

Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного господарства
та природокористування

Кафедра гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних
машин

01-06-87М

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсового проєкту з навчальної дисципліни
«Проектування теплоенергетичних установок»
для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського)
рівня за ОПП «Теплоенергетика» спеціальності 144
«Теплоенергетика» галузі знань 14 «Електрична
інженерія» усіх форм навчання

Рекомендовано науково-методичною
радою з якості ННІЕАВГ
Протокол № 3 від 21 листопада 2023 р.

Рівне – 2023

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з навчальної дисципліни «Проектування теплоенергетичних установок» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за ОПП «Теплоенергетика» спеціальності 144 «Теплоенергетика» галузі знань 14 «Електрична інженерія» усіх форм навчання [Електронне видання] / Куба В. В., Серeda В. В. – Рівне : НУВГП, 2023. – 34 с.

Укладачі:

Куба В. В.– старший викладач кафедри гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин;

Серeda В. В.– доцент кафедри теплової та альтернативної енергетики КПІ ім. Ігоря Сікорського, к.т.н., доцент.

Відповідальний за випуск – Рябенко О. А., д.т.н., професор, завідувач кафедри гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин.

Керівник групи забезпечення спеціальності 144 «Теплоенергетика»

Костюк О. П

© В. В. Куба,
В. В. Серeda, 2023
© НУВГП, 2023

ЗМІСТ

Передмова.....	3
1. Мета та завдання курсового проєкту.....	4
2. Тематика та об'єм проєкту.....	5
3. Завдання на проєктування.....	6
4. Докладний зміст проєкту.....	7
5. Методичні рекомендації до виконання розділів.....	7
5.1. Розробка теплової схеми установки.....	7
5.2. Проєктний розрахунок конденсатора.....	10
5.3. Розрахунок і підбір теплообмінного обладнання..	14
5.4. Вибір компресора.....	16
5.5. Підбір допоміжного обладнання	18
5.6. Ексергетичний аналіз установки.....	20
6. Графік виконання.....	25
7. Захист курсового проєкту.....	25
8. Контрольні запитання до захисту.....	26
Список літератури.....	29
Додаток. Індивідуальні завдання для розрахунку.....	30

ПЕРЕДМОВА

Згідно навчального плану підготовки бакалаврів за напрямом 144 «Теплоенергетика» з дисципліни «Проєктування теплоенергетичних установок» передбачено курсовий проєкт.

В основі курсового проєкту на тему «Проєктування холодильної компресійної установки» покладено задачі з розробки, проєктування та вибору теплообмінного та допоміжного обладнання для холодильної установки.

Мета методичних вказівок – означити загальну характеристику курсового проєкту, сформулювати завдання, навести методичні рекомендації до виконання розділів проєкту; означити студентам порядок виконання, захист проєкту та систему оцінювання.

1. МЕТА ТА ЗАВДАННЯ КУРСОВОГО ПРОЄКТУ

Мета виконання курсового проєкту з дисципліни «*Проектування теплоенергетичних установок*» - набуття знань, умінь та навичок, що дозволяють вирішувати наступні типові задачі в інженерній діяльності:

- вибір типових схем виробництва холоду або розробка схеми згідно до технічного завдання;

- розробка згідно технічного завдання проєкту холодильної установки з використанням типового обладнання або з розробкою проєкту з нестандартним основним та допоміжним обладнання холодильної установки;

- складання проєктно-конструкторської документації.

Завдання курсового проєкту - набуття системи конкретних знань, умінь та навичок щодо холодильних установок.

Знання:

- основної технічної літератури з дисципліни «*Проектування теплоенергетичних установок*» (підручники, монографії, каталоги, довідники, атласи та ін.);

- вимог стандартів систем ЄСКД та СПДБ до зображень конструкцій як основного так і допоміжного холодильного устаткування на кресленнях;

- властивостей холодильних агентів, вимог до них, для забезпечення охорони праці та пожежної безпеки при їх використанні;

- порядку конструкторського, теплового, аеро- та гідродинамічного розрахунків, проектування холодильного обладнання, що входить у їх склад.

- напрямів раціонального використання енергоресурсів для здійснення холодильних процесів, основних вимог захисту навколишнього середовища при експлуатації холодильних установок;

Уміння:

- проводити розрахунки холодильного циклу, апаратів і установок згідно основних способів здійснення таких процесів і їх конструктивного оформлення.

- підбирати згідно до довідкових даних основне та допоміжне обладнання.

- розробляти ескізний проєкт холодильної машини та відповідну текстову та графічну документацію, використовуючи засоби ПЕОМ.

- оцінювати апарати, установки та холодильні цикли, з точки зору енергетичної ефективності та розробляти рекомендації для покращення їх ефективності.

- використовувати іноземну технічну літературу.

Навички:

- користування нормативною, науково-технічною, довідковою літературою та бібліографічними джерелами за тематикою дисципліни «Проектування теплоенергетичних установок».

- виконання теплових, аеро- та гідромеханічних розрахунків обладнання для холодильних установок, графічної конструкторської документації при проектуванні такого устаткування з використанням ПЕОМ.

2. ТЕМАТИКА ТА ОБ'ЄМ ПРОЄКТУ

Навчальним планом для студентів напряму підготовки 144 «Теплоенергетика» денної форми навчання передбачається виконання курсового проєкту з дисципліни «Проектування теплоенергетичних установок» у 8 семестрі, а для студентів заочної форми навчання – у 10 семестрі.

Курсовий проєкт є індивідуальною роботою студента з комплексного проектування компресійної холодильної установки, що входить у склад системи холодопостачання відповідного промислового підприємства.

Курсовий проєкт включає в себе завдання з розробки, проектування та вибору основного та допоміжного обладнання холодильної установки. Передбачає закріпити, поглибити та узагальнити теоретичні знання, набуті при вивченні дисципліни «Проектування теплоенергетичних установок».

Курсовий проєкт виконується згідно до індивідуального завдання, що отримує студент від керівника курсового проєктування.

У відповідності з навчальним планом і силабусом з дисципліни «Проектування теплоенергетичних установок», курсовий проєкт складається з двох аркушів креслень формату А1 і пояснювальної записки обсягом 25-35 аркушів формату А4. Вимоги до оформлення проєкту наведені в [1].

Перед початком розробки того чи іншого етапу курсового проєкту потрібно чітко уявити постановку задачі, що необхідно визначити, затим, використовуючи навчальну літературу вивчити методи проєктування теплоенергетичних установок та познайомитися з прикладами розрахунку основного та допоміжного теплообмінного обладнання і тільки тоді починати виконання етапу.

