пластинчасті теплообмінники частіше за все застосовуються як теплообмінники чистої води ТЧВ (див. рис. 1.2.1 і 1.2.2).

Пластинчастий теплообмінник складається з типових гофрованих пластин, зібраних в пакети. В межах пакету гріюче середовище і середовище, що нагрівається, рухаються по паралельних міжпластинних каналах, і, як правило, протитечійно по відношенню одне до одного. За ходом руху середовищ пакети з'єднуються між собою послідовно, утворюючи багатходовий теплообмінник.

На рис. 1.6.1, як приклад, приведена схема пластинчастого теплообмінника. В цьому теплообміннику пластини зібрані в три пакети як по гріючому середовищу, так і по середовищу, що нагрівається. В межах кожного пакету кожне середовище рухається по шести паралельних каналах.

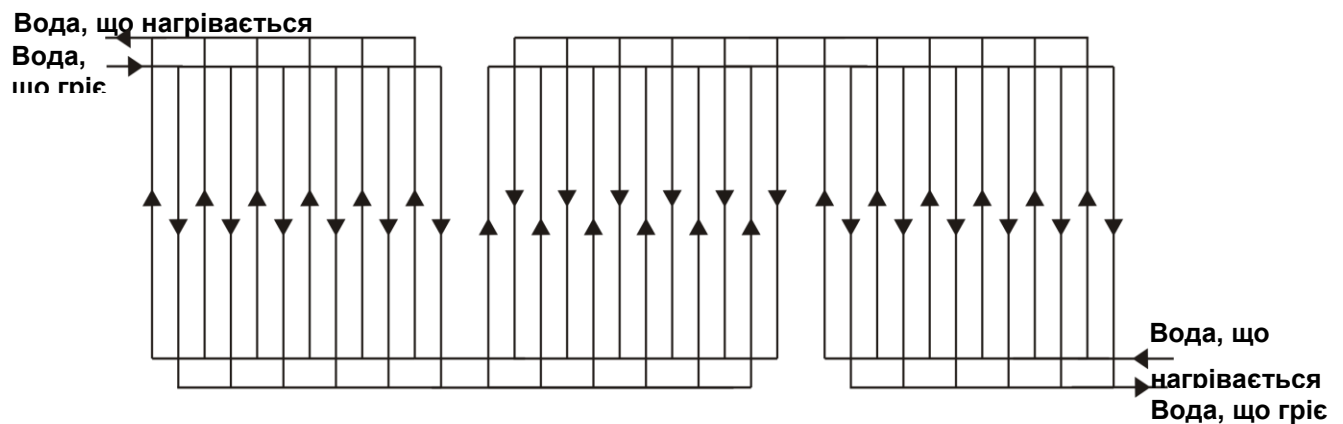


Рисунок 1.6.1 – Схема розподілу потоків гріючої води і води, що нагрівається, в пластинчастому теплообміннику

Початковими даними для розрахунку теплообмінника ТЧВ є: його необхідна теплова потужність або витрата води, що гріє V_{wh} , початкова t_h і кінцева температура води, що нагрівається і її витрата V_h , а також початкова температура гріючої води t_{wh1} .

Задача розрахунку полягає в тому, щоб, ґрунтуючись на даних про типові пластини, визначити схему збірки апарату (число пакетів і число каналів в пакеті по гріючій воді і воді, що нагрівається), витрату V_{wh} і кінцеву температуру t_{wh2} гріючої води.

Раціональна збірка визначається шляхом вибору з технічно допустимих варіантів зборок за критерієм мінімальної площі поверхні теплообміну апарату.

Технічно допустимими є варіанти, в яких кінцева температура гріючої води t_{wh2} і втрати тиску в апараті по гріючій воді Δp_{wh} і воді, що нагрівається, Δp_h знаходяться в допустимих межах

$$t_{h1} + \Delta t_{h1 \min} \leq t_{wh2} \leq t_3 - \Delta t_{3 \min}, \quad (1.6.1)$$

$$\Delta p_{wh} \leq \Delta p_{\max}, \quad (1.6.2)$$

$$\Delta p_h \leq \Delta p_{\max}, \quad (1.6.3)$$

де $\Delta t_{h1 \min}$ і $\Delta t_{3 \min}$ – мінімально допустимі температурні напори на холодних кінцях теплообмінника ТЧВ і конденсатора теплового насоса (можуть бути прийняті рівними 3 – 5°C);

Δp_{\max} – максимально допустимі втрати тиску (можна прийняти рівними 60 – 80 кПа).

Основні характеристики деяких стандартних пластин розбірних теплообмінників [3].

Таблиця 1.6.1 – Характеристики деяких стандартних пластин розбірних теплообмінників

Тип пластини	$F_{пл}$, м ²	d_e , м	$S_{кан}$, м ²	$l_{кан}$, м	$b_{кан}$, м	$l_{пл}$, м	$b_{пл}$, м	C_L	C_T	A_L	A_T
0,2	0,2	0,00880	0,00178	0,518	0,40	0,960	0,46	0,46	0,065	425,0	19,6
0,3	0,3	0,00800	0,0011	1,120	0,25	1,370	0,30	0,6	0,1	425,0	19,3
0,5E	0,5	0,00800	0,0018	1,150	0,45	1,370	0,50	0,63	0,135	486,0	22,4
0,5Г	0,5	0,00585	0,00134	1,090	0,45	1,370	0,50	0,5	0,09	300,0	6,3
0,6Г	0,6	0,00600	0,00167	1,000	0,55	1,375	0,60	0,4	0,04	300,0	6,3
0,6	0,6	0,00830	0,00245	1,010	0,545	1,375	0,60	0,6	0,12	320,0	15,0
0,63	0,63	0,00740	0,00262	0,893	0,600	1,375	0,66	0,46	0,1	210,0	4,0
1,3	1,30	0,00960	0,00425	1,470	0,846	1,915	0,92	0,46	0,13	400,0	17,0

В таблиці:

$b_{кан}$ – ширина каналу, м;

$l_{пл}$ – довжина пластини, м;

$b_{пл}$ – ширина пластини, м.

$C_{л}$, $C_{т}$, $A_{л}$ та $A_{т}$ – емпіричні коефіцієнти в формулах тепловіддачі та гідравлічного опору.

Варіанти завдань для розрахунку пластинчатого теплообмінника надані в табл. 1.6.2.

Таблиця 1.6.2 – Вихідні дані для розрахунку пластинчатого теплообмінника

Варіант	Тип пластин	Теплоносії						
		Вода, що нагрівається				Вода, що гріє		
		t_{h1} , °C	t_{h2} , °C	V_h , м ³ /с	$\Delta p_{h доп}$, кПа	t_{wh1} , °C	V_{wh} , м ³ /с	$\Delta p_{wh доп}$, кПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9
01	0,3	5,0	42,0	0,002	80,0	50,0	0,0024	80,0
02	0,3	8,0	45,0	0,002	80,0	55,0	0,0018	80,0
03	0,3	10,0	50,0	0,004	80,0	60,0	0,0044	80,0
04	0,2	10,0	50,0	0,0015	80,0	60,0	0,0020	80,0
05	0,2	5,0	50,0	0,0015	80,0	60,0	0,0015	80,0
06	0,2	5,0	50,0	0,0015	80,0	55,0	0,0020	80,0
07	0,2	5,0	50,0	0,0015	80,0	55,0	0,0015	80,0
08	0,2	15,0	50,0	0,002	80,0	55,0	0,0020	80,0
09	0,2	5,0	50,0	0,002	80,0	90,0	0,0030	80,0
10	0,2	10,0	50,0	0,004	80,0	90,0	0,0040	80,0
11	0,3	10,0	50,0	0,004	80,0	90,0	0,0040	80,0
12	0,3	10,0	50,0	0,004	80,0	90,0	0,0040	80,0
13	0,5E	10,0	50,0	0,006	80,0	90,0	0,0050	80,0
14	0,5E	5,0	50,0	0,008	80,0	90,0	0,0060	80,0
15	0,5E	5,0	50,0	0,010	80,0	90,0	0,0080	80,0
16	0,5E	5,0	50,0	0,012	80,0	90,0	0,0120	80,0
17	0,5T	5,0	50,0	0,015	80,0	90,0	0,0180	80,0
18	0,5T	5,0	50,0	0,015	80,0	60,0	0,0180	80,0
19	0,5T	10,0	50,0	0,020	80,0	60,0	0,0240	80,0
20	0,5T	10,0	50,0	0,025	80,0	60,0	0,0250	80,0
21	0,5T	10,0	50,0	0,030	80,0	60,0	0,0350	80,0
22	0,6T	5,0	50,0	0,035	80,0	60,0	0,0400	80,0
23	0,6T	5,0	55,0	0,040	80,0	60,0	0,0400	80,0
24	0,6	5,0	55,0	0,040	80,0	60,0	0,0400	80,0
25	0,6	5,0	55,0	0,050	80,0	60,0	0,0550	80,0

Для прийнятої схеми збірки апарату розрахунок проводиться за наступною методикою.

