

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра технічної теплофізики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
за освітньо-професійною програмою

«Холодильні машини і установки»

зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»

на тему «Аналіз можливості створення системи
охолодження у технології виробництва молока
на базі струминної термокомпресії»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

В. М. Арсеньєв

Консультант з охорони праці

С. В. Сидоренко

Здобувач

М. Ю. Грицан

Зміст

	с.
Вступ	3
1 Установа виробництва молока	9
1.1 Базова схема установки	9
1.2 Схема установки на базі струминної термокомпресії	12
2 Вибір робочих параметрів рідинно-парового ежектора	14
3 Розрахунок режимних та геометричних параметрів рідинно-парового ежектора	18
3.1 Розрахунок термічних та калоричних параметрів рідинно-парового ежектора	18
3.2 Розрахунок геометричних параметрів рідинно-парового ежектора	20
4 Конструктивний розрахунок та підбір допоміжних апаратів	26
4.1 Теплообмінник-підігрівач	26
4.2 Сепаратор	27
4.3 Циркуляційний насос	33
5 Ексергетичний аналіз системи охолодження	36
5.1 Базова установка	37
5.2 Установки на базі струминної термокомпресії	42
6 Охорона праці	45
Висновки та рекомендації	59
Список використаних джерел	60

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>	<i>Грицан</i>				<i>Літ.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листів</i>
<i>Перев.</i>	<i>Арсеньєв</i>				2	61	
<i>Реценз.</i>					<i>СумДУ гр. Х.м-91</i>		
<i>Н. контр.</i>	<i>Шарапов</i>						
<i>Затв.</i>	<i>Вансєв</i>						
					Теплонасосна установка з використанням пароструминної термокомпресії		

Вступ

Широке використання штучного холоду в промисловому виробництві і наукових дослідженнях вимагає вдосконалення методів розрахунку і проектування низькотемпературного обладнання.

Отримання холоду на різних температурних рівнях, а також практичне використання його пов'язані з перенесенням енергії різними і механізмами. Теплопередача в системі потік-потік і потік-довкілля здійснюється з кінцевої різницею температур, яка для апаратів і машин холодильної техніки досягається 100 ° C і більше, тому процеси теплопровідності є одним з найважливіших об'єктів теоретичного і експериментального дослідження.

Пошук екологічно безпечних робочих речовин в сучасній холодильній техніці розширив коло речовин, які можна розглядати як перспективні для застосування. Особлива роль тут відводиться речовинам природного походження, серед яких вода, водні розчини солей, спиртів і ефірів. Застосування таких речовин передбачає вакуумні режими роботи холодильного обладнання, випарників, конденсаторів, вакуумних насос-компресорів.

Сучасні холодильні установки використовують в якості холодоагентів переважно аміак і хладони (фреони). Термодинамічні властивості цих речовин такі, що виробництво холоду в широкому діапазоні низьких температур (від 0 °C до 40 °C) як правило здійснюється при тиску в системі вище атмосферного. Більше того, робота випарника холодильної установки при тисках, близьких до атмосферного, вважається позаштатним режимом, який небезпечний для установки з точки зору можливого підсосу атмосферного повітря.

У схемі автоматизації установки зазвичай передбачено навіть відключення компресора при зниженні тиску всмоктування до навколоатмосферного рівня. Експлуатація холодильної установки в вакуумному режимі не бажана ще й тому, що при наявності вбудованого електродвигуна

						<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
							3
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			

опір всмоктуючого тракту в компресорі різко збільшується, ступінь стиснення підвищується, відповідно падають коефіцієнт подачі і загальна енергетична ефективність машини. Існуючі види холодоагентів при всьому різноманітті не забезпечують в повному обсязі виконання комплексу вимог, що впливають з екологічних, токсикологічних, санітарних і економічних міркувань.

У сучасній холодильній техніці існує проблема пошуку афективних і екологічно чистих холодоагентів, застосування яких не завдає шкоди навколишньому середовищу.

Протягом останніх років йде активний пошук холодоагентів, які, володіючи нульовим або близьким до цього потенціалом руйнування озону, могли б мати показники, які можна порівняти з поширеними в практиці фреонами R12, R22 та ін.

Робота в цьому напрямку йде як по шляху синтезу нових моноречовин типу R134a, R125, так і по шляху сумішевих композицій з відомих з'єднань з цільовими добавками, що відповідають за ті чи інші властивості речовини – це композиції CM1, C10 та ін.

Нові озонобезпечні холодильні агенти мають високу вартість, їх промислове застосування зосереджено в розвинених країнах. Крім того, більшість з агентів синтетичного походження мають потенціал глобального утеплення навколишнього середовища. По – переклад на них чинного холодильного обладнання є більш ніж проблематично. Застосування ж сумішевих композицій несе істотні труднощі в експлуатації холодильних машин торгового і промислового призначення, де важко уникнути витоків холодоагенту.

Такі фактори як екологічна чистота, доступність, термодинамічна ефективність, простота обслуговування, дешевизна, пожежо- та вибухонебезпечність, теплофізична досконалість викликали необхідність

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		4

пошуку для холодильних установок робочих речовин природного походження, в першу чергу, води, водних розчинів солей, спиртів, ефірів .

В даний час вода здебільшого розглядається як холодоносіть з досконалыми теплофізичними властивостями. Однак її можна розглядати як холодильний агент низького тиску. При близьконульових температурах пружність насичених парів води складає 600 Па. Існуючий парк холодильних компресорів не може бути успішно використаний для цілей компримування настільки великих об'ємів парів води через обмежену швидкості відкачки і неможливості досягнення такого низького залишкового тиску.

З вищевикладеного випливає, що найбільш доцільно в якості засобу компримування використовувати механічні вакуумні насоси як найбільш пристосовані для роботи в таких умовах.

Основними показниками придатності конкретного типу вакуумно до> насоса є: висока швидкодія, мінімальна витрата енергії, можливість запуску від атмосферного тиску.

У ряді засобів вакуумної відкачки з високою швидкодією можна виділити багатопластинчаті обертальні, водокільцеві і двухроторні насоси. Перші два типи насоса можуть бути включені від атмосферного тиску. Граничне залишковий тиск багатопластинчастого насоса в одноступеневому варіанті 15-25 мм рт. ст., потрібний робочий рівень залишкового тиску в 4-5 разів менше (для води, як холодоагенту). Питома витрата потужності при відкачуванні повітря становить 0,1 кВт/(л/с). Необхідність подачі масла в проточну частину машини також перешкоджає використанню багатопластинчастого насоса для безпосередньої відкачування парів харчових рідин.

Водокільцеві насоси мають гарну швидкістю відкачування, однак питома витрата потужності у них досить високий (200 кВт / (л / с)) через високу в'язкості води, використовуваної в якості робочої рідини. Залишковий тиск в водокільцевих насосах не дозволяє використовувати такі машини для

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						5
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

охолодження води і водних розчинів. Тільки з'єднання з ежекторним ступенем може збільшити глибину вакууму до бажаного рівня, але при цьому різко падає швидкість відкачування. Двохроторнні вакуумні насоси не дозволяють вести відкачування від атмосферного тиску, для початку роботи потрібно попереднє розрідження, яке здійснюється допомогою оберտального насоса.

Низька витрата потужності (набагато нижче 0,1 кВт / (л / с)) в поєднанні з високою швидкістю відкачування, яка досягає в промислових зразках машин 1500 л/с і вище, роблять двухроторнні насоси вельми перспективними для застосування в вакуумних холодильних машинах.

Принципово новим класом машин є рідинно-парові ежектори, які працюють за принципом струминної термокомпресії. Він заснований на тому, що проходження робочого середовища активного потоку через сопло Лавалю супроводжується процесом релаксаційного пароутворення в його частині, що розширюється (рис. 1).

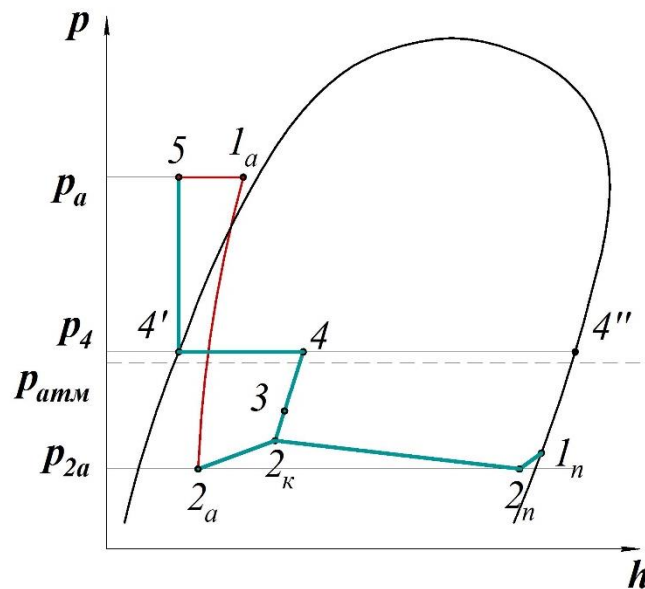


Рис. 1 – Цикл РПЕ в p, h - координатах

Кінетика цих процесів характеризується наявністю трьох критичних перерізів, в яких відбувається структурна перебудова потоку. На зрізі сопла

активного потоку робоча рідина має тиск нижче довкілля ($p_a < p_{o.c.}$). Течія робочого середовища активного потоку через сопло Лавалю відповідає процесу 1а-2а. Далі вона інжектує 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 дифузори 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 скипаючої 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.

Мета роботи – дослідити можливість створення системи охолодження у технології виробництва молока на базі рідинно-парового ежектора, що працює за принципом струминної термокомпресії.

Об'єкт дослідження – двокорпусна випарна система для виробництва згущеного молока.

Предмет дослідження – термодинамічні та режимні параметри рідинно-парового ежектора двокорпусної випарної системи для виробництва згущеного молока.