Терміни виконання етапів проєкту необхідно планувати таким чином, щоб завершення та остаточне оформлення всього курсового проєкту відповідало розробленому графіку виконання проєктування.

Завершений та відповідно оформлений курсовий проєкт передається керівнику проєкту для перевірки.

3. ЗАВДАННЯ НА ПРОЄКТУВАННЯ

Запроєктувати парокомпресійну аміачну холодильну установку, яка входить в склад системи холодопостачання підприємства харчової промисловості з такими вихідними даними:

1. Холодопродуктивність установки Q , кВт.
2. Холодильний агент – аміак (NH_3).
3. Температура повітря в холодильній камері $t_{нов}, ^\circ C$.
4. Температура навколишнього середовища $t_{н.с}, ^\circ C$.
5. Відносна вологість навколишнього повітря $\varphi_{н.с}$.
6. Спосіб відведення теплоти в холодильній камері з варіантами:
 - a) система безпосереднього охолодження;

- б) система з проміжним холодоносієм.
 - 7. Обладнання холодильних камер:
 - а) батареї (Б);
 - б) повітроохолоджувачі (ПО).
 - 8. Система водопостачання для охолодження конденсатора з варіантами:
 - а) прямотечійна система водопостачання;
 - б) оборотна система водопостачання (ставок-охолоджувач чи бризкальний басейн);
 - в) оборотна система водопостачання (вентиляторна градирня чи атмосферна градирня).
- Завдання до розрахунків наведені в таблиці Д1 додатку.

4. ДОКЛАДНИЙ ЗМІСТ ПРОЄКТУ

Вступ

1. Розробка теплової схеми установки.
2. Проектний розрахунок конденсатора.
3. Розрахунок і підбір теплообмінного обладнання.
4. Вибір компресора.
5. Підбір допоміжного обладнання.
6. Ексергетичний аналіз установки.

Висновки.

Література.

Графічна частина містить наступні аркуші:

1. Технологічна схема чи компоновка обладнання холодильної установки (1 аркуш формату А1, ЄСКД).
2. Креслення конденсатора, загальний вигляд (1 аркуш формату А1, ЄСКД).

5. МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ РОЗДІЛІВ

5.1. Розробка теплової схеми установки

Побудову циклу в T - s координатах (рис. 1) здійснюємо в такій послідовності. За заданою температурою кипіння агента t_0 і тиску кипіння P_0 на лінії $x=1$ знаходимо точку 5. За температурою конденсації агента t_k і тиску конденсації P_k на лінії $x=0$ знайдемо точку 3. Точку 1 знаходимо шляхом перетину ізотерми t_1 з ізобарою P_0 .

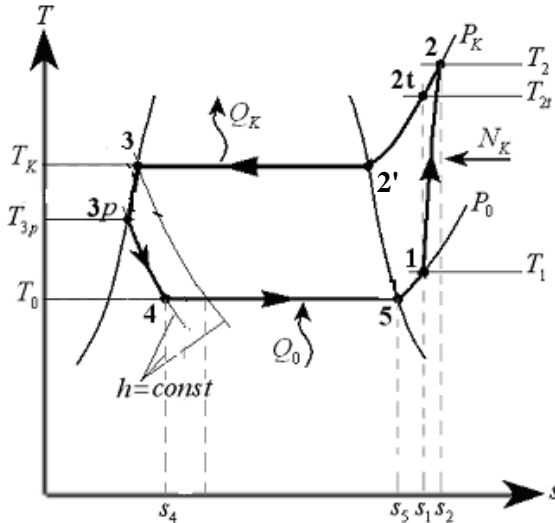


Рис. 1. Зображення процесів в координатних осях T - s

З точки 1 проведемо ізентропу в області перегрітої пари до перетину її з ізобарою P_k , та отримаємо точку 2t. Визначаємо значення ентальпії парів аміаку h_{2t} в даній точці. Знаходимо теоретичний перепад теплоти у компресорі:

$$l_t = h_{2t} - h_1, \quad (1)$$

Прийнявши ККД процесу стиску ($\eta_{oi}^k = 0,75 \dots 0,85$) визначимо дійсний тепловий перепад у компресорі:

$$l = \frac{l_t}{\eta_{oi}}, \quad (2)$$

Тоді значення ентальпії пари на виході з компресора буде

$$h_2 = h_1 + l. \quad (3)$$

Точку 2 знайдемо на перетині ізобари P_k та ізоентальпи h_2 .

Точка 3_p характеризує стан конденсату перед дроселюванням. Вона знаходиться перетином лінії $x=0$ з ізотермою t_{3p} .

Проводимо лінію ізоентальпу $h_{3p}=h_4$ до перетину в точці 4 з ізотермою t_0 .

За допомогою T-S діаграми для холодоагенту визначаємо параметри в характерних точках циклу.

Визначаємо питому роботу компресора

$$l_k = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг.} \quad (4)$$

Визначаємо питому теплоту відведену в конденсаторі

$$q_k = h_2 - h_3, \text{ кДж/кг.} \quad (5)$$

Визначаємо питому теплоту пароутворення в випарнику

$$q_0 = h_5 - h_4, \text{ кДж/кг.} \quad (6)$$

Масова витрата холодоагенту буде

$$G_0 = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг/с.} \quad (7)$$

Об'ємна витрата холодоагенту, що всмоктується до компресора

$$V_0 = G_0 \cdot v_1, \text{ м}^3/\text{с.} \quad (8)$$

Теоретичний холодильний коефіцієнт циклу буде

$$\varepsilon_T = \frac{q_0}{l}. \quad (9)$$

Теоретична потужність, що затрачається у компресорі

$$N_T = \frac{Q_0}{\varepsilon_T}, \text{ кВт.} \quad (10)$$

Витрата електроенергії на компресор

$$N_{el} = \frac{l_k \cdot G_0}{\eta_{el}}, \text{ кВт,} \quad (11)$$

Теплове навантаження конденсатора визначиться

$$Q_K = q_k \cdot G_0, \text{ кВт,} \quad (12)$$

$$Q = Q_0 \cdot \frac{\varepsilon_T + 1}{\varepsilon_T}, \text{ кВт.} \quad (13)$$

Теплове навантаження регенеративного підігрівника

$$Q_{P\Pi} = q_{P\Pi} \cdot G_0 = (h_1 - h_5) \cdot G_0, \text{ кВт}, \quad (14)$$

$$Q_{P\Pi} = q_{P\Pi} \cdot G_0 = C_p \cdot (t_3 - t_{3p}) \cdot G_0, \text{ кВт}. \quad (15)$$

Масова витрата води охолодження

$$G_{охл} = \frac{Q_K + Q_{\Pi O}}{c_p \cdot \Delta t_6}, \text{ кг/с}, \quad (16)$$

Об'ємна витрата води охолодження и

$$V_{охл} = G_{охл} \cdot v_6 = \frac{G_{охл}}{\rho_6}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (17)$$

Масова витрата холодоносія

$$G_{XH} = \frac{Q_0}{c_p^{XH} \cdot (t'_s - t''_s)}, \text{ кг/с}, \quad (18)$$

Об'ємна витрата холодоносія

$$V_{XH} = G_{XH} \cdot v_{XH} = \frac{G_{XH}}{\rho_{XH}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (19)$$

де ρ_{XH} – густина холодоносія за температури \bar{t}_s .