Розраховується площа поверхні теплообміну апарату, м^2

$$F_{\text{то}} = 2n_{\text{кан}}n_x F_{\text{пл}}, \quad (1.6.4)$$

де $n_{\text{кан}}$ – число міжпластинних каналів по одному з теплоносіїв в одному пакеті (ходу); n_x – число ходів теплоносія (пакетів пластин); $F_{\text{пл}}$ – площа поверхні теплообміну однієї пластини, м^2 .

Визначається середня температура води, що нагрівається $^{\circ}\text{C}$

$$t_h = \frac{t_{h1} + t_{h2}}{2}. \quad (1.6.5)$$

Знаходяться відповідні значення теплофізичних властивостей води: густини ρ_h , $\text{кг}/\text{м}^3$, теплоємності c_h , $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$, теплопровідності λ_h , $\text{Вт}/(\text{м}\cdot^{\circ}\text{C})$, кінематичної в'язкості ν_h , $\text{м}^2/\text{с}$, числа Прандтля Pr_h .

Розраховується витрата V_h , $\text{м}^3/\text{с}$, швидкість w_h , $\text{м}/\text{с}$, і число Рейнольдса Re_h для руху в міжпластинних каналах води, що нагрівається:

$$V_h = \frac{Q_{\text{т}}}{\rho_h c_h (t_{h2} - t_{h1})}, \quad (1.6.6)$$

$$w_h = \frac{V_h}{n_{\text{кан}} S_{\text{кан}}}, \quad (1.6.7)$$

$$\text{Re}_h = \frac{w_h d_e}{\nu_h}, \quad (1.6.8)$$

де V_h – об'ємна витрата води, що нагрівається, $\text{м}^3/\text{с}$; $S_{\text{кан}}$ – площа поперечного перерізу каналу, м^2 ; d_e – еквівалентний діаметр каналу, м .

Подальший розрахунок здійснюється методом послідовних наближень.

Приймається деяке початкове наближення кінцевої температури гріючої води, наприклад t_{wh2} .

Розраховується середня температура гріючої води в апараті, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{wh} = \frac{t_{wh1} + t_{wh2}}{2}. \quad (1.6.9)$$

Визначаються відповідні цій температурі значення теплофізичних властивостей води: густини ρ_{wh} , кг/м³, теплоємності c_{wh} , Дж/(кг·°C), теплопровідності λ_{wh} , Вт/(м·°C), кінематичної в'язкості ν_{wh} , м²/с, числа Прандтля Pr_{wh} .

Розраховується витрата V_{wh} , м³/с, швидкість w_{wh} , м/с, і число Рейнольдса Re_{wh} для руху гріючої води в міжпластинних каналах:

$$V_{wh} = \frac{Q_T}{\rho_{wh} c_{wh} (t_{wh1} - t_{wh2})}, \quad (1.6.10)$$

$$w_{wh} = \frac{V_{wh}}{n_{кан} S_{кан}}, \quad (1.6.11)$$

$$Re_{wh} = \frac{w_{wh} d_{\text{э}}}{\nu_{wh}}. \quad (1.6.12)$$

Якщо в початкових даних задача витрата теплоносія, що гріє V_{wh} , то визначається теплова потужність апарата

$$Q_T = V_h \rho_h c_h (t_{h2} - t_{h1}), \quad (1.6.13)$$

а потім визначається кінцева температура теплоносія t_{wh2} з рівняння теплового балансу

$$t_{wh2} = t_{wh1} - \frac{Q_T}{V_{wh} \rho_{wh} c_{wh}}. \quad (1.6.14)$$

Далі розрахунки виконуються в такій послідовності, як і для випадку, коли в початкових даних задана теплова потужність апарату Q_T .

Розраховується середня температура стінки апарату (пластин)

$$t_{ст} = \frac{t_h + t_{wh}}{2}. \quad (1.6.15)$$

Визначається відповідне температурі $t_{ст}$ число Прандтля для води $Pr_{ст}$.

Згідно з методикою [3] при турбулентному русі ($Re \geq 50$) число Нуссельта Nu і коефіцієнт гідравлічного опору каналу ζ визначаються за формулами:

$$\text{Nu} = C_T \text{Re}^{0,73} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{CT}}} \right)^{0,25}, \quad (1.6.16)$$

$$\zeta = \frac{A_T}{\text{Re}^{0,25}}, \quad (1.6.17)$$

де C_T , A_T – емпіричні коефіцієнти, залежні від типу пластин.

Для грійучої води

$$\text{Nu}_{wh} = C_T \text{Re}_{wh}^{0,73} \text{Pr}_{wh}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_{wh}}{\text{Pr}_{\text{CT}}} \right)^{0,25}, \quad (1.6.18)$$

$$\zeta_{wh} = \frac{A_T}{\text{Re}_{wh}^{0,25}}. \quad (1.6.19)$$

Для води, що нагрівається,

$$\text{Nu}_h = C_T \text{Re}_h^{0,73} \text{Pr}_h^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_h}{\text{Pr}_{\text{CT}}} \right)^{0,25}, \quad (1.6.20)$$

$$\zeta_h = \frac{A_T}{\text{Re}_h^{0,25}}. \quad (1.6.21)$$

Коефіцієнти тепловіддачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, від грійучої води до пластин α_{wh} , і від пластин до води, що нагрівається, α_h , розраховуються за формулами:

$$\alpha_{wh} = \frac{\text{Nu}_{wh} \lambda_{wh}}{d_e}; \quad (1.6.22)$$

$$\alpha_h = \frac{\text{Nu}_h \lambda_h}{d_e}. \quad (1.6.23)$$

Коефіцієнт теплопередачі апарату, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$,

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{wh}} + \frac{\delta_{\text{CT}}}{\lambda_{\text{CT}}} + \frac{1}{\alpha_h}} \quad (1.6.24)$$

де δ_{CT} і λ_{CT} – товщина і теплопровідність матеріалу стінки (пластини), м, і $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ відповідно.

Середньологарифмічний температурний напір, $^\circ\text{C}$,

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{wh1} - t_{h2} - t_{wh2} + t_{h1}}{\ln \frac{t_{wh1} - t_{h2}}{t_{wh2} - t_{h1}}}. \quad (1.6.25)$$

Тепловий потік, Вт, з рівняння теплопередачі апарату

$$Q'_T = kF_{то} \Delta t_{cp}. \quad (1.6.26)$$

Якщо Q'_T відрізняється від Q_T незначно, то подальше уточнення значення кінцевої температури гріючої води t_{wh2} не потрібне і її розрахунок закінчується.

Втрати тиску в апараті Δp_{wh} , Па, і витрати потужності насосів ΔN_{wh} , Вт, на подолання гідравлічних опорів в контурі гріючої води

$$\Delta p_{wh} = n_x \zeta_{wh} \frac{l_{кан}}{d_3} \rho_{wh} \frac{w_{wh}^2}{2}, \quad (1.6.27)$$

$$\Delta N_{wh} = \frac{\Delta p_{wh} V_{wh}}{\eta_{нас}}, \quad (1.6.28)$$

де $l_{кан}$ – довжина міжпластинного каналу, м; $\eta_{нас}$ – ККД насоса.

Аналогічно, втрати тиску Δp_h , Па, в апараті і витрати потужності насосів ΔN_h , Вт, на подолання гідравлічних опорів в контурі води, що нагрівається,

$$\Delta p_h = n_x \zeta_h \frac{l_{кан}}{d_3} \rho_h \frac{w_h^2}{2}, \quad (1.6.29)$$

$$\Delta N_h = \frac{\Delta p_h V_h}{\eta_{нас}}. \quad (1.6.30)$$

Знайдені значення t_{wh2} , Δp_h і Δp_{wh} повинні задовольняти умовам (1.6.1) – (1.6.3). При порушенні якої-небудь з умов потрібно розглянути іншу схему збірки апарату.

2 ЗАВДАННЯ ТА ПОЧАТКОВІ ДАНІ

Розрахувати теплонасосну установку гарячого водопостачання. В якості низькопотенційного теплоносія приймаємо шахтну воду, яка подається на поверхню водовідливними насосами і частково відводиться до ТНУ.

1. Розрахувати потрібну теплову потужність теплонасосної установки.
2. Розрахувати термодинамічний цикл теплового насоса.
3. Розрахувати теплообмінник шахтної води (ТШВ).
4. Розрахувати теплообмінник чистої води.