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						7
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Завдання дослідження:

1. Виконати розрахунки режимних параметрів рідинно-парового ежектора з урахуванням оптимізаційного параметру та з досягненням максимальних показників ефективності.

2. Виконати розрахунок геометричних параметрів рідинно-парового ежектора.

3. Виконати термодинамічні розрахунки та підбір допоміжних апаратів, що входять до складу вакуумного агрегату.

4. Виконати ексергетичний аналіз базової системи охолодження у технології виробництва молока та схеми на базі рідинно-парового ежектора, що працює за принципом струминної термокомпресії.

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		8

1 Установа виробництва молока

1.1 Базова схема

У якості базової схеми розглянуто двокорпусну випарну систему для виробництва згущеного молока типу Віганд-4000, подану на рис. 1.1 у спрощеному варіанті. До складу установки входить пароструминний ежектор, який реалізує рекомпресію необхідної частини вторинної пари, що утворюється у першому корпусі.

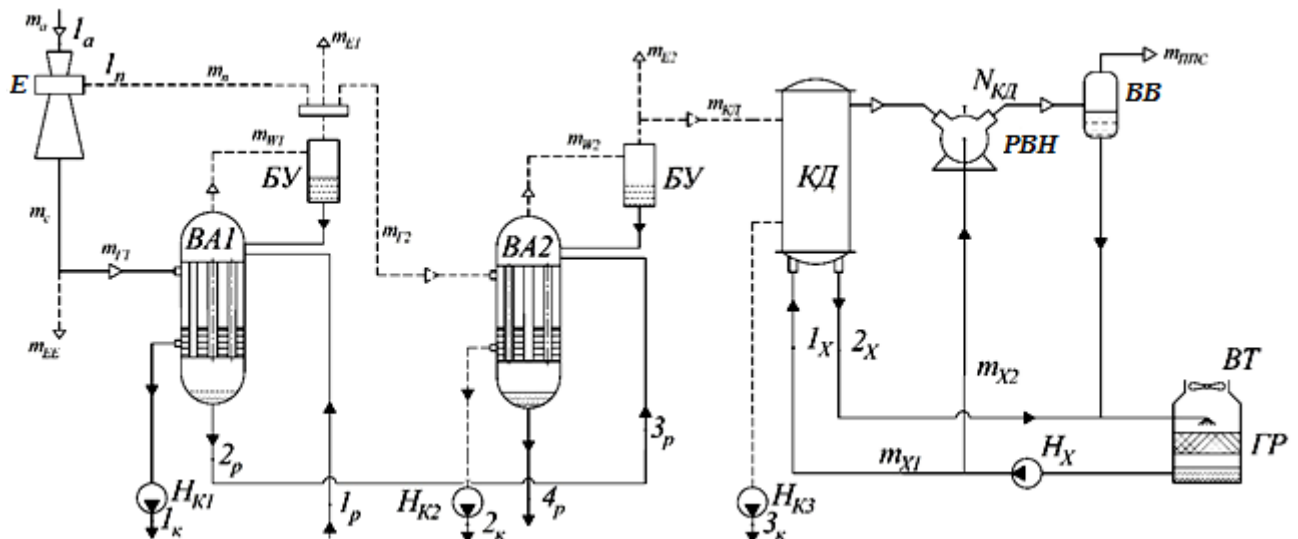


Рисунок 1.1 – Базова схема випарної установки:

E – пароструминний ежектор; PBH – рідинно-кільцевий вакуум-насос;
 $BA1, BA2$ – випарні апарати; $БУ$ – бризковловлювач; $КД$ – конденсатор;

H_{K1}, H_{K2}, H_{K3} – конденсаційні насоси; BB – водовіддільник;

H_X – насос холодоносія; $ГР$ – градирня; BT – вентилятор градирні

Необхідні параметри гріючої пари для випарного апарата $BA1$ досягаються шляхом стиснення (рекомпресії) вторинної пари в пароструминному ежекторі E , що працює зі споживанням котельної пари для

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ХМ 09.00.00.00 ПЗ

Лист

9

створення струменя активного потоку з енергією, достатньою для реалізації зазначеної рекомпресії.

Після ежектора потік змішування розділяється на екстра-пару для третього підігрівача молока з масовою витратою \dot{m}_{EE} і на основний потік для нагрівальної порожнини випарного апарата *BA1* із масовою витратою $\dot{m}_{Г1}$.

Вторинна пара (випар), що утворюється у випарному апараті *BA1*, після бризковловлювача *БУ* поділяється на три потоки:

- як пасивний потік ежектора з масовою витратою $\dot{m}_{Г1}$;
- на нагрівальний потік другого корпусу з масовою витратою $\dot{m}_{Г2}$;
- у вигляді екстра-пари першого корпусу, який використовують в другому теплообміннику для підігрівання випарюючого розчину з масовою витратою \dot{m}_{E1} .

Як було зазначено, частина вторинної пари після *BA1* з температурою 70 °С надходить, у свою чергу, до нагрівальної порожнини випарного апарату *BA2*,

унаслідок чого розчин упарюють до кінцевої концентрації. Одержана у випарному апараті *BA2* вторинна пара розділяється на два потоки. Основний потік з масовою витратою \dot{m}_{KD} надходить до конденсатора, а другий – у вигляді екстра-пари з масовою витратою \dot{m}_{E2} і температурою 50 °С – також використовується для попереднього підігрівання розчину.

Потік змішування після ежектора надходить до нагрівальної порожнини випарного апарату *BA1* і за рахунок надлишку теплоти від потоку змішування забезпечується в *BA1* отдержання вторинної пари, необхідної для пасивного потоку ежектора, нагрівального потоку, що йде у випарний апарат *BA2*, екстра-пари першого корпусу, яка використовується у теплообміннику для підігріву упарюваного розчину.

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		10

Частина вторинної пари після *BA1* з температурою 70°C надходить, у свою чергу, до нагрівальної порожнини випарного апарата *BA2*, унаслідок чого розчин упарюють до кінцевої концентрації. Одержувана у *BA2* вторинна пара розділяється на два потоки. Основний потік надходить до конденсатора *КД*, а другий є екстра-парою з температурою 50°C і також використовується для цілей попереднього підігрівання розчину.

Наявність конденсатора *КД* після випарного апарата *BA2* є необхідним пристроєм для підтримання вакууму у випарній установці. Конденсація вторинної пари після випарного апарата *BA2* забезпечується за рахунок теплообміну з охолоджувальною водою, що надходить до конденсатора *КД* із градирні *ГР* за допомогою насоса холодоносія *Н_х*.

Зважаючи на наявність у вторинній парі після випарного апарата *BA2* газів, що насамперед від розчиненого і всмоктуваного повітря, парова порожнина конденсатора *КД* з'єднана з всмоктувальною лінією вакуум-насоса *РВН*. Для вакуум-насоса рідинно-кільцевого типу передбачається циркуляція охолоджувального середовища через робочу порожнину вакуум-насоса, водовіддільник і холодильну машину. Таким чином, система оборотного водопостачання забезпечує паралельне розведення холодоносія через конденсатор і вакуум-насос.

Наявність вакууму в обох випарних апаратах вимагає для відкачування конденсатів установки відповідних конденсатних насосів. Необхідно відзначити, що потоки конденсатів у нагрівальних камерах корпусів також використовуються для нагрівальних цілей (на схемі не показано). З огляду на різницю температур випаровування за корпусами, перепускання розчину з першого ступеня на другий відбувається також через теплообмінник підігрівання розчину.

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		11

1.2 Схема на базі струминної термокомпресії

Принципова схема енергозберігаючої установки подана на рис. 1.2. За даною схемою генерація нагрівальної пари для випарного апарата *BA1* забезпечується шляхом рекомпресії вторинної пари вакуумним агрегатом. Пасивний потік для *РПЕ* формується з вторинної пари першого і другого корпусів.

Необхідність рекомпресії пари після випарного апарата *BA2* обумовлена вимогами балансу масової витрати, гріючої і вторинної пари у випарному апараті *BA1*.

Необхідні параметри активного потоку *РПЕ* забезпечуються за рахунок енергії, що підводиться в циркуляційному насосі і підігрівачі, встановлених у циркуляційному контурі рідкої фази робочої речовини.

Потік змішування після *РПЕ* перебуває у стані насиченої пари з низьким значенням паровмісту ($x_4 < 0,5$), у зв'язку з чим необхідна сепарація зазначеного потоку перед його входом до нагрівальної порожнини випарного апарата. Після сепаратора також здійснюється відбір екстра-пари, як і в базовій схемі після пароструминного ежектора.

Стаціонарність масової витрати активного потоку забезпечується за рахунок повернення в циркуляційний контур конденсату після випарного апарата *BA1* і конденсату екстра-пари після підігрівача молока (на схемі не показаний). Частина конденсату після нагрівальної порожнини випарного апарата *BA1* відводиться за допомогою конденсаційного насоса H_{K1} , який також виконує функцію гідравлічного затвора для підтримки вакууму у нагрівальній порожнині випарного апарату *BA1*.