5.2. Проектний розрахунок конденсатора

При проектуванні конденсаторів виконуються тепловий, конструкторський та гідравлічний розрахунки.

Тепловий розрахунок зводиться до знаходження площі теплообмінної поверхні за рівнянням

$$Q_0 = K_{F_{вн}}^K \cdot F_{вн}^K \cdot \theta_m^K, \quad (20)$$

де θ_m^K – середньологарифмічний температурний напір.

Розглянемо послідовність знаходження коефіцієнта теплопередачі $K_{F_{вн}}$ вертикального кожухотрубного конденсатора (рис. 2) графоаналітичним методом.

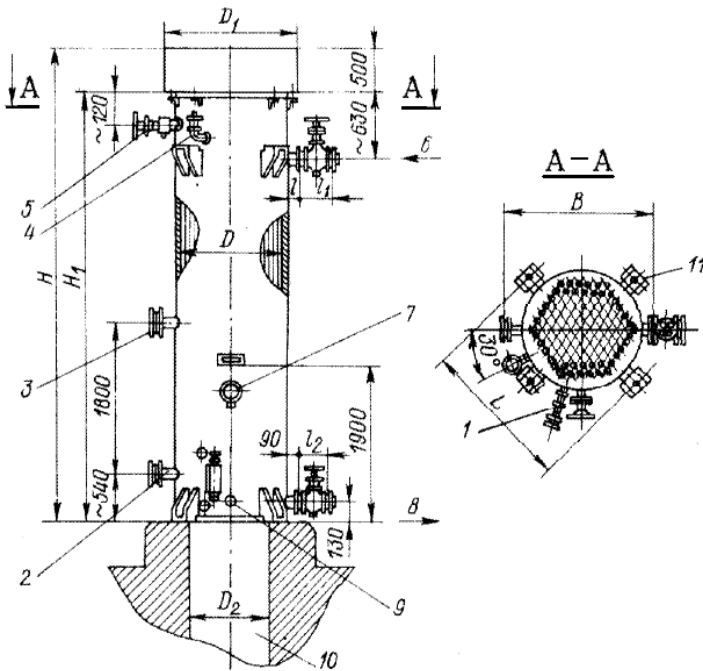


Рис. 2. Вертикальний конденсатор типу KB:

1 – вказівник рівня; 2 – до відокремлювача повітря;
 3 – зрівноважувальна лінія; 4 – запобіжний клапан; 5 – випуск повітря; 6 – вхід аміаку; 7 – манометр; 8 – вихід рідкого аміаку; 9 – випуск масла; 10 – відвід води; 11 – лапи кріплення

1) Визначення питомого теплового потоку від холодоагенту до стінки труби, що віднесений до внутрішньої поверхні теплообміну.

Число Рейнольдса для хвильового режиму течії:

$$Re_{xg} = 0,56 \left(\frac{\sigma}{\rho g \frac{1}{3} v^{\frac{3}{4}}} \right)^{\frac{3}{11}}, \quad (21)$$

де σ , v , ρ – теплофізичні параметри холодоагенту.

Висота труби H_{mp} , при якій отримуємо хвильовий режим течії конденсатної плівки, визначається за формулою:

$$\text{Re}_{x_6} = \frac{\bar{q}H_{mp}}{r\rho\nu}, \quad (22)$$

де \bar{q} – середня по висоті труби густина теплового потоку, кВт/м²; $r = q_K$ – питома теплота конденсації.

Коефіцієнт тепловіддачі при хвильовому режимі течії плівки визначається за формулою:

$$\alpha_a = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{r\rho^2\lambda^3g}{\mu H_{mp}\theta_a}} = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{r\rho^2\lambda^3g}{\mu H_{mp}}} \cdot \theta_a^{-0,25}, \quad (23)$$

Якщо врахувати, що $q_a = \alpha_a\theta_a$, то прийдемо до виразу:

$$\alpha_a = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{r\rho^2\lambda^3g}{\mu H_{mp}}} \cdot \theta_a^{0,75}. \quad (24)$$

Як видно з формули (24), $\alpha_a = f(\theta_a)$ – нелінійна функція, для її побудови (рис.3), необхідно виконати розрахунки при декількох значень $\theta_a = t_K - t_{cm}$.

2) Визначення питомого теплового потоку від стінки труби до охолоджувальної води, віднесеного до внутрішньої поверхні теплообміну.

Витрата охолоджувальної води на 1м довжини труби:

$$\Gamma = \frac{G_{oxl}}{\pi \cdot d_{вн} \cdot n_{mp}^K}. \quad (25)$$

Критерій Рейнольдса:

$$\text{Re}_6 = \frac{4\Gamma}{\mu_6}. \quad (26)$$

Критерій Нусельта для турбулентного режиму стікання плівки охолоджувальної води:

$$\text{Nu}_6 = 0,01 \cdot (\text{Ga} \cdot \text{Pr} \cdot \text{Re}_6)^{\frac{1}{3}}, \quad (27)$$

$$\text{де } \text{Ga} = \frac{gH_{mp}^3}{\nu_6^2}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до охолоджувальної води визначаємо з формули:

$$\alpha_6 = \frac{\text{Nu}_6 \cdot \lambda_6}{H_{mp}}. \quad (28)$$

Тоді питомий тепловий потік від стінки труби до охолоджувальної води, віднесений до внутрішньої поверхні теплообміну визначається за формулою:

$$q_{S, F_{\text{вн}}} = \frac{\theta_S}{\frac{1}{\alpha_6} + \sum \frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln \frac{d_{\text{зов},i}}{d_{\text{вн},i}}}, \quad (29)$$

де $\theta_S = t_{cm} - t_{6,cep}$ – прийняте перше значення середнього температурного напору.

Візьмемо друге значення температурного напору $\theta_S = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$. Тоді $q_{S, F_{\text{вн}}} = 0 \text{ кВт/м}^2$. Так як $q_{S, F_{\text{вн}}} = f(\theta_S)$ – лінійна функція, по двох точках будемо пряму в координатах $q - \theta$, рис.3.