Схема теплонасосної установки – за рис. 2.1;

Робоче тіло теплового насоса – фреон (марка).

Варіанти завдань для розрахунку ТНУ наведені в табл. 1.2.1 (обираються відповідно до номеру здобувача в списку академічної групи).

Таблиця 2.1.1 – Початкові дані для розрахунку ТНУ

Варіант	Фреон	$V_{\text{доб}}, \text{ м}^3$	$\tau_{\text{доб}}, \text{ год}$	$t_{h1}, \text{ }^\circ\text{C}$	$t_{h2}, \text{ }^\circ\text{C}$	$t_{x1}, \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta t_{x1}, \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta t_1, \text{ }^\circ\text{C}$	$t_6, \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta t_{sh}, \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta t_{sc}, \text{ }^\circ\text{C}$	η_s
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	R134a	100	8	7	45	10	3,0	4,0	49	2,0	8	0,66
2	R407C	110	10	8	46	12	4,0	5,0	50	4,0	10	0,68
3	R134a	120	12	10	43	14	5,0	6,0	47	5,0	18	0,69
4	R407C	140	14	12	42	15	6,0	7,0	46	6,0	12	0,66
5	R134a	160	16	11	44	16	7,0	4,0	48	3,0	9	0,72
6	R407C	180	18	14	45	18	4,0	6,0	49	4,0	10	0,71
7	R134a	90	9	6	47	11	3,0	4,0	51	5,0	18	0,70
8	R407C	115	11	13	48	13	4,0	5,0	52	4,0	9	0,69
9	R134a	145	15	10	43	14	5,0	6,0	47	5,0	12	0,68
10	R407C	185	16	15	46	20	6,0	4,0	50	6,0	10	0,71
11	R134a	105	9	7,5	43	11	3,0	3,0	47	3,0	11	0,70
12	R407C	115	11	8,5	44	13	4,0	4,0	48	3,0	9	0,67
13	R134a	125	12	13	43	15	4,0	5,0	47	4,0	10	0,71
14	R407C	130	10	11	45	14	5,0	6,0	49	5,0	15	0,70
15	R134a	140	12	15	42	16	5,0	5,0	46	5,0	12	0,71
16	R407C	150	14	14	43	12	3,0	4,0	47	6,0	8	0,69
17	R134a	165	16	12	44	15	4,0	5,0	48	5,0	10	0,70
18	R407C	170	15	13	45	18	6,0	6,0	50	6,0	12	0,68
19	R134a	175	14	12	42	14	5,0	4,0	46	5,0	12	0,69
20	R407C	185	16	15	44	17	6,0	5,0	48	6,0	10	0,71
21	R134a	95	8	14	42	13	5,0	4,0	46	6,0	12	0,69
22	R407C	105	10	10	42	10	3,0	4,0	47	4,0	14	0,70
23	R134a	125	13	11	43	17	4,0	4,0	48	4,0	12	0,71
24	R407C	120	14	9	42	16	5,0	4,0	46	5,0	16	0,69
25	R134a	200	18	11	43	12	4,0	5,0	50	5,0	16	0,70

3 ВИМОГИ ДО ВИКОНАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ ІНДИВІДУАЛЬНОГО ЗАВДАННЯ

Індивідуальне завдання з дисципліни «Установки для кондиціонування повітря шахт» виконується здобувачем самостійно при консультуванні викладача.

Обов'язки здобувача:

- отримати завдання;
- самостійно виконати за наведеною методикою;
- за необхідності відвідувати консультації;
- сприймати зауваження та виконувати методичні вказівки викладача;
- вчасно подати індивідуальне завдання на перевірку;
- довести при підсумковій співбесіді з викладачем самостійність виконання завдання.

Обов'язки керівника індивідуального завдання:

- видати завдання з визначеними термінами виконання та захисту;
- скласти графік консультацій;
- дотримуватися графіка консультацій;
- контролювати хід виконання завдання;
- перевірити та оцінити якість виконання;
- довести до здобувачів результати перевірки (захисту) при співбесіді.

Інформаційне забезпечення індивідуального завдання та перелік рекомендованої літератури наведено в даних методичних рекомендаціях.

Зразок титульного аркуша індивідуального завдання наведено в додатку В.

Загальні вимоги до оформлення індивідуального завдання: написання українською мовою, чіткість побудови, логічна послідовність аргументації вирішення завдання, логічна послідовність викладу матеріалу відповідно до завдання та вихідних даних, стислість і точність визначень, що виключає можливість неоднозначного їх тлумачення; за необхідності, подання додаткових рисунків або таблиць, діаграм тощо.

Індивідуальне завдання виконують в електронному вигляді (з подальшим друком) відповідно до вимог стандарту (ДСТУ 3008-2015. «Документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура і правила оформлення») або виконують у рукописному виді з дотриманням цих вимог.

Стиль викладу матеріалу має бути строгим і стриманим, слід використовувати загальноприйнятну теплотехнічну термінологію. Рекомендована структура завдання:

Зміст.

Вступ (зазначається мета й завдання роботи).

1. Теоретична частина (містить висвітлення змісту теоретичних питань).
2. Практична частина (містить виконання відповідних завдань та розрахунків).

Висновки (підсумок результатів виконання завдання).

Перелік використаних джерел.

4 ОЦІНЮВАННЯ ВИКОНАННЯ І ЗАХИСТУ ІНДИВІДУАЛЬНОГО ЗАВДАННЯ

Індивідуальне завдання з дисципліни «Установки для кондиціонування повітря шахт» оцінюється шляхом визначення середньоарифметичного балу за правильність виконання завдання і його захист. При оцінюванні результатів виконання використовуються наступні критерії:

- 1) відповідність одержаних результатів індивідуальному завданню;
- 2) логічність та правильність вирішення завдання;
- 3) практична обґрунтованість висновків відповідно до завдання;
- 4) відповідність вимогам до оформлення завдання;
- 5) самостійність вирішення.

Захист індивідуального завдання здійснюється на практичному занятті. Оцінювання знань, продемонстрованих під час захисту роботи, проводиться з урахуванням таких критеріїв:

- 1) розуміння поставленого завдання, ступінь засвоєння методології його вирішення;
- 2) ступінь засвоєння теоретичного матеріалу дисципліни;
- 3) вміння застосовувати теоретичні знання для вирішення практичних задач, що пов'язані із завданням та тематикою дисципліни;
- 4) демонстрація послідовного і несуперечливого розвитку думки, логічних власних суджень;
- 5) вміння захищати свою позицію та робити висновки на основі набутих знань з дисципліни.

Відповідність розрахунків та захисту завдання зазначеним критеріям дозволяє оцінити його найвищим балом. Відсутність тієї чи іншої складової зменшує кількість отриманих балів.

За першим розділом (теоретичним) індивідуального розрахункового завдання здобувач вищої освіти отримує 5 запитань з переліку контрольних запитань. Максимальна кількість балів, що може бути отримана за перший розділ, становить 10 балів (кожна вичерпна правильна відповідь оцінюється в 2 бали). Максимальна кількість балів, що може бути отримана за другий розділ (практичний) становить 30 балів (кожна вичерпна правильна відповідь оцінюється в 3 бали).

Підсумковий бал, який отримує здобувач за індивідуальне розрахункове завдання визначається шляхом складання отриманих балів за перший та другий розділи.

Максимальна кількість балів: 40.

5 ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ ІНДИВІДУАЛЬНОГО ЗАВДАННЯ

5.1. Приклад розрахунку термодинамічного циклу теплового насоса

Вихідні дані:

- температура шахтної води $t_{x1} = 12^\circ\text{C}$;
- схема теплонасосної установки – з проміжними контурами передачі тепла (рис. 1.2.1).
- температурний напір на теплому кінці теплообмінника шахтної води $\Delta t_{x1} = 4^\circ\text{C}$;
- температурний напір на теплому кінці випарника теплового насоса $\Delta t_1 = 4^\circ\text{C}$;
- температура точки роси холодоагенту в конденсаторі $t_6 = 55^\circ\text{C}$;
- перегрів пари у випарнику $\Delta t_{sh} = 5^\circ\text{C}$;
- переохолодження конденсату холодоагенту $\Delta t_{sc} = 30^\circ\text{C}$;
- ізоентропний ККД компресора $\eta_s = 0,68$;
- робоче тіло теплового насоса – фреон R407C.

Рішення:

Розрахунок здійснюємо за допомогою i - p – діаграми стану холодоагенту R407C.

