

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра технічної теплофізики

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри

_____ Сергій ВАНЄЄВ
(підпис)

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня магістр
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»,
освітньо-професійної програми «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна
техніка»

на тему: «Розроблення теплонасосної установки з вакуумним
сонячним колектором для системи індивідуального опалення»

Здобувача групи К.м-21 Прийменка Олега Олександровича

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень.
Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на
відповідне джерело.

(підпис)

Олег ПРИЙМЕНКО

Керівник доцент кафедри ТТФ, к.т.н., доц. Сергій ШАРАПОВ _____
(підпис)

Зміст

	С.
Вступ.....	4
Початкові дані.....	7
1 Базова схема теплонасосної установки.....	8
2 Установка на базі рідинно-парового ежектора.....	10
2.1 Принципова схема вакуумного агрегату на базі рідинно-парового ежектора	12
2.2 Робочий процес рідинно-парового ежектора.....	12
3 Розрахунок режимних параметрів циклу теплового насоса	15
3.1 Вибір оптимізаційного параметру та розрахунок режимних параметрів робочого середовища рідинно-парового ежектора	15
3.2 Розрахунок параметрів циклу теплового насоса у вузлових точках циклу	16
4 Термодинамічний розрахунок циклу теплового насоса	22
4 Розрахунок конструктивних параметрів вакуумного агрегату та підбір апаратів	25
4.2 Тепловий розрахунок теплообмінника-підігрівача	30
4.3 Розрахунок сепаратора	32
4.4 Підбір циркуляційного насоса	38
1. Вихровий насос з чавунним корпусом.	39
2. Робоче колесо – латунь.	39
5 Ексергетичний аналіз ефективності запропонованої схеми	41
5 Термoeкономічний аналіз ефективності запропонованої схеми	52
7 Охорона праці.....	69
7.1 Загальні вимоги промислової безпеки.....	69

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>	<i>Прийменко</i>				<i>Літ.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листів</i>
<i>Перев.</i>	<i>Шарапов</i>				2	61	
<i>Реценз.</i>					<i>СумДУ, гр. К.м-21</i>		
<i>Н. контр.</i>	<i>Шарапов</i>						
<i>Затв.</i>	<i>Вансєв</i>						
					Розроблення теплонасосної установки з вакуумним сонячним колектором для системи індивідуального опалення		

7.2 Вимоги вибухобезпеки, пожежної та електричної безпеки.....	71
7.3 Вимоги екологічної безпеки	72
7.4 Розрахунок природнього та штучного освітлення	73
Висновки	78
Перелік посилань	79

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		3

Вступ

Однією з ключових проблем, що виникла перед цивільним населенням під час російсько-української війни, є розробка самостійних та енергоефективних систем опалення для житлових будинків, з орієнтацією на максимальну економічність. Вирішення цього завдання передбачає уникнення використання газових ресурсів та технології централізованого опалення для багатоквартирних будівель, оскільки існує ризик пошкодження газоперекачувальних станцій, магістралей, теплових мереж та котельень. Додатково важливо враховувати збереження невідновлюваних енергетичних ресурсів та зменшення викидів шкідливих продуктів згоряння в атмосферу, що є ключовим чинником глобального потепління..

Одним з основних способів вирішення вказаної проблеми є використання енергозберігаючих технологій, зокрема теплових насосів. У цьому контексті пропонується розгляд схеми теплового насосу, яка включає сонячні колектори адсорбного або вакуумного типу, базованих на рідинно-паровому ежекторі (РПЕ). Для порівняння цієї схеми було обрано схему сонячного колектора (СК) з використанням традиційної парокомпресорної теплонасосної установки (ПКТНУ). У цьому контурі використовуються поширені на ринку та часто використовувані сучасні холодильні агенти, такі як R134a, R410a, R32. Ці агенти широко використовуються в системах кондиціонування повітря для житлових будинків, громадських приміщень та в автотранспорті. Вони були вибрані для практичного порівняння через їхню доступність та поширеність на ринку.

Зокрема, було б вигідно мати доступну альтернативу сучасним дорогавартісним тепловим насосам з використанням холодильних агентів у якості робочого середовища, яке є водою – економічно доступним матеріалом для холодильного циклу з високими показниками ефективності. З метою оцінки очікуваного впливу впровадження нової схеми необхідно провести

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		4

порівняльний аналіз з існуючими системами, які використовують сучасні та широко поширені холодильні агенти.

Сучасні теплові насоси володіють високою ефективністю, але ця ефективність значно залежить від характеристик теплових джерел, які беруть участь у процесі термотрансформації. Зокрема, велике значення має температура надходження утилізованого низькопотенційного середовища. Важливо відзначити, що виробництво холоду в діапазоні температур до $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, як правило, вимагає підвищеного тиску в системі, оскільки робота випарника при тисках, близьких до атмосферного, може бути небезпечною через можливість підсосу атмосферного повітря та його змішування з холодильним агентом.

Використання води в ролі холодоагента автоматично призводить до зниження робочих тисків в циклі нижче атмосферного, що реалізується в установках на базі рідинно-парових ежекторів (РПЕ), працюючих за принципом струминної термокомпресії. Вода має кілька суттєвих переваг перед існуючими холодильними агентами, зокрема, її низька вартість та екологічна безпека. Проте, вона також має суттєві недоліки, такі як висока температура замерзання, що обмежує її використання, та корозія металу в присутності кисню повітря.

Створення високоефективної системи опалення на базі сонячного колектора можливе через використання теплового насосу, де в якості холодильного агента використовується вода, а не традиційні холодильні агенти. Вже існують спроби реалізації таких циклів, і ймовірно, що ефективним варіантом може бути цикл теплонасосної установки з рідинно-паровим ежектором, де тепло отримується з ґрунту у випарнику. Головною відмінністю цієї схеми є відсутність спірального компресора та перехід на вакуумний режим роботи всієї системи. Це може виявитися ефективним підходом для покращення продуктивності та зниження енергоспоживання у системах опалення.

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		5

Мета дослідження – оцінка ефективності застосування рідинно парового ежектора на робочому середовищі R718 у складі теплового насоса на базі сонячного колектора для системи опалення «тепла підлога».

Об'єкт дослідження – рідинно-паровий ежектор теплового насоса на базі сонячного колектора для системи опалення «тепла підлога».

Предмет дослідження – режимні та геометричні параметри рідинно-парового ежектора теплового насоса на базі сонячного колектора для системи опалення «тепла підлога».

Завдання дослідження:

1. Розглянути доцільність застосування рідинно-парового ежектора теплового насоса на базі сонячного колектора для системи опалення «тепла підлога».

2. Визначити оптимальні режими роботи рідинно-парового ежектора теплового насоса на базі сонячного колектора для системи опалення «тепла підлога».

3. Визначити ексергетичну ефективність застосування рідинно-парового ежектора теплового насоса на базі сонячного колектора для системи опалення «тепла підлога».

4. Визначити термoeкономічну ефективність застосування рідинно-парового ежектора теплового насоса на базі сонячного колектора для системи опалення «тепла підлога».

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		6

Початкові дані

- вакуумоване середовище: водяна пара;
- тиск всмоктування – 0,032 бар;
- тиск нагнітання – 0,2 бар;
- масова продуктивність – 0,034 кг/с

					К 11М.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

1 Базова схема теплонасосної установки

Базова установка парокомпресійного теплового насосу для обігріву мережевої води на базі сонячного колектору наведена на рис. 1.1. Від конденсатора згенероване тепло віддається на накопичення в акумулятор тепла, який в свою чергу віддає тепло на вибрану систему опалення типу «тепла підлога». Також в даній схемі передбачено використання регенеративного теплообмінника.

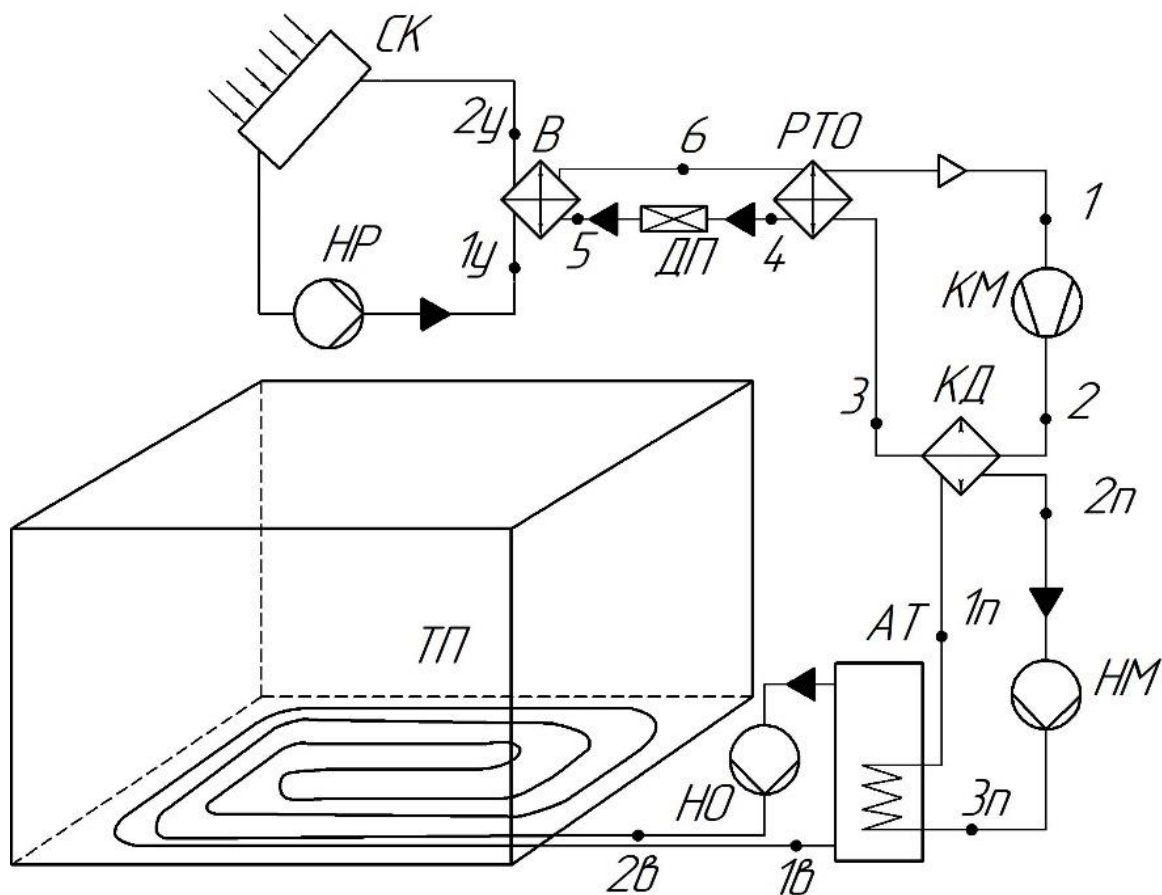


Рисунок 1.1 – Базова схема базової теплонасосної установки:

КМ –компресор; КД – конденсатор; РТ – регенеративний теплообмінник;
В – Випарник; СК – Сонячний колектор; Нэ – насос (етиленгліколь); НМ – насос перекачки мережевої води; АТ- акумулятор тепла

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

К 11М.00.00.00 ПЗ

Лист

8

Для порівняння схеми опалення СК на базі РПЕ, де циркулює вода (R718), була взята схема СК з використанням традиційної ПКТНУ, в контурі якої використовуються холодильні агенти R134a, R410a, R32. В опалювальному контурі використовується мережева вода, а у контурі випарника та сонячного колектору використовується 45 %-ий розчин пропіленгліколя. Використання саме такого розчину ґрунтується на тому що, температура початку його кристалізації дорівнює $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$, це мінімальна критична температура навколишнього середовища взимку в помірному кліматі за останні 5 років, тому використання даної суміші пропіленгліколю є практичним та ефективним рішенням для нашої системи опалення. Площа опалення будинку 75 м^2 , розрахункова зовнішня температура $-20\dots+10\text{ }^{\circ}\text{C}$, розрахункова внутрішня температура $+18\dots+22\text{ }^{\circ}\text{C}$. Температура мережевої води на виході з конденсатора $55\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура пропіленгліколю на вході у випарник $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Температура конденсації холодильного агенту у контурі теплового насоса дорівнює $+55\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура випаровування $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		9

2 Установка на базе рідинно-парового ежектора

Пропоноване рішення системи опалення приміщення (рис. 2.1) передбачає включення до лінії системи централізованого опалення з можливістю автономної роботи. Утилізація низькотенційного джерела енергії передбачає використання сонячної теплоти. Випарник виконано кожухотрубного типу, де у трубному просторі циркулює вода, а у міжтрубному – 45 %-ий розчин пропіленгліколя, з перехресним режимом течії теплоносіїв у теплообміннику. Конденсатор в схемі ПКТНУ виконує роль проміжного теплообмінника між холодильним агентом контуру ПКТНУ та теплоносієм системи опалення.

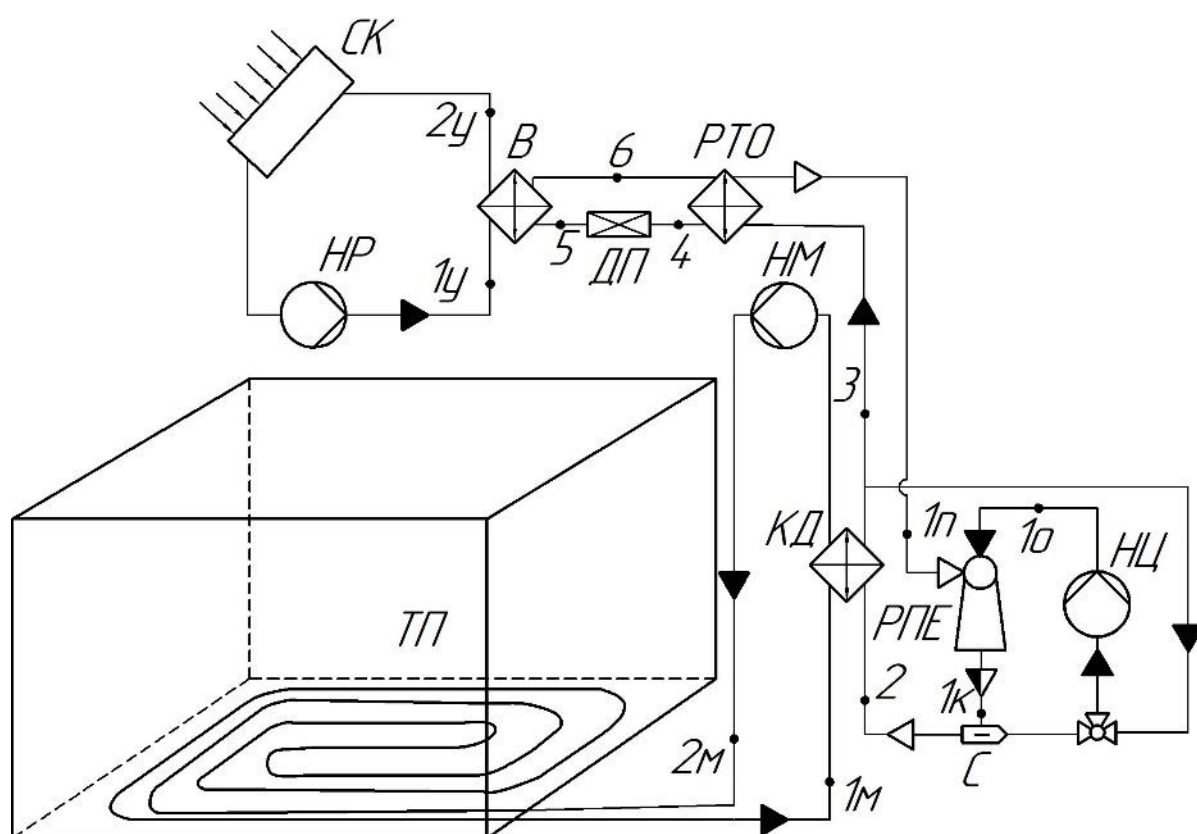


Рисунок 2.1 – Альтернативна схема вакуумування на базі РПЕ:

РПЕ – рідинно-паровий ежектор, С – сепаратор, НЦ – циркуляційний насос,
П – теплообмінник-підігрівач

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

К 11М.00.00.00 ПЗ

Лист

10

Конденсатор виконаний у вигляді вискоєфективного теплообмінного апарату пластинчастого типу для забезпечення максимальної теплопередачі до рідини системи опалення. Також у схемі використовується регенеративний теплообмінник та є можливість використання субкулера для переохолодження та гарантованої конденсації, але у даній схемі він не використовується, так як охолодження мережевої води у контурі теплої підлоги дорівнює 10 °С, що не відповідає параметрам використання даного обладнання.