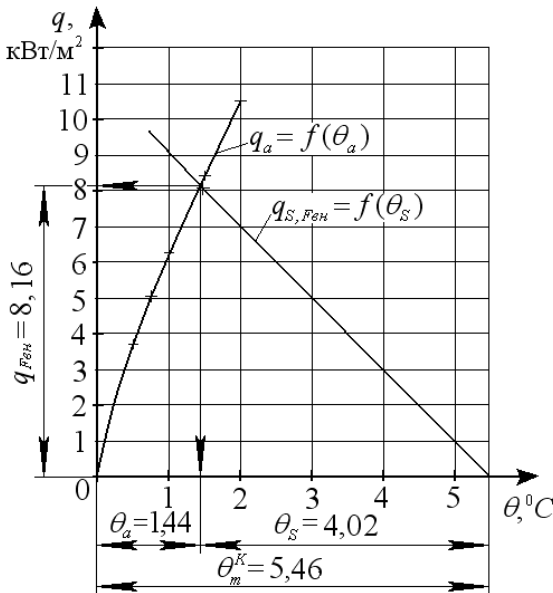


Рис.3. До визначення питомого теплового потоку в конденсаторі

3) З рис.3 визначаємо питомий тепловий потік $q_{F_{en}}$, віднесений до внутрішньої поверхні теплообміну.

4) Коефіцієнт теплопередачі віднесений до внутрішньої поверхні теплообміну визначається за рівнянням:

$$K_{F_{en}} = \frac{q_{F_{en}}}{\theta_m^B}. \quad (30)$$

Послідовність теплового, конструкторського та гідравлічного розрахунків горизонтального, вертикального та випарного конденсаторів наведена в [2,3].

5.3. Розрахунок і вибір теплообмінного обладнання

В курсовому проєкті необхідно підібрати наступне теплообмінне обладнання: конденсатор, випарник, камерне обладнання.

Розглянемо загальну послідовність вибору теплообмінного обладнання холодильних установок.

1) За табл. 1-3 приймаємо коефіцієнт теплопередачі k .

2) Обчислюємо середній логарифмічний температурний напір за формулою

$$\Delta t_{ср.л} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mu}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mu}}}, \quad (31)$$

де Δt_{δ} , Δt_{μ} - найбільший і найменший температурний напір між середовищами, °C.

Якщо відношення $\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\mu} < 2$ то температурний напір з достатнім ступенем точності (похибка менше 4%) можна визначити, як середній арифметичний температурний напір

$$\Delta t_{ср.а} = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\mu}}{2}. \quad (32)$$

Таблиця 1

Значення коефіцієнтів теплопередачі конденсаторів

Тип конденсатора	$k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$
Горизонтальний кожухотрубний:	
- для аміаку;	800...1000
- для інших холодоносіїв.	460...580*
Вертикальний кожухотрубний для аміаку	700...900
Зрошувальний для аміаку	700...900
Випарний	465...580
З повітряним охолодженням (при примусовій циркуляції повітря)	20...45*

Таблиця 2

Значення коефіцієнтів теплопередачі випарників

Тип випарників	$k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$
Для охолодження холодоносіїв:	
1) кожухотрубний:	
- аміачний;	460...580
- фреоновий;	350...400*
2) кожухозмієвиковий фреоновий;	290...1000**
3) панельний аміачний.	460...580

Таблиця 3

Значення коефіцієнтів теплопередачі камерного обладнання

Охолодження повітря в камерах	$k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$
Охолодники повітря:	
- аміачні і розсоли оребрені;	14...20*
- аміачні гладкотрубні	35...40
- фреонові оребрені	12...14*
Охолоджувальні батареї	
- аміачні гладкотрубні	6...12
- аміачні оребрені	3,5...12*

* - значення k визначені для поверхні з оребренням.

** - значення k визначені для зовнішньої гладкої поверхні.

Для випарників та охолодників повітря безпосереднього охолодження (без врахування перегріву пари)

$$\Delta t_{cpa} = \frac{t' + t''}{2} - t_o, \quad (33)$$

де t', t'' - температура охолоджувального середовища відповідно на вході в апарат і виході з нього, °С.

3) Масову витрату:

а) *холодоносія* визначають за допомогою рівняння теплового балансу теплообмінного апарату за холодоносієм:

$$G_s = \frac{Q_o}{c_s (t'_s - t''_s)}, \quad (34)$$

б) *води охолодження* визначають за допомогою рівняння теплового балансу конденсатора по охолоджувальній воді:

$$G_w = \frac{Q_\kappa}{c_w (t'_w - t''_w)}. \quad (35)$$

4) По відомих значеннях Q , k , Δt_{cp} розраховують необхідну площу теплообмінної поверхні

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}}. \quad (36)$$

5) По довідковій літературі [4,5,6] підбирають тип теплообмінного апарату, що має площу F , яка відповідає розрахунковій.

5.4. Вибір компресорів

Для вибору компресорів необхідно знайти порівняльну холодильну потужність установки за умов стандартного режиму роботи компресора:

$$Q_{0_{ст}} = Q_0 \frac{q_{v_{ст}} \cdot \lambda_{ст}}{q_v \cdot \lambda} = Q_0 \frac{q_{0_{ст}} \cdot \lambda \cdot v_1}{q_0 \cdot \lambda_{ст} \cdot v_{1_{ст}}}, \quad (37)$$

де $q_{v_{ст}}$, q_v - питомі об'ємні теплові навантаження для стандартного та дійсного режимів роботи;

$\lambda_{ст}$, λ - коефіцієнти подачі для стандартного та дійсного режимів роботи;

Для аміачних компресорів стандартний режим такий:

$$t_0 = -15 \text{ } ^\circ\text{C}; t_\kappa = 30 \text{ } ^\circ\text{C}; t_1 = -10 \text{ } ^\circ\text{C}; t_{3p} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для визначення порівняльної питомої теплоти пароутворення $q_{0_{ст}}$ у випарнику в стандартному режимі необхідно провести розрахунок теплової частини для дійсного режиму, див. п. 5.1.