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		12

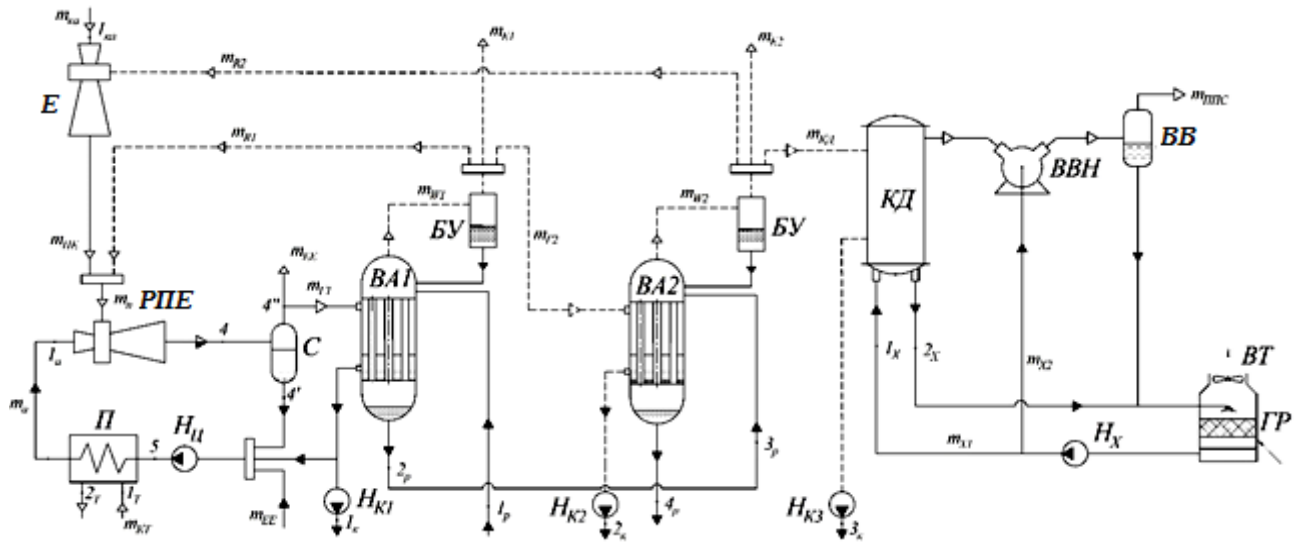


Рисунок 1.2 – Схема двокорпусної випарної установки з рекомпресією вторинної пари РПЕ:

- E* – пароструминний ежектор; *ВВН* – водокільцевий вакуум-насос;
ВА1, ВА2 – випарні апарати; *БУ* – бризковловлювач; *КД* – конденсатор;
Нк1, Нк2, Нк3 – конденсаційні насоси; *ВВ* – водовідділювач;
Нх – насос холодоносія; *ГР* – градирня; *ВТ* – вентилятор градирні;
РПЕ – рідинно-паровий ежектор; *Нц* – насос циркуляційний;
П – підігрівач; *С* – сепаратор

Підігрівач для активного потоку може являти собою теплогенератор або теплообмінник зі споживанням зовнішнього теплоносія. Під час виконання розрахунків за цією схемою як теплоносій була взята котельна пара, передбачена для роботи пароструминного ежектора в базовій установці.

Для ежекції вторинної пари після випарного апарата *ВА2* може бути використаний ежектор базової схеми, або спроектовано і встановлено новий. За рахунок відбору вторинної пари після випарного апарата *ВА2* на рекомпресії знижується навантаження на конденсатор і систему оборотного водопостачання.

2 Вибір робочих параметрів рідинно-парового ежектора

Завданням оптимізації режимних параметрів РПЕ є забезпечення максимального коефіцієнта ежекції для створення необхідного приросту термічних параметрів вторинної пари.

Під час роботи даного ежектора часто має місце перевиробництво пари за рахунок релаксаційного пароутворення, порівняно з масою ежектованого потоку. Таким чином, необхідно виконати розрахунок і аналіз такої функціональної залежності:

$$u = f\left(\frac{p_3}{p_{w1}}, \psi_4\right), \quad (2.1)$$

де p_3 – тиск потоку змішування, який забезпечує необхідні параметри у нагрівальній камері першого корпусу;

p_{w1} – тиск вторинної пари у першому корпусі;

$\psi_4 = \frac{\dot{m}_4''}{\dot{m}_\Pi}$ – коефіцієнт перевиробництва пари;

$\dot{m}_4'' = \dot{m}_{\Gamma 1} + \dot{m}_{EE}$ – масова витрата парової фази у складі потоку змішування (стан 4").

На базі математичної моделі робочого процесу РПЕ, поданої в цій роботі, були виконані числові дослідження функціональної залежності (2.1) при варіюванні початкових параметрів активного потоку на вході у РПЕ.

На рисунку 2.1 подано зв'язок режимних параметрів РПЕ в інтервалі оптимальних значень для цієї випарної установки.

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		14

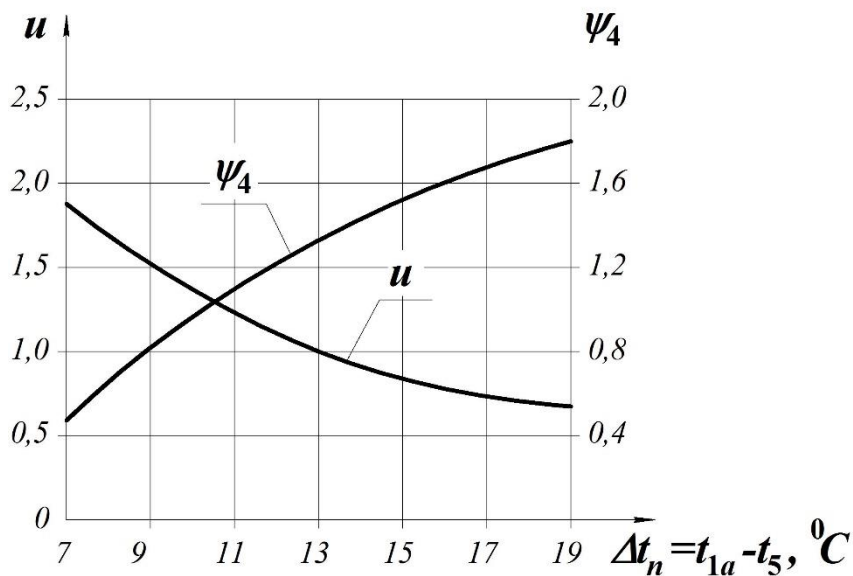


Рисунок 2.1 – Режимні параметри РПЕ для умов $p_{1a} = 1-1,2$ бар,
 $t_{1a} = 92-104$ $^\circ\text{C}$, $p_n = 0,311$ бар

Розрахунок режимних параметрів випарної установки з РПЕ передбачає рівність масових витрат, тисків і температур основних потоків як для базової схеми, так і для альтернативної:

$$\dot{m}_{\Gamma 1} = \dot{m}_{\Gamma 1}^{\text{баз}}, \dot{m}_{\Gamma 2} = \dot{m}_{\Gamma 2}^{\text{баз}}, \dot{m}_{EE} = \dot{m}_{EE}^{\text{баз}}, \dot{m}_{E1} = \dot{m}_{E1}^{\text{баз}}, \dot{m}_{E2} = \dot{m}_{E2}^{\text{баз}}.$$

Ці умови також приводять до рівності масових витрат потоків вторинної пари після випарного апарата $BA1$, що йдуть на рекомпресію, тобто

$$\dot{m}_{R1} = \dot{m}_{\Pi}^{\text{баз}}.$$

Для визначення кількості пари, що інжектуюється до РПЕ з другого випарного апарата, необхідно знати показник перевиробництва пари у РПЕ ψ_4 :

$$\psi_4 = \frac{\dot{m}_{\Gamma 1} + \dot{m}_{EE}}{\dot{m}_{II}}.$$

У свою чергу, можна записати

$$\dot{m}_{II} = \dot{m}_{IE} + \dot{m}_{R1}, \quad \dot{m}_{IE} = \dot{m}_{R2} \cdot \frac{u_{IE} + 1}{u_{IE}}.$$

Звідси

$$\psi_4 = \frac{\dot{m}_{\Gamma 1} + \dot{m}_{EE}}{\dot{m}_{R1} + \frac{u_{IE} + 1}{u_{IE}} \cdot \dot{m}_{R2}},$$

або

$$\dot{m}_{R2} = \frac{\dot{m}_{\Gamma 1} + \dot{m}_{EE} - \psi_4 \cdot \dot{m}_{R1}}{\psi_4 \cdot \frac{u_{IE} + 1}{u_{IE}}}.$$

Таким чином, вибираємо 3 режими роботи вакуумного агрегату на базі рідинно-парового ежектора з робочими параметрами, які занесені до табл. 2.1

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						16
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Таблиця 2.1. Робочі параметри рідинно-парового ежектора вакуумного агрегату на різних режимах роботи

№ п/п	Найменування параметру	Номер режиму		
		1	2	3
1	Тиск на вході до сопла активного потоку, бар	7		
2	Температура на вході до сопла активного потоку, °С	158	157	156
3	Тиск на вході до сопла пасивного потоку, бар	0,12335		
4	Тиск на виході з РПЕ, бар	0,55572		
5	Коефіцієнт інжекції	0,12835	0,09651	0,08781
6	Ступінь перевиробництва пари	1,24	1,402	1,647
7	Ефективність РПЕ	0,506	0,505	0,505

3 Розрахунок режимних та геометричних параметрів рідинно-парового ежектора

3.1 Розрахунок термічних та калоричних параметрів рідинно-парового ежектора

Розрахунок геометричних параметрів базується на термогазодинамічних характеристиках робочого процесу РПЕ по заданим умовам функціонування вакуумної системи, в яку він входить.

Зазначені характеристики визначаються по розрахунковому комплексу для числового моделювання розробленому автором роботи [6].

Зовнішній вигляд діалогового вікна програми з початковими даними і результатами розрахунку для даного режиму роботи наведено на рис. 3.1.