Запропонована схема має принципові відмінності від використання традиційних систем опалення на базі сонячних колекторів та ПКТНУ різних систем. Принципові відмінності в циклах традиційної та запропонованої схем наведено авторами в роботі [13]. РПЕ працює в області вологої пари, що є принципово новим способом перетворення енергії, дозволяючи зменшити роботу циклу та підвищити коефіцієнт перетворення теплонасосної установки. Для реалізації не потрібна зовнішня генерація робочої пари, яка подається у сопло активного потоку РПЕ. Генерація робочої пари відбувається всередині циклу, а саме у соплі активного потоку РПЕ, що збільшує його ефективність. Робоче середовища теплового насоса на базі рідинно-парового ежектора є перспективним, але питання щодо його ефективності залишається відкритим та потребує дослідження.

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		11

2.1 Принципова схема вакуумного агрегату на базі рідинно-парового ежектора

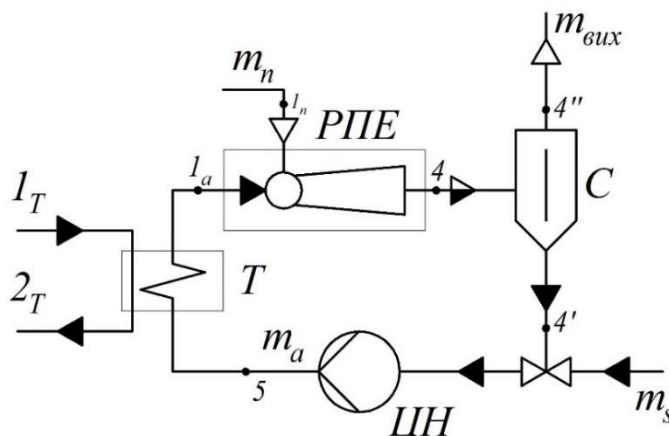


Рисунок 2.3 – Вакуумний агрегат на базі рідинно-парового ежектора
 1 - рідинно-паровий ежектор, 2 - сепаратор, 3 - теплообмінник-підігрівач,
 4 - циркуляційний насос

2.2 Робочий процес рідинно-парового ежектора

Робочий процес РПЕ ґрунтований на принципі струминної термокомпресії. Проходження робочого середовища активного потоку через сопло Лаваля супроводжується процесом релаксаційного пароутворення в його частині, що розширюється. Кінетика цих процесів характеризується наявністю трьох критичних перерізів, в яких відбувається структурна перебудова потоку. На зрізі сопла активного потоку робоча рідина має тиск нижче доквілля ($p_a < p_{o.c.}$). Течія робочого середовища активного потоку через сопло Лаваля відповідає процесу 1а-2а (рис. 2.4). Далі вона інжектуює у робоче середовище пасивного потоку, яке поступає в приймальну камеру з тиском p_{02} . На вході в камеру змішення відбувається вирівнювання тисків робочих середовищ активного і пасивного потоку (процеси 2а-2к і 2п-2к відповідно). У камері змішення відбувається змішення робочих середовищ активного і пасивного потоків в єдиний з досягненням тиску p_3 (процес 2к-3). У дифузорі відбувається

подальше стискування змішаного потоку і досягнення тиску p_4 , рівне тиску на виході з ежектора (процес 3-4). Ефективність РПЕ в першу чергу визначається досконалістю процесів витікання закипаючої рідини і формування робочого струменя вологої пари. Також важливим чинником, який впливає на досяжні параметри ежектора в цілому, є механізм інжектування робочого середовища пасивного потоку струменем робочого середовища активного потоку, що у свою чергу залежить від режиму течії відкачуваного потоку і режиму витікання парового струменя. Відповідно теорії масопередачі будь-яка взаємодія двох фаз відбувається внаслідок двох основних чинників: різниці парціальних тисків і гідродинамічної взаємодії.

У РПЕ взаємодія робочих середовищ активного і пасивного потоків в основному відбувається під впливом другого чинника, оскільки різниця рівноважного тиску робочого середовища пасивного потоку в активному і в довкіллі негативна, що пояснюється нормальною концентрацією в робочому середовищі активного потоку розчиненого робочого середовища пасивного потоку.

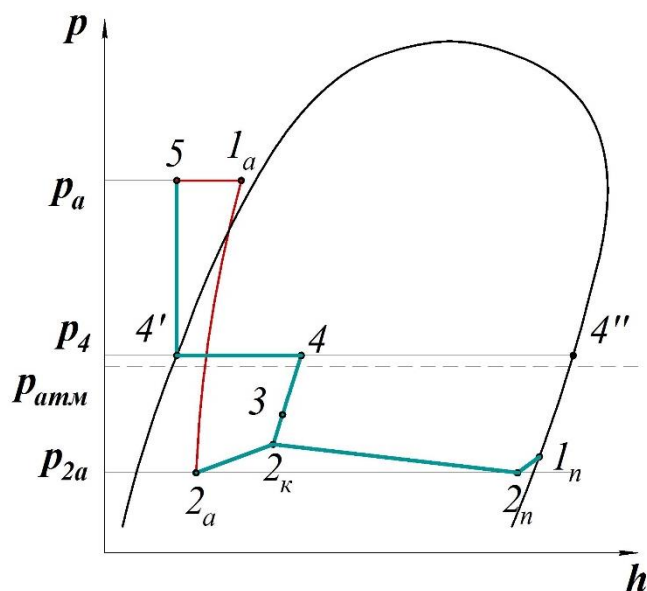


Рисунок 2.4 - Цикл РПЕ в p, h - координатах

Математична модель розрахунку робочого процесу РПЕ описується у вигляді системи рівнянь збереження маси, кількості руху, енергії, стану середовища і виробництва ентропії в інтегральному виді, а також залежностями по кінетиці пароутворення, характеристиками дроблення і полідисперсного розподілу рідкої фази і критичним режимам [6].

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		14

3 Розрахунок режимних параметрів циклу теплового насоса

3.1 Вибір оптимізаційного параметру та розрахунок режимних параметрів робочого середовища рідинно-парового ежектора

У якості холодильного агенту контуру традиційної ПКТНУ використовуються фреони R134a, R410a, R32, а для схеми на базі РПЕ – вода (R718). В опалювальному контурі використовується мережева вода, у контурі випарника циркулює 27,4 %-ий розчин пропіленгліколя. Опалювана площа складає 46,5 м², розрахункова зовнішня температура –20...+10 °С, розрахункова внутрішня температура +16...+22 °С, розрахункова температура ґрунту +5 °С. Температура мережевої води на вході до субкулера 40 °С, температура мережевої води на виході з конденсатора 55 °С. Температура конденсації холодильного агенту у контурі теплового насоса дорівнює +60 °С, температура випаровування – +5 °С. Вибір початкових та кінцевих параметрів робочих середовищ, які циркулюють у РПЕ, відбувався виходячи з максимальної ефективності його роботи. Тому, на основі розробленого авторами програмного комплексу для розрахунку вакуумної установки виконані розрахунки з оцінювання впливу ступеня підвищення тиску пасивного потоку в РПЕ на коефіцієнт інжекції та енергоефективність пристрою [7]. На рис. 3.1 подана ця залежність, що дозволяє виконувати вибір проміжного тиску між ступенями стиснення для системи вакуумування.

					К 11М.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

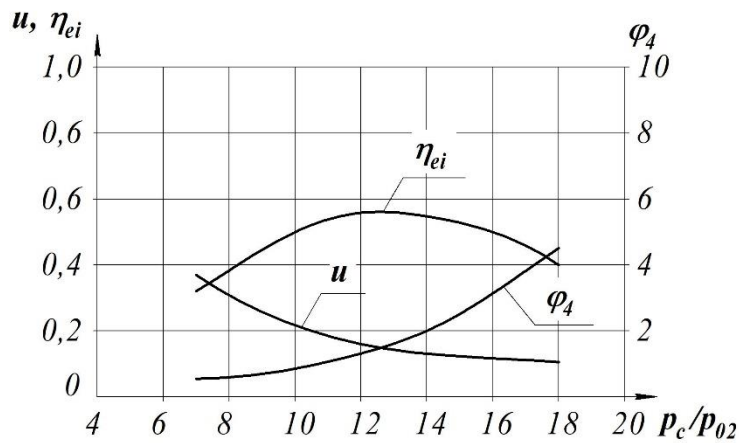


Рис. 3.1 – Графік залежності ступеня перевиробництва пари ψ_4 , коефіцієнта інжекції та ефективного ККД η_{ei} від величини підвищення тиску пасивного потоку p_c/p_{02} при $t_{01}=121\text{--}149\text{ }^\circ\text{C}$, $p_{01}=300\text{--}500\text{ кПа}$, $p_{02}=5\text{ кПа}$

3.2 Розрахунок параметрів циклу теплового насоса у вузлових точках циклу

На рис. 3.2 представлено цикл теплонасосної установки на базі рідинно-парового ежектора.

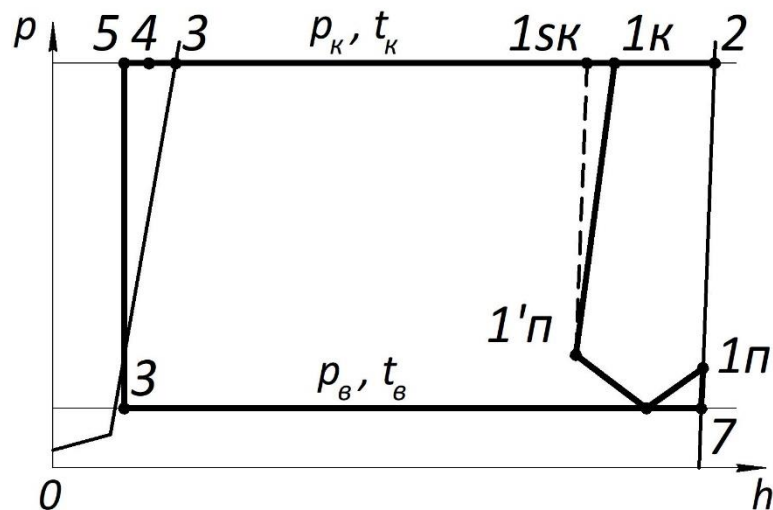


Рисунок 3.2 – Цикл теплонасосної установки на базі рідинно-парового ежектора у p,h -координатах

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

К 11М.00.00.00 ПЗ

Лист

16

Для розрахунку параметрів циклу ТНУ необхідно попередньо виконати розрахунок режимних параметрів рідинно-парового ежектора. Розрахунок виконуємо за програмою, яка була створена авторами роботи [6] за розробленою ним математичною моделлю. Результати розрахунку подані на рис. 3.3.

Цей розрахунок був проведений за допомогою програмного забезпечення [6].

Для розрахунку осереднених параметрів по довжині проточної частини і сумарних характеристик РПЕ застосовують систему рівнянь одновимірного адіабатного руху у квазірівноважному термодинамічному наближенні для виділених меж розглянутої ділянки течії:

$$\left\{ \begin{array}{l} v = v_{liq}(t_{liq}) + x \cdot [v_{st}(p) - v_{liq}(t_{liq})] \\ d \left[\frac{w(z) \cdot F(z)}{v} \right] = 0 \\ dx = \chi(z) \cdot \left[\frac{v}{w(z)} \right] dz \\ d \left\{ h_{liq}(t_{liq}) + x \cdot [h_{st}(p) - h_{liq}(t_{liq})] + \frac{w^2(z)}{2} \right\} = 0, \\ d \left[\frac{w^2(z) \cdot F(z)}{v} \right] = -F(z) dp - \tau_w \cdot \Pi(z) dz \\ d \{ s_{liq}(t_{liq}) + x \cdot [s_{st}(p) - s_{liq}(t_{liq})] \} = \delta s_{diss} > 0 \\ \tau_w = \left(\frac{\xi}{4} \right)^2 \cdot \frac{w^2(z)}{2 \cdot v} \end{array} \right. \quad (3.1)$$

де v – питомий об’єм частинки i -ї групи розподілу, $м^3/кг$;

t – температура частинки i -ї групи розподілу, $град.$;

w – середня швидкість потоку частинок, $м/с$;

F – площа каналу, через яку проходять частинки i -ї групи розподілу, $м^2$;

z – безрозмірна повздожня координата;

χ – масовий вміст вологи, $кг/кг$;

h – ентальпія частинки i -ї групи розподілу, $Дж/кг$;

					К 11М.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		17

τ_w – дотичне напруження на стінці каналу, Па;

Π – периметр каналу, через який проходять частинки i -ї групи розподілу, м;

s – ентропія частинки i -ї групи розподілу, Дж/(кг · К);

індекс «*liq*» – параметр у стані рідини,

індекс «*st*» – параметр у стані пари.

Після розрахунку рідинно-парового ежектора, визначаємо параметри холодильного агенту в інших вузлових точках циклу і заносимо їх до табл. 3.1. Для оцінювання доцільності застосування холодильного агента R718 у циклі теплонасосної установки для системи опалення, виконано порівняльний розрахунок циклів на холодильних агентах R134а, R410а та R32.

Расчет ЖПЭ с конической камерой смешения, откачивающего насыщенный водяной пар

Исходные данные		Результаты расчета					
Температура рабочей среды на входе в активное сопло t_{01} , С	116	Рабочая струя пара					
Давление рабочей среды на входе в активное сопло P_{01} , бар	2	$t_{01н}$, С	Δt_{01} , град.	$(1-e_{s0})$	h_{01} , кДж/кг	s_{01} , кДж/(кг*К)	w_f , м/с
Давление смеси на выходе из ежектора P_4 , бар	0,2	120,23	4,23	0,13	486,6	1,4842	7,315
Давление рабочей среды на срезе активного сопла P_a , бар	0,032	w_a , м/с	v_a , м ³ /кг	x_a	s_a , кДж/(кг*К)	f_a	z_a
Давление рабочей среды на входе в пассивное сопло P_{02} , бар	0,032	302,671	5,9	0,1373	1,4936	134,942	75,95
Массовое содержание влаги во вторичном паре x_p	1	Инжектируемая струя пара					
Коэффициент расхода входного участка сопла	0,97	v_{02} , м ³ /кг	h_{02} , кДж/кг	s_{02} , кДж/(кг*К)			
Коэффициент метастабильности расхода	1,03	42,99	2547,1	8,5546			
Угол диффузорности выходного участка ежектора, град.	8	Приемная камера					
Скоростные коэффициенты элементов ежектора:		w_k , м/с	v_1 , м ³ /кг	β_{01}	M_1	f_1	
- активного сопла	0,97	296,523	5,94	1	1,86	1,027	
- входного участка	0,98	P_2 , бар	x_2	v_2 , м ³ /кг	h_2 , кДж/кг	M_2	f_k
- пассивного сопла	0,95	0,022	0,9859	60,37	2545,2	0,7	3,513
- диффузора	0,92	Камера ежектора					
KPD _s	0,8	P_n , бар	P_3 , бар	x_3	β_{03}	w_3 , м/с	
n	0,5	0,058	0,154	0,1255	0,9992	109,786	
M_3	0,7	v_3 , м ³ /кг	f_3	s_3 , кДж/(кг*К)	h_3 , кДж/кг		
		0,00101	0,574	1,6702	525,9		
		Диффузор					
		v_4 , м ³ /кг	x_4	β_{04}	h_4 , кДж/(кг*К)	s_4 , кДж/кг	
		0,00102	0,1189	0,999	2297,82	6,976	
		Достижимые показатели					
		U_k	Ψ_{04}	KPD_{ei}			
		0,23806	1,112	0,619			

Запуск расчета

Рисунок 3.3 – Результаты розрахунку режимних параметрів РПЕ

Визначаємо термічні параметри холодоагента у вузлових точках циклу:

– температура в точці 1 (всмоктування в компресор):

$$t_1 = t_6 + 10 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Інші параметри в точці 1 визначаємо для тиску випаровування та температури t_1 ;

– для точки 2_s параметри знаходимо як параметри в кінці ідеального ізоентропного процесу стиснення в компресорі;

– ентальпію в точці 2 (нагнітання компресора) визначаємо з формули для індикаторної роботи компресора:

$$l_{oi} = l_s / \eta_s, \text{ кДж/кг},$$

де $l_s = h_{2s} - h_1$ кДж/кг.