Коефіцієнт подачі компресора в дійсному циклі визначається за формулою $\lambda = V_0/V_h$, в якій V_0 – об'ємна витрата холодоагента, а V_h – об'єм, що описують робочі органи компресора. Коефіцієнт подачі знаходиться добутком 4-х коефіцієнтів:

$$\lambda = \lambda_C \cdot \lambda_{op} \cdot \lambda_\omega \cdot \lambda_{пл}, \quad (38)$$

де λ_C – об'ємний коефіцієнт, $\lambda_{op}, \lambda_\omega, \lambda_\rho$ – коефіцієнти дроселювання, підігріву та густини.

$$\lambda_C = 1 - C \left[\left(\frac{P_n}{P_{вс}} \right)^{1/m} - 1 \right], \quad (39)$$

де C – відносний мертвий простір компресора (відносний мертвий простір для аміачних компресорів $C=0,04\dots0,01$);

$P_n, P_{вс}$ – тиск нагнітання та всмоктування; $P_n \approx P_\kappa, P_{вс} \approx P_0$;

m – показник політропи розширення (для аміачних компресорів $m=1,1$). Тоді

$$\lambda_C = 1 - C(\pi^{1/m} - 1). \quad (40)$$

Коефіцієнт дроселювання $\lambda_{op} = 0,95\dots1,0$.

Коефіцієнт підігріву можна приблизно оцінити 3 формули:

$$\lambda_\omega \approx \frac{T_0}{T_\kappa}. \quad (41)$$

Залежність коефіцієнта густини λ_p від π показана на рис. 4.

Для визначення коефіцієнту подачі в стандартному режимі необхідно визначити ступінь стиснення за формулою:

$$\pi_{cm} = \frac{P_{кр}}{P_{0кр}}. \quad (42)$$

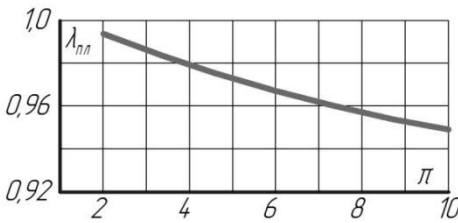


Рис. 4. Залежність $\lambda_p = f(\pi)$

Після визначення порівняльної холодильної потужності установки за формулою (37) з таблиць уніфікованих компресорів [6] вибираємо тип і кількість компресорів.

5.5. Підбір допоміжного обладнання установки

В курсовому проєкті необхідно підібрати наступне допоміжне обладнання: регенеративний підігрівник, переохолодник, віддільник рідини, масловіддільник, лінійний і дренажний ресивери.

5.5.1. Підбір регенеративного підігрівника, [5]

Підбір виконується за площею теплообмінної поверхні, при заданому значенні коефіцієнта теплопередачі:

$$F_{ви}^{PI} = \frac{Q_{PI}}{K_{F306}^{PI} \cdot \theta_m^{PI}}, \quad (43)$$

де θ_m^{PI} – середній температурний напір в регенеративному підігрівнику; K_{F306}^{PI} – коефіцієнт теплопередачі віднесений до зовнішньої поверхні теплообміну. Відповідно до [5], $K_{F306}^{PI} = 0,55 \dots 0,65 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

5.5.2. Підбір переохолодника, [5]

Підбір виконується за площею теплообмінної поверхні, при заданому значенні коефіцієнта теплопередачі:

$$F_{\text{вн}}^{\text{ПО}} = \frac{Q_{\text{ПО}}}{K_{\text{ФЗов}}^{\text{ПО}} \cdot \theta_m^{\text{ПО}}}, \quad (44)$$

де $\theta_m^{\text{ПО}}$ – середньологарифмічний температурний напір в переохолоднику; $K_{\text{ФЗов}}^{\text{ПО}}$ – коефіцієнт теплопередачі віднесений до зовнішньої поверхні теплообміну. З дослідних даних [5], $K_{\text{ФЗов}}^{\text{ПО}} = 0,4 \dots 0,6 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Середньологарифмічний температурний напір дорівнює

$$\theta_m^{\text{ПО}} = \frac{\Delta t_{\text{б}}^{\text{ПО}} - \Delta t_{\text{м}}^{\text{ПО}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}^{\text{ПО}}}{\Delta t_{\text{м}}^{\text{ПО}}}}, \quad (45)$$

де $\Delta t_{\text{б}}^{\text{ПО}} = t_{\text{к}} - t_{\text{в}2}$; $\Delta t_{\text{м}}^{\text{ПО}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{в}1}$.

5.5.3. Підбір віддільника рідини, [6]

Віддільник рідини підбирається з умови, що швидкість пари не перевищує допустимого значення $w_{\text{доп}}=0,5 \text{ м/с}$.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V_0}{\pi \cdot w_{\text{доп}}}}, \quad (46)$$

де V_0 – об'ємна витрата хладагента, що всмоктується до компресора від випарника.

5.5.4. Підбір масловіддільника, [6]

масловіддільник підбираємо з умови, що швидкість пари в апараті не перевищує допустимого значення $w_{\text{доп}}=0,7 \text{ м/с}$.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V_0}{\pi \cdot w_{\text{доп}}}}. \quad (47)$$

5.5.5. Підбір лінійного та дренажного ресиверів, [6]

Лінійний ресивер підбирається з умови, що при заповненні його на 80% він вміщує повний об'єм випарника:

$$0,8V_{pec.l} = V_{вин}, \text{ або } V_{pec.l} = 1,25V_{вин}. \quad (48)$$

Дренажний ресивер підбирається з умови, що при заповненні його на 80% він вміщує половину об'єму випарника:

$$0,8V_{pec.o} = 0,5V_{вин}, \text{ або } V_{pec.o} = 0,625V_{вин}. \quad (49)$$

5.6. Ексергетичний аналіз установки

Мірою, стандартом якості енергії є *ексергія* – максимальна корисна робота, яку можна отримати з даної форми енергії в умовах навколишнього середовища ($P_{н.с.}, T_{о.н.}, W_{о.с.} = 0, Z_{о.н.} = 0$). При протіканні реальних процесів мають місце втрати ексергії, пов'язані з механічним тертям, подоланням місцевих гідравлічних опорів, теплообміном при кінцевій різниці температур в теплообмінних апаратах, тепловими втратами в навколишнє середовище крізь шар теплової ізоляції трубопроводів, апаратів та агрегатів, тощо. Втрати ексергії безповоротно перетворюються в *анергію* – ту частину енергії, з якої в умовах навколишнього середовища немає можливості отримати корисну роботу взагалі. Для цього необхідно відслідковувати величини втрат у всіх процесах, і там де це можливо уникати зайвих втрат. Це пов'язано з тим, що будь-які зайві втрати ексергії призводять до перевитрати первинних енергоресурсів, що в свою чергу має негативний вплив на екологічний стан навколишнього середовища.