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		18

Расчет ЖПЭ с конической камерой смешения, откачивающего насыщенный водяной пар

Исходные данные		Результаты расчета					
Температура рабочей среды на входе в активное сопло t_{01} , C	158	Рабочая струя пара					
Давление рабочей среды на входе в активное сопло P_{01} , бар	7	t_{01n} , C	Δt_{01} , град.	$(1-e_{s0})$	h_{01} , кДж/кг	s_{01} , кДж/(кг*К)	w_f , м/с
Давление смеси на выходе из эжектора P_{04} , бар	0.55572	164.96	6.96	0.16	666.6	1.9224	15.737
Давление рабочей среды на срезе активного сопла P_a , бар	0.12335	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	0.12335	346.094	2.01	0.1667	1.9334	83.077	58.052
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	12.05	2591.8	8.0771			
Угол диффузорности выходного участка эжектора, град.	8	Приемная камера					
Скоростные коэффициенты элементов эжектора:		w_k , м/с	v_1 , м ³ /кг	β_{01}	M_1	f_1	
- активного сопла	0.97	339.061	2.02	0.999	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	0.0803	0.9828	17.73	2593.1	0.78	2.183
- диффузора	0.92	Камера эжектора					
KPD _s	0.8	P_n , бар	P_3 , бар	x_3	β_{03}	w_3 , м/с	
n	0.5	0.186	0.429	0.1484	0.9982	123.293	
M_3	0.7	v_3 , м ³ /кг	f_3	s_3 , кДж/(кг*К)	h_3 , кДж/кг		
		0.00103	0.779	2.0257	668.2		
		Диффузор					
		v_4 , м ³ /кг	x_4	β_{04}	h_4 , кДж/(кг*К)	s_4 , кДж/кг	
		0.00103	0.141	0.9979	675.8	2.03	
		Достижимые показатели					
		U_k	ψ_{04}	KPD _{ei}			
		0.12825	1.24	0.506			

Запуск расчета

Рисунок 3.1 – Результаты розрахунку режимних параметрів РПЕ

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

XM 09.00.00.00 ПЗ

Лист

19

3.2 Розрахунок геометричних параметрів рідинно-парового ежектора

Схема основних розмірів пароструминного ежектора представлена на рис. 3.1.

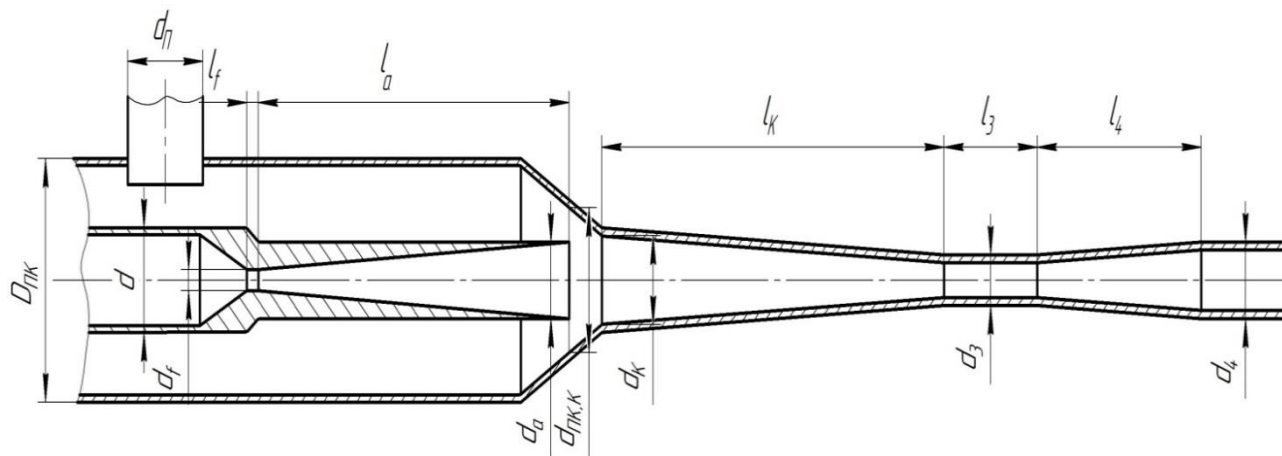


Рисунок 3.1 – Основні розміри пароструминного ежектора

Розрахунок виконується у послідовності робочого процесу для наступних елементів:

- робоче сопло
- камера змішування
- дифузор

3.1.1 Розрахунок робочого сопла

Площа витратного перерізу, F_f (переріз f-f):

$$F_f = \frac{\dot{m}_a \cdot v_0}{w_f} = \frac{8,8458 \cdot 0,001075}{15} = 0.000634 \text{ м}^2 \quad (3.1)$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ХМ 09.00.00.00 ПЗ

Лист

20

де $\dot{m}_a = 8,8458 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ - масова витрата активного потоку;

$v_0 = 0.001075 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ - питомий об'єм робочої рідини на вході до сопла;

$w_f = 15,737 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - швидкість активного потоку у перерізі (f-f)

Діаметр витратного перерізу, d_f :

$$d_f = \sqrt{\frac{4 \cdot F_f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000634}{3,14}} = 0,0281 \text{ м} = 28,1 \text{ мм} \quad (3.2)$$

Довжина витратного перерізу, l_f :

$$l_f = d_f = 28,1 \text{ мм} \quad (3.3)$$

Діаметр входу активного середовища, d :

$$d = 6 \cdot d_f = 6 \cdot 28,1 = 168,6 \text{ мм} \quad (3.4)$$

Довжина конічної частини вхідної ділянки, $l_{\text{вх}}$:

$$l_{\text{вх}} = \frac{d - d_f}{2 \text{tg} \frac{\alpha_{\text{вх}}}{2}} = \frac{168,6 - 28,1}{2 \text{tg} \frac{60}{2}} = 121,68 \approx 122 \text{ мм} \quad (3.5)$$

де $\alpha_{\text{вх}} = 60^\circ$ - кут конфузорності вхідної ділянки

Площа виходу активного потоку, F_a :

$$F_a = f_a \cdot F_f = 83,077 \cdot 0.000634 = 0,0527 \text{ м}^2 \quad (3.6)$$

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						21
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

де $f_a = 83,077$ – геометрична степінь розширення каналу на виході з сопла

Діаметр виходу активного потоку, d_a :

$$d_a = \sqrt{\frac{4 \cdot F_a}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0527}{3,14}} = 0,259 \text{ м} = 259 \text{ мм} \quad (3.7)$$

Довжина дифузорної частини каналу, l_a :

$$l_a = \frac{d_a - d_f}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_a}{2}} = \frac{259 - 28,1}{2 \operatorname{tg} \frac{8}{2}} = 1658 \text{ мм} \quad (3.8)$$

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

3.1.2 Розрахунок камери змішування

Густина середовища пасивного потоку, $\rho_{\text{п}}$:

$$\rho_{\text{п}} = \frac{P_{\text{п}}}{R_{\text{п}} \cdot T_{\text{п}}} = \frac{7 \cdot 10^3}{\frac{8314}{18} \cdot (273 + 39)} = 0,049 \text{ кг/м}^3 \quad (3.9)$$

де $P_{\text{п}} = 7$ кПа, $T_{\text{п}} = 39$ °С, $R_{\text{п}} = \frac{8314}{18} = 461,9 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ тиск, температура і газова стала пасивного потоку

Об'ємна витрата пасивного потоку, $\dot{V}_{\text{п}}$:

$$\dot{V}_{\text{п}} = \frac{\dot{m}_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}} = \frac{1,1345}{0,049} = 23,15 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (3.10)$$

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						22
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Площа перерізу патрубку пасивного потоку, f_{Π} :

$$f_{\Pi} = \frac{\dot{V}_{\Pi}}{w_{\Pi}} = \frac{23,15}{60} = 0,386 \text{ м}^2 \quad (3.11)$$

де $w_{\Pi} = 40 \dots 60 \text{ м/с}$ – швидкість пасивного потоку у перерізі вхідного патрубка

Внутрішній діаметр патрубка пасивного потоку, d_{Π} :

$$d_{\Pi} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\Pi}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,386}{3,14}} = 0,701 \text{ м} = 701 \text{ мм} \quad (3.12)$$

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

$$F_{\Pi\text{К}} = \frac{\dot{V}_{\Pi}}{w_{\Pi\text{К}}} = \frac{23,15}{50} = 0,463 \text{ м}^2 \quad (3.13)$$

де $w_{\Pi\text{К}} = 40 \dots 50 \text{ м/с}$ – швидкість пасивного потоку у кільцевому перерізі приймальної камери

Діаметр приймальної камери, $d_{\Pi\text{К}}$:

$$d_{\Pi\text{К}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\Pi\text{К}}}{\pi} + d_a^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,463}{3,14} + 0,259^2} = 0,81 \text{ м} = 810 \text{ мм} \quad (3.14)$$

Площа кільцевого перерізу на виході з сопла активного потоку (у прерізі “а-а”), $F_{\Pi\text{К},\text{К}}$:

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						23
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_{\text{пк,к}} = \frac{\dot{V}_{\text{п}}}{w_{\text{к}}} = \frac{23,15}{339,061} = 0,068 \text{ м}^2 \quad (3.15)$$

де $w_{\text{к}}$ – швидкість пасивного потоку у перерізі “а-а”

Діаметр конічної частини приймальної камери у перерізі “а-а”, $d_{\text{пк,к}}$:

$$d_{\text{пк,к}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{пк,к}}}{\pi} + d_{\text{а}}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,068}{3,14} + 0,259^2} = 0392 \text{ м} = 392 \text{ мм} \quad (3.16)$$

Площа перерізу на вході до камери змішування, $F_{\text{к}}$:

$$F_{\text{к}} = f_{\text{к}} \cdot F_{\text{а}} = 2,183 \cdot 0,0527 = 0,115 \text{ м}^2 \quad (3.17)$$

де $f_{\text{к}} = 2,183$ – відносна площа розширення каналу

Діаметр входу до конічної частини камери змішування, $d_{\text{к}}$:

$$d_{\text{к}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{к}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,115}{3,14}} = 0,383 \text{ м} = 383 \text{ мм} \quad (3.18)$$