Тоді

$$h_2 = h_1 + l_{oi}, \text{ кДж/кг}.$$

Тиск p_2 у точці 2 дорівнює тиску конденсації p_k . За цими параметрами температуру t_2 та інші параметри в точці 2;

– температура t_3 у точці 3 (вихід із конденсатора) дорівнює температурі конденсації t_k . Інші параметри визначаємо для стану насиченої рідини ($x = 0$);

– температуру t_4 у точці 4 (вихід із субкулера) визначаємо за формулою

$$t_4 = t_{1n} + (5-8) \text{ }^\circ\text{C}$$

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		19

Інші параметри в точці 4 визначаємо для тиску конденсації та для температури t_4 ;

– температура t_7 у точці 7 (вихід із випарника) дорівнює температурі випаровування t_6 . Інші параметри для точки 7 визначаємо для стану сухої насиченої пари ($x = 1$);

– для визначення параметрів у точці 5 (вихід із регенеративного теплообмінника) складаємо рівняння теплового балансу

$$q_{7-1} = q_{4-5} \text{ або } h_1 - h_7 = h_4 - h_5.$$

Звідси знаходимо

$$h_5 = h_4 - (h_1 - h_7), \text{ кДж/кг.}$$

Інші параметри в точці 5 визначаємо для тиску конденсації та для температури t_5 ;

– температуру t_6 у точці 6 (вихід із дросельного пристрою) знаходимо за умови $h_5 = h_6$, інші параметри в точці 6 визначаємо для тиску випаровування та для температури t_6 ;

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		20

Таблиця 3.1 – Режимні параметри теплонасосних установок

R134a	1	2s	2	3	4	5	6
t, °C	25	76	82	60	55	10	16,8
p, бар	4,17	16,8	16,8	16,8	16,8	4,17	4,17
h, кДж/кг	417,38	448	455,65	287,2	279,33	279,33	409,51
v, м3/кг	0,05325	–	–	–	–	–	–
R410a	1	2s	2	3	4	5	6
t, °C	25	87,2	118,2	60	55	7,9	15,86
p, бар	4,19	16,7	16,59	18,4	18,4	4,19	4,19
h, кДж/кг	424,25	458,9	487,61	281,1	273,96	273,96	417,11
v, м3/кг	0,058	–	–	–	–	–	–
R32	1	2s	2	3	4	5	6
t, °C	25	116,5	128,5	60	55	9,7	12,6
p, бар	10,91	39,6	39,6	39,6	39,6	10,91	10,91
h, кДж/кг	536	597,7	613,125	323,9	308,5	308,5	520,6
v, м3/кг	0,033	–	–	–	–	–	–
R718	1п	1к	2	3	4	5	6
t, °C	25	60	60	60	55	15	15
p, бар	0,032	0,2	0,2	0,2	0,2	0,017	0,017
h, кДж/кг	2545,2	2297,82	2608,7	253,461	230,21	230,21	2523,87
v, м3/кг	42,99	–	–	–	–	–	–

4 Термодинамічний розрахунок циклу теплового насоса

Термодинамічний розрахунок традиційних теплонасосних установок виконано за методикою, яка викладена у роботі [7].

Визначаємо питомі теплові навантаження на апарати, кДж/кг:

- конденсатор

$$q_K = h_2 - h_3;$$

- випарник

$$q_B = h_7 - h_6;$$

- субкулер

$$q_{СК} = h_3 - h_4;$$

- регенеративний теплообмінник

$$q_{РТО} = h_{1П} - h_7;$$

$$q_T = h_2 - h_4.$$

Визначаємо масову витрату холодильного агента, кг/с:

$$m_x = \frac{\sum Q}{q_T}.$$

Визначаємо теплові навантаження на апарати, кВт:

- конденсатор

$$Q_K = m_x \cdot q_K;$$

- випарник

$$Q_B = m_x \cdot q_B;$$

- субкулер

$$Q_{СК} = m_x \cdot q_{СК};$$

- регенеративний теплообмінник

$$Q_{РТО} = m_x \cdot q_{РТО}.$$

					К 11М.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		22

Визначаємо питому роботу рідинно-парового ежектора, кДж/кг:

$$l_{\text{РПЕ}} = \frac{l_s}{\eta_{\text{РПЕ}}}.$$

Визначаємо потужність рідинно-парового ежектора, кВт:

$$N_{\text{РПЕ}} = m_x \cdot l_{\text{РПЕ}}.$$

Для визначення енергоефективності циклу використаємо поняття «коефіцієнта перетворення циклу» COP і визначимо його з формули:

$$\text{COP}_{\text{ТНУ}} = \frac{\sum Q}{N_{\text{РПЕ}}}.$$

Результати розрахунку термодинамічних параметрів для базової та запропонованої схем з різними робочими середовищами заносимо в табл. 3.1

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		23

Таблиця 3.1 – Режимні і енергетичні параметри варіантів схемних рішень

№ п/п	Найменування параметру	R134a	R410a	R32	R718
1	Масова витрата холодильного агента, кг/с	0,473	0,427	0,274	0,034
2	Масова витрата пропіленгліколю, кг/с	3,224	3,2	3,04	4,083
3	Масова витрата мережевої води, кг/с	3,819	3,819	3,819	3,819
4	Теплові навантаження на апарати, кВт:				
	– конденсатор	79,73	79,73	79,73	79,73
	– випарник	61,575	61,12	58,11	77,98
	– регенеративний теплообмінник	3,722	3,048	4,219	0,79
5	Потужність компресора, кВт	19,278	28,478	22,24	–
6	Потужність рідинно-парового ежектора, кВт	–	–	–	13,59
7	Потужність розсільного насоса, кВт	4,623	4,58	4,35	5,85
8	Потужність мережевого насоса, кВт	1,085	1,085	1,085	0,543
9	Потужність циркуляційного насоса, кВт	-	-	-	0,135
10	Потужність насоса теплоносія, кВт	-	-	-	0,268
11	Коефіцієнт перетворення циклу	4,135	2,799	3,58	5,87

4 Розрахунок конструктивних параметрів вакуумного агрегату та підбір апаратів

4.1 Розрахунок конструктивних параметрів рідинно-парового ежектора

Розрахунок геометричних параметрів базується на термогазодинамічних характеристиках робочого процесу РПЕ за умовами функціонування вакуумної системи, в яку він входить, що задаються.

Схема основних розмірів РПЕ представлена на рисунку 4.1.

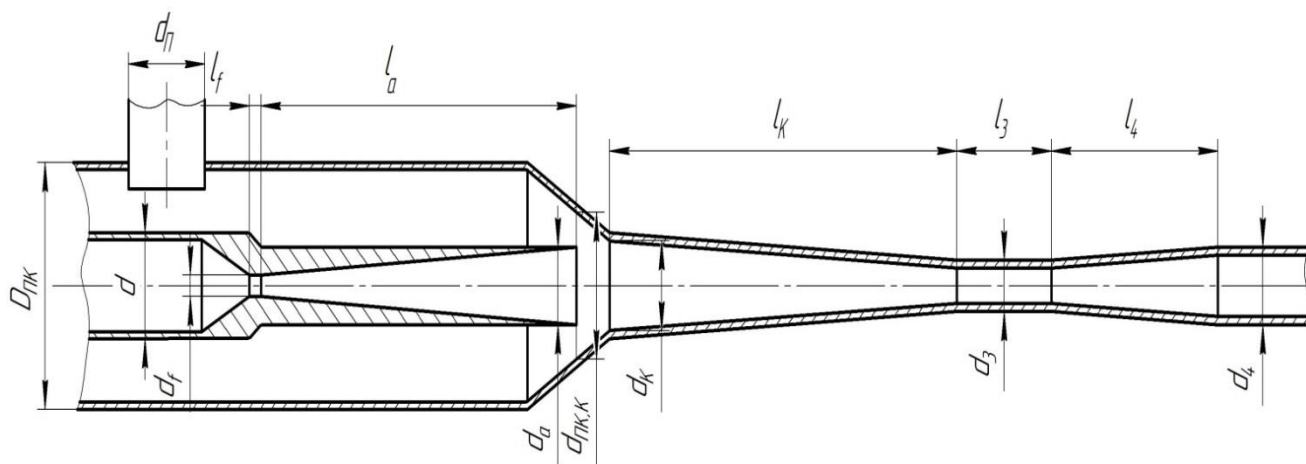


Рисунок 4.1 - Основні розміри рідинно-парового струминного ежектора

Розрахунок виконується в послідовності робочого процесу для наступних елементів: сопло активного потоку, приймальна камера, камера змішення, дифузор.

Геометричні параметри сопла активного потоку

1. Площа витратного перерізу, (переріз f - f):

$$F_f = \frac{\dot{m}_a \cdot v_0}{w_f} = \frac{0,143 \cdot 0,00104}{7,315} = 0,0000203 \text{ м}^2 \quad (4.1)$$

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		25

де $\dot{m}_a = 0,143 \text{ кг/с}$ - масова витрата активного потоку;

$v_0 = 0,00104 \text{ м}^3/\text{кг}$ - питомий об'єм робочої рідини на вході в сопло;

$w_f = 7,315 \text{ м/с}$ - швидкість рідкої фази активного потоку в переріз (f - f) (з вікна програми).

2. Діаметр витратного перерізу, d_f :

$$d_f = \sqrt{\frac{4 \cdot F_f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000203}{3,14}} = 0,00509 \text{ м} = 5,1 \text{ мм} \quad (4.2)$$

3. Довжина витратного перерізу, l_f :

$$l_f = d_f = 5,1 \text{ мм} \quad (4.3)$$

4. Діаметр входу активного середовища, d :

$$d = 6 \cdot d_f = 6 \cdot 5,1 = 30,6 \text{ мм} \quad (4.4)$$

5. Довжина конічної частини вхідної ділянки, $l_{\text{ВХ}}$:

$$l_{\text{ВХ}} = \frac{d - d_f}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_{\text{ВХ}}}{2}} = \frac{30,6 - 5,1}{2 \operatorname{tg} \frac{60}{2}} = 22,08 \text{ мм} \quad (4.5)$$

де $\alpha_{\text{ВХ}} = 60^\circ$ - кут конфузорности входу ділянки.

6. Площа виходу активного потоку, F_a :

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		26

$$F_a = f_a \cdot F_f = 34,942 \cdot 0,0000203 = 0,000709 \text{ м}^2 \quad (4.6)$$

де f_a 34,942 - геометрична міра розширення каналу на виході з сопла.

7. Діаметр виходу активного потоку, d_a :

$$d_a = \sqrt{\frac{4 \cdot F_a}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000709}{3,14}} = 0,03 \text{ м} = 30 \text{ мм} \quad (4.7)$$

8. Довжина дифузійної частини каналу, l_a :

$$l_a = \frac{d_a - d_f}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_a}{2}} = \frac{30 - 5,1}{2 \operatorname{tg} \frac{8}{2}} = 178 \text{ мм} \quad (4.8)$$

де $\alpha_a = 8^\circ$ - кут розкриття частини дифузора сопла.

Геометричні розміри приймальної камери

1. Щільність середовища пасивного потоку, ρ_{Π} :

$$\rho_{\Pi} = \frac{1}{v_{02}} = \frac{1}{42,99} = 0,0232 \text{ кг/м}^3 \quad (4.9)$$

2. Об'ємна витрата пасивного потоку, \dot{V}_{Π} :

$$\dot{V}_{\Pi} = \frac{\dot{m}_{\Pi}}{\rho_{\Pi}} = \frac{0,034}{0,0232} = 1,466 \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.10)$$

3. Площа перерізу патрубків пасивного потоку, f_{Π} :

$$f_{\Pi} = \frac{\dot{V}_{\Pi}}{\omega_{\Pi}} = \frac{1466}{50} = 0,02932 \text{ м}^2 \quad (4.11)$$

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						27
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

де $w_{\Pi} = 40 \dots 60$ м/с- швидкість пасивного потоку в перерізі вхідного патрубка.

4. Внутрішній діаметр патрубка пасивного потоку, d_{Π} :

$$d_{\Pi} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\Pi}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,02932}{3,14}} = 0,193 \text{ м} \quad (4.12)$$

5. Площа кільцевого перерізу приймальної камери (прохідного перерізу пасивного потоку), $F_{\Pi К}$:

$$F_{\Pi К} = \frac{\dot{V}_{\Pi}}{\omega_{\Pi К}} = \frac{1,466}{50} = 0,2932 \text{ м}^2 \quad (4.13)$$

де $w_{\Pi К} = 40 \dots 50$ м/с - швидкість пасивного потоку в кільцевому перерізі приймальної камери.

6. Діаметр приймальної камери, $D_{\Pi К}$:

$$D_{\Pi К} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\Pi К}}{\pi} + d_a^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,2932}{3,14} + 0,03^2} = 0,196 \text{ м} \quad (4.14)$$

7. Площа кільцевого перерізу на зрізі сопла активного потоку (у перерізі "а-а"), $d_{\Pi К, К}$

$$F_{\Pi К, К} = \frac{\dot{V}_{\Pi}}{\omega_{К}} = \frac{1,466}{296,523} = 0,00494 \text{ м}^2 \quad (4.15)$$

де $w_{К}$ - швидкість пасивного потоку в перерізі "а-а".

8. Діаметр конічної частини приймальної камери в перерізі "а-а", $d_{\Pi К, К}$:

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						28
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_{\text{ПК.К}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{ПК.К}}}{3,14} + d_a^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00494}{3,14} + 0,03^2} = 0,0848 \text{ м} \quad (4.16)$$

Геометричні розміри камери змішення і дифузора

1. Площа перерізу на вході в камеру змішення, F_K :

$$F_K = f_K \cdot F_a = 3,513 \cdot 0,000709 = 0,00249 \text{ м}^2 \quad (4.17)$$

де $f_K = 3,513$ - відносна площа розширення каналу (з вікна програми).

2. Діаметр входу в кінцеву частину камери змішення d_K :

$$d_K = \sqrt{\frac{4 \cdot F_K}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00249}{3,14}} = 0,0563 \text{ м} \quad (4.18)$$

3. Площа перерізу циліндричної частини камери змішення, F_3 :

$$F_3 = f_3 \cdot F_a = 0,574 \cdot 0,000709 = 0,000407 \text{ м}^2 \quad (4.19)$$

де $f_3 = 0,574$ - геометрична міра розширення каналу на виході з камери змішення

4. Діаметр циліндричної ділянки камери змішення, d_3 :

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_3}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000407}{3,14}} = 0,0227 \text{ м} \quad (4.20)$$

5. Довжина конфузорної частини камери змішення, l_K :

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						29
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

$$l_K = \frac{d_K - d_3}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_K}{2}} = \frac{0,0563 - 0,0227}{2 \operatorname{tg} \frac{6}{2}} = 0,321 \text{ м} = 321 \text{ мм} \quad (4.21)$$

де $\alpha_K = 6^\circ$ - кут конфузорності камери змішення

6. Довжина циліндричної ділянки, l_3 :

$$l_3 = 6 \cdot d_3 = 6 \cdot 0,0227 = 0,1362 \text{ м} \quad (4.22)$$

7. Довжина дифузора, l_4 :

$$l_4 = 10 \cdot d_3 = 10 \cdot 0,0227 = 0,227 \text{ м} \quad (4.23)$$

8. Діаметр виходу з дифузора, d_4 :

$$d_4 = 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_4}{2} \cdot l_4 + d_3 = 2 \operatorname{tg} \frac{8}{2} \cdot 0,227 + 0,0227 = 0,0545 \text{ м} \quad (4.24)$$

де $\alpha_4 = 8^\circ$ - кут розкриття дифузора.

4.2 Тепловий розрахунок теплообмінника-підігрівача

Визначення теплового навантаження

$$Q_{\Pi} = m_A \cdot q_{\Pi} = 0,143 \cdot 88,78 = 12,696 \text{ кВт}$$

де m_A - масова витрата активного потоку (витрата робочого середовища на вході в активне сопло), кг/с ;

$q_{\Pi} = c_A \cdot \Delta T_A = i_{1A} - i_5 = 486,6 - 397,82 = 88,78 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ - питома теплове навантаження;

$c_A = 4,21 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ - теплоємність рідини в інтервалі $T_{1A} \dots T_2$;

					К 11М.00.00.00 ПЗ	Лист
						30
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$T_{1A} = 104^{\circ}\text{C}$ – температура входу активного потоку в РПЕ ;

$T_2 = 60^{\circ}\text{C}$ – температура рідини після насоса.