5.6.1. Втрати ексергії в компресорі (процес 1-2)

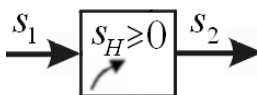


Рис. 5. Ентропійний баланс компресора

Ентропійний баланс $s_1 + s_n = s_2$, звідки створена ентропія

$$s_n = s_2 - s_1. \quad (50)$$

Питомі втрати ексергії в компресорі визначаються за рівнянням Гюї-Стодола:

$$n_{км} = s_n \cdot T_{н.с.} \cdot \quad (51)$$

Тоді повні втрати в компресорі складають

$$П_{км} = G_0 \cdot n_{км} \cdot \quad (52)$$

5.6.2. Втрати ексергії в конденсаторі (процес 2-3)

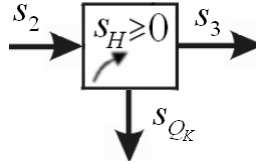


Рис. 6. Ентропійний баланс конденсатора

Ентропійний баланс $s_2 + s_n = s_3 + s_{Q_K}$, звідки створена ентропія

$$s_n = s_3 - s_2 + s_{Q_K} = (s_3 - s_2) + \frac{q_K}{T_{н.с.}} \cdot \quad (53)$$

Питомі втрати ексергії в конденсаторі:

$$n_K = s_n \cdot T_{н.с.} \cdot \quad (54)$$

Тоді повні втрати в конденсаторах складають

$$П_K = G_0 \cdot n_K \cdot \quad (55)$$

5.6.3. Втрати ексергії в переохолоднику (процес 3-3n)

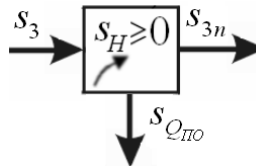


Рис. 7. Ентропійний баланс переохолодника

Ентропійний баланс $s_3 + s_n = s_{3n} + s_{Q_{ПО}}$, звідки створена ентропія

$$s_n = s_3 - s_2 + s_{Q_K} = (s_{3n} - s_3) + \frac{q_{ПО}}{T_{н.с.}} \cdot \quad (56)$$

Питомі втрати ексергії в переохолоднику:

$$n_{ПО} = s_n \cdot T_{н.с.} \cdot \quad (57)$$

Тоді повні втрати в переохолоднику складають

$$\Pi_{ПО} = G_0 \cdot n_{ПО} \cdot \quad (58)$$

5.6.4. Втрати ексергії в регенеративному підігрівнику (процеси 3n-3p та 5-1)

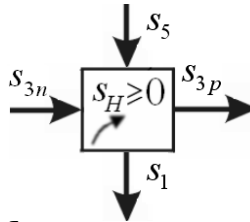


Рис. 8. Ентропійний баланс регенеративного підігрівника

Ентропійний баланс $s_{3n} + s_5 + s_n = s_{3p} + s_1$, звідки створена ентропія

$$s_n = (s_{3p} - s_{3n}) + (s_1 - s_5) \cdot \quad (59)$$

Питомі втрати ексергії в регенеративному підігрівнику:

$$n_{ПИ} = s_n \cdot T_{н.с.}, \quad (60)$$

Повні втрати в регенеративному підігрівнику складають

$$\Pi_{ПИ} = G_0 \cdot n_{ПИ} \cdot \quad (61)$$

5.6.5. Втрати ексергії в регулювальному вентилі (процес 3p-4)

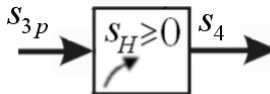


Рис. 9. Ентропійний баланс регулювального вентиля

Ентропійний баланс $s_{3p} + s_n = s_4$, звідки створена ентропія

$$s_n = s_4 - s_{3p} \cdot \quad (62)$$

Питомі втрати ексергії в регулювальному вентилі:

$$n_{PB} = s_n \cdot T_{н.с.} \cdot \quad (63)$$

Тоді повні втрати в регулюючому вентилі складають

$$\Pi_{PB} = G_0 \cdot n_{PB} \cdot \quad (64)$$

5.6.6. Втрати ексергії в випарнику (процес 4-5)

Ентропійний баланс $s_4 + s_n + s_{Q_0} = s_5$, звідки створена ентропія

$$s_n = s_5 - s_4 - s_{Q_0} = (s_5 - s_4) - \frac{q_0}{T_{XH,cep}}. \quad (65)$$

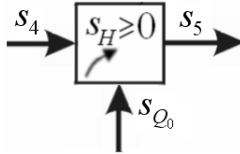


Рис. 10. Ентропійний баланс випарника

Питомі втрати ексергії в випарнику:

$$n_B = s_n \cdot T_{н.с.}. \quad (66)$$

Тоді повні втрати в випарнику складають

$$П_B = G_0 \cdot n_B. \quad (67)$$

5.6.7. Втрати в електродвигуні компресора

$$N_{el} = N_K + П_{ел.дв.}, \quad (68)$$

звідси $П_{ел.дв.} = N_{el} - N_K = N_{el} - l_K \cdot G_0$.

5.6.8. Ексергетичний ККД холодильної установки

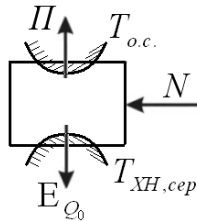


Рис. 11. Ексергетичний баланс холодильної установки

Рівняння ексергетичного балансу (об'єднане рівняння першого та другого законів термодинаміки) для холодильної установки в цілому:

$$N_{el} = E_{Q_0} + П, \quad (69)$$

де N_{el} – сумарна електрична потужність електродвигунів компресорів; Π – сумарні втрати ексергії; E_{Q_0} – ексергія, що отримується споживачем холоду:

$$E_{Q_0} = -Q_0 \cdot \left(1 - \frac{T_{н.с.}}{T_{ХН,сеп}} \right) = Q_0 \cdot \left(\frac{T_{н.с.}}{T_{ХН,сеп}} - 1 \right). \quad (70)$$

Тоді ексергетичний ККД холодильної установки дорівнює:

$$\eta_{ex} = \frac{E_{Q_0}}{N_{el}}. \quad (71)$$

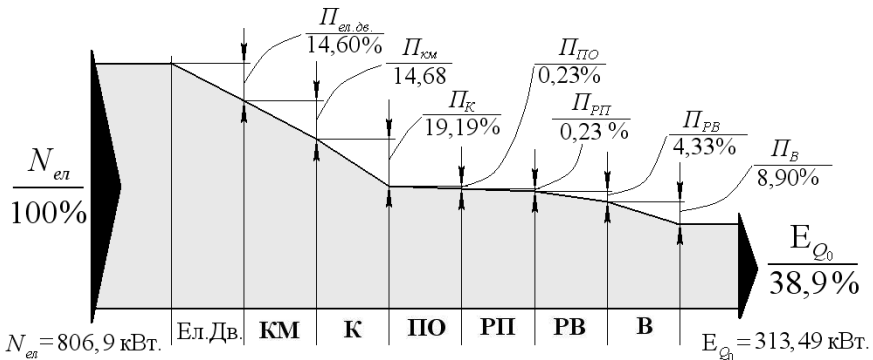


Рис. 12. Графік потоків ексергії в циклі холодильної установки:

Ел. дв. – електричний двигун компресора; КМ – компресор; К – конденсатор; ПО – переохолодник; РП – регенеративний підігрівник; РВ – регулювальний вентиль; В – випарник

Похибка розрахунків втрат полягає в використанні експериментальних даних, величини яких відрізняються від дійсних, в наслідок округлення розрахункових величин, тощо. Також в спроектованій холодильній установці присутні окрім перерахованих і інші втрати ексергії, наприклад, при подоланні робочім тілом, охолоджувальною водою або розсолем місцевих опорів, гідравлічного тертя, різниці геодезичних відміток, при теплових втратах крізь шар теплової ізоляції, тощо.