Відповідно до заданих температурних напорів на теплих кінцях теплообмінника шахтної води і випарника теплового насоса температура фреону на виході з випарника (в точці 1 термодинамічного циклу, рис. 1.5.1)

$$t_1 = t_{x1} - \Delta t_{x1} - \Delta t_1 = 12,0 - 4,0 - 4,0 = 4,0^\circ\text{C}.$$

Температура сухої насиченої пари у випарнику (в точці 5 циклу)

$$t_5 = t_1 - \Delta t_{sh} = 4,0 - 5,0 = -1,0^\circ\text{C}.$$

За знайденою температурою $t_5 = -1^\circ\text{C}$ і заданою температурою точки роси в конденсаторі $t_6 = 55^\circ\text{C}$ знаходимо відповідні значення тиску у випарнику і конденсаторі $p_{\text{кип}} = p_5 = 0,437^\circ\text{МПа}$ і $p_{\text{конд}} = p_6 = 2,22 \text{ МПа}$.

Тиск в точці 1 циклу (на вході в компресор)

$$p_1 = p_{\text{кип}} = 0,437^\circ\text{МПа}.$$

На перетині ізобари $p_1 = 0,4437$ МПа з ізотермою $t_1 = 4^\circ\text{C}$ знаходимо точку 1, в якій ентальпія $i_1 = 417,1$ кДж/кг; ентропія $s_1 = 1,808$ кДж/(кг·К), питомий об'єм $v_1 = 0,05592$ м³/кг.

Процес стиснення пари фреону в компресорі є адіабатним, тобто відбувається без теплообміну з навколишнім середовищем. Але при цьому мають місце втрати енергії на тертя. Реальний адіабатний процес (з втратами енергії на тертя) при розрахунках замінюється політропним процесом без тертя, але з підведенням зовнішнього тепла, еквівалентного за величиною теплоті тертя. Розрахунок параметрів стану пари в кінці цього процесу (точці 2) проводиться на основі розрахунку ізоентропного процесу стиснення до тиску в конденсаторі.

В кінці ізоентропного процесу стиснення – в точці, що знаходиться на перетині ізобари $p_{2s} = p_{\text{конд}} = 2,22$ МПа з ізоентропией $s_{2s} = s_1 = 1,808$ кДж/(кг·К), – ентальпія $i_{2s} = 458,1$ кДж/кг.

Перепад ентальпій в ізоентропному процесі стиснення

$$\Delta i_s = i_{2s} - i_1 = 458,1 - 417,1 = 41,0 \text{ кДж/кг.}$$

Перепад ентальпій в реальному адіабатному процесі стиснення пари фреону в компресорі

$$\Delta i_{1-2} = \frac{\Delta i_s}{\eta_s} = \frac{41,0}{0,68} = 60,3 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія в кінці реального адіабатного процесу стиснення 1–2

$$i_2 = i_1 + \Delta i_{1-2} = 417,1 + 60,3 = 477,4 \text{ кДж/кг.}$$

Точку 2 знаходимо на перетині ізоентальпи $i_2 = 477,4$ кДж/кг з ізобарою $p_2 = p_{\text{конд}} = 2,22$ МПа. В цій точці ентропія $s_2 = 1,863$ кДж/(кг·К), температура $t_2 = 91,5^\circ\text{C}$.

На виході з конденсатора холодоагент знаходиться в рідкому стані. Точка 3 циклу, що відповідає цьому стану, знаходиться на перетині ізобари $p_3 = p_{\text{конд}} = 2,22$ МПа з ізотермою t_3 . Для визначення температури t_3 спочатку знайдемо температуру t_7 в точці 7 циклу, яка знаходиться на перетині ізобари $p_7 = p_{\text{конд}} = 2,22$ МПа з лінією насиченої рідини (ступінь сухості пари $x = 0$). В цій точці $t_7 = 50,3^\circ\text{C}$. Тоді

$$t_3 = t_7 - \Delta t_{sc} = 50,3 - 30,0 = 20,3^\circ\text{C.}$$

В точці 3 ентальпія $i_3 = 230,6$ кДж/кг.

Після дроселювання, на вході у випарник, холодоагент знаходиться в стані вологої пари. При дроселюванні ентальпія не змінюється, тому в точці 4 ентальпія

$$i_4 = i_3 = 230,6 \text{ кДж/кг.}$$

Тиск в точці 4

$$p_4 = p_1 = 0,437 \text{ МПа.}$$

В знайдених точках визначаємо решту параметрів, яких бракує: температуру, питомий об'єм, ентальпію, ентропію, ступінь сухості пари холодоагенту. Результати розрахунку зводимо в табл. А.1.

Таблиця А.1

Результати розрахунку термодинамічного циклу

Точка	Температура T , °C	Тиск p , МПа	Питомий об'єм v , м ³ /кг	Ентальпія i , кДж/кг	Ентропія s , кДж/(кг·К)	Ступінь сухості x
1	4,0	0,437	0,05592	417,1	1,808	-
2	91,5	2,22	0,01277	477,4	1,863	-
3	20,3	2,22	-	230,6	1,107	-
4	-6,6	0,437	0,0109	230,6	1,116	0,19
5	-1,0	0,437	0,05458	412,5	1,793	1,0
6	55,0	2,22	0,0098	434,7	1,738	1,0
7	50,3	2,22	0,0113	284,1	1,276	0,0

Побудований на фоні діаграми стану фреону R407C термодинамічний цикл теплового насоса приведений на рис. 1.5.1.

Питома холодопродуктивність циклу

$$q_x = i_1 - i_4 = 417,1 - 230,6 = 186,5 \text{ кДж/кг.}$$

Питома теплопродуктивність циклу

$$q_T = i_2 - i_3 = 477,4 - 230,6 = 246,8 \text{ кДж/кг.}$$

Питома робота компресора

$$l_K = i_2 - i_1 = 477,4 - 417,1 = 60,3 \text{ кДж/кг.}$$

Коефіцієнт трансформації тепла теплового насоса

$$k_{\text{TH}} = \frac{q_T}{l_K} = \frac{246,8}{60,3} = 4,1.$$

5.2. Приклад розрахунку теплообмінника шахтної води

Вихідні дані:

- теплова потужність $Q_x = 128,5$ кВт;
- початкова температура шахтної води $t_{x1} = 12^\circ\text{C}$;
- температурний напір на теплому кінці теплообмінника $\Delta t_{x1} = 4^\circ\text{C}$;
- витрата шахтної води $V_x = 60$ м³/ч ;
- витрата води в проміжному контурі $V_w = 40$ м³/ч;
- швидкість води в трубах $\omega_x = 1,34$ м/с;
- діаметри трубок $d_B/d_3 = 16/20$ мм.

Рішення:

Розраховуємо геометричні характеристики апарату:

Кількість трубок теплообмінника

$$n = \frac{4S_x}{\pi d_B^2} = \frac{4 \cdot 0,0124}{3,14 \cdot 0,016^2} = 61,7,$$

де S_x – площа прохідного перерізу трубок

$$S_x = \frac{V_x}{\omega_x \cdot 3600} = \frac{60}{1,34 \cdot 3600} = 0,0124 \text{ м}^2.$$

Внутрішній діаметр корпусу ТА

$$D = D' + d_3 + 2m.$$

При ромбічному розміщенні трубок у трубної решітці у відповідності даних таблиці 6.2 приймаємо $n = 61$, а $\frac{D'}{S} = 8$.

Відстань S між трубками буде $S = 1,4d_3 = 1,4 \cdot 20 = 28$ мм. Значення кільцевого зазору між крайніми трубками й корпусом приймаємо $m = 6$ мм (рис. 6.2).

$$D = 8 \cdot 28 + 20 + 12 = 256 \text{ мм.}$$

Площа живого перерізу у між трубному просторі

$$S_w = Dl \left(1 - \frac{d_3}{S}\right) \sqrt{\chi}.$$

Згідно рекомендацій приймаємо $l = 60$ мм, а $\sqrt{\chi} = 1,397$.

$$\text{Отже } S_w = 0,256 \cdot 0,06 \cdot \left(1 - \frac{0,02}{1,4 \cdot 0,02}\right) \cdot 1,397 = 0,00613 \text{ м}^2.$$

Швидкість води в міжтрубному просторі

$$\omega_w = \frac{V_w}{S_w} = \frac{40}{3600 \cdot 0,00613} = 1,81 \text{ м/с.}$$

Кінцева температура шахтної води

$$t_{x2} = t_{x1} - \frac{Q_x}{\rho_x V_x c_x} = 12,0 - \frac{128500}{1000 \cdot 0,01667 \cdot 4189,0} = 10,16^\circ\text{C},$$

де $\rho_x = 1000 \text{ кг/м}^3$ – густина шахтної води;

$c_x = 4189,0 \text{ Дж/(кг}\cdot^\circ\text{C)}$ – теплоємність шахтної води.