Температурний напір

$$\Delta \bar{t} = \frac{t_{1A} - t_5}{\ln \frac{t_{II} - t_5}{t_{II} - t_{1A}}} = \frac{116 - 85}{\ln \frac{210 - 85}{210 - 116}} = 108,76^{\circ}\text{C}$$

де t_{II} - температура котельної пари

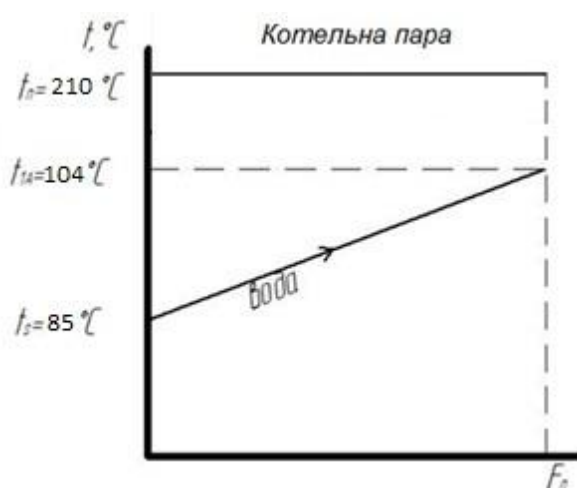


Рисунок 4.2 – Температурний напір у теплообміннику-підігрівачі

Орієнтовочне значення коефіцієнта тепловіддачі

- для горизонтального кожухотрубного апарату з конденсацією пара у

міжтрубному просторі

$$k = 2000 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Теплопередавальна поверхня

$$F_{II} = \frac{Q_{II}}{k \cdot \Delta \bar{t}} = \frac{12,696 \cdot 10^3}{2000 \cdot 108,76} = 0,0584 \text{ м}^2$$

Витрата теплоносія

$$(m_{\text{кп}})_{T-II} = \frac{1,02 \cdot Q_{II}}{\Delta i_{T-II}} = \frac{1,02 \cdot 12,696}{1899,6} = 0,0068 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Коефіцієнт 1,02 враховує втрати теплоти в довкілля.

Для котельної пари $\Delta i_{T-II} = r(t_{II}) = r(210^{\circ}\text{C}) = 1899,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

					К 11М.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		31

Зміна ексергії теплоносія

$$(\Delta E_{\text{кп}})_{\text{T-П}} = (m_{\text{кп}})_{\text{T-П}} \cdot \Delta e_{\text{кп}} = 0,0176 \cdot 737,524 = 12,9 \text{кВт}$$

Для котельної пари:

$$\Delta e_{\text{кп}} = r(t_{\text{П}}) - T_{\text{ос}}(S'' - S') = 1899,6 - 293 \cdot (6,356 - 2,424) = 737,524 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

S'', S' - питома ентропія пари і конденсату при $t_{\text{п}}$;

$T_{\text{ос}}$ - Температура довкілля, приймаємо 293К.

4.3 Розрахунок сепаратора

Початкові дані

- масова витрата активного потоку, $\dot{m}_A = 0,143 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$;
- коефіцієнт ежекції РПК, $\mu = 0,23806$;
- ступінь сухості насиченої пари на виході з РПЕ, $x_4 = 0,1189$;
- тиск насиченої пари на виході з РПЕ, $P_2 = 0,032$ бар;
- температура насиченої пари на виході з РПЕ, $t_2 = 60$ °С;
- внутрішній діаметр нагнітального патрубку РПЕ, $d_4 = 0,0545$ м;
- допустиме винесення крапельної рідини, $S = 25 \frac{\text{г}}{\text{кг}}$.

Розрахункова схема сепаратора для механічного розділення потоку змішування на виході з РПЕ представлена на рисунку 4.3.

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		32

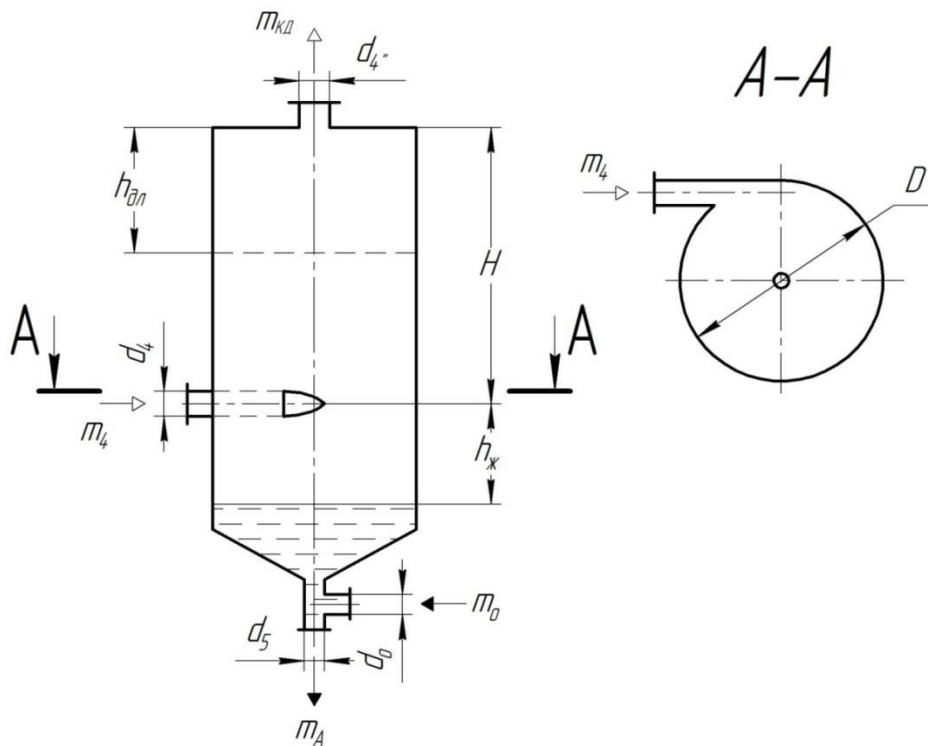


Рисунок 4.3 – Розрахункова схема сепаратора

Позначення режимних і конструктивних параметрів на рис. 4.3:

\dot{m}_4 – масова витрата потоку змішування на виході з РПЕ;

\dot{m}_{BA} – масова витрата парового потоку йде на випарний апарат;

\dot{m}_0 – масова витрата конденсату, що повертається в циркуляційний контур СТК-модуля з випарного апарату;

\dot{m}_A – масова витрата рідини в циркуляційному контурі і на вході в робоче сопло РПЕ (активного потоку);

d_4, d_4'', d_5, d_0 – внутрішні діаметри патрубків підведення і відведення робочого середовища в різних фазових станах;

D – внутрішній діаметр сепаратора;

H – висота апарату від рівня введення паро-рідинної суміші;

$h_{ж}$ – відстань рівня рідини щодо введення потоку на сепарацію;

$h_{дл}$ – висота установки дірчастого листа або жалюзі.

З відповідних інформаційних джерел [9, 10] визначаємо нижче наведені параметри:

$$v'_4 = 0.0010324 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, v''_4 = 2,8259 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \text{—питомий об'єм рідкої і парової фаз;}$$

$$\rho'_4 = 968,62 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \rho''_4 = 0,354 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \text{—густина рідкої і парової фази;}$$

$$v'_4 = 0,28 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}, v''_4 = 33,94 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \text{—кінематична в'язкість рідкої і парової фаз;}$$

$$\mu'_4 = 33,25 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}, \mu''_4 = 11,79 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с} \text{—динамічна в'язкість рідкої і парової фаз;}$$

$$\sigma = 630 \cdot 10^{-4} \frac{\text{Н}}{\text{м}} \text{—поверхневий натяг рідкої фази;}$$

Вибір наведених величин проводиться при температурі $t_4 = 85 \text{ }^\circ\text{C}$ і тиском $P_4 = 0,17 \text{ бар}$.

Теплофізичні властивості потоку змішування, що надходить на сепарацію який визначається за такими розрахунковими залежностями.

Питома об'єм і густина:

$$v_4 = \frac{(1 - x_4)}{\rho'_4} + \frac{x_4}{\rho''_4} = \frac{(1 - 0,1189)}{968,62} + \frac{0,1189}{0,354} = 0,337$$

або

$$\rho_4 = \frac{1}{v_4} = \frac{1}{0,337} = 2,97 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Кінематична в'язкість (з допущенням правила адитивності):

$$\begin{aligned} v_4 &= (1 - x_4) \cdot v'_4 + x_4 \cdot v''_4 = (1 - 0,1189) \cdot 0,28 \cdot 10^{-6} + 0,1189 \cdot 33,94 \cdot 10^{-6} \\ &= 4,28 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \end{aligned}$$

динамічна в'язкість:

$$\mu_4 = \frac{v_4}{v_4} = v_4 \cdot \rho_4 = 4,28 \cdot 10^{-6} \cdot 2,97 = 12,712 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

6.2.4 Розрахунок критерію циклонного процесу в сепараторі

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		34

Згідно [6] розділювальна здатність циклонного сепаратора характеризується наступним критерієм:

$$C_y = \frac{D^2 \cdot w_{\text{окр}}^2 \cdot (\rho'_4 - \rho''_4)}{v^2 \cdot \rho''_4}$$

де D – внутрішній діаметр сепаратора;

$w_{\text{окр}}^2$ – окружна складова швидкості розділювального потоку насиченої пари (парокапельного середовища).

При розрахунку приймається умова:

$$w_{\text{окр}}^2 = w_4$$

де w_4 – середня швидкість потоку у вхідному патрубку сепаратора.

З огляду на те, що діаметр сепаратора на даній стадії розрахунку невідома, вводимо в розгляд параметр співвідношення площ:

$$\bar{f} = \frac{F_c}{F_4} = \left(\frac{D}{d_4}\right)^2$$

де F_c і F_4 – площі вільних перерізів сепаратора і вхідного патрубка.

Рекомендовані значення співвідношення площ: $\bar{f} = 4 \dots 16$, приймаємо $\bar{f} = 4$

Задавшись величиною \bar{f} і знаючи діаметр d_4 отримаємо:

$$D^2 = \bar{f} \cdot d_4^2$$

У свою чергу швидкість w_4 , визначається залежністю:

$$w_4 = \frac{\dot{m}_4 \cdot 4}{\rho_4 \cdot \pi \cdot d_4^2} = 30.94 \text{ м / с}$$

Після підстановки отримаємо:

$$C_y = \frac{16 \cdot \bar{f} \cdot \dot{m}_4^2 \cdot (\rho'_4 - \rho''_4)}{\pi^2 \cdot \mu_4^2 \cdot d_4^2 \cdot \rho''_4} = \frac{16 \cdot 4 \cdot 0.42^2}{3.14^2 \cdot 12,712^2 \cdot 10^{-12} \cdot 0.0545^2} \cdot \frac{968.62 - 0.354}{0.354} = 7.117 \cdot 10^{15} = 71.117 \cdot 10^{14}$$

де \dot{m}_4 – масова витрата потоку Змішування на виході з РПЕ:

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						35
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_A \cdot (1 + u) = 0.407 \cdot (1 + 0.04147) = 0.42 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

При:

$C_y < 1.8 \cdot 10^{14}$ – має місце ламінарний режим сепарації;

$1.8 \cdot 10^{14} < C_y < 2.75 \cdot 10^{14}$ – зона перехідного режиму;

$C_y > 2.75 \cdot 10^{14}$ – область турбулентного режиму.

Тоді $C_y = 71.117 \cdot 10^{14} > 2.75 \cdot 10^{14}$ – область турбулентного режиму.

Залежно від режиму сепарації перенесення крапельної рідини з паровим потоком розраховується за такими формулами:

Для ламінарного режиму:

$$S = 0.23 \cdot 10^{-8} \cdot C_y^{0.87} \cdot K_p^{-0.63}, \frac{\text{МГ}}{\text{КГ}}$$

Для перехідного режиму:

$$S = B \cdot C_y^{3.71} \cdot K_p^{-0.73} \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho'_4 - \rho''_4)}} / H \right)^{1.32}, \frac{\text{МГ}}{\text{КГ}}$$

Для турбулентного режиму:

$$S = 0.525 \cdot 10^{-7} \cdot C_y^{0.87} \cdot K_p^{-0.27} \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho'_4 - \rho''_4)}} / H \right)^{0.91}, \frac{\text{МГ}}{\text{КГ}}$$

У даних рівняннях величиною K_p позначений критерій, який характеризує відношення абсолютного тиску в системі до скачка тиску на межі поділу фаз.

Його вираз записується у вигляді:

$$\begin{aligned} K_p &= \frac{P}{\sqrt{\sigma \cdot g \cdot (\rho' - \rho'')}} = \frac{P_4}{\sqrt{\sigma \cdot g \cdot (\rho'_4 - \rho''_4)}} = \\ &= \frac{101325}{\sqrt{630 \cdot 10^{-4} \cdot 9.81 \cdot (968.62 - 0.354)}} = 4142 \end{aligned}$$

де P_4 береться в Па, а σ в $\frac{\text{Н}}{\text{м}}$.

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		36

Тоді для турбулентного режиму перенесення краплинної рідини буде дорівнювати:

$$S = 0.525 \cdot 10^{-7} \cdot (71.117 \cdot 10^{14})^{0.87} \cdot 4142^{-0.27} \cdot \left(\frac{\sqrt{\frac{630 \cdot 10^{-4}}{9.81 \cdot (968.62 - 0.354)}}}{1.5} \right)^{0.91} = 207.816 \frac{\text{МГ}}{\text{КГ}}$$

Отримане значення перенесення порівнюємо з допустимим значенням, представленим у вихідних даних. За умови $S > S_{\text{доп}}$ виконується перерахунок критеріїв з прийняттям нового значення \bar{f} .

$$S = 207.816 \frac{\text{МГ}}{\text{КГ}} < S_{\text{доп}} = 25 \frac{\text{Г}}{\text{КГ}} - \text{умова виконується.}$$

Діаметр сепаратора:

$$D = d_4 \sqrt{\bar{f}} = 0.048 \cdot \sqrt{4} = 0.096 = 0,1 \text{ м}$$

Висота апарата від рівня введення паро-рідинної суміші:

$$H = 5D = 5 \cdot 0.1 \cong 0,5 \text{ м}$$

Відстань рівня рідини щодо введення потоку на сепарацію:

$$h_{\text{ж}} = D \approx 0.1 \text{ м}$$

Висота установки дірчастого листа або жалюзі.

$$h_{\text{дл}} = D \approx 0.1 \text{ м}$$

Внутрішній діаметр патрубку відводу робочого середовища в рідкому стані:

$$d_5 = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_A}{\pi \cdot \rho'_4 \cdot w_5}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.143}{3.14 \cdot 968.62 \cdot 3}} = 0,079 \text{ м}$$

де w_5 - швидкість відводу рідкої робочого середовища, приймаємо $w_5 = 3 \text{ м/с}$

Масова витрата конденсату, що повертається в циркуляційний контур СТК– модуля з випарного апарата дорівнює:

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_A \cdot u \cdot (\psi_4 - 1) = 0.143 \cdot 0.23806 \cdot (1.112 - 1) = 0,0038 \frac{\text{КГ}}{\text{С}}$$

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		37

де $\psi_4 = 1,165$ —коефіцієнт перевиробництва пара.

Масова витрата парового потоку, що йде на випарний апарат:

$$\dot{m}_{BA} = \dot{m}_A \cdot u \cdot \psi_4 = 0.143 \cdot 0.23806 \cdot 1.112 = 0,0379 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Внутрішній діаметр патрубку відводу робочого середовища в паровому стані:

$$d_{4''} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{BA}}{\pi \cdot \rho_4'' \cdot w_{BA}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0379}{3.14 \cdot 0.354 \cdot 50}} = 0.052 \text{ м}$$

де w_{BA} — швидкість парового потоку, що йде на ВА, приймаємо $w_{BA} = 50 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

4.4 Підбір циркуляційного насоса

Для підбору циркуляційного насоса треба визначити необхідний тиск насоса, його потужність, об'ємну витрату (подачу) рідини циркулюючої через насос. Необхідний напір насоса визначається за формулою:

$$\Delta P_H = P_a - P_4 = 200 - 100 = 100 \text{ кПа} = 18,36 \text{ м. вод. ст.}$$

де $P_a = 200 \text{ кПа}$ —тиск активного потоку;

$P_4 = 100 \text{ кПа}$ — тиск насиченої пари на виході з РПЕ;

Потужність циркуляційного насоса:

$$N_H = \frac{V_H \cdot \Delta P_H}{\eta_H \cdot \eta_{ДВ}}, \text{ кВт}$$

де V_H — об'ємна витрата (подача) рідкого робочого середовища, $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$;

$\eta_H = 0.75$ —ккд насоса;

$\eta_{ДВ} = 0.9$ —ккд електродвигуна.

Об'ємна витрата (подача) рідкого робочого середовища визначається по формулі:

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						38
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_H = \frac{\dot{m}_A}{\rho'_4} = \frac{0.143}{968.62} = 0.000148 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 0,534 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

де $\dot{m}_A = 0,143 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ —масова витрата рідини в циркуляційному контурі і на вході в робоче сопло РПЕ (активного потоку)

$\rho'_4 = 968,62 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ —густина рідини в циркуляційному контурі.