Тому в реальній холодильній установці буде мати місце деяке зниження ексергетичного ККД, в наслідок чого буде додатково витратитися електроенергія на компенсацію втрат.

Але це не матиме великого впливу на оцінку ексергетичних показників апаратів спроектованої установки, так як не відбудуватиметься різка зміна рівня втрат ексергії.

6. ГРАФІК ВИКОНАННЯ

Для кожного студента, керівник складає графік виконання курсового проекту, вписуючи в нього терміни виконання етапів проекту.

Графік виконання

Розділи проекту	Термін виконання
1. Розробка теплової схеми установки.	
2. Проектний розрахунок конденсатора.	
3. Розрахунок і підбір теплообмінного обладнання.	
4. Вибір компресорів.	
5. Підбір допоміжного обладнання установки.	
6. Ексергетичний аналіз установки, висновок.	
Графічна частина.	
Термін здачі готового проекту.	(дата)
Завдання одержав(ла)	(дата)
Із графіком виконання проекту ознайомлений(а)	(підпис студента)

7. ЗАХИСТ КУРСОВОГО ПРОЄКТУ

Допущений до захисту курсовий проект студент подає на захист.

Захист курсового проекту відбувається перед кафедральною комісією в складі двох чи трьох викладачів, в тому числі керівника проекту.

Під час захисту студент повинен коротко розповісти про зміст курсового проекту, пояснити послідовність проектування

основного теплообмінного устаткування, обґрунтувати вибір допоміжного обладнання і відповіді на запитання.

Опитування проводиться по кресленнях і записці з метою в'яснити, наскільки ґрунтовно студент засвоїв методи розрахунків, чи знає теоретичні обґрунтування та фізичну суть величин, які визначаються. Тому студент зобов'язаний добре підготуватися до захисту проєкту. У випадку одержання поганої оцінки студенту видається нове завдання і проєкт виконується знову.

Розподіл балів, які присвоюються студентам при курсовому проєктуванні наведений в таблиці 4.

Таблиця 4.

Розподіл балів

<i>Етапи виконання</i>				<i>Захист проєкту</i>	<i>Сума</i>
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>		
<i>Розділи курсового проєкту</i>					
<i>1,2</i>	<i>3, 4</i>	<i>5, 6</i>	<i>графічна частина</i>		
15	15	15	15	40	100

8. КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ ДО ЗАХИСТУ

1. Зобразити принципову теплову схему холодильної установки і пояснити її принцип роботи.
2. Описати основне обладнання холодильної установки.
3. Зобразити цикл установки в T-S і lgP-h координатах.
4. Перерахувати термодинамічні показники циклу і навести формули для їх визначення.
5. Зобразити енергетичний баланс холодильного циклу.
6. Записати рівняння теплового балансу випарника.
7. Як визначається коефіцієнт теплопередачі у випарнику?
8. Як визначається площа поверхні теплообміну випарника?
9. Як визначаються коефіцієнти тепловіддачі у випарнику?
10. Як визначається довжина труб випарника?

11. Як визначається кількість труб у випарнику?
12. Які втрати тиску визначаються при гідравлічному розрахунку випарника?
13. Як визначаються гідравлічні втрати на місцеві опори?
14. Як визначаються гідравлічні втрати по довжині труби?
15. Як визначається електрична потужність насоса для перекачування теплоносія у випарнику?
16. Записати рівняння теплового балансу конденсатора.
17. Як визначається коефіцієнт теплопередачі у конденсаторі?
18. Як визначається площа поверхні теплообміну конденсатора?
19. Як визначаються коефіцієнти тепловіддачі у конденсаторі?
20. Як визначається висота труб конденсатора?
21. Як визначається кількість труб у конденсаторі?
22. Які втрати тиску визначаються при аеродинамічному розрахунку конденсатора?
23. Особливості розрахунку системи охолодження з проміжним холодоносієм.
24. Наведіть послідовність вибору обладнання системи оборотного водопостачання.
25. Як визначається годинна продуктивність компресора?
26. Як визначається ступінь стиску компресора?
27. Як визначається потужність споживана компресором?
28. Послідовність вибору регенеративного підігрівника.
29. За якими параметрам вибирається переохолодник?
30. Послідовність вибору відокремлювачів рідини?
31. За якими параметрами вибираються масловіддільники?
32. Послідовність вибору маслосбірника.
33. За якими параметрами вибирається лінійний ресивер?
34. За якими параметрами вибирається дренажний ресивер?
35. Послідовність вибору відокремлювача повітря.
36. За якими параметрами вибираються фільтри?
37. Як визначаються втрати ексергії в холодильній установці?

38. Як визначається ексергетичний коефіцієнт корисної дії?
39. Зобразити графік потоків ексергії в холодильній установці.
40. Перерахувати основні заходи по запобіганню корозії при експлуатації холодильної установки.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Дипломне проектування. Методичні вказівки для студентів спеціальності 7.0905.10 «Теплоенергетика». ч.1 / Безродний М. К., Мінаковський В. М., Стрілець В. М. К. : НТУУ «КПІ»; Рівне : НУВГП, 2005. 24 с.

2. Холодильні установки. Проектування : Учбовий посібник / Чумак І. Г., Лагутін А. Ю., Лар'яновський С. Ю., та ін.; Під ред. докт. тех. н. проф. І. Г. Чумака ; 4-е вид. переробл. і доп. Одеса : Друк, 2008. Том 3, с.156.

3. www.frigodesign.ru.

4. www.holodilshchik.ru.