Температура чистої води на теплому кінці ТШВ

$$t_{w2} = t_{x1} - \Delta t_{x1} = 12 - 4 = 8^\circ\text{C}.$$

Початкова температура чистої води в ТШВ

$$t_{w1} = t_{w2} - \frac{Q_x}{\rho_w V_w c_w} = 8,0 - \frac{128500}{1000 \cdot 0,01111 \cdot 4189,0} = 5,24^\circ\text{C},$$

де $\rho_w = 1000 \text{ кг/м}^3$ – густина води проміжного контуру;

$c_w = 4189,0 \text{ Дж/(кг}\cdot^\circ\text{C)}$ – теплоємність води проміжного контуру.

Середньологарифмічний температурний напір

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{x1} - t_{w2} - t_{x2} + t_{w1}}{\ln\left(\frac{t_{x1} - t_{w2}}{t_{x2} - t_{w1}}\right)} = \frac{12,0 - 8,0 - 10,16 + 5,24}{\ln\left(\frac{12,0 - 8,0}{10,16 - 5,24}\right)} = 4,44^\circ\text{C}.$$

Середня температура шахтної води в апараті

$$t_x = \frac{t_{x1} + t_{x2}}{2} = \frac{12,0 + 10,16}{2} = 11,08^\circ\text{C}.$$

Середня температура води проміжного контуру в апараті

$$t_w = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} = \frac{5,24 + 8,0}{2} = 6,62^\circ\text{C}.$$

По таблиці 1 (див. додаток Д) знаходимо фізичні властивості води при середній температурі шахтної води в апараті $t_x = 11,08^\circ\text{C}$:

кінематична в'язкість $\nu_x = 1,27 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

теплопровідність $\lambda_x = 0,578 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$;

число Прандтля $\text{Pr}_x = 9,25$;

при середній температурі води проміжного контуру $t_w = 6,62^\circ\text{C}$:

кінематична в'язкість $\nu_w = 1,47 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

теплопровідність $\lambda_w = 0,568 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$;

число Прандтля $\text{Pr}_w = 10,92$;

при середній температурі стінок трубок $t_{\text{ст}} = 0,5(t_x + t_w) = 8,85^\circ\text{C}$ число Прандтля $\text{Pr}_{\text{ст}} = 10,0$.

Число Рейнольдса для шахтної води в трубках

$$\text{Re}_x = \frac{w_x d_B}{\nu_x} = \frac{1,34 \cdot 0,016}{1,27 \cdot 10^{-6}} = 16882.$$

Оскільки $\text{Re}_x > 10000$, тобто режим руху – розвинений турбулентний, то число Нуссельта розраховуємо за формулою

$$\begin{aligned} \text{Nu}_x &= 0,021 \text{Re}_x^{0,8} \text{Pr}_x^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_x}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 16882^{0,8} \cdot 9,25^{0,43} \cdot \left(\frac{9,25}{10,0} \right)^{0,25} = 129. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від шахтної води до стінок трубок

$$\alpha_x = \frac{\text{Nu}_x \lambda_x}{d_B} = \frac{129 \cdot 0,578}{0,016} = 4660 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Число Рейнольдса для руху води в міжтрубному просторі

$$\text{Re}_w = \frac{w_w d_3}{\nu_w} = \frac{1,81 \cdot 0,02}{1,47 \cdot 10^{-6}} = 24625.$$

Число Нуссельта для тепловіддачі від стінок трубок до води в міжтрубному просторі розраховуємо за формулою [2]

$$\begin{aligned} \text{Nu}_w &= 0,24 \text{Re}_w^{0,6} \text{Pr}_w^{0,36} \left(\frac{\text{Pr}_w}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,24 \cdot 24625^{0,6} \cdot 10,92^{0,36} \cdot \left(\frac{10,92}{10,0} \right)^{0,25} = 250,9. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінок трубок до води в міжтрубному просторі

$$\alpha_w = \frac{\text{Nu}_w \lambda_w}{d_H} = \frac{250,9 \cdot 0,568}{0,02} = 7125 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}).$$

Коефіцієнт теплопередачі від шахтної води до води в міжтрубному просторі

$$\begin{aligned} k &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_x} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + R_{\text{забр}} + \frac{1}{\alpha_w}} = \\ &= \frac{1}{\frac{1}{4660} + \frac{0,002}{393} + 0,0002 + \frac{1}{7125}} = 2320 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}), \end{aligned}$$

де $R_{\text{забр}} = 0,0002 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт}$ – термічний опір забруднень;

$\lambda_{\text{ст}} = 393 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ – коефіцієнт теплопровідності стінки мідної трубки;

$$\delta_{\text{ст}} = \frac{d_3 - d_B}{2} = \frac{0,020 - 0,016}{2} = 0,002 \text{ м} - \text{товщина стінки трубки.}$$

Визначаємо поверхню теплопередачі

$$F = \frac{Q_x}{k \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{128,5 \cdot 10^3}{2320 \cdot 4,4} = 12,5 \text{ м}^2.$$

Довжина труби в пучку

$$L = \frac{F}{\pi d_3 n} = \frac{12,5}{3,14 \cdot 0,02 \cdot 61} = 3,26 \text{ м.}$$

Відповідно до ГОСТ 9929-79 приймаємо одноходовий ТА з довжиною труб 4 м.

5.3. Приклад розрахунку пластинчастого теплообмінника

Вихідні дані:

Розрахувати пластинчастий теплообмінник для нагріву $V_h = 0,001611 \text{ м}^3/\text{с}$ води для системи гарячого водопостачання від температури $t_{h1} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t_{h2} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$. Середовище, що гріє, – вода з початковою температурою $t_{wh1} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$. Витрата цієї води – $V_{wh} = 0,001939 \text{ м}^3/\text{с}$. Товщина пластин теплообмінника $\delta_{пл} = 1,0 \text{ мм}$, матеріал – легована сталь (теплопровідність $\lambda_{пл} = 16 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$). Допустимі втрати тиску в апараті по воді, що нагрівається, $\Delta p_{x \text{ доп}} = 60 \text{ кПа}$, по воді, що гріє, $\Delta p_{г \text{ доп}} = 60 \text{ кПа}$. Число паралельних каналів для руху кожного робочого середовища прийняти однаковим. Тип пластин теплообмінника та інші вихідні дані приведені в табл. 7.1.

Рішення:

Задача розрахунку полягає в тому, щоб, ґрунтуючись на даних про типові пластини, визначити схему збірки апарату (число пакетів і число каналів в пакеті по гріючій воді і воді, що нагрівається), витрату V_{wh} і кінцеву температуру t_{wh2} гріючої води.

За пластини приймаємо пластини типу 0,3. Їх характеристики приведені в табл. 7.1.

Приймаємо, що апарат складається з чотирьох пакетів пластин. В кожному пакеті є по вісім паралельних каналів для руху гріючої води і води, що нагрівається.

Для прийнятої схеми збірки апарату площа поверхні теплообміну

$$F_{\text{то}} = 2n_{\text{кан}} n_x F_{\text{пл}} = 2 \cdot 8 \cdot 4 \cdot 0,3 = 19,2 \text{ м}^2,$$

де $n_{\text{кан}}$ – число міжпластинних каналів по одному з теплоносіїв в одному пакеті (ході);

n_x – число ходів теплоносія (пакетів пластин);

$F_{\text{пл}}$ – площа поверхні теплообміну однієї пластини, м^2 .

Визначається середня температура води, що нагрівається

$$t_h = \frac{t_{h1} + t_{h2}}{2} = \frac{5 + 45}{2} = 25^\circ\text{C}.$$

Знаходяться відповідні значення теплофізичних властивостей води: густини $\rho_h = 997 \text{ кг}/\text{м}^3$, теплоємності $c_h = 4180 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$, теплопровідності $\lambda_h = 0,6085 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$, кінематичної в'язкості $\nu_h = 0,9046 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, числа Прандтля $\text{Pr}_h = 6,22$.

Розраховується теплова потужність апарату Q_T , швидкість w_h , м/с, і число Рейнольдса Re_h для руху води, що нагрівається, в міжпластинних каналах:

$$Q_T = V_h \rho_h c_h (t_{h2} - t_{h1}) = 0,001611 \cdot 997 \cdot 4180 \cdot (45 - 5) = 270 \text{ кВт.}$$

$$w_h = \frac{V_h}{n_{\text{кан}} S_{\text{кан}}} = \frac{0,001611}{8 \cdot 0,0011} = 0,183 \text{ м/с,}$$

$$Re_h = \frac{w_h d_e}{\nu_h} = \frac{0,183 \cdot 0,008}{0,9046 \cdot 10^{-6}} = 1619,$$

де $S_{\text{кан}}$ – площа поперечного перетину каналу, м² (табл. 7.1);

d_e – еквівалентний діаметр каналу, м (табл. 7.1).