Тоді потужність насоса:

$$N_H = \frac{0.000148 \cdot 60}{0.75 \cdot 0.9} = 0.131 \text{ кВт}$$

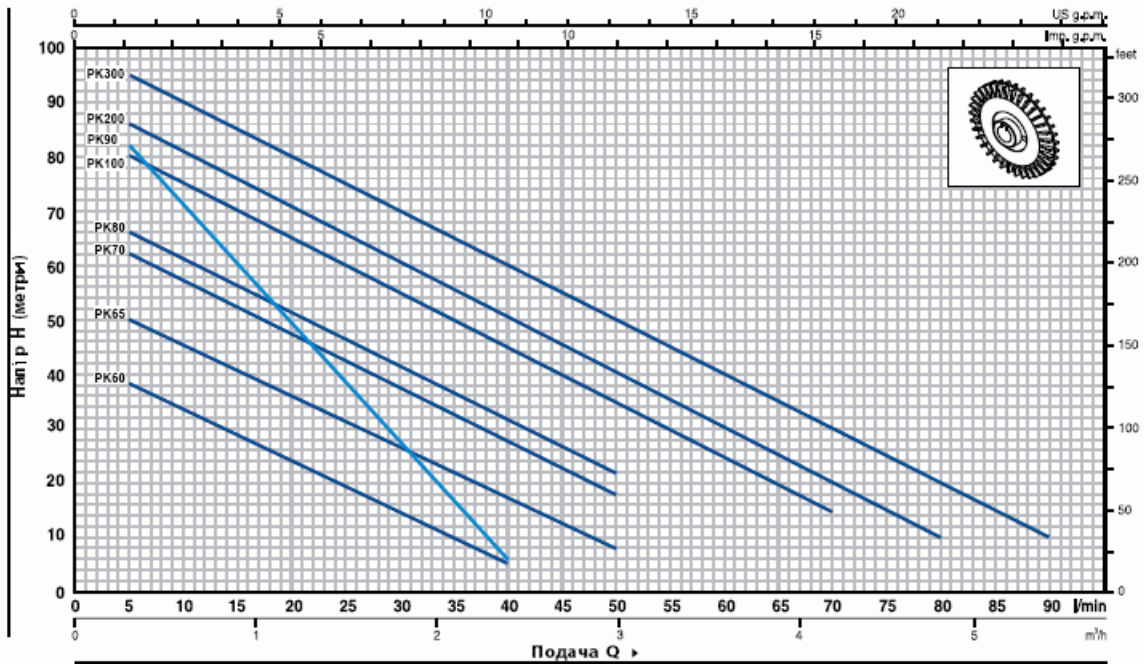
Виходячи з розрахованих даних підбираємо по каталогу насос Pedrollo РКм 65:

1. Вихровий насос з чавунним корпусом.
2. Робоче колесо – латунь.
3. Подача до 50 л/хв. (3 м³/год)
4. Напір до 50 м
5. Манометрична висота всмоктування до 8 м
6. Температура рідини від -10 до +60°C
7. Максимальна температура довкілля +45°C

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		39

ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

50 Гц n= 2900 об/хв Н5= 0 м

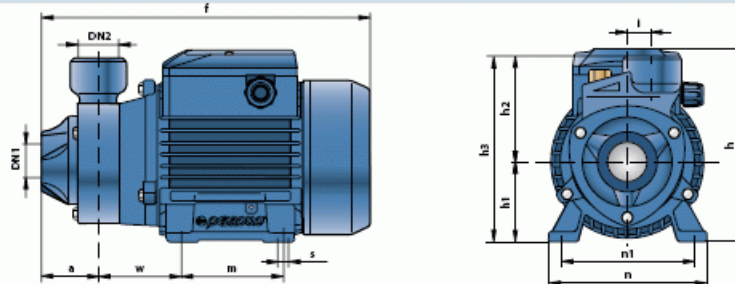


ТИП		ПОТУЖИВІСТЬ		Q	Н метри																
Однофазний	Трьохфазний	кВт	л.с.		м³/год	0	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	3,0	3,6	4,2	4,8	5,4		
PKm 60°	PK 60°	0,37	0,50	л/хв	0	5	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90			
PKm 65	PK 65	0,50	0,70	40	38	33,5	29	24	19,5	15	10	5									
PKm 70	PK 70	0,60	0,85	55	50	45,5	40,5	36	31	27	22	17	8								
PKm 80	PK 80	0,75	1	65	62	57	52	47	42	37	32	27	18								
PKm 90	PK 90	0,75	1	70	66	61	56	51	46	41	36,5	31	22								
PKm 100	PK 100	1,1	1,5	90	82	71	60	49	38	27	17	5									
PKm 200	PK 200	1,5	2	85	80	75	70	65	60	55	50	45	35	25	15						
-	PK 300	2,2	3	90	86	81	76	71	65,5	60	55	50	40	30	20	10					
				100	95	90	85	80	75	70	65	60	50	40	30	20	10				

Q = Подача Н = Общий манометрический напор Н5 = Высота всасывания

Допуск характеристик в соответствии до EN ISO 9906

РАЗМЕРЫ И ВЕС



ТИП		ПАТРУБКИ		РОЗМІРИ ММ											кг		
Однофазний	Трьохфазний	DN1	DN2	a	f	h	h1	h2	h3	i	m	n	n1	w	s	1~	3~
PKm 60°	PK 60°	1"	1"	42	245	152	63	75	138	20	80	120	100	55	7	5,3	5,3
PKm 65	PK 65			80	143	6,9	6,4										
PKm 70	PK 70			55	285	10,1	9,0										
PKm 80	PK 80			180	71	10,1	9,0										
PKm 90	PK 90	¾"	¾"	58	282	95	166	90	140	112	62	10,2	9,2				
PKm 100	PK 100	1"	1"	55	350	212	80	94	174	100	164	125	85	9	14,4	12,4	
PKm 200	PK 200														15,5	13,4	
-	PK 300														-	15,6	

Рисунок 4.4 – Характеристики циркуляционного насоса Pedrollo PKm 60

5 Ексергетичний аналіз ефективності пропонованої схеми

Ексергетичне оцінювання ступеня досконалості енергоперетворень у досліджуваній вакуумній системі базується на сучасній термінології і положеннях, викладених у працях [2, 7, 8]. Проведення ексергетичного аналізу виконують з такими покроковими процедурами:

- вибирають межі системи;
- складають формалізовану схему ексергетичних перетворень у цілому і за компонентами системи;
- розраховують значення ексергетичних потоків, що перетинають межі системи або компонентів;
- виконують класифікацію ексергетичних потоків на категорії «паливо», «продукт», «деструкція», «втрати»;
- визначають показники (критерії) ексергетичного аналізу;
- визначають напрямки оптимізації системи в цілому або окремих її компонентів.

Відповідно до цієї методології основним показником під час порівняння схемних рішень слугує величина ексергетичної ефективності ε_{ex} :

$$\varepsilon_{ex} = \frac{E_P}{E_F}, \quad (5.1)$$

де E_P – ексергія потоку продукту (product) системи;

E_F – ексергія потоку палива (fuel) системи.

Різниця значень E_F та E_P дає значення деструкції E_D і втрат ексергії E_L у процесах енергоперетворень у даній системі, тобто

$$E_D + E_L = E_F - E_P. \quad (5.2)$$

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		41

Необхідно відзначити, що величина E_D характеризує рівень дисипативних втрат за рахунок внутрішньої незворотності, а E_L зумовлена наявністю зовнішнього теплообміну компонентів системи з довкіллям.

Застосування ексергетичного аналізу даного виду не потребує залучення ентропійного аналізу для розрахунку загальної деструкції та втрат ексергії в системі, як це впливає з рівняння (5.2).

Схема ексергетичних перетворень у традиційній теплонасосній установці та в установці на базі рідинно-парового ежектора зображена на рис. 4.3.

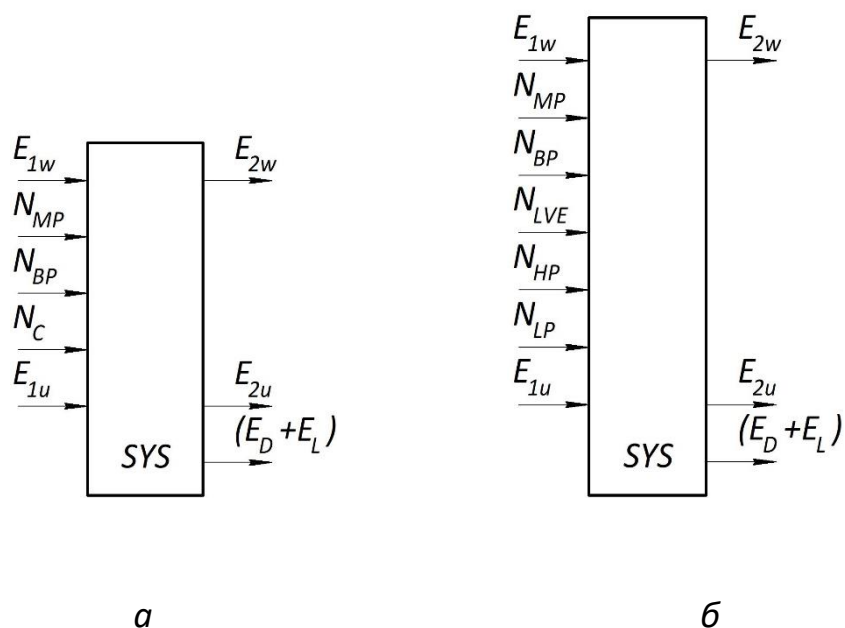


Рис. 4.3 – Схема ексергетичних перетворень: *а* – традиційної теплонасосної установки, *б* – установки на базі РПЕ

Розпишемо рівняння ексергетичної ефективності:

– для традиційних схем

$$\varepsilon_{ex1} = \frac{E_{2w} - E_{1w}}{N_{MP} + N_{BP} + N_C + (E_{1u} - E_{2u})} \quad (4.1)$$

– для схеми з рідинно-паровим ежектором

$$\varepsilon_{ex1} = \frac{E_{2w} - E_{1w}}{N_{MP} + N_{BP} + N_{LVE} + N_{HP} + N_{LP} + (E_{1u} - E_{2u})} \quad (4.2)$$

де E_{1w} – ексергія мережевої води на вході до субкулера,

E_{2w} – ексергія мережевої води на виході з конденсатора,

N_{MP} – потужність насоса мережевої води,

N_{BP} – потужність розсільного насоса,

N_C – потужність компресора традиційної теплонасосної установки,

N_{LVE} – потужність рідинно-парового ежектора,

N_{HP} – потужність насоса теплоносія,

N_{LP} – потужність насоса контуру рідинно-парового ежектора,

E_{1u} – ексергія розсолу на вході до випарника,

E_{2u} – ексергія розсолу на виході з випарника,

$(E_D + E_L)$ – деструкція (втрати) ексергії у процесі.

Згідно зі схемою енергопотоків ТНУ (рис. 4.3) усі компоненти зв'язані між собою рідинними потоками. Тому для розрахунку питомої ексергії можна використовувати нижченаведений вираз:

$$e = c_f \cdot \left[(T - T_{o.c}) - T_{o.c} \cdot \ln \frac{T}{T_{o.c}} \right] + \frac{p - p_{o.c}}{\rho_f}$$

У цьому рівнянні:

c_f – питома теплоємність рідини, осереднена в інтервалі температур

T і $T_{o.c}$;

ρ_f – густина рідини, осереднена в тих самих інтервалах температур.

$$e_{1M} = 4,174 \cdot \left[(305 - 263) - 263 \cdot \ln \frac{305}{263} \right] + \frac{133,95 - 100}{995,7} = 12,70 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right);$$

					К 11М.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		43

$$e_{2M} = 4,176 \cdot \left[(308 - 263) - 263 \cdot \ln \frac{308}{263} \right] + \frac{128,45 - 100}{993,95} = 14,478 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right);$$

$$e_{3M} = 4,176 \cdot \left[(308 - 263) - 263 \cdot \ln \frac{308}{263} \right] + \frac{184,24 - 100}{993,95} = 14,534 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right);$$

$$e_{4M} = 4,177 \cdot \left[(328 - 263) - 263 \cdot \ln \frac{328}{263} \right] + \frac{137,875 - 100}{985,65} = 28,917 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right);$$

$$e_{1Y} = 3,801 \cdot \left[(273 - 263) - 263 \cdot \ln \frac{273}{263} \right] + \frac{120 - 100}{1035,93} = 0,724 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right);$$

$$e_{2Y} = 3,793 \cdot \left[(270 - 263) - 263 \cdot \ln \frac{270}{263} \right] + \frac{110 - 100}{1037} = 0,356 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right);$$

$$e_{3Y} = 3,793 \cdot \left[(270 - 263) - 263 \cdot \ln \frac{270}{263} \right] + \frac{125,393 - 100}{1037} = 0,371 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right);$$

$$e_{1B} = 4,190 \cdot \left[(285 - 263) - 263 \cdot \ln \frac{285}{263} \right] + \frac{295 - 100}{999,4} = 3,848 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right);$$

$$e_{2B} = 4,174 \cdot \left[(323 - 263) - 263 \cdot \ln \frac{323}{263} \right] + \frac{289 - 100}{988,1} = 25,043 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right);$$

$$e_{1T} = 4,200 \cdot \left[(358 - 263) - 263 \cdot \ln \frac{358}{263} \right] + \frac{240 - 100}{968,55} = 58,509 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right);$$

$$e_{2T} = 4,190 \cdot \left[(348 - 263) - 263 \cdot \ln \frac{348}{263} \right] + \frac{165 - 100}{974,8} = 47,623 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right).$$

Повну ексергію знаходимо за формулою $E = e \cdot G$, кВт

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		44

$$E_{1M} = e_{1M} \cdot G_M = 12,700 \cdot 2,922 = 37,109 \text{ (кВт)};$$

$$E_{2M} = e_{2M} \cdot G_M = 14,478 \cdot 2,922 = 42,304 \text{ (кВт)};$$

$$E_{3M} = e_{3M} \cdot G_M = 14,534 \cdot 2,922 = 42,468 \text{ (кВт)};$$

$$E_{4M} = e_{4M} \cdot G_M = 28,917 \cdot 2,922 = 84,495 \text{ (кВт)};$$

$$E_{1Y} = e_{1Y} \cdot G_Y = 0,724 \cdot 2,665 = 1,929 \text{ (кВт)};$$

$$E_{2Y} = e_{2Y} \cdot G_Y = 0,356 \cdot 2,665 = 0,948 \text{ (кВт)};$$

$$E_{3Y} = e_{3Y} \cdot G_Y = 0,371 \cdot 2,665 = 0,988 \text{ (кВт)};$$

$$E_{1B} = e_{1B} \cdot G_B = 3,848 \cdot 1,765 = 6,791 \text{ (кВт)};$$

$$E_{2B} = e_{1M} \cdot G_B = 25,043 \cdot 1,765 = 44,200 \text{ (кВт)};$$

$$E_{1T} = e_{1T} \cdot G_T = 58,509 \cdot 5,818 = 340,405 \text{ (кВт)};$$

$$E_{2T} = e_{2T} \cdot G_T = 47,623 \cdot 5,818 = 277,070 \text{ (кВт)}.$$

Результати розрахунків зводимо в табл. 5.1.

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		45

Таблиця 5.1 – Результати розрахунків

Точки	$t, ^\circ\text{C}$	$G, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$P, \text{кПа}$	$e, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$E, \text{кВт}$
1м	32	2,922	133,95	12,700	37,109
2м	35	2,922	128,45	14,478	42,304
3м	35	2,922	184,24	14,534	42,468
4м	55	2,922	137,87	28,917	84,495
1у	0	2,665	120	0,724	1,929
2у	-3	2,665	110	0,356	0,948
3у	-3	2,665	125,393	0,371	0,988
1в	12	1,765	295	3,848	6,791
2в	50	1,765	289	25,043	44,200
1т	85	5,818	240	58,509	340,405
2т	75	5,818	165	47,623	277,070

Ексергетична ефективність в загальному випадку знаходиться за формулою:

$$\varepsilon_{\text{ex}} = \frac{E_P}{E_F},$$

де E_P - ексергія потоку продукту;

E_F – ексергія потоку палива.