ДОДАТОК

Таблиця Д1. Індивідуальні завдання до розрахунків

№ з/п	Вихідні дані								
	Q, кВт	$\phi_{зов}$, %	Місто	$t_{пов}$, °С	Система охолодження	Камерне обладнання	Конденсатор (тип)	Випарник (тип)	Система водопостачання охолодження конденсатора
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	300	70	Вінниця	-1	Безпосер.	Б	Вертикальний	Горизонтальний	Вентиляторна градирня
2	500	75	Дніпропетровськ	-7	Проміж. холодонос.	ПО	Горизонтальний	Горизонтальний	Бризкальний басейн
3	700	80	Запоріжжя	-5	Проміж. холодонос.	ПО	Випарний конденсатор	Горизонтальний	–
4	900	70	Керч	-10	Проміж. холодонос.	Б	Вертикальний	Горизонтальний	Баштова градирня
5	1000	65	Київ	0	Проміж. холодонос.	ПО	Горизонтальний	Панельний	Вентиляторна градирня
6	1200	80	Кіровоград	1	Безпосер.	Б	Випарний конденсатор	Панельний	–
7	1300	70	Конотоп	-15	Безпосер.	ПО	Вертикальний	Панельний	Вентиляторна градирня
8	1500	75	Львів	-20	Проміж. холодонос.	ПО	Горизонтальний	Горизонтальний	Бризкальний басейн
9	1700	80	Луганськ	-4	Безпосер.	Б	Випарний конденсатор	Горизонтальний	–

30

Продовження табл.Д1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
10	1900	70	Маріуполь	-8	Проміж. холодонос.	ПО	Вертикальний	Горизонтальний	Баштова градирня
11	2000	65	Миколаїв	-10	Проміж. холодонос.	Б	Горизонтальний	Панельний	Вентиляторна градирня
12	2200	80	Одеса	-3	Безпосер.	ПО	Випарний конденсатор	Панельний	–
13	2300	70	Полтава	-6	Безпосер.	ПО	Горизонтальний	Горизонтальний	Вентиляторна градирня
14	2500	75	Севастополь	-7	Проміж. холодонос.	Б	Випарний конденсатор	Горизонтальний	–
15	2700	80	Сімферополь	1	Безпосер.	ПО	Вертикальний	Горизонтальний	прям. система, $t_b=10^{\circ}\text{C}$
16	2900	70	Тернопіль	0	Проміж. холодонос.	Б	Горизонтальний	Панельний	Баштова градирня
17	3000	65	Ужгород	1	Проміж. холодонос.	ПО	Випарний конденсатор	Панельний	–
18	3200	80	Умань	2	Безпосер.	ПО	Горизонтальний	Горизонтальний	Вентиляторна градирня
19	3300	70	Харків	-7	Проміж. холодонос.	Б	Випарний конденсатор	Горизонтальний	–
20	3500	75	Херсон	-5	Безпосер.	ПО	Вертикальний	Горизонтальний	Бризкальний басейн
21	600	80	Чернігів	1	Проміж. холодонос.	ПО	Горизонтальний	Панельний	прям. система, $t_b=10^{\circ}\text{C}$

Продовження табл.Д1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
22	800	70	Ялта	2	Безпосер.	ПО	Випарний конденсатор	Панельний	Баштова градирня
23	600	70	Керч	-8	Проміж. холодонос.	Б	Вертикальний	Горизонтальний	Баштова градирня
24	500	75	Київ	-15	Безпосер.	ПО	Горизонтальний	Панельний	Вентиляторна градирня
25	750	70	Кіровоград	1	Проміж. холодонос.	Б	Випарний конденсатор	Панельний	–
26	2300	70	Вінниця	-7	Проміж. холодонос.	Б	Вертикальний	Панельний	Вентиляторна градирня
27	2500	75	Дніпропетровськ	1	Проміж. холодонос.	Б	Горизонтальний	Горизонтальний	Бризкальний басейн
28	2700	80	Запоріжжя	0	Безпосер.	ПО	Випарний конденсатор	Горизонтальний	–
29	2900	70	Керч	1	Проміж. холодонос.	ПО	Вертикальний	Горизонтальний	прям. система, $t_b=10^{\circ}\text{C}$
30	3000	65	Київ	2	Безпосер.	Б	Горизонтальний	Панельний	Вентиляторна градирня
31	3200	80	Кіровоград	-7	Проміж. холодонос.	ПО	Випарний конденсатор	Панельний	–
32	3300	70	Конотоп	-5	Безпосер.	Б	Вертикальний	Панельний	Вентиляторна градирня
33	3500	75	Львів	1	Проміж. холодонос.	ПО	Горизонтальний	Горизонтальний	Бризкальний басейн

Продовження табл.Д1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
34	600	80	Луганськ	2	Безпосер.	ПО	Випарний конденсатор	Горизонтальний	–
35	800	70	Маріуполь	-5	Проміж. холодонос.	Б	Вертикальний	Горизонтальний	Баштова градирня
36	1100	65	Миколаїв	-10	Безпосер.	ПО	Горизонтальний	Панельний	Вентиляторна градирня
37	1200	80	Одеса	0	Проміж. холодонос.	Б	Випарний конденсатор	Панельний	–
38	1400	70	Полтава	1	Безпосер.	ПО	Вертикальний	Панельний	прям. система, $t_f=10^{\circ}\text{C}$
39	1600	75	Севастополь	-15	Проміж. холодонос.	ПО	Горизонтальний	Горизонтальний	Бризкальний басейн
40	1800	80	Сімферополь	-20	Безпосер.	Б	Випарний конденсатор	Горизонтальний	–
41	1900	75	Тернопіль	-4	Проміж. холодонос.	ПО	Вертикальний	Горизонтальний	Баштова градирня
42	2000	75	Ужгород	-8	Безпосер.	Б	Горизонтальний	Панельний	Вентиляторна градирня

33

43	2200	70	Умань	0	Проміж. холодонос.	ПО	Випарний конденсатор	Панельний	–
44	2300	70	Харків	1	Безпосер.	ПО	Вертикальний	Панельний	Вентиляторна градирня
45	2500	70	Херсон	2	Проміж. холодонос.	Б	Горизонтальний	Горизонтальний	Бризкальний басейн

Продовження табл.Д1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
46	2700	80	Чернігів	-12	Безпосер.	ПО	Випарний конденсатор	Горизонтальний	–
47	2900	75	Ялта	-14	Проміж. холодонос.	ПО	Вертикальний	Горизонтальний	прям. система, $t_b=10^\circ\text{C}$
48	1000	75	Вінниця	-20	Безпосер.	ПО	Горизонтальний	Панельний	Вентиляторна градирня
49	1200	70	Дніпропетровськ	-5	Проміж. холодонос.	Б	Випарний конденсатор	Панельний	–
50	400	75	Запоріжжя	0	Безпосер.	ПО	Випарний конденсатор	Горизонтальний	–

Примітки:

Б – батарейне охолодження

ПО – охолодники повітря