Розраховується кінцева температура гріючої води t_{wh2} , швидкість w_h , м/с і число Рейнольдса Re_h для руху гріючої води в міжпластинних каналах, приймаючи значення ρ_{wh} і c_{wh} такими, як і для води, що нагрівається

$$t_{wh2} = t_{wh1} - \frac{Q_T}{V_{wh} \rho_{wh} c_{wh}} = 50 - \frac{270000}{0,001939 \cdot 997 \cdot 4180} = 16,6 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Розраховується середня температура гріючої води в апараті

$$t_{wh} = \frac{t_{wh1} + t_{wh2}}{2} = \frac{50 + 16,6}{2} = 33,3 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Визначаються відповідні до цієї температури значення теплофізичних властивостей води: теплопровідності $\lambda_{wh} = 0,623 \text{ Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)}$, кінематичної в'язкості $\nu_{wh} = 0,756 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, числа Прандтля $Pr_{wh} = 5,06$.

$$w_{wh} = \frac{V_{wh}}{n_{\text{кан}} S_{\text{кан}}} = \frac{0,001939}{8 \cdot 0,0011} = 0,22 \text{ м/с,}$$

$$Re_{wh} = \frac{w_{wh} d_e}{\nu_{wh}} = \frac{0,22 \cdot 0,008}{0,756 \cdot 10^{-6}} = 2330.$$

Розраховується середня температура стінки апарату (пластин)

$$t_{\text{ст}} = \frac{t_h + t_{wh}}{2} = \frac{25 + 33,3}{2} = 29,12 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Визначається відповідне температурі $t_{\text{ст}}$ число Прандтля для води $Pr_{\text{ст}} = 5,56$.

Згідно з методикою [3] при турбулентному русі ($Re \geq 50$) число Нуссельта Nu і коефіцієнт гідравлічного опору каналу ζ визначаються за формулами:

$$\text{Nu} = C_T \text{Re}^{0,73} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{CT}}} \right)^{0,25},$$

$$\zeta = \frac{A_T}{\text{Re}^{0,25}},$$

де C_T , A_T – емпіричні коефіцієнти, залежні від типу пластин (табл. 7.1).
Для гріючої води

$$\begin{aligned} \text{Nu}_{wh} &= C_T \text{Re}_{wh}^{0,73} \text{Pr}_{wh}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_{wh}}{\text{Pr}_{\text{CT}}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,1 \cdot 2330^{0,73} \cdot 5,06^{0,43} \cdot \left(\frac{5,06}{5,56} \right)^{0,25} = 41,7, \\ \zeta_{wh} &= \frac{A_T}{\text{Re}_{wh}^{0,25}} = \frac{19,3}{2330^{0,25}} = 4,47. \end{aligned}$$

Для води, що нагрівається

$$\begin{aligned} \text{Nu}_h &= C_T \text{Re}_h^{0,73} \text{Pr}_h^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_h}{\text{Pr}_{\text{CT}}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,1 \cdot 1619^{0,73} \cdot 6,22^{0,43} \cdot \left(\frac{6,22}{5,56} \right)^{0,25} = 36,8, \\ \zeta_h &= \frac{A_T}{\text{Re}_h^{0,25}} = \frac{19,3}{2915^{0,25}} = 4,9. \end{aligned}$$

Коефіцієнти тепловіддачі від гріючої води до пластин α_{wh} і від пластин до води, що нагрівається, α_h розраховуються за формулами:

$$\alpha_{wh} = \frac{\text{Nu}_{wh} \lambda_{wh}}{d_e} = \frac{41,7 \cdot 0,623}{0,008} = 3250 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}),$$

$$\alpha_h = \frac{\text{Nu}_h \lambda_h}{d_e} = \frac{49,7 \cdot 0,6085}{0,008} = 2799 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Коефіцієнт теплопередачі апарату

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{wh}} + \frac{\delta_{\text{CT}}}{\lambda_{\text{CT}}} + \frac{1}{\alpha_h}} = \frac{1}{\frac{1}{3250} + \frac{0,001}{16,0} + \frac{1}{2799}} = 2701 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}),$$

де $\delta_{ст}$ і $\lambda_{ст}$ – товщина і теплопровідність матеріалу стінки (пластини), м і Вт/(м·°С) відповідно.

Середньологарифмічний температурний натиск

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{wh1} - t_{h2} - t_{wh2} + t_{h1}}{\ln \frac{t_{wh1} - t_{h2}}{t_{wh2} - t_{h1}}} = \frac{50 - 45 - 16,5 + 5}{\ln \frac{50 - 45}{16,5 - 5}} = 7,8^\circ\text{C}.$$

Тепловий потік за рівнянням теплопередачі апарату

$$Q'_T = kF_{то} \Delta t_{cp} = 1802 \cdot 19,2 \cdot 7,8 = 404816 \text{ Вт} = 404,816 \text{ кВт}.$$

Втрати тиску в апараті Δp_{wh} і витрати потужності насосів ΔN_{wh} на подолання гідравлічних опорів в контурі гріючої води

$$\begin{aligned} \Delta p_{wh} &= n_x \zeta_{wh} \frac{l_{кан}}{d_e} \rho_{wh} \frac{w_{wh}^2}{2} = \\ &= 4 \cdot 4,47 \cdot \frac{1,12}{0,008} \cdot 997 \cdot \frac{0,22^2}{2} = 60395 \text{ Па} = 60,4 \text{ кПа}, \\ \Delta N_{wh} &= \frac{\Delta p_{wh} V_{wh}}{\eta_{нас}} = \frac{60395 \cdot 0,001939}{0,7} = 167,2 \text{ Вт}, \end{aligned}$$

де $l_{кан}$ – довжина міжпластинного каналу, м;

$\eta_{нас}$ – ККД насоса.

Аналогічно, втрати тиску в апараті Δp_h і витрати потужності насосів ΔN_h на подолання гідравлічних опорів в контурі води, що нагрівається,

$$\begin{aligned} \Delta p_h &= n_x \zeta_h \frac{l_{кан}}{d_e} \rho_h \frac{w_h^2}{2} = \\ &= 4 \cdot 4,9 \cdot \frac{1,12}{0,008} \cdot 997 \cdot \frac{0,183^2}{2} = 45889 \text{ Па} = 45,9 \text{ кВт}, \\ \Delta N_h &= \frac{\Delta p_h V_h}{\eta_{нас}} = \frac{45889 \cdot 0,001611}{0,7} = 106 \text{ Вт}. \end{aligned}$$

Оскільки Q'_T значно більше Q_T , то подальше уточнення результатів розрахунку можна зробити декількома способами: а) при прийнятій конструкції пластин (03) зменшити кількість пакетів; б) зменшити витрату гарячої води V_{wh} ; в) вибрати іншу конструкцію пластин (див. табл. 6.1).

В даному випадку зменшуємо кількість пакетів з 4 до 3 і уточнюємо значення Q'_T , Δp_{wh} , Δp_h , ΔN_{wh} , ΔN_h .

$$Q'_T = 2701 \cdot 2 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 0,3 \cdot 7,8 = 303376 \text{ Вт} = 303 \text{ кВт},$$

$$\Delta p_{wh} = 3 \cdot 4,47 \cdot \frac{1,12}{0,008} \cdot 997 \cdot \frac{0,22^2}{2} = 45297 \text{ Па} = 45,3 \text{ кПа},$$

$$\Delta p_h = 3 \cdot \frac{1,12}{0,008} \cdot 997 \cdot \frac{0,183}{2} = 34357 \text{ Па} = 34,3 \text{ кПа},$$

$$\Delta N_{wh} = \frac{45297 \cdot 0,00139}{0,7} = 90 \text{ Вт},$$

$$\Delta N_h = \frac{0,001611}{0,7} = 55,3 \text{ Вт}.$$

За результатами уточненого розрахунку $Q'_T > Q_T$ на 10 відсотків, тобто вибрана конструкція пластинчатого апарату забезпечить задану теплову потужність Q_T з невеликим запасом.

При $\Delta t_{h1 \min} = 5^\circ\text{C}$ і $\Delta t_{3 \min} = 5^\circ\text{C}$ відповідно до виразу (6.1) нижня межа інтервалу допустимих значень t_{wh2} дорівнює $t_{h1} + \Delta t_{h1 \min} = 5 + 5 = 10^\circ\text{C}$, а верхня $t_3 - \Delta t_{3 \min} = 23,2 - 5 = 18,2^\circ\text{C}$. Розрахункове значення $t_{wh2} = 16,5^\circ\text{C}$ лежить усередині інтервалу допустимих значень.

Втрати тиску в апараті Δp_h і Δp_{wh} також не перевищують допустимих величин (80 кПа).

Отже, розглянута схема збірки апарату є технічно допустимою.