Деструкція ексергії знаходиться за формулою

$$E_D = E_F - E_P.$$

Співвідношення деструкції і втрат у загальному балансі:

$$y_D = \frac{E_{D,k}}{E_{D,tot}}$$

Знайдемо ці величини для кожного компонента ТНУ:

- насос розсільний

$$E_{F1} = N_{Hp} = 0,062 \text{ (кВт)};$$

$$E_{P1} = E_{3y} - E_{2y} = 0,988 - 0,948 = 0,04 \text{ (кВт)};$$

$$\varepsilon_{Hp} = \frac{0,04}{0,062} = 0,645 \text{ (кВт)};$$

$$E_{D1} = 0,062 - 0,04 = 0,022 \text{ (кВт)}.$$

- теплообмінник

$$E_{F2} = E_{Q_{гр}}$$

$$E_{P2} = E_{1y} - E_{3y} = 1,929 - 0,988 = 0,941 \text{ (кВт)};$$

$$E_{Q_{гр}} = Q_{гр} \cdot \left(1 - \frac{T_{o.c.}}{\bar{T}}\right),$$

де \bar{T} – середня температура між температурою ґрунту ($t_{гр} = 8^\circ\text{C}$) і осередненою температурою розсолу ($t_{рсер} = 0,5^\circ\text{C}$).

$$Q_{гр} = L_z \cdot q_z \cdot \frac{n_z}{1,05} = 50 \cdot 55 \cdot \frac{12}{1,05} = 31,42$$

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		47

$$E_{Q_{rp}} = 31,42 \cdot \left(1 - \frac{263}{277,25}\right) = 1,614 \text{ (кВт)};$$

$$\varepsilon_{H_p} = \frac{0,941}{1,614} = 0,583 \text{ (кВт)};$$

$$E_{D1} = 1,614 - 0,4988 = 0,626 \text{ (кВт)}.$$

- тепловий насос

$$E_{F3} = N_{TH} + (E_{1y} - E_{2y}) = 6,2 + (1,929 - 0,948) = 7,181 \text{ (кВт)};$$

$$E_{P3} = E_{2M} - E_{1M} = 42,304 - 37,109 = 5,195 \text{ (кВт)};$$

$$\varepsilon_{TH} = \frac{5,195}{7,181} = 0,723 \text{ (кВт)};$$

$$E_{D3} = 7,181 - 5,195 = 1,986 \text{ (кВт)}.$$

- насос мережевий

$$E_{F4} = N_{H_M} = 0,259 \text{ (кВт)};$$

$$E_{P4} = E_{3M} - E_{2M} = 42,468 - 42,304 = 0,164 \text{ (кВт)};$$

$$\varepsilon_{H_M} = \frac{0,164}{0,259} = 0,633 \text{ (кВт)};$$

$$E_{D4} = 0,259 - 0,164 = 0,095 \text{ (кВт)}.$$

- бойлер

$$E_{F5} = E_{1T} - E_{2T} = 340,405 - 277,070 = 63,335 \text{ (кВт)};$$

$$E_{P5} = E_{4M} - E_{3M} = 84,495 - 42,468 = 42,027 \text{ (кВт)};$$

$$\varepsilon_B = \frac{42,027}{63,335} = 0,663 \text{ (кВт)};$$

$$E_{D5} = 63,335 - 42,027 = 21,308 \text{ (кВт)}.$$

- водонагрівач

$$E_{F6} = E_{4M} - E_{1M} = 84,495 - 37,109 = 47,386 \text{ (кВт)};$$

$$E_{P6} = E_{2B} - E_{1B} = 44,200 - 6,791 = 37,409 \text{ (кВт)};$$

$$\varepsilon_B = \frac{37,409}{47,386} = 0,789 \text{ (кВт)};$$

$$E_{D5} = 47,386 - 37,409 = 9,977 \text{ (кВт)}.$$

Ексергетична ефективність повної системи:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{tot} &= \frac{E_{2B} - E_{1B}}{Q_{гр} + N_{Hp} + N_{TH} + N_{HM} + (E_{1T} - E_{2T})} \\ &= \frac{44,200 - 6,791}{1,614 + 0,062 + 6,2 + 0,259 + (340,405 - 277,070)} = 0,523 \end{aligned}$$

					К 11М.00.00.00 ПЗ	Лист
						49
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Деструкція ексергії повної системи:

$$\begin{aligned} E_{D.tot} &= E_{Q_{гр}} + N_{H_p} + N_{TН} + N_{H_m} + (E_{1T} - E_{2T}) \\ &= 1,614 + 0,062 + 6,2 + 0,259 + (340,405 - 277,070) \\ &= 71,47(\text{кВт}). \end{aligned}$$

$$y_{D1} = \frac{0,0022}{71,47} = 0,000307;$$

$$y_{D2} = \frac{0,626}{71,47} = 0,00875;$$

$$y_{D3} = \frac{1,986}{71,47} = 0,0277;$$

$$y_{D4} = \frac{0,041}{71,47} = 0,000573;$$

$$y_{D5} = \frac{4,24}{71,47} = 0,0593;$$

$$y_{D6} = \frac{6,443}{71,47} = 0,0901.$$

Результати розрахунку ексергетичних показників ефективності заносимо в табл. 5.2.

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		50

Таблиця 5.2 – Ексергетичні показники варіантів схемних рішень

№ п/п	Найменування параметру	R134a	R410a	R32	R718
1	Ексергія потоку продукту, кВт	515,43	515,43	515,43	515,43
2	Ексергія потоку палива, кВт	2675,19	2684,34	2677,88	1795,92
3	Ексергетична ефективність	0,193	0,192	0,192	0,287

5 Термoeкономiчний аналіз ефективності пропонуваної схеми

Термoeкономiчний аналіз виконано згідно положень, які викладено в роботі [17].

Схема зміни вартості потоків для базової та пропонуваної схем подана на рис. 6.1.

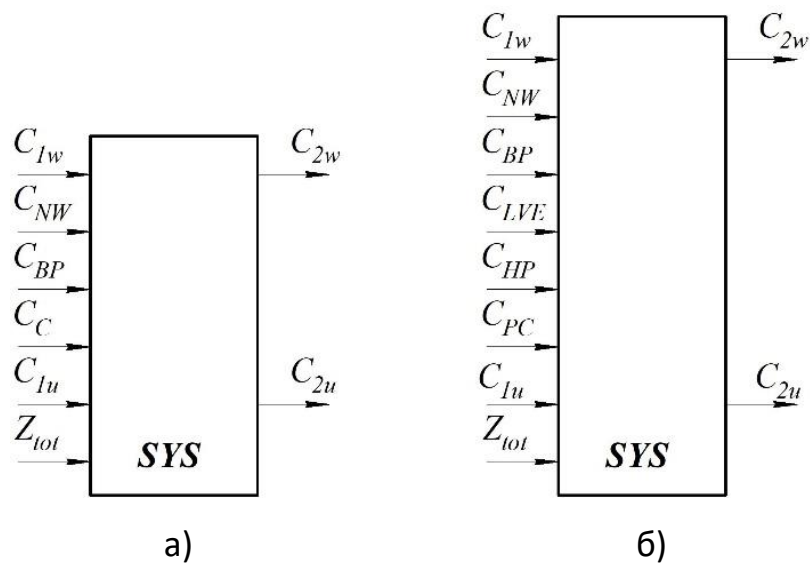


Рисунок 6.1 – Схеми зміни вартості потоків для базової (а) та пропонуваної (б) схем

Економiчна модель енергоперетворювальної системи, що застосовується до термoeкономiчного аналізу, характеризується узагальненим параметром Z , грн/год, що являє собою вартість експлуатації, грн/год:

$$Z = Z^{CI} + Z^{EN} + Z^{OM},$$

де Z^{CI} – складова, пов'язана з капітальними (інвестиційними) витратами;
 Z^{EN} – складова, що враховує витрати на вхідну енергію для функціонування системи (елемента);

					К 11М.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		52

Z^{OM} – складова, що враховує витрати на обслуговування.

У свою чергу, годинну вартість інвестиційних витрат, Z^{CI} , грн/год, записують у вигляді:

$$Z^{CI} = \frac{K_0}{PWF \cdot \tau_p},$$

де K_0 – первинна вартість капітальних витрат з урахуванням супутніх складових (транспортування, монтаж і ін.);

τ_p – розрахункове число годин роботи установки протягом одного року;

PWF – чинник поточної вартості, що дисконтується (облік динамічних властивостей інвестиційного капіталу).

Розрахунок чинника PWF виконується за формулою:

$$PWF = \frac{q^{\tau_A} - 1}{q^{\tau_A} \cdot d};$$

де $q = 1 + d$ – фактор дисконтування;

d – річна ставка дисконту;

τ_A – число років повернення інвестицій.

Для розрахунку приймаємо: $d = 0,1$; $\tau_A = 10$ років.

Для термoeкономічних розрахунків величину K_0 або беруть з прайс-листів на окремі компоненти теплонасосної установки, або розраховують через питому вартість за характерним параметром.

Для складової Z^{EN} , грн/год при роботі ТНУ у бівалентному режимі з бойлером розрахункове рівняння має вигляд:

$$Z^{EN} = c_{e/e} \cdot \sum N_{\text{ТНУ}} + c_{\text{Т}} \cdot G_{\text{Т}},$$

					К 11М.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		53

де $c_{e/e}$ – ціна електроенергії з ПДВ, грн/кВт · год;

c_T – ціна теплоносія, грн/тонна ;

G_T – витрата теплоносія тонна/год;

$\sum N_{THU}$ – сумарна потужність електропостачання, кВт.

Загальне рівняння для складової Z^{OM} , грн/год має вигляд:

$$Z^{OM} = \frac{\sum C^{OM}}{\tau_p},$$

де C^{OM} – сумарна вартість річних витрат на ремонт та обслуговування установки.

Для розрахунків приймаємо:

$$Z^{OM} = (0,2 \dots 0,3) \cdot Z^{EN}$$

$$1 \text{ євро} = 40 \text{ гривень}$$

Фактор дисконтування:

$$q = 1 + 0,1 = 1,1$$

Фактор PWF :

$$PWF = \frac{1,1^{10} - 1}{1,1^{10} \cdot 0,1} = 6,145.$$

Первинна вартість капітальних витрат на ТН:

$$K_0^{TH} = 9220 \cdot 1,6 = 14752 \text{ євро} = 472064 \text{ (грн)}$$

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		54

Годинна вартість інвестиційних витрат:

$$Z_{TH}^{CI} = \frac{472064}{6,145 \cdot 3000} = 21,757 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год}} \right);$$

Аналогічно проводимо розрахунок капітальних витрат для насоса розсільного і насоса мережевої води та для водонагрівача.

$$(K_0)_{HM} = 90 \cdot 0,112 \cdot 1,6 \cdot 40 = 515,469(\text{грн});$$

$$(Z^{CI})_{HM} = \frac{515,469}{6,145 \cdot 3000} = 0,028 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год}} \right);$$

$$(K_0)_{HP} = 65 \cdot 0,017 \cdot 1,6 \cdot 40 = 57,949(\text{грн});$$

$$(Z^{CI})_{HP} = \frac{57,949}{6,145 \cdot 3000} = 0,003 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год}} \right);$$

$$(K_0)_{BH} = 120 \cdot 106,353 \cdot 1,6 \cdot 40 = 653430,514(\text{грн});$$

$$(Z^{CI})_{BH} = \frac{653430,514}{6,145 \cdot 3000} = 35,445 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год}} \right);$$

Розрахунок для бойлера

Приймаємо, що коефіцієнт теплопередачі для пластинчатого ТО:

$$k_B = 50 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

					К 11М.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		55

Логарифмічний напір:

$$\Delta t = t_{1T} - t_{2T} = 90 - 75 = 15^{\circ}\text{C};$$

Площа ТО:

$$F = \frac{\dot{Q}_6}{(k_B \cdot \Delta t)} = \frac{88,652}{(0,05 \cdot 15)} = 118,203 \text{ (м}^2\text{)};$$

Первинна вартість капітальних витрат на бойлер з урахуванням супутніх складових:

$$K_0^{TH} = 50 \cdot 118,203 \cdot 1,6 \cdot 32 = 302600,952 \text{ (грн)};$$

Годинна вартість інвестиційних витрат:

$$Z_6 = \frac{302600,952}{6,145 \cdot 3000} = 16,414 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год}} \right);$$

Капітальні витрати на ґрунтовий теплообмінник для теплонасосної установки з урахуванням затрат на транспортування і монтаж обладнання:

$$\begin{aligned} (K_0)_{GT} &= (C_{TP} + C_{НОК} + C_{рас} + C_{ПП} + C_{СКВ}) \cdot 1,3 = 1,6 \cdot \left(2,3 \cdot L_z \cdot n_z \cdot 0,5 + 2 \cdot \right. \\ & n_z \cdot 1,5 + 150 \cdot Q_{TH} + \frac{\pi \cdot d_{BH}^2}{4} \cdot L_{tot} \cdot 2,33 \cdot L_z \cdot n_z \cdot 30 \left. \right) = 1,6 \cdot \left(2,3 \cdot 20 \cdot 12 \cdot \right. \\ & 0,5 + 2 \cdot 12 \cdot 1,5 + 150 \cdot 17,7 + \frac{\pi \cdot (26,2 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 2,3 \cdot 20 \cdot 12 \cdot 2,33 + 20 \cdot 12 \cdot \\ & \left. 30 \right) \cdot 1,3 \cdot 32 = 676760,971 \text{ (грн)}; \end{aligned}$$

					К 11М.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		56

Годинна вартість інвестиційних витрат для ґрунтового теплообмінника:

$$Z_6 = \frac{676760,971}{6,145 \cdot 3000} = 36,71 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год}} \right);$$

$$\begin{aligned} (\sum K_0) &= 472064 + 515,469 + 57,949 + 653430,514 + 302600,952 \\ &+ 676760,971 = 2105429,856; \end{aligned}$$

Годинна вартість інвестиційних витрат:

$$Z^{CI} = \frac{(\sum K_0)}{PWF \cdot \tau_p} = \frac{2105429,856}{6,145 \cdot 3000} = 114,208 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год}} \right);$$

Розрахуємо витрати на вхідну енергію для функціонування БТНУ :

$$\begin{aligned} Z^{EN} &= c_{e/e} \cdot \sum N_{\text{ТНУ}} + c_T \cdot G_T = 1,7 \cdot (5,7 + 0,112 + 0,017) + 70 \cdot 5,065 \\ &= 364,459 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год}} \right); \end{aligned}$$

де $c_{e/e}$ – ціна електроенергії з ПДВ $\frac{\text{грн}}{\text{кВт}\cdot\text{год}}$ [3];

$c_T = 70$ – ціна теплоносія, $\frac{\text{грн}}{\text{тонна}}$;

$G_T = 5,065 \frac{\text{тонн}}{\text{год}}$ – витрата теплоносія.

Загальне рівняння для складової $Z^{\text{OM}}, \frac{\text{грн}}{\text{год}}$ має вигляд:

$$Z^{\text{OM}} = \frac{\sum C^{\text{OM}}}{\tau_p},$$

					К 11М.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		57

де C^{OM} – сумарна вартість річних витрат на ремонт та обслуговування установки.

Для розрахунків приймаємо:

$$Z^{OM} = (0,2 \dots 0,3) \cdot Z^{EN},$$

$$Z^{OM} = 0,25 \cdot 364,459 = 91,114,$$

Тоді загальний коефіцієнт:

$$Z = 114,208 + 364,459 + 91,114 = 569,783,$$

Результати розрахунків економічних показників для елементів БТНУ наведені в табл. 6.1.