Площа перерізу циліндричної частини камери змішування, $F_{\text{з}}$:

$$F_{\text{з}} = f_{\text{з}} \cdot F_{\text{а}} = 0,779 \cdot 0,0527 = 0,041 \text{ м}^2 \quad (3.19)$$

де $f_{\text{з}} = 0,779$ – геометрична степінь розширення каналу каналу на виході з камери змішування

Діаметр циліндричної ділянки камери змішування, $d_{\text{з}}$:

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						24
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_3}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,041}{3,14}} = 0,229 \text{ м} = 229 \text{ мм} \quad (3.20)$$

Довжина конфузорної частини камери змішування, l_k :

$$l_k = \frac{d_k - d_3}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_k}{2}} = \frac{383 - 229}{2 \operatorname{tg} \frac{6}{2}} = 1,469 \text{ м} = 1469 \text{ мм} \quad (3.21)$$

де $\alpha_k = 6^\circ$ - кут конфузорності камери змішування

Довжина циліндричної ділянки, l_3 :

$$l_3 = 6 \cdot d_3 = 6 \cdot 0,229 = 1,374 \text{ м} \quad (3.22)$$

3.1.3 Розрахунок дифузора

Довжина дифузора, l_4 :

$$l_4 = 10 \cdot d_3 = 10 \cdot 0,229 = 2,29 \text{ м} \quad (3.23)$$

Діаметр виходу з дифузора, d_4 :

$$d_4 = 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_4}{2} \cdot l_4 + d_3 = 2 \operatorname{tg} \frac{8}{2} \cdot 2,29 + 0,229 = 0,549 \text{ м} \quad (3.24)$$

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

4 Конструктивний розрахунок та підбір допоміжних апаратів

4.1 Теплообмінник-підігрівач

Визначення теплового навантаження

$$Q_{\Pi} = m_A \cdot q_{\Pi} = 8,8458 \cdot 146,62 = 1296,97 \text{ кВт}$$

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

$$q_{\Pi} = c_A \cdot \Delta T_A = i_{1A} - i_5 = 497,143 - 350,523 = 146,62 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \text{ - питома теплового}$$

навантаження;

$$c_A = 4.23 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \text{ - теплоємність рідини в інтервалі T1A...T5 ;}$$

T1A=158°C –температура входу активного потоку в РПЕ ;

T5=84°C –температура рідини після насоса.

2. Температурний напір

$$\Delta \bar{t} = \frac{t_{1A} - t_5}{\ln \frac{t_{\Pi} - t_5}{t_{\Pi} - t_{1A}}} = \frac{158 - 84}{\ln \frac{164 - 84}{164 - 158}} = 28,6^{\circ}\text{C}$$

де t_{Π} - температура котельної пари

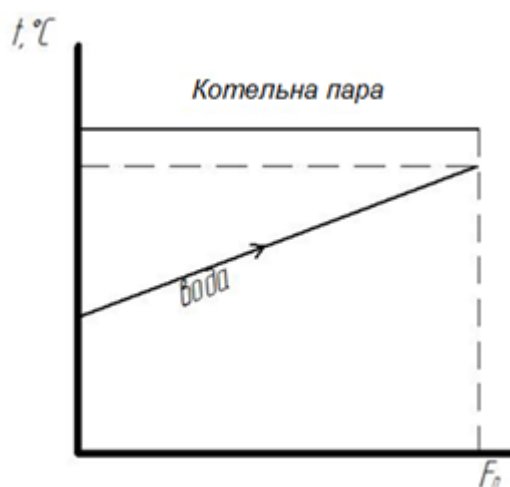


Рисунок 3.1. – Температурний напір

										Лист
										26
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

ХМ 09.00.00.00 ПЗ

3. Орієнтовочне значення коефіцієнта тепловіддачі

- для горизонтального кожухотрубного апарату з конденсацією пара в міжтрубному просторі

$$k = 2000 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

4. Теплопередавальна поверхня

$$F_{II} = \frac{Q_{II}}{k \cdot \Delta t} = \frac{1296,97 \cdot 10^3}{2000 \cdot 28,6} = 22,67 м^2$$

5. Витрата теплоносія

$$(m_{кн})_{T-II} = \frac{1,02 \cdot Q_{II}}{\Delta i_{T-II}} = \frac{1,02 \cdot 1296,97}{2042} = 0,648 \frac{кг}{с}$$

Коефіцієнт 1,02 враховує втрати теплоти в довкілля.

$$\text{Для котельної пари } \Delta i_{T-II} = r(t_{II}) = r(158^\circ C) = 2042 \frac{кДж}{кг}$$

6. Зміна ексергії теплоносія

$$(\Delta E_{кн})_{T-II} = (m_{кн})_{T-II} \cdot \Delta e_{кн} = 1,1345 \cdot 781,59 = 887 \text{ кВт}$$

Для котельної пари:

$$\Delta e_{кн} = r(t_{II}) - T_{oc} (S'' - S') = 2042 - 293 \cdot (6,896 - 1,776) = 887 \frac{кДж}{кг}$$

S'', S' - питома ентропія пари і конденсату при t_{II} ;

T_{oc} - Температура довкілля, приймаємо 293К.

4.2 Сепаратор

4.2.1 Початкові дані

- масова витрата активного потоку, $\dot{m}_A = 1,1345 \frac{кг}{с}$;

- коефіцієнт ежекції РПК, $\mu = 0,12825$;

- ступінь сухості насиченої пари на виході з РПЕ, $x_4 = 0,141$;

- тиск насиченої пари на виході з РПЕ, $P_4 = 0,5572$ бар;

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		27

- температура насиченої пари на виході з РПЕ, $t_4 = 84 \text{ }^\circ\text{C}$;
- внутрішній діаметр нагнітального патрубку РПЕ, $d_4 = 0,12 \text{ м}$;
- допустиме винесення крапельної рідини, $S = 25 \frac{\text{г}}{\text{кг}}$.

4.2.2 Розрахункова схема сепаратора паро-рідинного потоку

Розрахункова схема сепаратора для механічного розділення потоку змішування на виході з РПЕ представлена на рисунку 4.1.

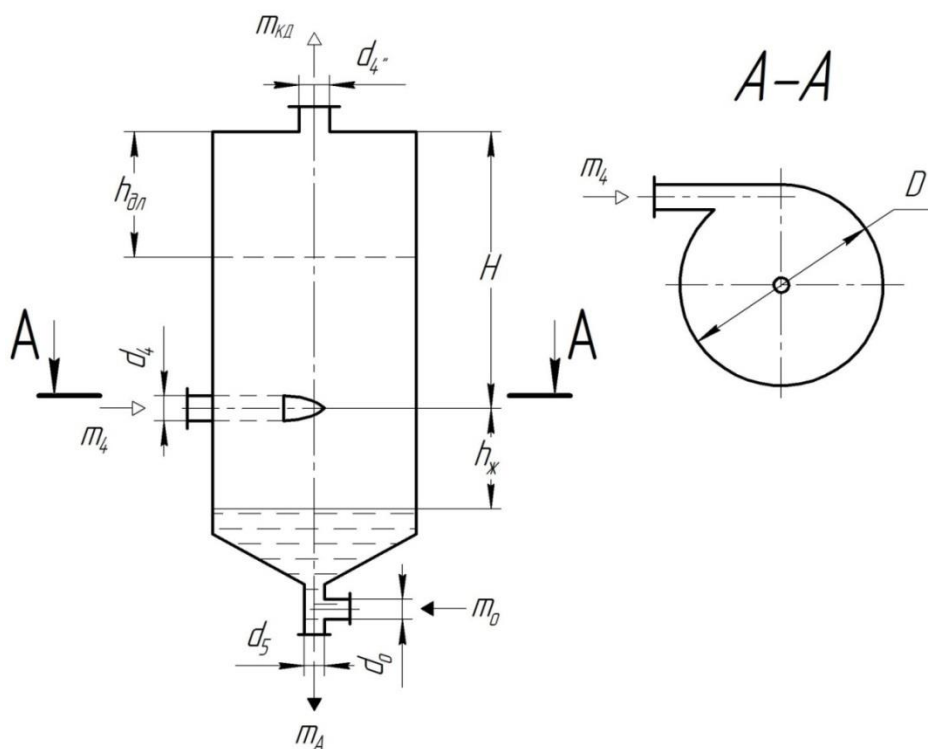


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема сепаратора

Позначення режимних і конструктивних параметрів на рис. 4.1:

\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.

4.2.3 Визначення теплофізичних властивостей робочого середовища

З відповідних інформаційних джерел [5,6] визначаємо нижченаведені параметри:

$$v'_4 = 0.00103 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, v''_4 = 3,993 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \text{— питомий об'єм рідкої і парової фаз;}$$

$$\rho'_4 = 974,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \rho''_4 = 0.250 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \text{— густина рідкої і парової фази;}$$

$$\nu'_4 = 0.385 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}, \nu''_4 = 45,6 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \text{— кінематична в'язкість рідкої і парової фаз;}$$

$$\mu'_4 = 375 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}, \mu''_4 = 11,4 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с} \text{— динамічна в'язкість рідкої і парової фаз;}$$

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

Вибір наведених величин проводиться при температурі $t_4 = 84 \text{ }^\circ\text{C}$ і тиском $P_4 = 0,5572 \text{ бар}$.