Контрольні запитання

1. Якими показниками характеризують ефективність теплових насосів і що вони собою являють?
2. Які чинники найбільшою мірою визначають ефективність теплових насосів?
3. За яких умов теплонасосні технології будуть енергетично вигідними і чому?
4. Як зміняться енергетичні показники циклу й ефективність теплового насоса в разі збільшення температури кипіння холодоагенту?
5. Як зміняться енергетичні показники циклу й ефективність теплового насоса в разі збільшення температури конденсації холодоагенту?
6. Що являє собою ексергетичний ККД? Написати формулу для його визначення.
7. Зобразити діаграму потоків енергії та ексергії для ідеального парокомпресійного теплового насоса, написати формулу для його ексергетичного ККД.
8. Схема, принцип роботи та термодинамічний цикл парокомпресійного теплового насоса. Енергетичний баланс теплового насоса.
9. Зобразити діаграми потоків енергії та ексергії для ідеальних теплових насосів і холодильних машин. Їхній ексергетичний ККД.
10. Зобразити схему ПКХУ, в якій може бути реалізований цикл Карно, і сам цикл Карно в T, s -діаграмі. Показати площі, відповідні питомим

холодопродуктивності q_x , роботі циклу $l_{ц}$, і тепловому навантаженню конденсатора $q_{кд}$.

11. Привести формули для визначення питомої холодопродуктивності q_x , роботи циклу $l_{ц}$, і теплового навантаження конденсатора $q_{кд}$, а також холодильного коефіцієнта установки ε .

12. Схема, принцип дії і теоретичний процес ПКХУ, що працює за основним циклом. Зобразити цикл в T, s – координатах. Показати графічно питомі холодопродуктивність і роботу циклу.

13. Зобразіть основний теоретичний цикл ПКХУ в i, p – діаграмі. Покажіть відрізки, що відповідають питомим холодопродуктивності q_x , роботі компресора l_k , та тепловому навантаженню конденсатора $q_{кд}$. Наведіть формули для визначення цих величин.

14. Які вимоги пред'являються до холодоагентів ПКХУ?

15. Які залежності розуміють під термодинамічними характеристиками елементів ПКХУ?

17. Від яких факторів залежить холодопродуктивність ПКХУ, що забезпечується компресором (питома і повна)? Зобразіть графіки термодинамічних характеристик компресора.

18. Яке рівняння визначає термодинамічну характеристику випарника? Написати його і розшифрувати величини, що входять до нього. Зобразіть графіки характеристик випарника для різних значень його якості.

19. Які неполадки виникають в ПКХУ при наявності домішки води до фреону та як з цим борються?

20. До чого приводить наявність у холодоагенті домішки мастильного масла? Які засоби застосовують для усунення можливих неполадок і від чого вони залежать?

21. Які схемні рішення теплонасосних установок можуть застосовуватися в залежності від виду та якості носіїв низькопотенційного і високопотенційного тепла різні?

22. Наведіть схему теплонасосної утилізації тепла турбокомпресорних станцій.

23. Які дані є вихідним для розрахунку потрібної теплової потужності ТНУ?

24. Яким є теоретичний процес стиснення пари фреону в компресорі ТНУ?

25. В якому стані знаходиться холодоагент після дроселювання (на вході у випарник ТНУ)?

26. Який теплообмінник прийнято за теплообмінник шахтної води за схемою?

27. Який теплообмінник прийнято за теплообмінник чистої води за схемою?

28. Надайте конструкцію теплообмінника шахтної води.

29. Наведіть схему теплообмінника чистої води.

30. Яким шляхом визначається раціональна збірка пластинчастого теплообмінника?

Список використаної та рекомендованої літератури

1. Омельченко О. В. Тепломасообмін : навч. посібник / О. В. Омельченко, Л. О. Цвіркун. – Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2021. – 100 с.
2. Алексахін О. О. Теплообмінні апарати в системах теплопостачання : навч. посібник / О. О. Алексахін, А. М. Ганжа, О. В. Круглякова ; Нац. техн. ун-т "Харків. політехн. ін-т". – Харків : Друкарня Мадрид, 2023. – 249 с.
3. Тепломасообмін. Методи інтенсифікації : електронний навчальний посібник комбінованого (локального та мережного) використання [Електронний ресурс] / О. Ю. Співак., Н. В. Резидент. – Вінниця : ВНТУ, 2023. – 112 с.
4. Холоменюк М.В. Термодинаміка: навч. посіб. / М.В. Холоменюк; М-во освіти і науки України, Нац. техн. ун-т. «Дніпровська політехніка». – Дніпро : НТУ «ДП», 2017. – 106 с.
5. Фелоненко С.В. Практикум з термодинаміки : навч. посіб. / С.В Фелоненко, І.С. Ільїна, О.П. Трофимова, Ю.О Комісаров, О.О. Бобришов; М-во освіти і науки України, Нац. техн. ун-т. «Дніпровська політехніка». – Дніпро : НТУ «ДП», 2024. – 221 с.