Таблиця 6.1 – Результати розрахунків

Компонент системи	K_0^k , грн	$a = \frac{K_0^k}{\sum K_0^k}$	Z_k^{CI} грн год	$Z_k^{EN} = Z^{EN} \cdot a$ грн год	$Z_k^{OM} = Z^{OM} \cdot a$ грн год	Z_k , грн год
Насос розсільний	57,949	2,75E-5	0,003	0,01	0,003	0,016
Ґрунтовий теплообмінник	676760,971	0,3214	36,711	117,15	29,288	183,149
Тепловий насос	472064	0,2242	25,607	81,716	20,429	127,753
Мережевий насос	515,469	0,0002	0,028	0,089	0,022	0,139

Бойлер	302600,952	0,1437	16,414	52,382	13,095	81,892
Водонагрівач	653430,514	0,3104	35,445	113,112	28,278	176,835
Повна система	2105429,855	1	114,208	364,46	91,115	569,783

5 СКЛАДАННЯ БАЛАНСОВИХ РІВНЯНЬ ЕКСЕРГЕТИЧНОЇ ВАРТОСТІ

Для визначення цін ексергетичних потоків запишемо систему рівнянь, що описує потоки через всі елементи установки:

$$\begin{cases} E_{3y} \cdot c_{3y} = E_{2y} \cdot c_{2y} + Z_{Hp} & (1) \\ E_{1y} \cdot c_{1y} = E_{3y} \cdot c_{3y} + Z_{ГТ} & (2) \\ E_{2y} \cdot c_{1y} + E_{2m} \cdot c_{2m} = E_{1y} \cdot c_{1y} + E_{1m} \cdot c_{1m} + Z_{ТН} & (3) \\ E_{3m} \cdot c_{3m} = E_{2m} \cdot c_{2m} + Z_{Hm} & (4) \\ E_{4m} \cdot c_{1m} + E_{2T} \cdot c_{1T} = E_{3m} \cdot c_{3m} + E_{1T} \cdot c_{1T} + Z_B & (5) \\ E_{1m} \cdot c_{1m} + E_{2B} \cdot c_{2B} = E_{4m} \cdot c_{1m} + E_{1B} \cdot c_{1B} + Z_{BH} & (6) \end{cases}$$

Ціна одиниці ексергії:

ціна потоку палива:

$$c_F = c_{e/e} = 1,7 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

- ціна потоку холодної води:

$$c_{1B} = \frac{c_B \cdot G_B}{E_{1B}} = \frac{7,88 \cdot 0,479 \cdot 3,6}{1,843} = 7,377 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

- ціна потоку теплої води:

$$c_{1T} = \frac{c_T \cdot G_T}{E_{1T}} = \frac{80,91 \cdot 1,407 \cdot 3,6}{1,843} = 7,377 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

					К 11М.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		59

За правилом F для транзитного потоку:

$$c_{1y} = c_{2y},$$

$$c_{1T} = c_{2T},$$

$$c_{4M} = c_{1M}.$$

Отже, отримуємо розрахункову систему рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} E_{3y} \cdot c_{3y} = E_{2y} \cdot c_{2y} + Z_{Hp} \quad (1) \\ E_{1y} \cdot c_{1y} = E_{3y} \cdot c_{3y} + Z_{ГТ} \quad (2) \\ E_{2y} \cdot c_{1y} + E_{2M} \cdot c_{2M} = E_{1y} \cdot c_{1y} + E_{1M} \cdot c_{1M} + Z_{ТН} \quad (3) \\ E_{3M} \cdot c_{3M} = E_{2M} \cdot c_{2M} + Z_{H_M} \quad (4) \\ E_{4M} \cdot c_{1M} + E_{2T} \cdot c_{1T} = E_{3M} \cdot c_{3M} + E_{1T} \cdot c_{1T} + Z_B \quad (5) \\ E_{1M} \cdot c_{1M} + E_{2B} \cdot c_{2B} = E_{4M} \cdot c_{1M} + E_{1B} \cdot c_{1B} + Z_{BH} \quad (6) \end{array} \right.$$

- з рівняння (1):

$$c_{3y} = \frac{E_{2y} \cdot c_{2y} + Z_{Hp}}{E_{3y}}$$

- для знаходження c_{1y} підставимо c_{3y} в рівняння (2):

$$E_{1y} \cdot c_{1y} = E_{3y} \cdot \left(\frac{E_{2y} \cdot c_{1y} + Z_{Hp}}{E_{3y}} \right) + Z_{ГТ}$$

$$c_{1y} \cdot (E_{1y} - E_{2y}) = Z_{Hp} + Z_{ГТ}$$

$$c_{1y} = \frac{Z_{Hp} + Z_{ГТ}}{(E_{1y} - E_{2y})} = \frac{0,016 + 183,149}{(1,115 - 0,642)} = 387,619 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

$$c_{1y} = c_{2y} = 387,619 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

$$c_{3y} = \frac{E_{2y} \cdot c_{2y} + Z_{Hp}}{E_{3y}} = \frac{0,643 \cdot 387,619 + 387,619}{0,653}$$

$$= 381,063 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

- з рівняння (5):

$$c_{1M} = \frac{E_{3M} \cdot c_{3M} + E_{1T} \cdot c_{1T} + Z_B - E_{2T} \cdot c_{1T}}{E_{4M}} \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

					К 11М.00.00.00 ПЗ	Лист
						60
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- підставимо в рівняння (3):

$$\begin{aligned} E_{2y} \cdot c_{2y} + E_{2M} \cdot c_{2M} \\ = E_{1y} \cdot c_{1y} + E_{1M} \\ \cdot \left(\frac{E_{3M} \cdot c_{3M} + E_{1T} \cdot c_{1T} + Z_B - E_{2T} \cdot c_{1T}}{E_{4M}} \right) + Z_{TH}. \end{aligned}$$

- з рівняння (4):

$$c_{3M} = \frac{E_{2M} \cdot c_{2M} + Z_{H_M}}{E_{3M}};$$

$$\begin{aligned} E_{2y} \cdot c_{1y} + E_{2M} \cdot c_{2M} \\ = E_{1y} \cdot c_{1y} + E_{1M} \\ \cdot \left(\frac{E_{3M} \cdot \frac{E_{2M} \cdot c_{2M} + Z_{H_M}}{E_{3M}} + E_{1T} \cdot c_{1T} + Z_B - E_{2T} \cdot c_{1T}}{E_{4M}} \right) + Z_{TH}. \end{aligned}$$

$$0,642 \cdot 387,619 + 40,829 \cdot c_{2M}$$

$$= 1,115 \cdot 387,619 + 1,115$$

$$\cdot \left(\frac{40,901 \cdot \frac{40,829 \cdot c_{2M} + 0,1399}{40,901} + 90,483 \cdot 4,529 + 81,891 - 66,999 \cdot 4,529}{60,139} \right)$$

$$+ 127,753.$$

$$c_{2M} = 10,645 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

- підставимо c_{2M} в рівняння (4) і знаходимо c_{3M} :

$$c_{3M} = \frac{E_{2M} \cdot c_{2M} + Z_{H_M}}{E_{3M}} = \frac{40,829 \cdot 10,645 + 0,1399}{40,901}$$

$$= 10,629 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		61

$$c_{1M} = \frac{E_{3M} \cdot c_{3M} + E_{1T} \cdot c_{1T} + Z_B - E_{2T} \cdot c_{1T}}{E_{4M}}$$

$$= \frac{40,901 \cdot 10,629 + 90,483 \cdot 4,529 + 81,891 - 66,999 \cdot 4,529}{60,139}$$

$$= 10,359 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

- з рівняння (6):

$$c_{2B} = \frac{E_{4M} \cdot c_{4M} + E_{1B} \cdot c_{1B} + Z_{BH} - E_{1M} \cdot c_{1M}}{E_{2B}}$$

$$= \frac{60,139 \cdot 10,359 + 1,843 \cdot 7,377 + 176,835 - 37,373 \cdot 10,359}{18,164}$$

$$= 16,162 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

Ексергетичні ціни потоків в усіх точках системи заносимо в табл. 6.

Таблиця 6. Ексергетичні ціни потоків в усіх точках системи

Ексергетичний потік	Ціна, $\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$
c_{1B}	7,377
c_{2B}	16,162
$c_{1T} = c_{2T}$	4,53
$c_{1y} = c_{2y}$	387,619
c_{3y}	381,063
$c_{1M} = c_{4M}$	10,36
c_{2M}	10,645
c_{3M}	10,629

Насос розсільний

Ціна потоку палива:

$$c_F = \frac{c_N - N_{Hp}}{N_{Hp}} = 1,7 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

Ціна потоку продукту:

$$c_p = \frac{E_{3y} \cdot c_{3y} - E_{2y} \cdot c_{2y}}{E_p} = \frac{0,653 \cdot 381,063 - 0,642 \cdot 387,619}{0,011}$$
$$= 1,414 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

Вартість витрат:

$$C_D = c_F \cdot E_D = 1,7 \cdot 0,006 = 0,01 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год}} \right)$$

Сумарна вартість витрат та вартості експлуатації розсільного насоса:

$$C_D + Z = 0,011 + 0,016 = 0,027 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год}} \right)$$

$$r = \frac{c_p - c_F}{c_F} = \frac{1,414 - 1,7}{1,7} = (-0,168)$$

$$f = \frac{Z}{C_D + Z} = \frac{0,016}{0,027} = 0,593$$

Насос тепловий

Ціна потоку палива:

$$c_F = \frac{c_N \cdot N_{Hp} + (E_{1y} \cdot c_{1y} - E_{2y} \cdot c_{2y})}{N_{Hp}}$$
$$= \frac{1,7 \cdot 5,7 + (1,115 \cdot 387,619 - 0,642 \cdot 387,619)}{6,173}$$
$$= 31,244 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

Ціна потоку продукту:

$$c_p = \frac{E_{2M} \cdot c_{2M} - E_{1M} \cdot c_{1M}}{E_p} = \frac{40,829 \cdot 10,645 - 37,373 \cdot 10,359}{3,456}$$
$$= 13,725 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

Вартість витрат:

$$C_D = c_F \cdot E_D = 31,244 \cdot 2,716 = 84,848 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год}} \right)$$

					К 11М.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		63

Сумарна вартість втрат та вартості експлуатації розсільного насоса:

$$C_D + Z = 84,848 + 127,753 = 212,601 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год}} \right)$$

$$r = \frac{c_p - c_F}{c_F} = \frac{13,725 - 31,244}{31,244} = (-0,561)$$

$$f = \frac{Z}{C_D + Z} = \frac{127,753}{212,601} = 0,601$$

Насос мережевий

Ціна потоку палива:

$$c_F = \frac{c_N - N_{Hp}}{N_{Hp}} = 1,7 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

Ціна потоку продукту:

$$c_p = \frac{E_{3M} \cdot c_{3M} - E_{2M} \cdot c_{2M}}{E_p} = \frac{40,901 \cdot 10,629 - 40,829 \cdot 10,644}{0,071}$$
$$= 1,958 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

Вартість витрат:

$$C_D = c_F \cdot E_D = 1,7 \cdot 0,041 = 0,069 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год}} \right)$$

Сумарна вартість втрат та вартості експлуатації розсільного насоса:

$$C_D + Z = 0,069 + 0,139 = 0,209 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год}} \right)$$

$$r = \frac{c_p - c_F}{c_F} = \frac{1,958 - 1,7}{1,7} = 152$$

$$f = \frac{Z}{C_D + Z} = \frac{0,139}{0,209} = 0,669$$

Бойлер

Ціна потоку палива:

$$c_F = \frac{E_{1T} \cdot c_{1T} - E_{2T} \cdot c_{2T}}{E_F} = \frac{90,482 \cdot 4,529 - 66,999 \cdot 4,529}{23,483}$$
$$= 4,529 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

					К 11М.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		64

Ціна потоку продукту:

$$c_p = \frac{E_{4M} \cdot c_{4M} - E_{3M} \cdot c_{3M}}{E_p} = \frac{60,139 \cdot 10,359 - 40,901 \cdot 10,629}{19,238}$$
$$= 9,786 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

Вартість витрат:

$$C_D = c_F \cdot E_D = 4,529 \cdot 4,244 = 19,227 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год}} \right)$$

Сумарна вартість витрат та вартості експлуатації розсільного насоса:

$$C_D + Z = 19,227 + 81,892 = 101,119 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год}} \right)$$

$$r = \frac{c_p - c_F}{c_F} = \frac{9,786 - 4,529}{4,529} = 1,16$$

$$f = \frac{Z}{C_D + Z} = \frac{81,892}{101,119} = 0,809$$

Водонагрівач

Ціна потоку палива:

$$c_F = \frac{E_{4M} \cdot c_{4M} - E_{1M} \cdot c_{1M}}{E_F} = \frac{60,139 \cdot 10,359 - 37,373 \cdot 10,359}{22,767}$$
$$= 10,359 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

Ціна потоку продукту:

$$c_p = \frac{E_{2B} \cdot c_{2B} - E_{1B} \cdot c_{1B}}{E_p} = \frac{18,154 \cdot 16,162 - 1,843 \cdot 7,377}{16,321}$$
$$= 17,154 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

Вартість витрат:

$$C_D = c_F \cdot E_D = 10,359 \cdot 6,446 = 66,778 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год}} \right)$$

Сумарна вартість витрат та вартості експлуатації розсільного насоса:

$$C_D + Z = 66,778 + 176,835 = 243,613 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год}} \right)$$

					К 11М.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		65

$$r = \frac{c_p - c_F}{c_F} = \frac{17,154 - 10,359}{10,359} = 0,656$$

$$f = \frac{Z}{C_D + Z} = \frac{176,835}{243,613} = 0,726$$

Ґрунтовий теплообмінник

Ціна потоку палива:

$$c_F = \frac{c_Q - E_Q}{E_F} = 0 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

Ціна потоку продукту:

$$c_p = \frac{E_{1y} \cdot c_{1y} - E_{3y} \cdot c_{3y}}{E_p} = \frac{1,115 \cdot 387,619 - 1,843 \cdot 7,377}{0,461}$$

$$= 906,965 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

Вартість витрат:

$$C_D = c_F \cdot E_D = 0 \cdot 0,185 = 0 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год}} \right)$$

Сумарна вартість витрат та вартості експлуатації розсільного насоса:

$$C_D + Z = 0 + 183,149 = 183,149 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год}} \right)$$

$$f = \frac{Z}{C_D + Z} = \frac{183,149}{183,149} = 1$$

Повна система

Ціна потоку палива:

$$c_F = \frac{c_N \cdot N_{TH} + c_N \cdot N_{HM} + c_N \cdot N_{Hp} + (E_{1T} \cdot c_{1T} - E_{2T} \cdot c_{2T})}{N_{Hp}}$$

$$= \frac{1,7 \cdot 5,7 + 1,7 \cdot 0,112 + 1,7 \cdot 0,017 + (90,483 \cdot 4,529 - 66,999 \cdot 4,529)}{29,958}$$

$$= 3,882 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

Ціна потоку продукту:

					К 11М.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		66

$$c_p = \frac{E_{2B} \cdot c_{2B} - E_{1B} \cdot c_{1B}}{E_p} = \frac{18,163 \cdot 16,162 - 1,843 \cdot 7,377}{16,32}$$

$$= 17,154 \left(\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

Вартість витрат:

$$C_D = c_F \cdot E_D = 3,882 \cdot 13,637 = 52,936 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год}} \right)$$

Сумарна вартість витрат та вартості експлуатації розсільного насоса:

$$C_D + Z = 52,936 + 569,783 = 622,719 \left(\frac{\text{грн}}{\text{год}} \right)$$

$$r = \frac{c_p - c_F}{c_F} = \frac{17,154 - 3,882}{3,882} = 3,419$$

$$f = \frac{Z}{C_D + Z} = \frac{569,783}{622,719} = 0,726$$

Результати термoeкономiчного аналізу подано в табл. 6.2.

Таблиця 6.2 – Результати термoeкономiчного аналізу.

№ п/п	Найменування параметру	R134a	R410a	R32	R718
1	Загальна вартість палива, у. о.	2362,17	3119,37	2584,52	1981,79
2	Питома вартість одиниці продукту, у. о./т	1,06	1,40	1,16	0,89
3	Питома вартість одиниці теплоти, у. о./м ²	1,65	2,17	1,80	1,38

Отримані результати дають можливість стверджувати, що застосування рідинно-парового ежектора в теплонасосних установках, дозволяє отримати дешеве джерело тепла для системи індивідуального опалення та знизити вартість одиниці теплоти в середньому на 35,5 %.

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		68

7 Охорона праці

7.1 Загальні вимоги промислової безпеки

Будь-яке використання вакуумної системи (або її елементів) в інших цілях, ніж вони призначені, вважається неправильним і, отже, може призвести до пошкодження та становити серйозну загрозу для оператора. Нижче приведені приклади неправильного використання вакуумної системи, які заборонені у будь-яких обставинах.

Використання вакуумної системи у вибухонебезпечному чи агресивному середовищі, а також у середовищі з високою концентрацією пилу чи олійних речовин у повітрі, або в атмосфері, що містить вибухонебезпечні, горючі чи корозійні гази або гази, що утворюють частинки, є недопустимим.

- Використання вакуумної системи у такому оточенні та з такими видами газів може спричинити ушкодження, вибух, спалах або серйозний розлад у роботі системи.

- Утримуйтеся від використання неоригінальних запасних частин або деталей, які не надані виробником.

- Не застосовуйте вакуумну систему для перекачування твердих матеріалів, хімікатів, порошоків, розчинників або інших речовин, які не є припустимими. Такі матеріали можуть завдати ушкоджень агрегату, погіршити його продуктивність або скоротити термін експлуатації.

- Уникайте впливу на вакуумну систему атмосферних опадів, пару або великої вологості.

- Не встановлюйте та не зберігайте систему поблизу горючих або вибухонебезпечних матеріалів або речовин.

- Не використовуйте автоматичну вакуумну систему як компресор.