Теплофізичні властивості потоку змішування, що надходить на сепарацію який визначається за такими розрахунковим залежностям.

$$\text{Питома об'єм і густина: } v_4 = \frac{(1-x_4)}{\rho'_4} + \frac{x_4}{\rho''_4} = \frac{(1-0,141)}{9742} + \frac{0,141}{0.250} = 0.5$$

або

$$\rho_4 = \frac{1}{v_4} = \frac{1}{0.5} = 2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad (4.1)$$

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		29

Кінематична в'язкість (з допущенням правила адитивності):

$$\begin{aligned} v_4 &= (1 - x_4) \cdot v_4' + x_4 \cdot v_4'' = (1 - 0,141) \cdot 0,385 \cdot 10^{-6} + 0,141 \cdot 45,6 \cdot 10^{-6} \\ &= 6,12 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \end{aligned} \quad (4.2)$$

динамічна в'язкість:

$$\mu_4 = \frac{\nu_4}{\nu_4} = \nu_4 \cdot \rho_4 = 6,12 \cdot 10^{-6} \cdot 2 = 12,24 \cdot 10^{-6} \text{Па} \cdot \text{с} \quad (4.3)$$

4.2.4 Розрахунок критерію циклонного процесу в сепараторі

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

$$C_y = \frac{D^2 \cdot w_{\text{окр}}^2 \cdot (\rho_4' - \rho_4'')}{\nu^2 \cdot \rho_4''} \quad (4.4)$$

де D – внутрішній діаметр сепаратора;

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

При розрахунку приймається умова:

$$w_{\text{окр}} = w_4$$

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:

$$\bar{f} = \frac{F_c}{F_4} = \left(\frac{D}{d_4} \right)^2 \quad (4.5)$$

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

Рекомендовані значення співвідношення площ:

$$\bar{f} = 4 \dots 16, \text{ приймаємо } \bar{f} = 4$$

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

$$D^2 = \bar{f} \cdot d_4^2 \quad (4.6)$$

В свою чергу швидкість w_4 , визначається залежністю:

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						30
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$w_4 = \frac{\dot{m}_4 \cdot 4}{\rho_4 \cdot \pi \cdot d_4^2} = 17,53 \text{ м/с} \quad (4.7)$$

Після підстановки (4.6) и (4.7) в рівняння (4.4) отримаємо:

$$C_y = \frac{16 \cdot \bar{f} \cdot \dot{m}_4^2}{\pi^2 \cdot \mu_4^2 \cdot d_4^2} \cdot \frac{(\rho_4' - \rho_4'')}{\rho_4''} = \frac{16 \cdot 4 \cdot 9,98^2}{3,14^2 \cdot 12,24^2 \cdot 10^{-12} \cdot 0,119^2} \cdot \frac{974,2 - 0,250}{0,250} = 1,813 \cdot 10^{15} = 18,13 \cdot 10^{14} \quad (4.8)$$

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

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_A \cdot (1 + u) = 8,8458 \cdot (1 + 0,12825) = 9,98 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

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 $C_y = 18.130 \cdot 10^{14} > 2.75 \cdot 10^{14}$ - зона перехідного режиму

4.2.5 Попередній розрахунок якості сепарації

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

Для ламінарного режиму:

$$S = 0.23 \cdot 10^{-8} \cdot C_y^{0.87} \cdot K_p^{-0.63}, \frac{\text{МГ}}{\text{КГ}} \quad (4.9)$$

Для перехідного режиму:

$$S = B \cdot C_y^{3.71} \cdot K_p^{-0.73} \cdot \left(\frac{\sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_4' - \rho_4'')}}}{H} \right)^{1.32}, \frac{\text{МГ}}{\text{КГ}} \quad (4.10)$$

Для турбулентного режиму:

$$S = 0.525 \cdot 10^{-7} \cdot C_y^{0.87} \cdot K_p^{-0.27} \cdot \left(\frac{\sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_4' - \rho_4'')}}}{H} \right)^{0.91}, \frac{\text{МГ}}{\text{КГ}} \quad (4.11)$$

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:

$$K_p = \frac{P}{\sqrt{\sigma \cdot g \cdot (\rho' - \rho'')}} = \frac{P_4}{\sqrt{\sigma \cdot g \cdot (\rho'_4 - \rho''_4)}} =$$

$$= \frac{40000}{\sqrt{630 \cdot 10^{-4} \cdot 9.81 \cdot (9742 - 0.250)}} = 515,5 \quad (4.12)$$

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

Тоді по формулі (42) для турбулентного режиму перенесення краплинної рідини буде дорівнювати:

$$S = 0.525 \cdot 10^{-7} \cdot (23.950 \cdot 10^{14})^{0.87} \cdot 2314^{-0.27} \cdot \left(\frac{\sqrt{\frac{630 \cdot 10^{-4}}{9.81 \cdot (968.5 - 0.250)}}}{1,5} \right)^{0.91}$$

$$= 472.324 \frac{МГ}{КГ}$$

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} .

$$S = 472.324 \frac{МГ}{КГ} < S_{\text{доп}} = 25 \frac{г}{кг} - \text{умова виконується.}$$

4.2.6 Рекомендації по вибору геометричних параметрів сепаратора

Діаметр сепаратора:

$$D = d_4 \sqrt{\bar{f}} = 0,12 \cdot \sqrt{4} = 0,238 = 0,24 \text{ м} \quad (4.13)$$

Висота апарата від рівня введення паро-рідинної суміші:

$$H = 5D = 5 \cdot 0,24 \approx 1,2 \text{ м} \quad (4.14)$$

Відстань рівня рідини щодо введення потоку на сепарацію:

$$h_{\text{ж}} = D \approx 0,24 \text{ м} \quad (4.15)$$

Висота установки дірчастого листа або жалюзі.

$$h_{дл} = D \approx 0,24\text{м} \quad (4.16)$$

Внутрішній діаметр патрубку відводу робочого середовища в рідкому стані:

$$d_5 = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_A}{\pi \cdot \rho'_4 \cdot w_5}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8,8458}{3,14 \cdot 974,2 \cdot 3}} = 0,012\text{м} \quad (4.17)$$

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

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

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_A \cdot u \cdot (\psi_4 - 1) = 8,8458 \cdot 0,199 \cdot (1,171 - 1) = 0,011 \frac{\text{КГ}}{\text{С}} \quad (4.18)$$

де $\psi_4 = 1.171$ - коефіцієнт перевиробництва пара.

Масова витрата парового потоку, що йде на випарний апарат:

$$\dot{m}_{BA} = \dot{m}_A \cdot u \cdot \psi_4 = 8,8458 \cdot 0,12825 \cdot 1,4 = 0,076 \frac{\text{КГ}}{\text{С}} \quad (4.19)$$

Внутрішній діаметр патрубку відводу робочого середовища в паровому стані:

$$d_{4''} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{BA}}{\pi \cdot \rho''_4 \cdot w_{BA}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,076}{3,14 \cdot 0,250 \cdot 50}} = 0.084 \text{ м}$$

де w_{BA} - швидкість парового потоку, що йде на ВА, приймаємо $w_{BA} = 50$ $\frac{\text{М}}{\text{С}}$

4.3 Циркуляційний насос

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

$$\Delta P_H = P_a - P_4 = 700 - 55,72 = 644,28 \text{ кПа} = 64,43 \text{ м. вод. ст.}$$

						ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			33

де $P_a = 700$ кПа–тиск активного потоку;

$P_4 = 55,72$ кПа– тиск насиченої пари на виході з РПЕ;

Потужність циркуляційного насоса:

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

где 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:

$$V_H = \frac{\dot{m}_A}{\rho'_4} = \frac{8,8458}{974.2} = 0,009 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 3,27 \frac{\text{м}^3}{\text{час}},$$

де $\dot{m}_A = 8,8458 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ –масова витрата рідини в циркуляційному контурі і на вході в робоче сопло РПЕ (активного потоку)

$\rho'_4 = 974.2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ –густина рідини в циркуляційному контурі.

Тоді потужність насоса:

$$N_H = \frac{0,0099 \cdot 64,43}{0,75 \cdot 0,9} = 0,48 \text{ кВт}$$

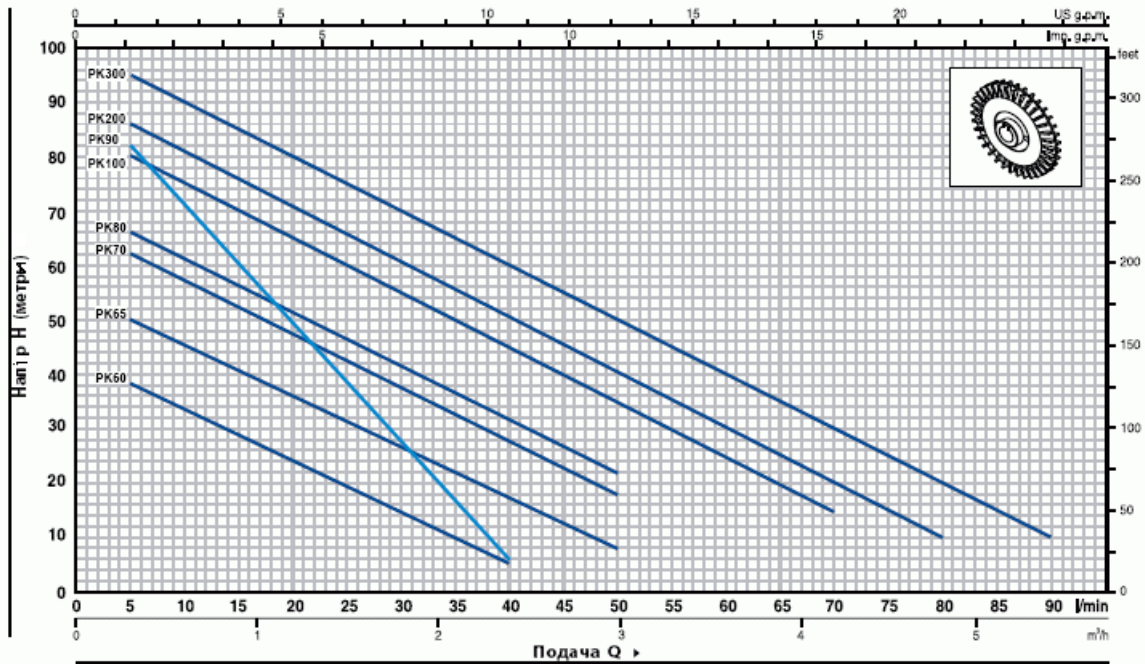
Виходячи з розрахованих даних підбираємо по каталогу насос Pedrollo
PKm 65:

- Вихровий насос з чавунним корпусом.
- Робоче колесо – латунь.
- подача до 60 л/хв. (3,6 м3/год)
- Напір до 100 м
- Манометрична висота всмоктування до 8 м
- Температура рідини від -10 до +60°C
- Максимальна температура довкілля +45°C

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		34

ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

50 Гц n= 2900 об/хв Н5= 0 м

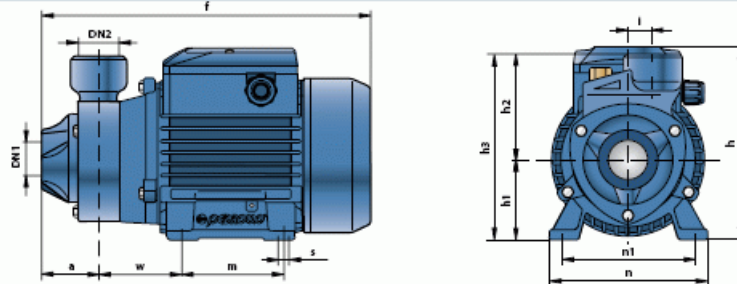


ТИП		ПОТУЖИВІСТЬ		Q	Q													
Однофазний	Трьохфазний	кВт	л.с.		м³/год	0	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	3,0	3,6	4,2	4,8
PKm 60°	PK 60°	0,37	0,50	л/хв	0	5	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90
PKm 65	PK 65	0,50	0,70	Н метри	40	38	33,5	29	24	19,5	15	10	5					
PKm 70	PK 70	0,60	0,85		55	50	45,5	40,5	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			6,9	6,4												
PKm 70	PK 70			10,1	9,0												
PKm 80	PK 80			10,1	9,0												
PKm 90	PK 90	3/4"	3/4"	55	285	180	71	85	156		90	140	112	62	10,2	9,2	
PKm 100	PK 100	1"	1"	58	282			95	166		100	164	125	85	9	14,4	12,4
PKm 200	PK 200			55	350	212	80	94	174		15,5	13,4					
-	PK 300			-	15,6												

5 Ексергетичний аналіз системи охолодження

Для оцінювання енергетичної ефективності вакуумного агрегата на базі РПЕ найбільш коректним є залучення ексергетичного методу термодинамічного аналізу. Використання цього методу дозволяє однозначно виражати й ранжувати різноманітні енергетичні потоки в термомеханічних системах.

Ексергетичне оцінювання ступеня досконалості енергоперетворень у досліджуваній вакуумній системі базується на сучасній термінології і положеннях, викладених у працях [1-3]. Ексергетичний аналіз 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.

Схема ексергетичних перетворень, які відбуваються у базовій та альтернативній схемах, показана на рис. 1.

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

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		36

$$\varepsilon_{ex} = \frac{E_P}{E_F}, \quad (1)$$

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

$$E_D + E_L = E_F - E_P. \quad (2)$$

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.

5.1 Базова установка

Енергоспоживання для функціонування базової схеми випарної установки має такі два види:

- теплота, яка підводиться з котельною парою, що надходять в ежектор;
- електроенергія на привід гідравлічних насосів, вакуум-насосу і компресора холодильної машини.

Розглядаючи випарну установку в межах, поданих на рис. 4.4, формалізована схема ексергетичних перетворень має вигляд зображений на рис. 4.5.

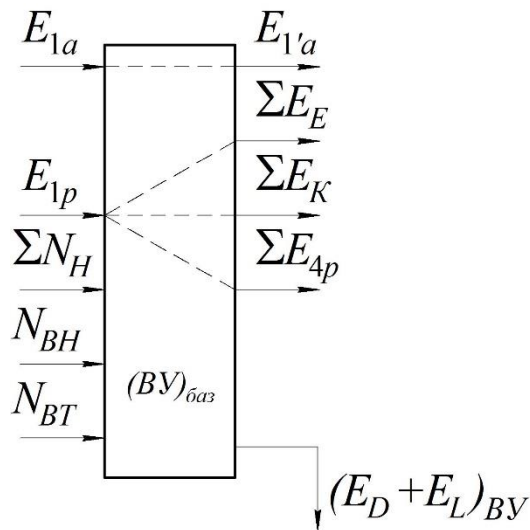


Рисунок 4.5 – Схема ексергетичних перетворень у базовій випарній установці

Згідно з положеннями ексергетичного аналізу за Дж. Тсатсаронісом маємо:

– ексергію потоку палива системи

$$E_{F,tot} = (E_{1A} - E_{1'A}) + \sum N_H + N_{BH} + N_{BT} ,$$

– ексергію потоку продукту системи

$$E_{P,tot} = \sum E_E + \sum E_K + (E_{4p} - E_{1p}) ,$$

– ексергетичну ефективність базової установки

$$E_{BY}^{баз} = \frac{E_{P,tot}}{E_{F,tot}},$$

де E_{1A} – ексергія потоку котельної пари на вході в ежектор;

$E_{1'A}$ – ексергія потоку конденсату котельної пари за температури $t_{1'A} = t_c$;

$\sum E_E = E_{EE} + E_{E1} + E_{E2}$ – сума ексергій потоків екстра-парів після ежектора і випарних апаратів $BA1$ та $BA2$;

$\sum E_K = E_{1K} + E_{2K} + E_{3K}$ – сума ексергій потоків конденсатів після випарних апаратів і конденсатора;

E_{1p}, E_{4p} – ексергії потоків розчину на вході та на виході із випарної установки;

$\sum N_H$ – сумарна споживана потужність привода насосів;

N_{BH} – споживана потужність привода вакуум-насоса

N_{BT} – споживана потужність привода вентилятора градирні,;

$E_D + E_L$ – сума деструкції ексергії та втрат ексергії у цій системі.

Для розрахунку ексергії рідких нестисливих середовищ використовується рівняння

$$e_f = \tilde{c}_f \cdot (T_f - T_{o.c.}) + (p_f - p_{o.c.}) \cdot v_f - T_{o.c.} \cdot \tilde{c}_f \cdot \ln \frac{T_f}{T_{o.c.}},$$

										Лист
										39
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

ХМ 09.00.00.00 ПЗ

де індекс f характеризує стан рідини;

\tilde{c}_f – середня питома теплоємність рідини у інтервалі температур T_f та $T_{o.c.}$;

$p_{o.c.}$, $T_{o.c.}$ – розрахункові значення тиску і температури оточуючого середовища;

v_f – питомий об'єм рідини за температури T_f .

Визначення питомої роботи насосів відбувається за рівнянням

$$l_n = \frac{\Delta p_n \cdot v_f}{\eta_n},$$

де Δp_n – приріст тиску рідини у насосі;

η_n – ККД насоса.

Потужність, яка підводиться до двигуна насоса:

$$N_n = \frac{\dot{m}_f \cdot l_n}{\eta_{дв}},$$

де \dot{m}_f – масова витрата рідини через насос;

$\eta_{дв}$ – ККД приводного двигуна насоса.

Результати розрахунків ексергетичної ефективності базової схеми зведені до табл. 4.3.

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		40

Таблиця 4.3 – Режимні параметри компонентів випарної установки

№ п/п	Параметр	Позначення	Розмірність	Величина
1	2	3	4	5
1.	Споживана потужність конденсаційних насосів	$N_{НК1}$	кВт	0,25
		$N_{НК2}$	кВт	0,12
		$N_{НК3}$	кВт	0,10
2.	Теплове навантаження на конденсатор	$\dot{Q}_{КД}$	кВт	676,3
3.	Масова витрата холодоносія через конденсатор	\dot{m}_{X1}	кг/с	54,13
4.	Об'ємна продуктивність вакуум-насоса за умовами всмоктування	$\dot{V}_{ВН}$	м ³ /мин	4,02
5.	Масова витрата холодоносія через вакуум-насос	\dot{m}_{X2}	кг/с	0,2
6.	Споживана потужність вакуум-насоса	$N_{ВН}$	кВт	7,25
7.	Об'ємна витрата холодоносія через насос	$\dot{V}_{НХ}$	м ³ /ч	195
8.	Споживана потужність насоса холодоносія	$N_{НХ}$	кВт	17,2

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ХМ 09.00.00.00 ПЗ

Лист

41

Продовження табл. 4.3

1	2	3	4	5
9.	Об'ємна продуктивність вентилятора градирні	\dot{V}_{BT}	m^3/c	95
10.	Споживана потужність вентилятора градирні	N_{BT}	$kВт$	41,1

5.2 Установка на базі струминної термокомпресії

Формалізована схема ексергетичних перетворень для випарної установки з РПЕ подана на рис. 4.8.

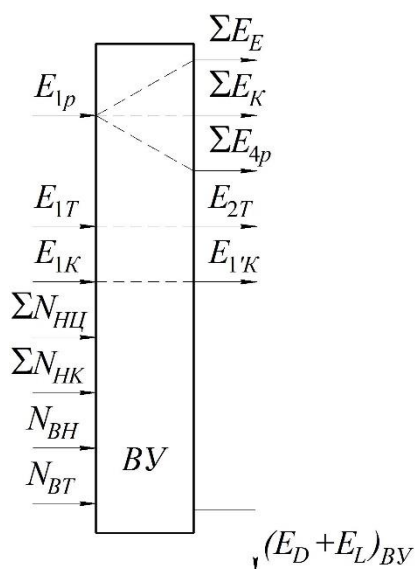


Рисунок 4.8 – Схема ексергетичних перетворень у випарній установці з РПЕ

Для цієї схеми ексергія потоку палива і продукту записується у вигляді таких виразів:

$$E_{f,tot} = (E_{1T} - E_{2T}) + (E_{1K} - E_{1'K}) + N_{\text{НЦ}} + \sum N_{\text{НК}} + N_{\text{ВН}} + N_{\text{ВТ}},$$

$$E_{P,tot} = \sum E_E + \sum E_K + (E_{4p} - E_{1p}),$$

де $\sum E_E = \Delta E_{EE} + E_{E1} + E_{E2};$

$$\Delta E_{EE} = \dot{m}_{EE} \cdot (r(t_4) - T_{o.c.} \cdot (s'_4 - s''_4));$$

$E_{1'K}$ – ексергія потоку конденсату котельної пари за температури $t_{1'K} = t_c$.