ДОДАТОК А

Діаграми стану фреонів

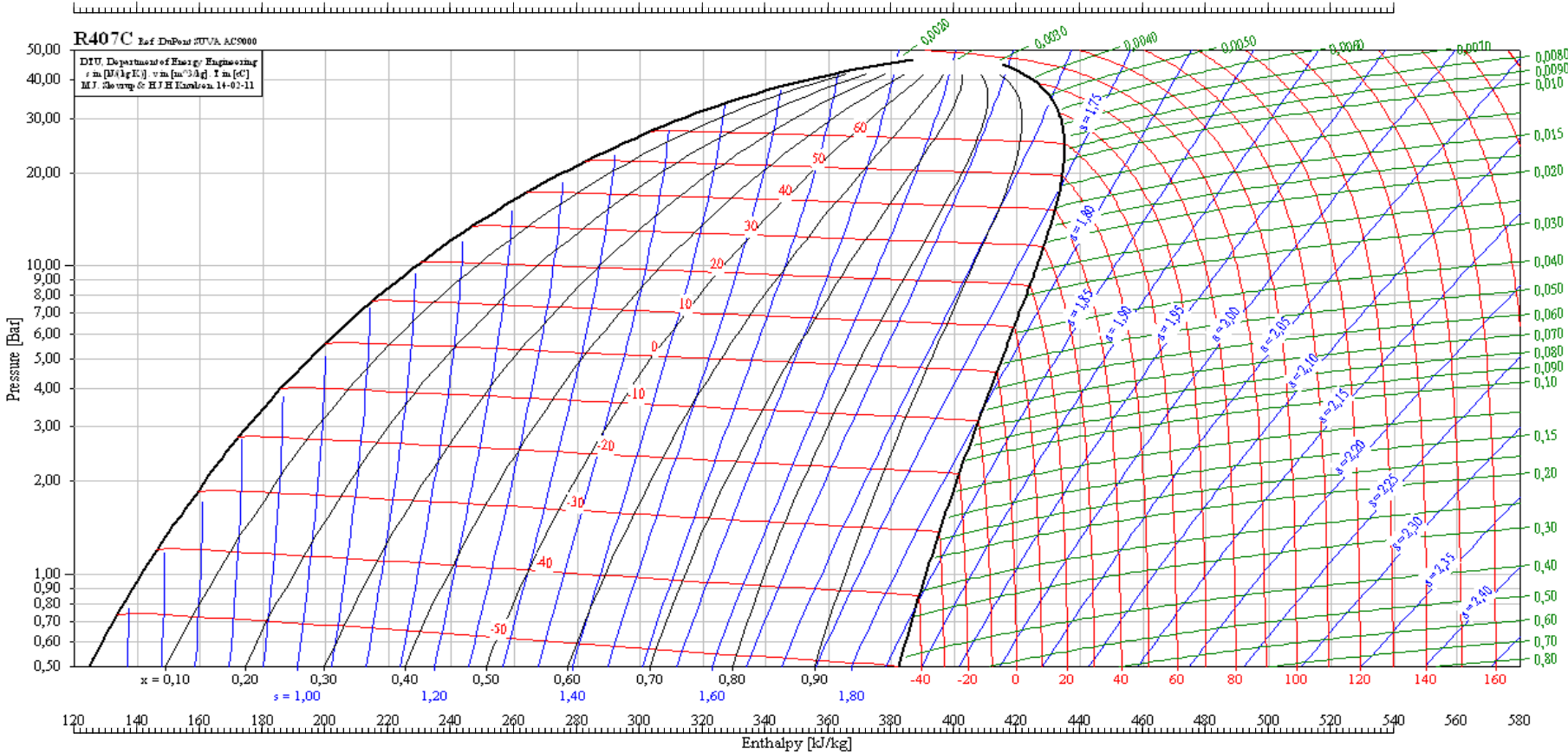


Рисунок А.1 – Діаграма стану фреону R407C

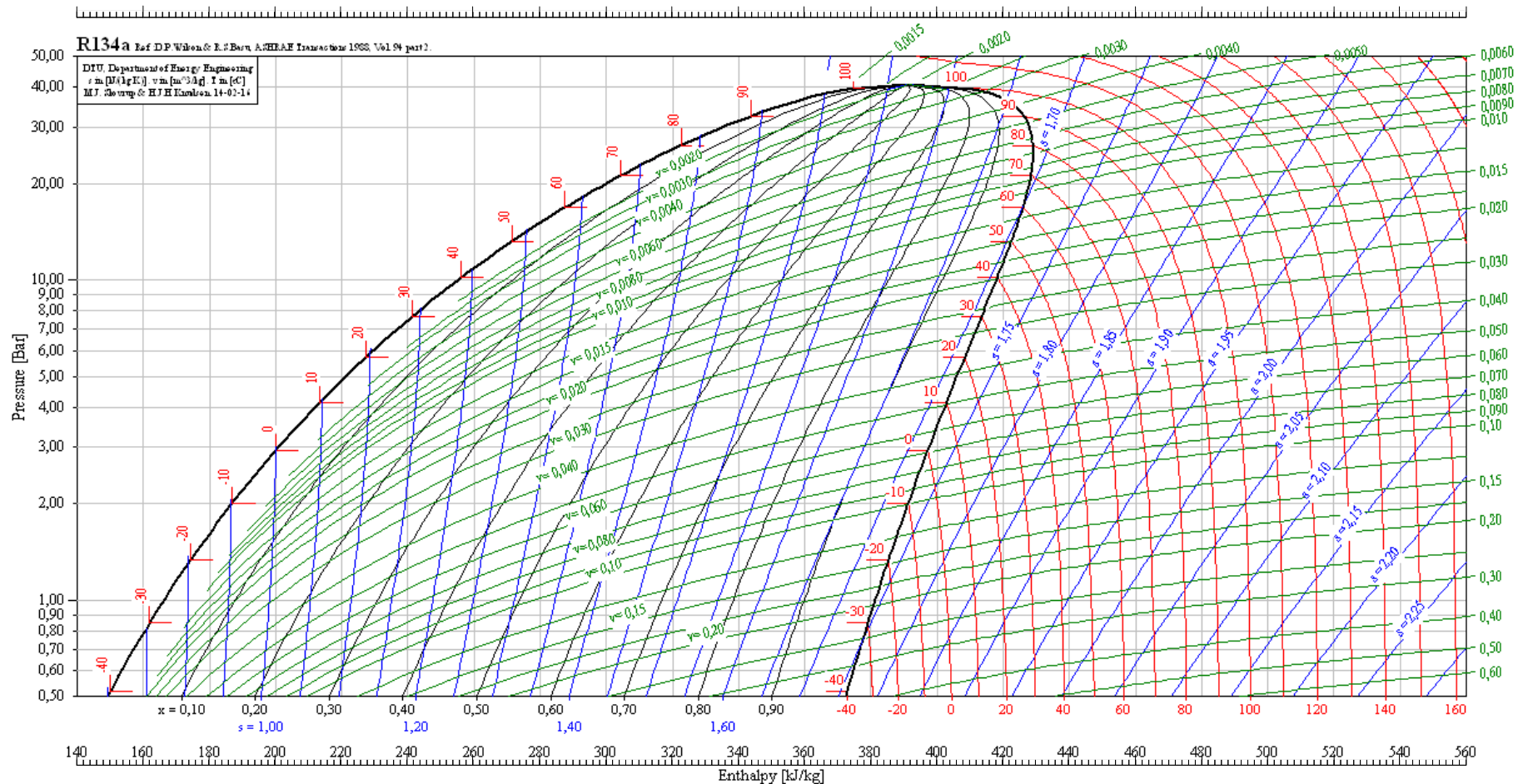


Рисунок А.2 – Діаграма стану фреону R134a

ДОДАТОК Б

Довідкові таблиці

Таблиця 1 – Фізичні властивості води

$P, \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho_0, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$c, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$	$\lambda, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	Pr
1	0	1000	4,23	0,551	1790	13,7
1	10	1000	4,19	0,575	1310	9,52
1	20	998	4,19	0,599	1000	7,02
1	30	996	4,18	0,618	804	5,52
1	40	992	4,18	0,634	657	4,31
1	50	988	4,18	0,648	549	3,54
1	60	983	4,18	0,659	470	2,98
1	70	978	4,19	0,668	406	2,55
1	80	972	4,19	0,675	355	2,21
1	90	965	4,19	0,680	315	1,95
1,03	100	958	4,23	0,683	282	1,75
1,46	110	951	4,23	0,685	256	1,58
2,02	120	943	4,23	0,686	231	1,43
2,75	130	935	4,27	0,686	212	1,32
3,68	140	926	4,27	0,685	196	1,23
4,85	150	917	4,32	0,684	185	1,17
6,30	160	907	4,36	0,683	174	1,10
8,08	170	897	4,40	0,679	163	1,05
10,23	180	887	4,44	0,675	153	1,01

Таблиця 2 – Фізичні властивості сухого повітря

 $(P_{\text{бар}} = 760 \text{ мм рт. ст.} = 1,01 \cdot 10^5 \text{ Па})^*$

$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$c_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{ }^\circ\text{C}}$	$\lambda \cdot 10^2, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{ }^\circ\text{C}}$	$\mu \cdot 10^6, \text{ Па} \cdot \text{с}$	Pr
-30	1,453	1,013	2,12	15,7	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	16,7	0,712
0	1,293	1,005	2,44	17,2	0,707
10	1,247	1,005	2,51	17,6	0,705
20	1,205	1,005	2,59	18,1	0,703
30	1,165	1,005	2,67	18,6	0,701
40	1,128	1,005	2,76	19,1	0,699
50	1,093	1,005	2,83	19,6	0,698
60	1,060	1,005	2,90	20,1	0,696
70	1,029	1,009	2,96	20,6	0,694
80	1,000	1,009	3,05	21,1	0,692
90	0,972	1,009	3,13	21,5	0,690
100	0,946	1,009	3,21	21,9	0,688
120	0,848	1,009	3,34	22,8	0,686
140	0,854	1,013	3,49	23,7	0,684
160	0,815	1,017	3,64	24,5	0,682
180	0,779	1,022	3,78	25,3	0,681
200	0,746	1,026	3,93	26,0	0,680
250	0,674	1,038	4,27	27,4	0,677
300	0,615	1,017	4,60	29,7	0,674
350	0,566	1,059	4,91	31,4	0,676
400	0,524	1,068	5,21	33,0	0,678
500	0,456	1,093	5,74	36,2	0,687
600	0,404	1,114	6,22	39,1	0,699

Примітка: * наближеними значеннями параметрів c_p , λ , μ , Pr , наведеними в табл. 9.1 і 9.2, можна користуватися і при тиску, який дорівнює декілька атмосфер.

Таблиця 3 – Середнє значення теплопровідності забруднень стінок

Показники якості теплоносіїв	Теплопровідність забруднених стінок
Вода забруднена	1400 – 1860*
Вода середньої якості	1860 – 2900*
Вода хорошої якості	2900 – 5800*
Вода очищена	2900 – 5800*
Вода дистильована	11600
Водяна пара	5800
Повітря	2800

Примітка: * для води менші значення теплопровідності забруднень відповідають вищим температурам.

ДОДАТОК В

Зразок титульного аркуша

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»



НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
Кафедра транспортних систем та енергомеханічних комплексів

Індивідуальне завдання
з дисципліни «Установки для кондиціонування повітря шахт»

**РОЗРАХУНОК ТЕПЛОАСОСНОЇ УСТАНОВКИ ГАРЯЧОГО
ВОДОПОСТАЧАННЯ**

Варіант № ____

Виконав:

Перевірив:

Дніпро
НТУ «ДП»
2024

Навчальне видання

Трофимова Олена Павлівна
Комісаров Юрій Олексійович

**РОЗРАХУНОК ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ ГАРЯЧОГО
ВОДОПОСТАЧАННЯ**

**Методичні рекомендації до виконання індивідуального завдання
з дисципліни «Установки для кондиціонування повітря шахт»
для здобувачів ступеня бакалавра
освітньо-професійної програми
«Енергомеханічні комплекси гірничих підприємств»
зі спеціальності 184 Гірництво**

Видано в авторській редакції.

Електронний ресурс.
Підписано до видання 12.11.2024. Авт. арк. 3,7.

Національний технічний університет «Дніпровська політехніка».
49005, м. Дніпро, просп. Дмитра Яворницького, 19.