					К 11М.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		69

Автоматична вакуумна система була розроблена та зібрана з мінімізацією шумового випромінювання. Рівні звукового тиску, вказані у технічних характеристиках, були виміряні при максимальному вакуумі та натиску на виході відповідно до стандарту UNI EN 2151 (Європейський Стандарт 2151 Італійського Інституту Стандартизації).

ВСТАНОВЛЕННЯ

ОТРИМАННЯ ТА ПЕРЕВІРКА ЗМІСТОГО

При отриманні вакуумної системи перевірте цілість упаковки. Якщо упаковка не пошкоджена, розпакуйте вміст та проведіть перевірку системи. У випадку виявлення ознак пошкодження упаковки, які можуть бути зумовлені умовами транспортування та зберігання, негайно повідомте експедитора та виробника. Важливо завжди перевіряти, чи отриманий товар відповідає доданій документації. При розпакуванні слід дотримуватися всіх заходів безпеки, щоб уникнути можливого пошкодження як людей, так і вмісту упаковки.

УПАКОВКА

Автоматичні вакуумні системи фасуються у ящики, які монтуються на один чи кілька палетів; в залежності від моделі, ящики можуть бути обгорнуті плівкою або захисними картонними листами. Дошки палетів можна повторно використовувати або переробляти відповідно до законодавства країни, де використовується вакуумна система. Інші матеріали, такі як картон, пластмаса або захисна плівка, повинні бути утилізовані відповідно до місцевих нормативів. Заборонено викидати або спалювати компоненти упаковки в навколишнє середовище.

ТРАНСПОРТУВАННЯ ТА ВАНТАЖНО-РОЗВАНТАЖУВАЛЬНІ РОБОТИ
НЕБЕЗПЕЧНО

					К 11М.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		70

Всі дії з транспортування та вантажно-розвантажувальні роботи повинні виконуватися кваліфікованим і досвідченим персоналом. Для підняття та переміщення вакуумної системи та її компонентів слід використовувати вилковий навантажувач, забезпечений спеціальними ременями для підйому або платформами для переміщення.

НЕ ВИКОРИСТОВУЙТЕ місця для кріплення на окремих компонентах, щоб підняти всю систему.

ПОПЕРЕДЖЕННЯ При використанні ременів для підняття слід особливо уважно закріплювати їх. Не дозволяйте їм опиратися на такі елементи системи, як електронна панель, трубки або фільтри. Деяку увагу слід звертати на запобігання перевертання системи.

ЗБЕРІГАННЯ

Видаліть масло з насоса та закрийте вхідний та вихідний отвори захисними пробками. Зберігайте автоматичну вакуумну систему в оригінальній упаковці в закритому, сухому та захищеному місці, уникайте впливу яскравого сонячного світла.

7.2 Вимоги вибухобезпеки, пожежної та електричної безпеки

Ризик ураження електричним струмом виникає внаслідок наявності струмоведучих частин в електричному обладнанні вакуумної системи. Контакт з цими частинами може призвести до серйозних травм людини та пошкодження майна. Будь-яке втручання в електричну систему повинно проводитися лише кваліфікованим персоналом.

Ризик виникнення пожежі стає актуальним, якщо автоматичну вакуумну систему використовують у заборонених або не передбачених інструкціями цілях, або якщо недостатньо здійснюється обслуговування. Це може привести до несправності з можливим перегрівом та займанням. У випадку пожежі не

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		71

використовуйте воду для гасіння полум'я; використовуйте лише порошкові, CO2 або інші засоби гасіння, які не взаємодіють з напругою та мастильними матеріалами в електричному обладнанні.

7.3 Вимоги екологічної безпеки

Автоматичну вакуумну систему слід встановлювати в закритому та достатньо освітленому приміщенні з міцною підлогою, яка може витримати її вагу. Зона установки повинна відповідати всім вимогам щодо висоти, циркуляції повітря та відповідати чинному законодавству. Температурні, вологісні та висотні обмеження наведено в таблиці технічних даних. Будь ласка, зверніться до виробника, якщо умови довкілля відрізняються від вказаних. Освітлення повинно бути рівномірним та достатнім у всіх зонах для виконання всіх операцій, зазначених у цьому посібнику, із уникненням тіней, відбитків, блискіток та напруги для зору.

ВСТАНОВЛЕННЯ АВТОМАТИЧНОЇ ВАКУУМНОЇ СИСТЕМИ Для забезпечення правильної роботи вакуумної системи необхідно розташувати її відповідно до таких умов:

- Залиште достатньо місця (не менше 500 мм) навколо системи та між складовими її компонентами. Переконайтеся, що вентиляція насоса / двигуна є достатньою.
- Переконайтеся, що простір біля вакуумної системи дозволяє легко проводити огляд та обслуговування, а також забезпечує швидкий доступ до кріпильних елементів.
- Вакуумна система, насосний агрегат та бак системи мають точки кріплення; слід правильно розміщувати та закріплювати їх на ідеально горизонтальній рівній поверхні, щоб запобігти перекиданню та/або зсуву. За запитом можуть бути надані спеціальні амортизатори, що регулюються, які дозволяють ідеально встановити систему.

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		72

- Необхідно забезпечити вентиляцію в приміщенні або всередині кожуха основної частини вакуумної системи та запобігти виходу повітря з випускного або охолоджуючого вентилятора, оскільки це може створити незручності для персоналу. **ПОПЕРЕДЖЕННЯ** Не встановлюйте автоматичну вакуумну систему в зоні з пилом та іншими речовинами, які можуть засмітити або швидко покрити поверхні теплообмінника (за наявності).

7.4 Розрахунок природнього та штучного освітлення

Нормоване значення коефіцієнта природнього освітлення (КПО) для четвертого світлового поясу України, e_{IV} визначається за формулою:

$$e_{IV} = e_{III} \cdot m \cdot c$$

де e_{III} – нормоване значення КПО для III світлового поясу згідно з СНиП II-4-79. Для більшості адміністративно-управлінських будівель, у яких виконуються роботи III розряду (середньої точності), для бокового освітлення $e_{III} = 1,5\%$;

m – коефіцієнт світлового клімату (для України $m = 0,9$);

c – коефіцієнт сонячності. Для географічної широти м. Сумирозташовано у межах $0,75 \div 1,0$.

$$e_{IV} = 1,5 \cdot 0,9 \cdot 0,9 = 1,22 (\%)$$

Фактичне значення коефіцієнта природнього освітлення для досліджуваного приміщення можна вивести з формули:

$$100 \cdot \frac{S_0}{S_n} = \frac{e_n \cdot \eta_0 \cdot K_3 \cdot k_{зд}}{\tau_0 \cdot \Gamma_1}$$

					К 11М.00.00.00 ПЗ	Лист
						73
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

звідки

$$e_{\phi} = \frac{100 \cdot S_0 \cdot \tau_0 \cdot r_1}{S_{\text{п}} \cdot \eta_0 \cdot K_3 \cdot k_{\text{зд}}}$$

де S_0 – площа всіх вікон у приміщенні, м^2 , $S_0 = 2,5 \cdot 1,8 \cdot 4 = 18,0 (\text{м}^2)$;

$S_{\text{п}}$ – площа підлоги приміщення, $S_{\text{п}} = 13,0 \cdot 6,0 = 78,0 (\text{м}^2)$;

τ_0 – загальний коефіцієнт світлопроникнення віконного отвору. Для віконних отворів адміністративно-управлінських споруд, не оснащених сонцезахисними пристроями, $\tau_0 = 0,5$;

r_1 – коефіцієнт, який враховує відбиття світла від внутрішніх поверхонь приміщення. Його значення залежить від розмірів приміщення (довжини і ширини), глибини приміщення (відстані від вікна до протилежної його стінки), висоти від верху вікна до рівня робочої поверхні, відстані розрахункової точки від вікна, середньозваженого коефіцієнта відбиття світла від стін, стелі, підлоги, $\rho_{\text{ср}}$. Для приміщень зі світлими меблями ($\rho_{\text{ср}} = 0,4$), з відношенням глибини приміщення до висоти від рівня умовної робочої поверхні до верху вікна 2,4, відношенням відстані розрахункової точки від зовнішньої стіни до глибини приміщення 0,92, відношенням довжини приміщення до його глибини 2,17, значення коефіцієнта r_1 визначаємо за таблицею 6.3 [15]: $r_1 = 2,4$;

η_0 – світлова характеристика вікна вибирається з таблиці 6.4 [15]:
 $\eta_0 = 10$;

$k_{\text{зд}}$ – коефіцієнт, який враховує затемнення вікон іншими спорудами, приймаємо, що споруд немає, код $K_{\text{зд}} = 1,0$;

K_3 – коефіцієнт запасу, береться у межах $1,3 \div 1,5$, приймаємо $K_3 = 1,4$

Фактичне значення коефіцієнта природнього освітлення для досліджуваного приміщення:

					К 11М.00.00.00 ПЗ	Лист
						74
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$e_{\phi} = \frac{100 \cdot 18,0 \cdot 0,5 \cdot 2,4}{78,0 \cdot 10 \cdot 1,4 \cdot 1,0} = 1,98(\%)$$

Порівнюючи значення нормованого коефіцієнта природнього освітлення $e_{IV} = 1,22\%$ і фактичне його значення $e_{\phi} = 1,98\%$ ($e_{\phi} < e_{IV}$) можна зробити висновок, що у даному приміщенні природнє освітлення є ефективним. Додаткові заходи з покращення природнього освітлення у досліджуваному приміщенні не потрібні.

Розрахунок штучного освітлення

Нормоване значення освітлення для економічного відділу при загальному освітленні згідно СНиПІІ-4-79 складає при використанні газорозрядних ламп – 300 лк.

Значення фактичного освітлення, лк, у відділі можна знайти за допомогою методу коефіцієнта використання світлового потоку за формулою:

$$F_{\lambda} = \frac{E_{min} \cdot S \cdot k \cdot z}{\eta_{\phi} \cdot N \cdot n}$$

звідки

$$E_{\phi} = \frac{F_{\lambda} \cdot \eta_{\phi} \cdot N \cdot n}{S \cdot k \cdot z}, \text{ лк}$$

де F_{λ} – світлової потік однієї лампи, лм. Для лампи ЛБ 40 $F_{\lambda} = 3120$ лм;

η_{ϕ} – коефіцієнт використання світлового потоку. Для світильників, які використовуються у адміністративних приміщеннях для традиційних розмірів приміщення і кольорового оздоблення, може набувати значень у межах $\eta_{\phi} = 0,4 \div 0,6$, приймаємо $\eta_{\phi} = 0,5$;

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						75
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

N – кількість світильників, шт. Задане у початкових даних кількість світильників розміщуємо рівномірно по площі приміщення, за сторонами прямокутника, виконуючи такі умови: сторони прямокутника 1,8x3,0 м, відстань від світильників до стіни складає приблизно половину від відстані між світильниками (ширини чи довжини прямокутника): $l_1 = 1$ м, $l_2 = 1,5$ м (див. рис. 5.1); висоту підвішування світильника над робочою площиною H_p визначаємо як різницю між висотою приміщення і стандартною висотою розміщення над підлогою робочої площини, яка дорівнює 0,8 м, та висотою підвішування світильника (приймаємо $h_{\text{под}} = 0,1$ м): $H_p = 4,5 - 0,8 - 0,1 = 3,6$ (м)

n – кількість ламп у світильнику, $n = 4$;

S – площа приміщення, $S = 13,0 \cdot 6,0 = 78,0$ (м²);

k – коефіцієнт запасу, $k = 1,5 \div 2,0$, приймаємо $k = 1,7$;

z – коефіцієнт нерівномірності освітлення, для люмінесцентних ламп $z = 1,1$

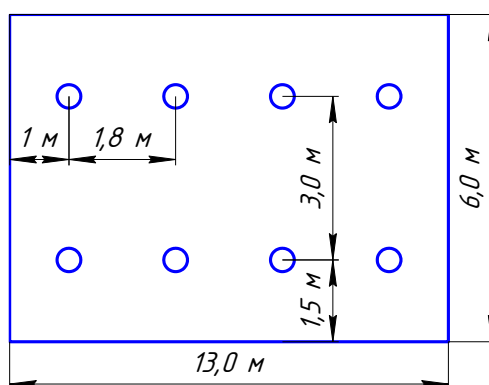


Рис. 7.1 – Схема розташування світильників

Фактичне значення освітленості:

$$E_{\phi} = \frac{3120 \cdot 0,5 \cdot 8 \cdot 4}{78,0 \cdot 1,7 \cdot 1,1} = 342,25 \text{ (лк)}$$

Таким чином фактичне значення освітленості (342,25 лк) приблизно дорівнює нормативному (300 лк), а відхилення значення фактичного освітлення від нормативного менше 20%:

$$\eta = \frac{342,25 - 300}{300} \cdot 100 = 14,08(\%),$$

тобто штучне освітлення у відділі є ефективним.

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		77

Висновки

Виконавши розрахунок теплового насоса на базі сонячного колектора для системи опалення «тепла підлога», можна зробити наступні висновки:

1. Застосування рідинно-парового ежектора дає змогу модернізувати теплонасосну установку на базі сонячного колектора для системи опалення «тепла підлога», замінивши двоступеневий пароструминний ежектор з низькою ефективністю 2-10%.

2. В результаті термодинамічного розрахунку було виявлено, що застосування рідинно-парового ежектора в системах індивідуального опалення житлових приміщень, дає змогу підвищити коефіцієнт перетворення циклу теплового насосу порівняно з традиційними аналогами в середньому на 40 %.

3. В результаті ексергетичного аналізу визначено ексергетичну ефективність рідинно-парового ежектора у складі теплового насосу та доцільність його застосування для системи індивідуального опалення. Вона становить 0,287, що в середньому у 1,5 рази вище, ніж у традиційних. Такі показники досягаються за рахунок переходу на нові робочі параметри в циклі, що призводить до зменшення теплових навантажень на апарати, зниження ексергії потоку палива і підвищення загальної ефективності.

4. В результаті термoeкономічного аналізу визначено загальну вартість палива та питому вартість одиниці теплоти в новій та традиційних схемах теплонасосних установок. Застосування РПЕ дає змогу зменшити загальну вартість палива в середньому на 706,56 у. о. на рік, і зменшити питому вартість одиниці теплоти в середньому на 35,5 %. Якщо врахувати витрати на холодильний агент у традиційних системах, то ця економія буде ще більш відчутнішою.

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		78

Перелік посилань

5. Варламов Г.Б., Любчик Г.М., Малярєнко В.А. Теплоенергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії: підручник. – К.: ІВЦ «Видавництво «Політехніка», 2003. – 232 с.

6. Арсєньєв В.М. Теплонасосна технологія енергозбереження: навчальний посібник. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 283 с.

7. Арсєньєв В. М., Мелєйчук С. С. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку : навчальний посібник / В. М. Арсєньєв, С. С. Мелєйчук. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 364 с.

8. Шарапов С. О. Енергозбереження в компресорних системах [Текст]: навч. посіб. / С.О. Шарапов. – Суми: СумДУ, 2020. – 147 с.

9. Терещєнко Ю. М. Теорія теплових двигунів / Ю. М. Терещєнко, Л. Г. Бойко, С. О. Дмитрієв, Є. М. Карпов, М. С. Кулик. – К. : Вища школа, 2001. – 381 с.

10. Шарапов С. О. Удосконалення вакуумних агрегатів на базі рідинно-парових ежекторів : дис. канд. техн. наук : 05.05.14 / Сергій Олегович Шарапов. – Одеса, 2017. – 180 с.

11. Lazzaretto A, Tsatsaronis G. On the calculation of efficiencies and costs in thermal systems. In: Aceves SM, Garimella S, Peterson R, editors. Proceedings of the ASME advanced energy systems division, vol. 39. New York: ASME; 1999. p. 421–30.

12. Tsatsaronis, G. Application of Thermoconomics to the Design and Synthesis of Energy Plants, article published in topic "Energy" in: Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS), developed under the Auspices of UNESCO, EOLSS Publishers, Oxford, UK, 2006.

12. Lazzaretto A, Toffolo A. A critical review of the thermo-economic diagnosis methodologies for the location of causes of malfunctions in energy systems. ASME paper IMECE 2003-42688. Proceedings of IMECE 2003, ASME Int

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						79
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Mech Eng congress and R&D exposition. Washington DC, USA, November 15–21; 2003.

14. eThermo Thermodynamics & Transport Properties. Calculation Platform
[режим доступу <http://www.ethermo.us/default.aspx>]

15. https://www.bibus.ua/fileadmin/product_data/DVP/documents/DVP_Vacuum_pumps_CPA_Manual_en.pdf

					<i>К 11М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		80