Показники порівняння базового та енергозберігаючого варіантів випарної установки наведені у табл. 4.4.

Таблиця 4.4 – Показники порівняння

№ п/п	Показник	Позна- чення	Розмір- ність	Базова ВУ	ВУ з РПЕ		
					$\psi_4 = 1,2$	$\psi_4 = 1,4$	$\psi_4 = 1,6$
1.	Масова витрата котельної пари	$\dot{m}_{кот}$	кг/год	1550	688,5	515	375,2
2.	Сумарна електрична потужність привода обладнання	$\sum N$	кВт	66,02	41,05	49,17	55,17
3.	Коефіцієнт перетворення ВА	$COP_{ВА}$	–	51,25	51,25	34,86	30,81
4.	Ексергетична ефективність випарної установки	$(\varepsilon_{ек})_{ВУ}$	–	0,1286	0,372	0,297	0,238

Для обслуговування обладнання, трубопроводів, арматури та інших елементів холодильних установок, розташованих на висоті вище 1,8 м від підлоги (землі), повинні передбачатися відповідні майданчики, драбини.

Для захисту працівників від наслідків можливих руйнувань елементів обладнання і трубопроводів холодильних установок слід, зокрема, передбачати:

- а) прилади протиаварійного автоматичного захисту (ПАЗ);
- б) запобіжні пристрої по тиску;
- в) своєчасне огляд апаратів (судин) і трубопроводів.

Захист працівників від впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів повинна здійснюватися також на основі виконання вимог пожежної безпеки, будівельних і санітарних норм щодо розміщення обладнання і влаштування систем, приміщень, вимог безпеки при монтажі та ремонті.

Для захисту працівників, зайнятих експлуатацією холодильних установок, від знижених температур і підвищеної рухливості повітря в холодильних камерах і на зовнішніх (відкритих) майданчиках слід передбачати для них спецодяг і спецвзуття згідно з діючими нормативами.

Охорона навколишнього природного середовища забезпечується ретельною герметизацією холодильних систем, недопущенням викидів холодоагентів при ремонтах, оглядах, демонтаж обладнання і трубопроводів, контролем за недопущенням витоків холодоагентів під час вироблення холоду відповідно до інструкцій організацій-виробників холодильних установок.

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		47

6.2 Аналіз шкідливих та небезпечних факторів холодильного виробництва

Розвиток сучасного машинобудування йде по шляху розробки нових видів теплообмінних апаратів, верстатів, обладнання найрізноманітнішого призначення, інтенсифікації їх використання за рахунок раціональних режимів експлуатації, вдосконалення технології, виробничого процесу і поліпшення профілактичного технічного обслуговування і ремонту. Необхідно, щоб праця людини протікала в сприятливих умовах, що сприяють розвитку всіх його здібностей і забезпечують високу продуктивність праці. Крім того, в процесі праці людина не повинна отримувати травми або хворіти професійними захворюваннями.

При проектуванні обладнання або технологічному процесі конструктором передбачається можливість виникнення потенційних небезпек і шкідливих чинників проектованого обладнання. Так само на стадії конструкторської розробки агрегату розробляються заходи для того, щоб уникнути виникнення небезпек і шкідливих чинників, або, якщо вони виникнуть, запобігти їм.

Конструювання, виготовлення, монтаж, випробування і приймання трубопроводів виробляються відповідно до діючих державних стандартів. Трубопроводи, що становлять невід'ємну частину апаратів, приймаються в експлуатацію відповідно до «Правил будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском».

У якості прокладок для з'єднань трубопроводів повинні застосовуватися матеріали, стійкі до впливу вологи, масла, а також температури не менше ніж на 50°C вище температури газу в трубопроводі.

Для ущільнення фланцевих з'єднань ділянок повітропроводів, прокладених в підземних виробках шахт, слід застосовувати прокладки зі спеціальної тепло- і мастилостійкої гуми з температурою займання не нижче

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		48

350°C. Гумові прокладки повинні бути виготовлені в централізованому порядку і мати відмінне клеймо. Застосування гумових прокладок без клейма забороняється.

Пристрій зовнішніх нагнітальних повітропроводів повинно виключати можливість їх внутрішнього обмерзання. Повинна бути передбачена можливість вільного температурного розширення трубопроводу, що запобігає його деформацію і розлад з'єднань, а також виникнення додаткових зусиль на з'єднанні з ним машини або апарати. Трубопровід, прокладений поблизу тепловипромінюючих апаратів, повинен бути теплоізований.

Трубопроводи повинні бути прокладені від електрокабелів, електропроводів і електроустаткування на відстані не менше 0,5 м.

Повітропроводи повинні укладатися з ухилом 0,003 в бік лінійних, водовідокремлювачів. Повинно бути забезпечено відсутність мертвих зон, де може накопичуватися конденсат або масло.

На окремих ділянках трубопроводів, де можливе скупчення води і масла, повинні встановлюватися лінійні водороздільники з автоматичною або ручною продувкою. Пристосування для продувки повинні бути доступні для обслуговування.

Всі пристрої для видалення нагромаджується в повітропроводі масла і води повинні бути в повній справності і регулярно перевірятися обслуговуючим персоналом. У разі замерзання цих пристроїв їх відігрівання дозволяється проводити гарячою водою, парою або гарячим повітрям. Застосування для цієї мети відкритого джерела вогню забороняється.

На повітропроводах не допускається наявність глухих відводів і заглушених штуцерів, що сприяють накопиченню і самозаймання масляних відкладень.

Арматура, яка встановлюється на трубопроводах, повинна бути доступна для зручного і безпечного обслуговування і ремонту.

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		49

Апарати і трубопроводи з температурою поверхні вище +45°C, що розташовуються на робочих місцях і в місцях основних проходів, повинні мати теплову ізоляцію. Стінки циліндрів компресора ізоляції не підлягають.

Вентилі, засувки, клапани повинні бути в повній справності і забезпечувати можливість швидкого і надійного припинення доступу повітря або газу.

Арматура повинна бути пронумерована і мати ясно видимі стрілки, що вказують напрямок обертання маховиків, а також стрілки, що позначають «відкрито» і «закрито».

Пробний тиск при гідравлічному випробуванні трубопроводів повинно витримуватися протягом 5 хв, після чого тиск повинен бути знижений до робочого. При робочому тиску виробляються огляд трубопроводу і обстукування зварних швів молотком вагою не більше 1,5 кг.

Результати випробування вважаються задовільними, якщо під час випробування не відбулося падіння тиску за манометром, а в зварних швах, трубах, корпусах, арматурі і т. п. Не виявлено ознак розриву, протікання і запотівання.

Трубопроводи, прокладені в непрохідних каналах, випробовуються по падінню тиску. Трубопроводи на тиск понад 100 кгс/см² випробовуються відповідно до ПУГ-69.

При мінусових температурах навколишнього середовища гідравлічні випробування проводяться на гарячій воді з негайним зливом її після випробування.

Записи проведення чистки трубопроводів, поточного огляду і ремонту, а також результати пневматичного і гідравлічного випробування трубопроводів повинні заноситися в журнал (формуляр) обліку ремонту компресорної установки і повинен складатися акт.

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						50
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

6.3.1 Розрахунок природнього 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. Суми розташовано 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:

$$100 \cdot \frac{S_0}{S_{\Pi}} = \frac{e_H \cdot \eta_0 \cdot K_3 \cdot k_{зд}}{\tau_0 \cdot r_1}$$

звідки

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

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

S_{Π} – площа підлоги приміщення, $S_{\Pi} = 13,0 \cdot 6,0 = 78,0 (m^2)$;

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		55

Додаткові заходи з покращення природнього освітлення у досліджуваному приміщенні не потрібні.

6.3.2 Розрахунок штучного освітлення

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

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

$$F_n = \frac{E_{min} \cdot S \cdot k \cdot z}{\eta_b \cdot N \cdot n}$$

звідки

$$E_\phi = \frac{F_n \cdot \eta_b \cdot N \cdot n}{S \cdot k \cdot z}, \text{ лк}$$

де F_n – світлової потік однієї лампи, лм. За таблицею 6.6 [15] для лампи ЛБ 40 $F_n = 3120$ лм;

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

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

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		57

(див. рис. 6.1); 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

$z = 1,1$

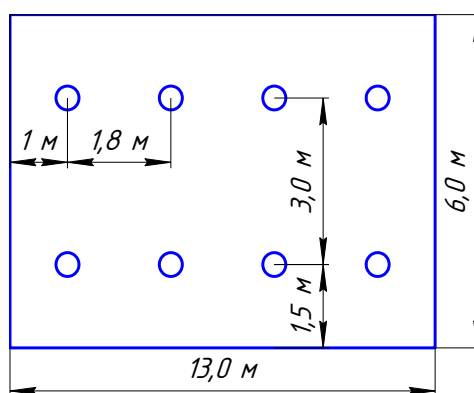


Рис. 6.1 – Схема розташування світильників

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.

14. «Правила технічної експлуатації електроустановок споживачів».

15. «Правила техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів».

16. Чумак І. Г., Чепуренко В. П., Лар'яновський С. Ю. Холодильні установки. – Одеса: Пальміра, 2006. – 550 с.

					<i>ХМ 09.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		61